

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA VELOCIDADE DE COMBUSTÃO EM MOTORES DE
COMBUSTÃO INTERNA

por

Fabiano Disconzi Wildner

Tese para obtenção do Título de
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, Dezembro de 2010.

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA VELOCIDADE DE COMBUSTÃO EM
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

por

Fabiano Disconzi Wildner
MSc. Eng. Mecânico

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da
Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos
requisitos necessários para a obtenção do Título de

Doutor em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Pedro Barbosa Mello

Co-orientador: Prof. Dr. Eduardo André Perondi

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior, UFSC

Prof. Dr. Mário Eduardo Santos Martins, UFMS

Prof. Dr. Horácio Antônio Vielmo, UFRGS

Prof. Dr. Horácio Antônio Vielmo
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, Dezembro de 2010.

*Dedico este trabalho a minha esposa Cláudia, pela
compreensão, apoio, carinho e paciência.*

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todos aqueles que, de alguma forma ou em algum momento, contribuiu para a realização deste trabalho. Agradeço em especial:

Ao amigo MSc.Serguei Nogueira da Silva pela paciência, tempo, dedicação além das palavras de incentivo para a conclusão deste trabalho.

Aos amigos, Dr Charles Rech, MSc. Giovanni Souza de Andrade companheiros incansáveis no incentivo e amizade...

A toda equipe do Laboratório de Motores Petrobrás, mas em especial aos engenheiros Díocles Dalávia, Dinarte dos Santos Ribeiro, Wilson Zanchet, e Djalmar de Oliveira por contribuírem ativamente com diversas sugestões, idéias e questionamentos nesta pesquisa.

Aos membros da comissão de avaliação Prof. Dr. Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior, Prof. Dr. Mário Eduardo Santos Martins e Prof. Dr. Horácio Antônio Vielmo com os quais muito pude aprender e obter grandes contribuições durante este trabalho.

A CAPES, pela concessão da bolsa de estudos.

A todos os integrantes do LAMECC, pelo grande auxílio na parte de equipamentos e sensores.

Ao meu orientador Prof. Dr Pedro Barbosa de Mello e ao meu co-orientador Prof. Dr Eduardo André Perondi, o meu mais profundo e sincero agradecimento por toda a atenção e dedicação para a realização deste trabalho.

Aos meus pais, Wilson Wildner e Eliane Disconzi Wildner e aos meus irmãos Daniel Disconzi Wildner e Letícia Disconzi Wildner, pelo incentivo, apoio, orientação, ajuda e palavras de apoio ao longo de toda esta etapa.

A Dinda, aos meus sogros Laurinda Felix dos Santos e Nelson de Oliveira Ramos pelos valorosos conselhos e apoio.

RESUMO

A velocidade de propagação da chama em motores ciclo Otto é determinante das características do combustível, sendo fundamental seu conhecimento para um melhor ajuste do par motor/combustível. Maior velocidade de propagação da chama possibilita aumentar a potência com o aumento da rotação do motor. Assim, pode-se inclusive atrasar o avanço de ignição, com isto, menor será o trabalho negativo necessário para comprimir a mistura já em combustão antes do Ponto Morto Superior, e, maior será a eficiência do ciclo. A velocidade de propagação da chama é fortemente influenciada pela relação de compressão, condição de mistura, turbulência e avanço de ignição. Este trabalho tem como objetivo analisar a influência destes parâmetros de operação na velocidade de propagação da chama em um motor CFR (*Cooperative Fuel Research*). Para tanto são apresentados resultados experimentais de medidas de ângulo entre o momento de ignição do combustível e a detecção da chama na extremidade oposta da câmara de combustão por um sensor de ionização em um motor CFR. Também é mapeado o trabalho no diagrama pressão versus volume, que permite a avaliação do trabalho líquido produzido por ciclo e disponibiliza o valor do pico de pressão, o ângulo em que este ocorre, a pressão média efetiva e a curva de fração mássica queimada para cada condição ensaiada. Apresenta-se as análises da variação do ângulo de combustão tanto do **MTBE** quanto do **isooctano** em 5 diferentes avanços de ignição. Para o ensaio com **etanol hidratado** são apresentadas as análises realizadas com 6 relações de compressão, 5 avanços de ignição e 5 relações ar-combustível, onde todos os valores destes parâmetros em estudo abrangem faixas típicas de operação de motores comerciais. Os resultados indicam um menor ângulo de combustão para relações de compressão elevadas, condição de mistura ligeiramente rica e elevados avanços de ignição.

Palavras-chave: Combustão, CFR, Etanol Hidratado, MTBE, Isooctano.

ABSTRACT

The flame speed propagation in Otto cycles engine is a conclusive fuel feature, whose knowledge has a fundamental importance for a better accuracy of the pair engine/fuel. The higher flame speed propagation enables a greater cylinder filling, which can also increase power with improvements in engine speed, as a result holding back the ignition advance. Thus, it will be necessary a lower negative work to compress the mixture already in combustion before the top dead center, then resulting a greater efficiency cycle. The flame speed propagation is highly influenced by the compression ratio, mixture condition and ignition advance. This thesis proposes to investigate the influence of these operational parameters over the flame speed propagation in a CFR engine [Cooperative Fuel Research]. In this way, the angle measurements are performed between the fuel ignition timing and the flame detection over the opposite edge of combustion chamber by a ionization sensor in a CFR engine, as well as the diagram work pressure versus volume, which allows the net work evaluation produced by cycles and available the high pressure value, the angle with this occurs, the mean effective pressure and the curve of mass fraction burned for each tease condition. It introduces the analysis of combustion duration variation as much MTBE as the isooctane in 5 distinct ignition advance for the hydratated ethanol testing are introduced analysis accomplished with 6 compression ratio, 5 ignition advances and 5 air/fuel ratio, whose parameters values studies incorporates typical operational ratios of commercial engines. The results indicated a low angular combustion duration for the higher compression ratio, slightly rich mixture condition and elevated ignition advance.

Keywords: Combustion, CFR, Hydrated Ethanol, MTBE, Isooctane

ÍNDICE

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 | Objetivos do Trabalho | 4 |
| 2 | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 5 |
| 2.1 | Sensor de Chama | 5 |
| 2.2 | Determinação do Ponto Morto Superior..... | 6 |
| 2.3 | Variação Cíclica | 7 |
| 2.4 | Sensores de Pressão | 8 |
| 2.5 | Análise da Combustão | 9 |
| 2.6 | Outros Trabalhos de Pesquisa Utilizando o Motor CFR | 10 |
| 3 | FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA..... | 13 |
| 3.1 | Parâmetros Geométricos dos Motores Alternativos | 13 |
| 3.2 | Pressão Média Efetiva | 13 |
| 3.3 | Conservação de massa e energia e geometria do cilindro | 14 |
| 3.4 | Razão de Mistura Ar + Combustível..... | 16 |
| 3.5 | Avanço de Ignição..... | 17 |
| 3.6 | Tipos de Combustíveis | 18 |
| 3.7 | Alcoóis..... | 19 |
| 3.8 | Fenômenos de Transporte no Fluido de Trabalho..... | 19 |
| 3.9 | Movimento da Carga no Cilindro..... | 24 |
| 3.10 | Turbilhonamento Radial | 24 |
| 3.11 | Movimento Transversal | 25 |
| 3.12 | Teoria da Combustão | 26 |
| 3.13 | Velocidade de Queima..... | 31 |

| | | |
|----------|---|-----------|
| 3.13.1 | Velocidade de Propagação em Regime Laminar | 31 |
| 3.13.2 | Velocidade de Propagação em Regime Turbulento | 33 |
| 3.13.3 | Combustão Anormal..... | 36 |
| 3.13.4 | Detonação | 36 |
| 3.13.5 | Ignição Superficial..... | 36 |
| 3.14 | Fração Mássica Queimada e Taxa de Liberação de Energia | 37 |
| 3.15 | Determinação do Poder Anti-Detonante de um Combustível..... | 46 |
| 3.16 | Octanagem e Número de Metano do Gás Natural..... | 47 |
| 4 | MATERIAIS E MÉTODOS..... | 48 |
| 4.1 | Determinação do Ângulo de Detecção da Chama..... | 48 |
| 4.2 | Obtenção do Diagrama Pressão versus Volume e Cálculo do Trabalho por Ciclo .. | 49 |
| 4.3 | Cálculo da Taxa de Liberação de Energia e Fração Mássica Queimada..... | 50 |
| 4.4 | Procedimento Experimental | 52 |
| 4.5 | Características do Motor Padrão CFR | 52 |
| 4.6 | Alterações e Instrumentos de Medição Implementados no Motor Padrão CFR..... | 54 |
| 4.6.1 | Coletor de admissão..... | 54 |
| 4.6.2 | Sistema de Ignição e Alimentação de Combustível | 55 |
| 4.6.3 | Sistema de Instrumentação Utilizado | 56 |
| 4.6.3.1 | Sensor de Pressão na Câmara de Combustão..... | 57 |
| 4.6.3.2 | Ignição | 57 |
| 4.6.3.3 | Relação Ar-Combustível..... | 57 |
| 4.6.3.4 | Posição Angular do Eixo de Manivelas..... | 58 |
| 4.6.3.5 | Medição das Temperaturas | 59 |
| 4.6.3.6 | Sensor de Chama | 60 |
| 4.7 | Programa LabVIEW | 62 |

| | | |
|----------|--|------------|
| 4.8 | Descrição do Procedimento de Ensaio | 64 |
| 4.9 | Determinação do Ponto Morto Superior Geométrico..... | 66 |
| 4.10 | Determinação do Ponto Morto Superior Termodinâmico | 68 |
| 5 | RESULTADOS EXPERIMENTAIS | 73 |
| 5.1 | Ensaio com Variação do Avanço de Ignição..... | 73 |
| 5.1.1 | Etanol hidratado | 73 |
| 5.1.2 | MTBE | 80 |
| 5.1.3 | ISOOCTANO..... | 87 |
| 5.2 | Ensaio com Variação de Relação de Compressão | 94 |
| 5.3 | Ensaio com Variação da Relação Ar + Combustível..... | 102 |
| 5.3.1 | Relação de Compressão 8:1 e Ângulo de Ignição 19° APMS | 102 |
| 5.3.2 | Relação de Compressão 8:1 e Ângulo de Ignição 21° APMS | 106 |
| 5.3.3 | Comparação dos Resultados Obtidos Durante os Ensaio Utilizando Relação de Compressão 8:1 e Ângulo de Ignição 19° e 21° APMS | 110 |
| 5.4 | Discussão dos resultados | 111 |
| 6 | ANÁLISE DE ERROS | 120 |
| 6.1 | Fontes de erros experimentais | 120 |
| 6.2 | Tratamento estatístico das medidas com erros aleatórios..... | 120 |
| 6.3 | Cálculo dos resultados | 121 |
| 6.4 | Cálculo da incerteza de medição dos ensaios realizados..... | 123 |
| 7 | CONCLUSÕES | 128 |
| 8 | REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 130 |
| | APÊNDICE A - Procedimentos de operação padrão do Motor CFR para a determinação do número de octanas | 135 |
| | APÊNDICE B – Resultados obtidos..... | 136 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 2.1: Caracterização do sistema de Pfeffer et al [2002] | 6 |
| Figura 3.1: Sistema termodinâmico aberto (Stiesch, 2006) | 15 |
| Figura 3.2: Sistema termodinâmico fechado (Stiesch, 2006)..... | 15 |
| Figura 3.3: Turbilhonamento Radial [Heywood, 1988]..... | 25 |
| Figura 3.4: Figura esquemática de como o movimento do êmbolo gera o movimento transversal: (a) câmara de combustão em cunha; (b) câmara de combustão esférica de um motor diesel de injeção direta conforme [Heywood, 1988]. | 26 |
| Figura 3.5: processo básico de oxidação de um hidrocarboneto segundo Semenov. | 28 |
| Figura 3.6: Velocidade de propagação laminar da chama V_n no ar para várias condições de mistura para alguns combustíveis (condições iniciais: 25°C e 1 bar)..... | 33 |
| Figura 3.7: Variação da velocidade de propagação da chama (V_t) em função da intensidade da turbulência u' [Guibet, 1999] | 34 |
| Figura 3.8: Modelo de frente de chama enrugada no regime de Flamlet [adaptado Guibet,1999]..... | 35 |
| Figura 3.9: Relação entre o percentual de fração mássica queimada e o volume ocupado no interior do cilindro | 40 |
| Figura 3.10: Perfis de combustão de Wiebe para vários parâmetros de forma (Stiesch, 2006)..... | 43 |
| Figura 3.11: Fração de massa queimada em função da posição angular do virabrequim (Heywood, 1988). | 43 |
| Figura 3.12: Pressão estimada no cilindro, pressão medida e estimativa do erro em baixa pressão, com os parâmetros $a=5$, $m=2$ e $\theta_b=705^\circ$ | 44 |
| Figura 3.13: Pressão estimada no cilindro, pressão medida e estimativa do erro em baixa pressão, com os parâmetros $a=3$, $m=2$ e $\theta_b=705^\circ$ | 44 |
| Figura 3.14: Função de Wiebe para fração mássica queimada e sua taxa de variação, com a variação do parâmetro de eficiência a | 45 |

| | |
|---|----|
| Figura 3.15: Função de Wiebe para fração mássica queimada e sua taxa de variação em função do fator de forma m | 45 |
| Figura 4.1: Sinais Adquiridos Durante um Ciclo | 48 |
| Figura 4.2: Sinal de Detecção da Chama e Início da Centelha | 49 |
| Figura 4.3: Curva típica de taxa de liberação de energia | 50 |
| Figura 4.4: Curva de Fração Mássica Queimada..... | 51 |
| Figura 4.5: Ajuste da curva de Wiebe em relação aos resultados experimentais..... | 51 |
| Figura 4.6: motor padrão ASTM CFR..... | 54 |
| Figura 4.7: Coletor de Admissão adaptado na bancada de ensaio de combustíveis e Coletor de Admissão original do CFR..... | 55 |
| Figura 4.8: Detalhe da TEC-II formada pelos sistemas de injeção e ignição | 56 |
| Figura 4.9: Sensor para medição de pressão | 57 |
| Figura 4.10: FuelTech WB-O ₂ Datalogger.Fonte: manual FuelTech..... | 58 |
| Figura 4.11: Encoder modelo BA 3022 utilizado nos ensaios | 59 |
| Figura 4.12: conjunto de determinação da referência da posição angular eixo de manivelas do motor | 59 |
| Figura 4.13: Representação esquemática do sensor de chama | 61 |
| Figura 4.14: Representação esquemática do experimento. | 61 |
| Figura 4.15: Interface do programa para aquisição e tratamento de dados..... | 63 |
| Figura 4.16: Medição do deslocamento do êmbolo em relação à variação angular do eixo de manivelas..... | 68 |
| Figura 4.17: (a) Valor do ângulo de máxima pressão em função da relação de compressão, (b) Variação do valor de máxima pressão em função da relação de compressão | 69 |
| Figura 4.18: Variação da pressão em relação ao volume nas condições de ensaios para caracterização do ponto morto superior termodinâmico, sendo: (a) 10:1, (b) 9:1, (c) 8:1, (d) 7:1, (e) 6:1 e (f) 5:1 | 70 |

| | |
|---|----|
| Figura 4.19 – Pressão no interior do cilindro <i>versus</i> ângulo da árvore de manivelas ao longo da fase de compressão e expansão. Valores experimentais (média de 30 medições), numéricos, isentrópicos e politrónicos. [Rech 2010]..... | 72 |
| Figura 5.1: Variação da magnitude do pico de pressão(a) e ângulo (b) em que este ocorre com a variação do avanço de ignição | 74 |
| Figura 5.2: Variação do ângulo de detecção de chama devido à variação do avanço de ignição | 75 |
| Figura 5.3: Fração mássica queimada em relação à posição do eixo de manivelas | 76 |
| Figura 5.4: Duração da combustão entre 10% e 90% de queima da massa de etanol contida no cilindro | 76 |
| Figura 5.5: Fração mássica queimada de etanol em relação à posição do eixo de manivelas .. | 77 |
| Figura 5.6: Influência do avanço de ignição na área do diagrama pressão versus volume, sendo: (a) 17° APMS, (b) 19° APMS, (c) 21° APMS, (d) 23° APMS e (e) 25° APMS | 78 |
| Figura 5.7: Comparação do diagrama P versus V médio devido à variação do avanço de ignição, sendo: (a) 17° APMS, (b) 19° APMS, (c) 21° APMS, (d) 23° APMS e (e) 25° APMS | 79 |
| Figura 5.8: Variação da magnitude do pico de pressão (a) e ângulo (b) em que este ocorre com a variação do avanço de ignição. | 81 |
| Figura 5.9: Variação do ângulo de detecção de chama devido à variação do avanço de ignição | 82 |
| Figura 5.10: Fração mássica queimada em relação à posição do eixo de manivelas | 83 |
| Figura 5.11: Duração da combustão entre 10% e 90% de queima da massa de MTBE contida no cilindro..... | 83 |
| Figura 5.12: Fração mássica queimada de MTBE em relação à posição do eixo de manivelas | 84 |
| Figura 5.13: Influência do avanço de ignição na área do diagrama pressão versus volume, sendo: (a) 17° APMS, (b) 19° APMS, (c) 21° APMS, (d) 23° APMS e (e) 25° APMS | 85 |

| | |
|--|-----|
| Figura 5.14: Comparação do diagrama P <i>versus</i> V médio devido à variação do avanço de ignição, sendo: (a) 17° APMS, (b) 19° APMS, (c) 21° APMS, (d) 23° APMS e (e) 25° APMS | 86 |
| Figura 5.15: Variação da magnitude do pico de pressão e ângulo em que este ocorre com a variação do avanço de ignição..... | 88 |
| Figura 5.16: Variação do ângulo de detecção de chama devido à variação do avanço de ignição..... | 89 |
| Figura 5.17: Fração mássica queimada em relação à posição do eixo de manivelas | 90 |
| Figura 5.18: Duração da combustão entre 10% e 90% de queima da massa de isooctano contido no cilindro | 90 |
| Figura 5.19: Fração mássica queimada de isooctano em relação à posição do eixo de manivelas..... | 91 |
| Figura 5.20: Influência do avanço de ignição na área do diagrama pressão <i>versus</i> volume, sendo: (a) 17° APMS, (b) 19° APMS, (c) 21° APMS, (d) 23° APMS e (e) 25° APMS | 92 |
| Figura 5.21: Comparação do diagrama P <i>versus</i> V médio devido à variação do avanço de ignição, sendo: (a) 17° APMS, (b) 19° APMS, (c) 21° APMS, (d) 23° APMS e (e) 25° APMS | 93 |
| Figura 5.22: Variação da magnitude do pico de pressão e ângulo em que este ocorre com a variação da relação de compressão | 95 |
| Figura 5.23: Variação do ângulo de detecção de chama devido à variação da relação de compressão..... | 96 |
| Figura 5.24: Fração mássica queimada em relação à posição do eixo de manivelas | 97 |
| Figura 5.25: Duração da combustão entre 10% e 90% de queima da massa de AEHC contido no cilindro..... | 98 |
| Figura 5.26: Fração mássica queimada de AEHC em relação à posição do eixo de manivelas | 99 |
| Figura 5.27: Influência da relação de compressão na área do diagrama pressão <i>versus</i> volume, sendo: (a) 5:1, (b) 6:1, (c) 7:1, (d) 8:1, (e) 9:1 e (f) 10:1 | 100 |

| | |
|--|-----|
| Figura 5.28: Comparação do diagrama P versus V médio devido à variação da relação de compressão, sendo: (a) 5:1, (b) 6:1, (c) 7:1, (d) 8:1, (e) 9:1 e (f) 10:1 | 101 |
| Figura 5.29: Influência da relação de compressão na área do diagrama pressão versus volume para o combustível etanol hidratado, sendo: (a) $\lambda=0,8$, (b) $\lambda=0,9$, (c) $\lambda=1,0$, (d) $\lambda=1,1$ e (e) $\lambda=1,2$ | 104 |
| Figura 5.30: Gráficos pressão <i>versus</i> volume médios obtidos com a condição de relação de compressão 8:1 e avanço de ignição 19° APMS para as cinco condições de mistura ensaiadas, sendo: (a) $\lambda=0,8$, (b) $\lambda=0,9$, (c) $\lambda=1,0$, (d) $\lambda=1,1$ e (e) $\lambda=1,2$ | 105 |
| Figura 5.31: Influência da relação de compressão na área do diagrama pressão versus volume para o combustível etanol hidratado, sendo: (a) $\lambda=0,8$, (b) $\lambda=0,9$, (c) $\lambda=1,0$, (d) $\lambda=1,1$ e (e) $\lambda=1,2$ | 108 |
| Figura 5.32: Gráficos pressão <i>versus</i> volume médios obtidos com a condição de relação de compressão 8:1 e avanço de ignição e 21° APMS para as cinco condições de mistura ensaiadas sendo: (a) $\lambda=0,8$, (b) $\lambda=0,9$, (c) $\lambda=1,0$, (d) $\lambda=1,1$ e (e) $\lambda=1,2$ | 109 |
| Figura 5.33 Comparação dos ensaios realizados com relação de compressão 8:1 | 111 |
| Figura 5.34: Efeitos do avanço de ignição na variação dos valores dos picos de pressão..... | 114 |
| Figura 5.35: Ângulo do pico de pressão devido a variação no avanço de ignição | 115 |
| Figura 5.36: Alteração do ângulo de detecção de chama com a variação do avanço de ignição | 116 |
| Figura 5.37: Alteração da evolução de fração mássica queimada com a variação do avanço de ignição | 117 |
| Figura 5.38: Variação do trabalho por ciclo para as diferentes condições de ensaio | 118 |
| Figura 5.39: Variação da pressão média efetiva indicada com a alteração do avanço de ignição | 119 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 3.1. Características de algumas famílias de hidrocarbonetos | 18 |
| Tabela 3.2 : Velocidade de propagação laminar da chama V_n no ar para várias condições de mistura para alguns combustíveis (condições iniciais: 25°C e 1 bar) [Guibet 1999] | 32 |
| Tabela 3.3 - Desenvolvimento da combustão..... | 39 |
| Tabela 3.4: Condições de operação para os métodos <i>Research</i> e <i>Motor</i> [ASTM, 1964] | 47 |
| Tabela 4.1: Especificações do motor padrão ASTM-CFR [ASTM, 1964]..... | 53 |
| Tabela 4.2: Deslocamento teórico do êmbolo | 67 |
| Tabela 4.3: Resultados obtidos para determinação do PMS geométrico | 67 |
| Tabela 4.4: Teste para determinação do ponto morto superior termodinâmico | 69 |
| Tabela 5.1: Resultados médios obtidos para a condição de relação de compressão 8:1, mistura estequiométrica | 73 |
| Tabela 5.2: Resultados médios do valor de ângulo de detecção da chama na condição de relação de compressão 8:1 e mistura estequiométrica | 74 |
| Tabela 5.3: Desenvolvimento da combustão no interior do cilindro | 75 |
| Tabela 5.4: Resultados médios obtidos para a condição de relação de compressão 8:1 e mistura estequiométrica | 80 |
| Tabela 5.5: Resultados médios do valor de ângulo de detecção da chama na condição de relação de compressão 8:1 e mistura estequiométrica | 81 |
| Tabela 5.6: Desenvolvimento da combustão no interior do cilindro | 82 |
| Tabela 5.7: Resultados médios obtidos para a condição de relação de compressão 8:1, mistura estequiométrica | 87 |
| Tabela 5.8: Resultados médios do valor de ângulo de detecção da chama na condição de relação de compressão 8:1 e mistura estequiométrica | 88 |
| Tabela 5.9 : Desenvolvimento da combustão no interior do cilindro | 89 |

| | |
|--|-----|
| Tabela 5.10: Resultados médios obtidos para a condição de avanço de ignição 21° APMS e mistura estequiométrica | 94 |
| Tabela 5.11: Resultados médios do valor de ângulo de detecção da chama na condição de avanço de ignição 21° APMS e mistura estequiométrica | 96 |
| Tabela 5.12 : Desenvolvimento da combustão no interior do cilindro | 97 |
| Tabela 5.13: Resultados médios obtidos a cada ensaio para a relação de compressão 8:1 e ângulo de ignição de 19° APMS..... | 102 |
| Tabela 5.14: Resultados médios obtidos a cada ensaio para a relação de compressão 8:1 e ângulo de ignição de 21° APMS..... | 106 |
| Tabela 5.15: Comparação dos ensaios realizados com relação de compressão 8:1 | 110 |
| Tabela 5.16 : Comparação dos valores médios dos picos de pressão..... | 113 |
| Tabela 5.17: Posição angular de ocorrência do pico de pressão | 114 |
| Tabela 5.18:Alteração do ângulo de detecção da chama com a variação do avanço de ignição | 115 |
| Tabela 5.19: Trabalho médio por ciclo | 118 |
| Tabela 5.20: Variação da IMEP com a alteração do avanço de ignição | 119 |
| Tabela 6.1: Incerteza de medição para o combustível MTBE operando com relação estequiométrica e relação de compressão 8:1..... | 123 |
| Tabela 6.2: Incerteza de medição para o combustível isooctano operando com relação estequiométrica e relação de compressão de 8:1 | 124 |
| Tabela 6.3: Incerteza de medição para o combustível etanol hidratado operando com relação de compressão de 8:1 e mistura estequiométrica..... | 125 |
| Tabela 6.4: Incerteza de medição para o combustível etanol hidratado operando com relação estequiométrica e avanço de ignição de 21°APMS | 126 |
| Tabela 6.5: Incerteza de medição para o combustível etanol hidratado operando com relação de compressão de 8:1, avanço de ignição de 19°APMS | 126 |

| | |
|---|-----|
| Tabela 6.6: Incerteza de medição para o combustível etanol hidratado operando com relação de compressão de 8:1, avanço de ignição de 21°APMS..... | 127 |
|---|-----|

LISTA DE SÍMBOLOS

SÍMBOLOS ARÁBICOS

| | |
|-------------------------------|---|
| A | área da superfície interna da câmara de combustão, m ² |
| Ach | área do topo da câmara de combustão, m ² |
| Ap | área da superfície do êmbolo, m ² |
| AEHC | álcool etílico hidratado combustível |
| APMS | antes do ponto morto superior |
| a | comprimento da manivela do eixo de manivelas, m |
| C _a H _b | composição relativa do elemento combustível |
| CFR | cooperative fuel research |
| CH _y | fórmula reduzida do combustível |
| CO | monóxido de carbono |
| CO ₂ | dióxido de carbono |
| D | diâmetro do êmbolo |
| F | vazão de gás, cm ³ /s |
| H ₂ | hidrogênio |
| H ₂ O | água |
| IMEP | pressão média efetiva indicada |
| l | comprimento da biela, m |
| L | comprimento do deslocamento, m |
| MON | motor octane number |
| N ₂ | nitrogênio |
| NO _x | óxidos de nitrogênio |
| O ₂ | oxigênio |
| p | pressão, Pa |
| P _{c,j} | potência indicada por ciclo, W |
| PCI | poder calorífico inferior, kJ/kg |
| P _{c,ig} | potência bruta indicada por ciclo, W |
| P _f | potência de atrito, W |
| P _{me} | pressão média efetiva, Pa |

| | |
|-------------------|---|
| P_{meb} | pressão média efetiva no freio, Pa |
| PMS | ponto morto superior |
| p-v | pressão-volume |
| R | razão entre o comprimento da biela e o comprimento da manivela do eixo de manivelas |
| rc | relação volumétrica de compressão |
| $R_{\frac{D}{L}}$ | razão entre o diâmetro do cilindro e o deslocamento do êmbolo |
| RPM | velocidade de rotação do eixo de manivelas, rev/min |
| RON | research octane number |
| s | distância entre a linha de centro do eixo de manivelas e a linha de centro do pino do êmbolo, m |
| S | superfície da frente de chama, cm^2 |
| S_a | superfície aparente da chama, cm^2 |
| S_r | superfície ondulada da chama, cm^2 |
| V | volume do cilindro para cada posição do eixo de manivelas, cm^3 |
| \bar{v} | velocidade média do fluxo de gás, cm/s |
| v_i | velocidade instantânea |
| u | flutuação na velocidade instantânea |
| u' | intensidade de turbulência, m/s |
| $V_{câmara}$ | volume da câmara de combustão, cm^3 |
| V_d | volume total deslocado pelo êmbolo, cm^3 |
| V_s | deslocamento da chama, m/s |
| V_g | velocidade do gás fresco, m/s |
| V_n | velocidade normal laminar da propagação, m/s |
| V_t | velocidade de propagação turbulenta da chama, m/s |
| V_l | velocidades de propagação laminar, m/s |
| $W_{c,ig}$ | trabalho entregue pelo embolo na expansão e compressão, J |
| $W_{c,in}$ | trabalho líquido por ciclo, J |
| $W_{c,j}$ | trabalho por ciclo, J |
| W_f | trabalho de bombeamento, J |
| $W_{r,b}$ | trabalho executado pelo êmbolo em cada revolução, J |

SÍMBOLOS GREGOS

| | |
|-----------|---|
| θ | posição do eixo de manivelas, radianos |
| λ | relação ar+combustível real e ar+combustível estequiométrica |
| ϕ | relação equivalente ou relação combustível/ar real e combustível/ar estequiométrica |
| μ | excesso de combustível |

SUBÍNDICES

| | |
|---|---|
| a | ar |
| b | número de átomos de hidrogênio no combustível |
| c | combustão |
| i | admitido |
| m | mecânica |
| y | relação carbono/hidrogênio |
| s | condição estequiométrica |
| t | térmica |
| v | volumétrico |

1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento tecnológico ao longo dos anos provocou uma mudança significativa nos processos de produção, onde a força motriz de trabalho baseado em máquinas rudimentares tem sido substituída pelo maquinário automatizado. Neste processo, os motores de combustão interna desempenham papel importante na geração e transmissão de força e energia. Ainda, nos dias de hoje, desempenham um papel primordial na sociedade, principalmente na indústria automobilística e no transporte de passageiros e carga, seja terrestre, aéreo ou marítimo.

A queima completa de combustíveis fósseis gera, como produto da combustão, água e dióxido de carbono. A queima em motores de combustão interna produz diversos outros compostos como CO, NO, SO₂, SO₃, entre outros, responsáveis pela poluição, chuva ácida, e outras alterações climáticas. Esta é uma das principais preocupações atuais da sociedade. Tratados, como o protocolo de Kyoto, entre outros, refletem a busca por processos energéticos alternativos com aumento da eficiência e diminuição da emissão de poluentes.

A utilização de recursos energéticos alternativos como solução para a mobilidade pode ser uma solução viável a longo prazo, não sendo possível ser implementada a curto prazo e em sua totalidade devido à quantidade de motores de combustão interna existentes. Assim, como solução a curto prazo, busca-se processos mais eficientes e menos poluentes.

Na procura de formas mais eficientes de combustão para os motores atuais, são realizados estudos baseados na variação da geometria do motor, variação das condições operacionais, bem como de alterações de pressão no interior do cilindro e ponto de ignição. Todos estes estudos são feitos com os diversos tipos de combustíveis disponíveis, buscando um combustível mais eficiente com um motor também mais eficiente.

A combustão completa é descrita como aquela na qual a frente de chama move-se através da câmara de combustão até que o combustível seja consumido inteiramente e transformado em dióxido de carbono e água. Fatores como composição do combustível, relação ar combustível, parâmetros geométricos, temperatura, pressão, relação de compressão e depósitos na câmara, determinam as características físicas e químicas do processo combustão [Zervas et al, 2004, Sayin et al, 2005]. As reações que ocorrem durante o processo de combustão são determinadas através de mecanismos químicos em cadeia, com etapas iniciadoras através da formação de radicais, reações de ramificação e de propagação, até

alcançar o equilíbrio. Em muitos casos, em virtude da elevada liberação de energia e conseqüente elevação na temperatura, a velocidade de reação aumenta de forma exponencial, podendo levar à detonação. A presença deste fenômeno depende da temperatura, pressão de operação do sistema e das características físico-químicas do combustível. Em pressões muito baixas, o sistema mantém-se fora da região de detonação e a mistura reage suavemente. Com a elevação da pressão e da temperatura do sistema, os produtos intermediários reagem entre si antes da extinção da chama nas proximidades da parede do cilindro, favorecendo a detonação [Heywood, 1988, Selamet et al, 2004, Farrel et al, 2004].

A turbulência na câmara de combustão é proporcional à rotação do motor e sua presença aumenta a velocidade de propagação da chama. Os parâmetros geométricos afetam a turbulência e a área da superfície da frente de chama. As características aerodinâmicas do sistema de admissão contribuem para a criação de um fluxo de gás direcionado, alternando a área da superfície e o caminho da chama. A forma da câmara de combustão também afeta outros parâmetros, como eficiência volumétrica, tendência a detonação e nível de emissões de poluentes. Medidas de velocidade de combustão em regime laminar, utilizando hidrocarbonetos puros, indicam que, para uma mesma relação ar combustível, a velocidade da combustão varia em função da estrutura química do combustível. Estas variações não são muito grandes, sendo que a diferença na velocidade de chama entre o benzeno (que apresenta elevada velocidade) e o isoctano (que apresenta baixa velocidade de queima) não é superior a 25%. Os combustíveis convencionais, os quais consistem de uma mistura de compostos, podem apresentar grandes variações [Guibet et al, 1999, Owen, 1995].

O fenômeno da variação cíclica é largamente conhecido no caso de motores de ignição por centelha. Mesmo sob condições constantes, ciclos consecutivos não são exatamente iguais e o processo de combustão não evolui da mesma forma, resultando em uma curva de pressão dentro do cilindro diferente para cada ciclo. As razões desta variação cíclica são as diferenças na turbulência dentro do cilindro ciclo a ciclo, a mistura não homogênea do ar e do combustível e a má mistura do gás residual com a carga não queimada, especialmente na vizinhança da vela de ignição. O estágio inicial da combustão exerce importante papel na evolução e no desenvolvimento da chama, pois uma pequena diferença na formação inicial da chama pode produzir uma significativa variação na pressão dentro do cilindro.

Devido ao constante aumento do custo dos combustíveis líquidos derivados do petróleo e às crescentes restrições com relação à contaminação ambiental, o interesse em combustíveis

alternativos têm aumentado [Poulopoulos et al, 2004, Rampe et al, 2000]. Estes combustíveis podem ser classificados em gasolinas sintéticas, gasolinas ativadas com compostos oxigenados como metil terc butil éter (MTBE), terc amil etil éter (TAEE), etil terc butil éter (ETBE), álcoois e combustíveis gasosos.

A análise da taxa de liberação de calor é uma ferramenta de grande importância para o estudo de fenômenos da combustão em motores, onde esta análise é realizada com base nos valores medidos de pressão, nos valores calculados de volume e de uma estimativa do valor médio dos valores dos calores específicos durante os períodos de compressão e expansão. Esta análise geralmente é realizada de duas maneiras distintas em relação ao eixo de manivelas: ou na forma de taxa de liberação de calor instantânea, ou na forma de taxa de liberação de calor acumulada, da qual a curva normalizada de fração mássica queimada pode ser obtida. A taxa de liberação de calor acumulada é de grande importância para o ajuste do avanço de ignição e quantificação da duração da combustão.

O desenvolvimento de uma ferramenta e de uma metodologia aplicada de testes a fim de determinar relações entre motores e combustível surge como motivação principal deste trabalho. Assim, o desenvolvimento de uma metodologia de busca de uma relação mais eficiente entre motor e combustível é o principal objetivo deste estudo.

Neste trabalho são apresentados resultados experimentais de alguns parâmetros de combustão obtidos a partir de um motor ASTM - CFR (*Cooperative Fuel Research*), onde foram instalados diversos sensores, dentre os quais, um sensor de ionização para a detecção da chama, disposto em oposição à vela de ignição, um sensor de pressão no interior da câmara de combustão e um sistema para medição da posição angular do eixo de manivelas. Dentre os resultados experimentais apresentados estão a medida do ângulo entre o momento de ignição do combustível e a detecção da chama, o diagrama pressão versus volume, o qual permite a avaliação do trabalho produzido por ciclo, o valor do pico de pressão, o ângulo em que este ocorre, a pressão média efetiva e a curva de fração mássica queimada para cada condição ensaiada.

1.1 Objetivos do Trabalho

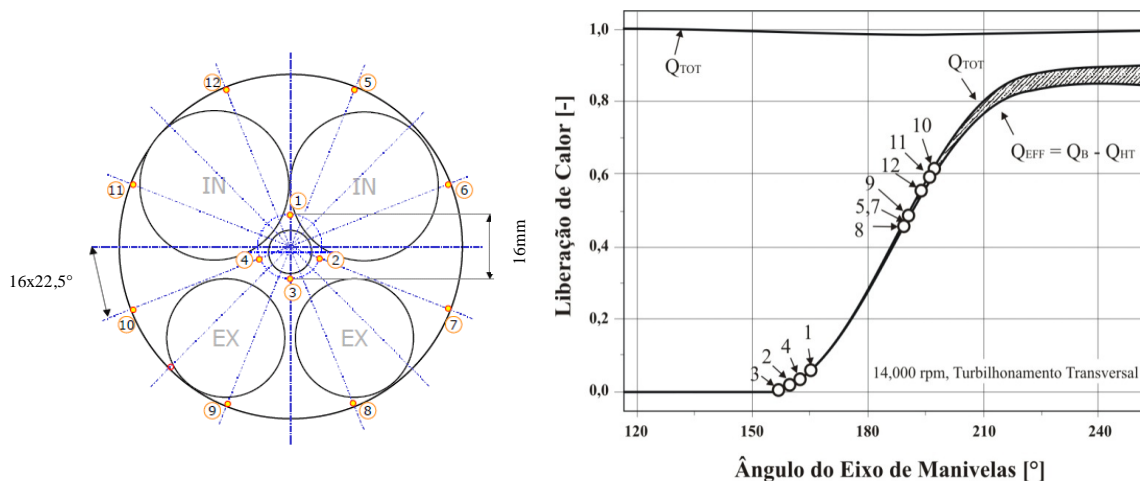
O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de uma ferramenta de pesquisa que possibilite analisar a influência dos principais parâmetros de operação no ângulo de desenvolvimento da combustão em motores de combustão interna. Devido às características construtivas e da simplicidade da geometria da câmara de combustão, utiliza-se para a análise dos parâmetros de combustão um motor padrão ASTM CFR, ao qual adaptou-se um sistema eletrônico de gerenciamento tanto do combustível quanto da centelha, bem como um sistema para a determinação da posição angular do eixo de manivelas. Além disso, utilizou-se um sensor para a medição da pressão no interior da câmara de combustão e um sensor de ionização em conjunto com uma sonda de oxigênio de banda larga para o monitoramento da condição de mistura. Para a realização deste trabalho será analisada a variação do ângulo de combustão do álcool etílico hidratado combustível para distintas relações de compressão, avanços de ignição e relações ar-combustível. A escolha deste combustível é justificada por se tratar de um combustível amplamente pesquisado em grandes centros, além do grande aumento de sua utilização em escala mundial como alternativa a combustíveis fósseis. Escolheu-se também os combustíveis MTBE e isoocatano para a realização deste estudo pois o MTBE pode ser utilizado como uma alternativa para a adição na gasolina em substituição ao álcool etílico hidratado combustível, em caso de falta deste no mercado e o isoocatano por ser um combustível padrão, viabilizando assim a comparação entre os resultados obtidos neste trabalho. Para os combustíveis MTBE e isoocatano fez-se a análise da dependência do ângulo de combustão com a variação do avanço de ignição. Os valores da relação de compressão, avanço de ignição e relações estequiométricas abrangem as faixas típicas de operação de motores comerciais.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Sensor de Chama

As sondas de ionização são utilizadas para detectar o aumento da ionização do gás associado à existência de uma frente de chama. Devido ao seu reduzido tamanho, a instalação deste sensor necessita de modificações mínimas nas características geométricas da câmara de combustão, viabilizando sua utilização em motores de combustão interna. Swain et al [1989] descreveram um método não intrusivo para a detecção de ignição superficial em motores de combustão interna. Este método foi chamado de detecção não intrusiva de ignição superficial (NSID - non-intrusive surface ignition detector), pois utiliza a própria vela de ignição do motor para a detecção de ignições superficiais através de um circuito eletrônico acoplado ao circuito de ignição, não necessitando de alterações prévias no motor e também sem alterar os depósitos já formados dentro da câmara de combustão ou requerer remoção do cabeçote. Hasjiconstantinou [1995] desenvolveu uma junta de cabeçote para o motor chamado Ricardo Hydra MK III com 8 sondas de ionização igualmente espaçadas, dispostas ao redor da circunferência do cilindro, utilizando técnicas de construção de circuito impresso. As sondas de ionização são isoladas da tampa do cilindro utilizando-se uma folha fina de teflon. Utilizou-se o cilindro do motor como eletrodo de massa. Além das sondas localizadas na junta do cilindro, instalaram-se outras duas sondas de ionização na tampa do cilindro, além de duas velas de ignição instrumentadas com fibra ótica, utilizadas tanto como sonda de ionização como sonda de visualização.

Para o estudo da combustão e da propagação da frente de chama em um motor de Fórmula 1 de alta rotação, Pfeffer et al [2002] utilizaram doze sensores de ionização em conjunto com um sensor de pressão. O sistema do sensor de ionização foi desenvolvido para garantir um sinal de resposta preciso e repetitivo para a detecção da chegada da frente de chama. Após testes para sua caracterização, obteve-se um valor de atraso em sua resposta máximo estimado em $0,075^\circ$ para a condição de 18000 RPM. A disposição dos sensores é apresentada na Figura 2.1 (a) e a resposta sob condições de combustão é apresentado na Figura 2.1 (b), onde percebe-se que a resposta dos sensores de ionização dispostos junto às paredes da câmara de combustão acusam detecção de chama próximo ao ponto de consumo de 50% da massa contida no interior do cilindro.



(a): disposição dos sensores de ionização

(b): Resposta dos sensores de ionização

Figura 2.1: Caracterização do sistema de Pfeffer et al [2002]

2.2 Determinação do Ponto Morto Superior

A obtenção de um diagrama pressão-volume preciso é uma tarefa de grande importância e difícil, pois existem muitas fontes de erro. Erros na determinação da posição do ponto morto superior levam a diagramas pressão-volume incorretos. A determinação imprecisa do ponto morto superior é reconhecida como a maior fonte de erros nos resultados de cálculos termodinâmicos, tais como a pressão média efetiva indicada, a fração mássica queimada ou a duração de combustão [Tazerout, 1999].

A pressão no cilindro, quando o motor é acionado por uma força externa, transmite informações sobre a fase do ângulo do eixo de manivelas. A máxima pressão ocorre perto do ponto morto superior, e com isso tem-se uma boa aproximação de quanto calibrado está o ângulo do eixo de manivelas. Contudo, a máxima pressão e o ponto morto superior não são coincidentes, sendo que a máxima pressão ocorre ligeiramente antes do ponto morto superior geométrico devido à transferência de calor, ao efeito de fendas e ao fluxo através das fendas [Ylva, 2004].

O método convencional mais usado é a medição geométrica, onde o ponto morto superior é tomado no centro do ângulo correspondente à rotação do eixo de manivelas sem movimento do êmbolo, no fim da compressão. Este método foi utilizado com boa precisão por

Oliveira [1996] e é descrito no manual de manutenção do motor CFR como procedimento padrão.

2.3 Variação Cíclica

O fenômeno da variação cíclica é largamente conhecido no caso de motores de ignição por centelha. Mesmo sob condições constantes, ciclos consecutivos não se repetem com precisão e cada processo de combustão não evolui da mesma forma, resultando em uma curva de pressão dentro do cilindro diferente. As razões desta variação cíclicas são as diferenças na turbulência dentro do cilindro a cada ciclo e a mistura não homogênea do ar e do combustível, além da má mistura do gás residual com a carga não queimada, especialmente na vizinhança da vela de ignição [Taylor, 1988]. O estágio inicial da combustão exerce importante papel na evolução e no desenvolvimento da chama, pois uma pequena diferença na formação inicial da chama pode produzir uma significativa variação na pressão dentro do cilindro. A variação cíclica é diretamente ligada a variações de torque disponível, que influenciam diretamente na dirigibilidade do veículo [Heywood, 1988].

Motores equipados com janelas transparentes e feixes de *laser* para a medição da posição e variações no desenvolvimento da chama podem ser usados para determinar a variação cíclica. Mas, o método mais frequentemente utilizado é baseado na medição da pressão dentro cilindro. Muitas definições são propostas para a quantificação da dispersão cíclica: o valor da máxima pressão ou o ângulo do eixo de manivelas em que esta ocorre, o máximo crescimento de pressão e o ângulo em que este ocorre, a pressão média efetiva indicada (IMEP), a duração da combustão nas faixas de 0 a 1%, 0 a 10%, 0 a 50%, e 0 a 90%. [Heywood, 1988]. Os valores médios destes parâmetros e o desvio padrão destes ou coeficiente de covariação são comumente utilizados para descrever a dispersão cíclica [Zervas, 2004].

Segundo Heywood [1988], um importante parâmetro para a avaliação da variabilidade cíclica, provindo de dados de pressão interna do cilindro é o coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada (COV), que é obtido dividindo-se o desvio padrão da pressão média efetiva indicada pelo valor da pressão média efetiva indicada. Este valor é normalmente expresso em percentual. É definida a variabilidade cíclica do trabalho por ciclo,

e isto é normalmente observado em veículos com problemas de dirigibilidade, usualmente quando os resultados do coeficiente de covariação (COV) são maiores que 10%.

Zervas [2005] realizou um estudo comparativo de alguns métodos experimentais de caracterização do processo combustão em motores de ignição por centelha. Para tanto, comparou sete métodos baseados em dados de pressão no interior do cilindro, usualmente aplicados para determinar os parâmetros de combustão (atraso de ignição e duração da combustão), usando dados de pressão no interior do cilindro, alimentado com gás natural, operando sob condições de mistura pobre, em um motor de ignição por centelha. A influência de três parâmetros de operação (avanço de ignição, a abertura da borboleta de aceleração e relação ar+combustível) nos parâmetros de combustão foram testados usando todos os sete métodos e seus resultados foram comparados. A aplicação destes métodos em ciclos médios e ciclos individuais foram testados. As vantagens e desvantagens de cada método foram apresentadas e discutidas. Alguns métodos podem ser usados unicamente para a determinação do atraso de ignição, enquanto que outros são muito sensíveis a ruídos e podem ser usados somente em uma faixa restrita de operação do motor. Um método necessita de cálculos baseado em dados experimentais, por outro lado, o método que utiliza os valores da pressão no interior do cilindro é o mais fácil de ser usado, não necessitando de cálculo e apresentando pequena influência do ruído, apresenta boa correlação entre o ciclo médio e o ciclo individual para atraso ignição. Mas, este método necessita de um ciclo morto pois sem este não pode-se determinar o fim da combustão, e necessita-se de um critério de comparação entre ciclo motor e o ciclo morto que depende da qualidade dos dados, e determina o atraso no tempo de ignição.

2.4 Sensores de Pressão

Wlodarczyk et al [1998a, 1998b, 1999a, 1999b] descreveram o funcionamento e compararam o desempenho do sensor de fibra ótica OPTRAND PSI jet para alta temperatura, longa durabilidade e de tamanho reduzido, especialmente desenvolvido para monitoramento e controle de motores com o desempenho de um sensor piezelétrico refrigerado a água (Kistler modelo 6121) amplamente utilizado na pesquisas em motores. O sensor OPTRAND PSI jet mostrou não-linearidade combinada, histerese, e erros devido ao choque térmico tipicamente +/-0,5% para o fundo de escala de saída. O sensor demonstrou um bom desempenho em

comparação aos comumente utilizados, tendo este uma duração de aproximadamente 800 milhões de ciclos de variação de pressão, além da maior facilidade de instalação devido ao seu reduzido tamanho e não necessitar de um aparelho de condicionamento do sinal de saída.

2.5 Análise da Combustão

Michael et al [1997] avaliaram técnicas para a correção da pressão absoluta no cilindro de motores de combustão interna, pois é necessária uma referência precisa da pressão absoluta no cilindro para obter-se valores satisfatórios de parâmetros derivados, tais como fração mássica queimada, índice politrópico e mudanças de temperatura. Dois métodos de correção da pressão, denominados como pressão do coletor de admissão e referência do índice politrópico foram investigados. A comparação entre as duas técnicas de referência da pressão é feita usando os dados de pressão medidos no cilindro, obtidos de um motor a gasolina e operando em uma larga faixa de velocidade e de regimes de cargas. A análise mostrou que ambos os métodos são capazes de referenciar dados típicos de pressão com mais +/-10 kPa, embora os erros experimentais para os ciclos analisados individualmente possam ser grandes. O trabalho demonstra também que a medição precisa da pressão absoluta referenciada só pode ser alcançada se problemas de medição mais comuns, como choque térmico, drift, ruído e deficiências de linearidade, forem minimizados. Este trabalho conclui ainda que o método de referência do coletor de admissão é, provavelmente, o mais preciso para a parte de baixa pressão do ciclo, mas é sensível a erros de linearidade e muito afetado pelo choque térmico. O método de referência politrópica pode ser melhor para a análise da combustão, mas é influenciado pelo ruído no sinal e, geralmente, produz variações cíclicas pouco significantes.

Rech [2010] aplicou e validou, com base em dados experimentais, uma metodologia para a simulação numérica do escoamento transiente e transferência de calor em motores de combustão interna. Para a realização deste trabalho o autor utilizou um motor padrão ASTM CFR, onde este foi tracionado por um motor elétrico a 200 RPM sem combustão. Os resultados experimentais obtidos do coeficiente de descarga, temperatura e pressão foram comparados com os resultados das simulações numéricas realizadas com a utilização de códigos comerciais em volumes finitos *StarCD es-ice*, com malha móvel hexaédrica. Os resultados mostraram que existe a formação turbilhonamentos tanto axial quanto transversal e

como estes evoluem durante o ciclo. Detectou-se também a formação de recirculações tanto nos coletores quanto nos cilindros. Estas foram discutidas ao longo dos resultados.

Andrade [2007] desenvolveu e avaliou uma metodologia para determinar o tempo de combustão de alguns combustíveis em um motor padrão ASTM-CFR. Em cada bateria de testes, utilizou combustíveis de composição química conhecida para seis relações ar-combustível e quatro relações de compressão, sendo eles: Etanol, Metanol, Metil Terc Butil Éter (MTBE) e compostos aromáticos como Tolueno, Etilbenzeno e Xilenos. O tempo de combustão deste trabalho foi tomado como o tempo decorrente entre o início da centelha e o pico de pressão no interior da câmara de combustão.

2.6 Outros Trabalhos de Pesquisa Utilizando o Motor CFR

Sanders et al [1943] utilizaram um motor CFR para estudar os efeitos da variação percentual de gás de exaustão na performance de motores. Estes ensaios foram feitos para determinar quais os efeitos da mistura de gases de exaustão do motor com ar de admissão do motor no limite de detonação do combustível, no consumo específico de combustível e no consumo de ar.

Esses testes foram realizados utilizando-se um CFR sobrealimentado utilizando coletor de admissão. O fluxo de ar foi medido utilizando uma placa de orifício, o consumo de combustível foi medido com uma balança enquanto que o torque do motor foi medido em dinamômetro de bancada para 22 kW e a rotação do motor foi medida com um timer elétrico e um contador de revoluções.

O gás de exaustão foi obtido através de uma válvula borboleta, disposta no sistema de exaustão de um segundo motor CFR. O fluxo de combustível e o fluxo de ar no segundo CFR foram medidos por um rotâmetro calibrado e uma placa de orifícios, respectivamente. O limite de detonação foi determinado pela observação da curva do sinal de saída de um sensor de variação de pressão de cristal em um osciloscópio. Este experimento teve como conclusões que a adição de 1% de gás de exaustão no ar de admissão aumenta a pressão média efetiva para 2,5% na relação combustível/ar de 0,065, isto ocorre devido a mudança no valor do calor específico a pressão constante com a adição dos gases de exaustão, pois esta adição acrescenta a energia existente nos gases de exaustão na admissão, mudando o balanço de energia. Esta relação é válida até menos de 7% de adição de gás de exaustão. Concluíram que a adição de

gás de exaustão no ar de admissão de um motor diminui o consumo de ar para uma dada pressão de admissão na proporção da concentração de oxigênio na mistura e que a adição de gás de exaustão no ar de admissão não aumenta o consumo específico.

Lanzafame [1999] utilizou um motor CFR para estudar os *efeitos da injeção de água* e justificou a utilização deste motor por existir divergências na literatura sobre os resultados deste teste devido a diferenças existentes nos motores usados para estes experimentos. Neste artigo, os efeitos da injeção de água no duto de admissão são investigados tanto do ponto de vista teórico quanto experimental. Os diagramas de pressão versus ângulo e pressão versus volume são obtidos de um motor monocilíndrico CFR da AGIP PETROLI, Pricolo (CT). Os testes são realizados de acordo com o método de pesquisa e motor. A água é continuamente alimentada no sistema de injeção utilizando uma bomba de alta pressão. O motor é alimentado com combustível com baixo número de octanas (sobras de refino, intermediários do processo de refino). A relação entre o fluxo mássico de água alimentado no motor/fluxo mássico de combustível alimentado no motor foi avaliado em uma faixa de 0 a 1,5. Os resultados mostram que injeção de água realmente representa um novo método de controlar a detonação, reduzir o trabalho de compressão e controlar a formação de NO_x em motores de ignição por centelha. Estes efeitos observados são atribuídos ao elevado calor latente de vaporização da água, que diminui a temperatura da mistura, reduzindo assim a velocidade do processo de combustão.

Li1 et al, [2005] avaliaram as emissões de poluentes de um motor de ignição por centelha operando com misturas de combustíveis gasosos contendo hidrogênio. Este trabalho apresenta os resultados de uma investigação experimental das características das emissões de um motor com relação de compressão variável, motor CFR, operado sem borboleta aceleradora, com relação ar+combustível com percentual variável de hidrogênio e uma variedade de misturas binárias com outros combustíveis gasosos e rotação constante. Entre os principais fatores que afetam o grau e a natureza da emissão de gases estão incluídos o consumo de combustível, a relação ar+combustível, relação de compressão, ângulo de ignição e temperatura de admissão. Estes aspectos foram investigados experimentalmente. Para a realização deste experimento, manteve-se a velocidade do motor em 900 rev/min. O sistema de admissão do motor permitiu a adição de múltiplos combustíveis, alimentados por um banco de cilindros de alta pressão e dosados individualmente através de orifícios calibrados. As misturas de combustíveis testadas foram preparadas através da medição da taxa de fluxo

de cada componente puro individualmente e misturado com uma quantidade de ar medida antes de entrar no sistema do motor. A entrada de ar foi estabilizada e a pressão dentro dos cilindros foi medida com um sensor piezelétrico refrigerado a água montado na cabeça do cilindro. A duração total da combustão, que é um indicativo da taxa média de propagação da chama, foi determinada através de análise na derivada temporal aparente do índice politrópico dos processos de compressão, combustão e expansão. Os ensaios foram realizados com ângulo de ignição de 15° APMS, relação de compressão 8,5:1 e temperatura ambiente de mistura de 22° C.

Gautam et al [2000] realizaram a comparação dos limites de detonação, pressão média efetiva indicada (imep), emissões e características dos combustíveis entre as misturas de álcool gasolina e gasolina pura, para determinar as vantagens de misturar álcool e gasolina. Todos os testes são conduzidos em motor monocilíndrico CFR operando em regime constante, com relação ar+combustível estequiométrica. Os dados mostram que misturas de álcool nobre e gasolina possuem uma resistência a detonação maior que a gasolina pura, o que é indicado pelo índice antidetonante. Os dados mostram que o atraso na ignição e no intervalo de combustão da mistura de álcool e gasolina tendem a ter uma maior velocidade de chama.

Foin et al. [1999] desenvolveram um modelo quasi-dimensional para estudar o processo de combustão em motores de ignição por centelha de forma a fornecer informações termodinâmicas usando como dados de entrada os registros experimentais de pressão na câmara de combustão em condições de detonação do motor. O modelo foi proposto com a hipótese de frente de chama esférica e forneceu informações das temperaturas e concentrações dos gases queimados e não queimados, da transferência de calor para a parede e da taxa de liberação do calor aparente. Os ensaios experimentais foram feitos em um motor monocilíndrico CFR modificado e em rotação de 900 rpm e plena carga para até sete combustíveis diferentes. Como conclusão, o trabalho mostra que a temperatura do gás não queimado em uma região adiabaticamente comprimida específica é uma boa aproximação para a temperatura da reação de combustão. A pressão no instante de detonação foi correlacionada com a fração de massa de combustível não queimado, com diferentes relações entre dois tipos de combustíveis.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Parâmetros Geométricos dos Motores Alternativos

O volume do cilindro para cada posição do ângulo de manivela θ é:

$$V = V_{câmara} + \frac{\pi D^2}{4} (l + a - s) \quad (3.1)$$

onde s é a distância entre a linha de centro do eixo de manivelas e a linha de centro do pino no êmbolo, l é o comprimento da biela e a é o comprimento da manivela. Relacionando esta dimensão com a geometria do sistema biela-manivela, tem-se:

$$s = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \quad (3.2)$$

Assim,

$$\frac{V}{V_{câmara}} = 1 + \frac{1}{2} (rc - 1) \left[R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{1/2} \right] \quad (3.3)$$

onde rc é a relação de compressão e $R=l/a$ é a razão entre o comprimento da biela l e o comprimento da manivela a .

A área da superfície interna da câmara de combustão é:

$$A = A_{ch} + A_p + \pi D(l + a - s) \quad (3.4)$$

onde A_{ch} é a área do topo da câmara de combustão e A_p é a área da superfície do êmbolo. Para êmbolo de superfície plana $A_p = \pi D^2/4$ e, assim

$$A = A_{ch} + A_p + \frac{\pi DL}{2} \left[R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{1/2} \right] \quad (3.5)$$

3.2 Pressão Média Efetiva

A pressão média efetiva é um parâmetro de desempenho muito utilizado para projeto e desenvolvimento de motores, bem como para medidas de eficiência, uma vez que os valores

desse parâmetro não dependem diretamente do tamanho do motor, sendo um parâmetro que descreve a qualidade do projeto.

A pressão média efetiva é obtida dividindo-se o trabalho efetivo indicado por ciclo pelo volume deslocado do êmbolo. Dessa forma, atinge-se um parâmetro com unidades de força por unidade de área:

$$p_{mei} = \frac{P_{c,ig} n_R}{Vd N} \quad (3.6)$$

onde p_{mei} é a pressão média efetiva indicada medida em Pascal [Pa], Vd é o volume deslocado por ciclo medido em metros cúbicos [m^3] e nr é o número de ciclos para produção de potência ($nr=1$ para motores 2 tempos e $nr = 2$ para motores 4 tempos).

3.3 Conservação de massa e energia e geometria do cilindro

A conservação da energia em um volume de controle é expressa pela Primeira Lei da Termodinâmica, enquanto que a conservação de massa é representada pela equação de estado dos gases ideais.

Para descrever os processos no motor usando modelos integrais, este é dividido em componentes simples ou sistemas parciais, que podem ser vistos como sistemas termodinâmicos fechados ou abertos. Para contabilizar as variáveis de massa e energia nestes sistemas, usa-se o balanço de massa (equação de continuidade):

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (3.7)$$

e o balanço de energia (Primeira Lei da Termodinâmica) para sistemas abertos

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum \dot{m}_e \left(h_e - \frac{1}{2} w_e^2 \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s - \frac{1}{2} w_s^2 \right) \quad (3.8)$$

ou, para sistemas fechados:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (3.9)$$

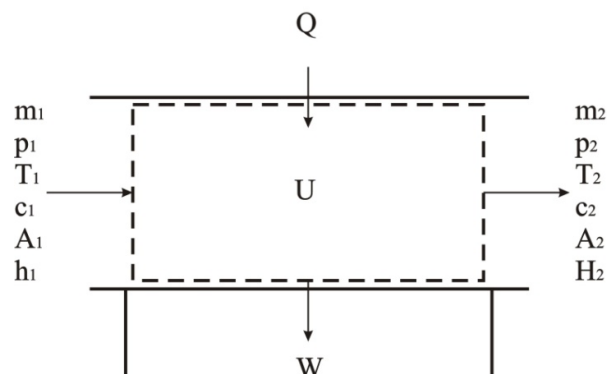


Figura 3.1: Sistema termodinâmico aberto (Stiesch, 2006)

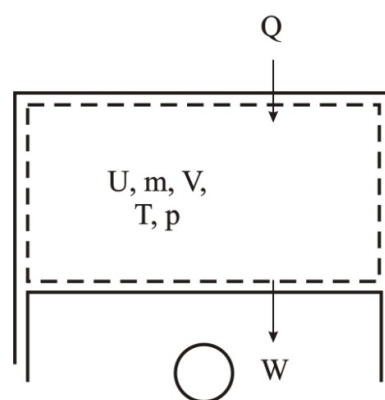


Figura 3.2: Sistema termodinâmico fechado (Stiesch, 2006)

Considerando-se que não existe fluxo de massa através dos limites do sistema fechado, nenhuma entalpia flui através dos limites deste sistema. Desprezando-se as perdas provenientes de vazamentos, o interior do cilindro pode ser considerado como um sistema fechado durante os ciclos de compressão e expansão, período este em que ambas as válvulas permanecem fechadas. Desprezando-se o atrito ou a dissipação de trabalho mecânico em calor, obtém-se a Equação 3.10 para o trabalho realizado pelos gases no interior do cilindro.

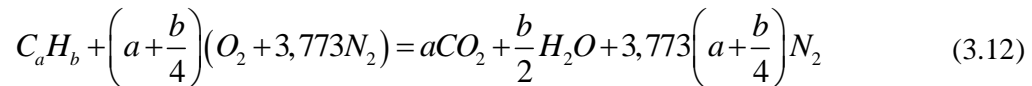
$$\frac{dW}{dt} = p \frac{dV}{dt} \quad (3.10)$$

Para o caso de um sistema aberto, onde a massa pode fluir através das fronteiras do sistema, a energia interna transferida através das fronteiras do sistema e o trabalho de bombeamento formam a entalpia das correntes de entrada ou saída de massa:

$$h = u + p v \quad (3.11)$$

3.4 Razão de Mistura Ar + Combustível

As razões de mistura são chamadas, quando o O_2 é o necessário para queimar todo a combustível, como razões estequiométricas e dependem do balanço de massa de cada elemento químico dos reagentes, da composição relativa do elemento combustível e da proporção necessária entre o combustível e o ar. Se o oxigênio disponível for suficiente, o combustível hidrocarboneto pode ser completamente oxidado. Neste caso, o carbono existente no combustível é convertido em dióxido de carbono (CO_2) e o hidrogênio em água (H_2O). Em geral, a combustão em motores realiza-se a partir do ar atmosférico que apresenta, para cada mol de oxigênio, 3,773 moles de nitrogênio. Dessa forma, o processo de combustão estequiométrico completo de um hidrocarboneto de composição molecular C_aH_b com o ar, é dado pela Equação 3.12:



A Equação 3.6 [Heywood, 1988] define a proporção estequiométrica entre o ar e o combustível, ou seja, a quantidade suficiente de oxigênio para converter todo o combustível em produto completamente oxidado. Considerando os pesos moleculares do oxigênio, nitrogênio atmosférico, carbono atômico e hidrogênio como 31,998, 28,16, 12,011 e 1,008 respectivamente, pode-se reescrever a equação (3.12) para obtenção da relação ar+combustível, Equação 3.13, dependendo somente da composição do hidrocarboneto CH_y ,

$$\left(\frac{A}{C}\right)_s = \frac{\text{massa de ar}}{\text{massa de combustível}} = \frac{\left(1 + \frac{y}{4}\right)(32 + 3,773(28,16))}{12,011 + 1,008} = \frac{34,56(4 + y)}{12,011 + 1,008} \quad (3.13)$$

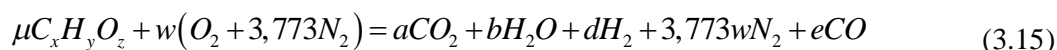
onde A é a massa de ar, C é a massa de combustível, s representa a condição estequiométrica e y é a relação entre o número de carbono e hidrogênio do combustível ($y=b/a$).

A mistura ar+combustível, quando está com excesso de combustível, é chamada de mistura rica e caracteriza-se por apresentar, além do CO_2 e do H_2O , outros produtos, tais como CO e H_2 . Por outro lado, quando há excesso de ar é chamada de mistura pobre.

O parâmetro λ representa a razão entre a relação ar+combustível real e a relação ar+combustível estequiométrica. Os valores de λ podem ser obtidos pela Equação 3.14. Utiliza-se também o parâmetro ϕ , que representa o inverso de λ .

$$\lambda = \phi^{-1} = \frac{(A/C)_{real}}{(A/C)_s} \quad (3.14)$$

Quando o combustível contém oxigênio, é necessário incluí-lo no balanço entre os reagentes e os produtos, resultando na Equação 3.15:



onde μ é o excesso de combustível em relação à quantidade necessária na combustão estequiométrica e w, a, b, c, d, e são os coeficientes para o balanço químico.

3.5 Avanço de Ignição

O processo de combustão pode ser dividido em quatro fases distintas: **1-** Formação; **2-** desenvolvimento da chama; **3-** propagação da chama; e **4-** extinção da chama. A combustão deve iniciar em um ponto que forneça a potência máxima ou o torque máximo. A duração combinada do processo de desenvolvimento e da propagação da chama é, tipicamente, entre os 30 e 90 graus do eixo de manivelas. A combustão começa antes do fim da compressão, continua através do início da expansão, e acaba após o ponto no ciclo em que o pico de pressão dentro do cilindro ocorre. Se o início da combustão for avançado progressivamente para APMS (Antes do Ponto Morto Superior), a transferência do trabalho do curso da compressão, que é do pistão aos gases do cilindro, aumenta. Se o fim do processo da combustão for atrasado, retardando a centelha de ignição, o pico de pressão dentro do cilindro ocorre mais tarde no curso da expansão e este terá uma redução no seu valor. Estas mudanças reduzem a transferência do trabalho do curso da expansão dos gases do cilindro ao pistão. A centelha de ignição mais adequada depende da taxa de propagação da chama, do comprimento da trajetória da chama através da câmara de combustão, e dos detalhes do processo de fim de chama depois que esta alcança as paredes de cilindro. Estes fatores dependem do projeto do motor, das condições de operação, e das propriedades da mistura ar+combustível queimada. O melhor sincronismo é o que gera máximo torque.

3.6 Tipos de Combustíveis

De acordo com seus estados físicos, os combustíveis podem ser sólidos (madeira, carvão vegetal, hulha), líquidos (querosene, gasolina), ou gasosos (gás natural, propano, butano).

A maioria dos combustíveis derivados do petróleo, líquidos ou gasosos, são uma mistura de muitos hidrocarbonetos. A gasolina, por exemplo, é constituída por cerca de 40 hidrocarbonetos principais, com a presença de muitos outros em quantidades mínimas [Van Wylen e Sonntag, 1993]. As famílias mais importantes de hidrocarbonetos estão apresentadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1. Características de algumas famílias de hidrocarbonetos

| Família | Fórmula | Estrutura | Saturado |
|---------------------|----------------|-----------|----------|
| Parafina | C_nH_{2n+2} | Cadeia | Sim |
| Olefina | C_nH_{2n} | Cadeia | Não |
| Diolfina | C_nH_{2n-2} | Cadeia | Não |
| Naftaleno | C_nH_{2n} | Cíclica | Sim |
| Aromático Benzeno | C_nH_{2n-6} | Cíclica | Não |
| Aromático Naftaleno | C_nH_{2n-12} | Cíclica | Não |

Fonte: [Heywood, 1988]

Os termos utilizados na definição de combustíveis são referentes à estrutura da molécula (que pode ser cíclica ou em cadeia, a hidrocarbonetos saturados e não-saturados) e aos hidrocarbonetos com mesmo número de átomos de carbono e hidrogênio, mas com estruturas diferentes. Os hidrocarbonetos não-saturados possuem um ou dois átomos adjacentes unidos por uma valência dupla ou tripla, enquanto que nos hidrocarbonetos saturados todos os átomos de carbono são unidos por uma valência simples.

Um combustível ao alcance das regiões ricas em biomassa, fabricado a partir da destilação de vegetais, é o álcool de baixo peso molecular, sobretudo o etanol. A característica da família dos alcoóis é que um dos átomos de hidrogênio de um hidrocarboneto é substituído por um radical OH. Assim, o álcool metílico, também chamado de metanol, é CH_3OH . O Brasil foi pioneiro na produção de álcool combustível para veículos automotivos, após a crise provocada pelo súbito aumento dos preços de petróleo em 1973. Parte significativa da frota de

automóveis e pequenos utilitários no Brasil, ao final do Século XX, utilizava o álcool da cana-de-açúcar como combustível.

O conjunto dos combustíveis gasosos é o que possui a maior eficiência de combustão devido a maior homogeneidade da mistura. É um produto limpo, sem impurezas ou cinzas, sem odor e que resulta em alto poder calorífico. Esses gases, em sua maior parte, são originários de jazidas petrolíferas. Normalmente, são encontrados em bolsões ou jazidas subterrâneas e fluem para a superfície associados ao petróleo, sendo então novamente injetados nos poços para aumentar a vazão do óleo cru, ou separados para consumo.

3.7 Alcoóis

Os alcoóis são compostos saturados com uma estrutura em cadeia em que um átomo de hidrogênio é substituído por uma hidroxila (OH). Podem ser obtidos da oxidação parcial do petróleo ou de vegetais ricos em carboidratos, que se constituem exclusivamente de carbono, hidrogênio e oxigênio.

3.8 Propriedades de Transporte no Fluido de Trabalho

O processo pelo qual a massa, momento e energia são transferidos de um ponto do sistema a outro é chamado de taxa. São exemplos destes processos: a evaporação do combustível líquido, mistura ar+combustível, atrito na interface gás/sólido, e transferência de calor entre o gás e as paredes da câmara de combustão. Em motores, a maioria destes processos são turbulentos e são fortemente influenciados pelas características do fluxo. O efeito da turbulência nas taxas é usualmente modelado por correlações entre números adimensionais (tais como número de Reynolds, Prandtl, Nussel) que contenham as propriedades de transporte do fluido como viscosidade, condutividade térmica e coeficientes de difusão assim como as propriedades do fluxo.

A aproximação mais simples para computar as propriedades de transporte é baseada na aplicação da teoria cinética a um gás monoatômico composto de moléculas modelados como esferas rígidas. Pela análise do escoamento de Couette entre placas planas pode ser

demonstrado que a viscosidade μ de um gás modelado como uma esfera rígida monoatômica

[onde $\mu = \frac{\tau}{du/dx}$, τ é a força cisalhante e (du/dx) o gradiente de velocidade] é dado por:

$$\mu = \frac{\left[5/(16\sqrt{\pi})\right] \left(m \tilde{k} T\right)^{1/2}}{d^2} \quad (3.16)$$

onde m é a massa da molécula de gás, d é o diâmetro molecular, \tilde{k} é a constante de Boltzmann, $1,381 \times 10^{-23}$ J/K, e T é a temperatura absoluta.

Para um determinado gás, a viscosidade varia com $T^{1/2}$. Através de medições é possível verificar que há variação da viscosidade apenas com a temperatura, porém de forma diferente do expoente 1/2. A medição da dependência da temperatura somente pode ser explicada por modelos mais sofisticados que considerem a energia potencial intermolecular, ao contrário do modelo de esfera rígida, que não considera esta grandeza. Efetivamente, em altas temperaturas, a alta energia cinética média da colisão de um par de moléculas requer que estas se aproximem umas das outras, e sofram uma grande força de repulsão, podendo defletir a colisão. Como resultado, as moléculas se comportam como pequenas esferas rígidas com o aumento da temperatura.

Uma expressão para a condutividade térmica k de um gás modelado como uma esfera rígida monoatômica ($k = \dot{q}/(dT/dx)$, onde \dot{q} é o fluxo de calor por unidade de área, e dT/dx é o gradiente de temperatura) pode ser oriunda de uma análise de equivalência térmica de um escoamento de Couette em uma placa plana.

$$k = \frac{\left[75/(64\sqrt{\pi})\right] \left(\tilde{k}^3 T/m\right)^{1/2}}{d^2} \quad (3.17)$$

Através da Equação 3.17 verifica-se que k possui uma dependência da temperatura similar a μ . As Equações 3.16 e 3.17 podem ser combinadas para resultar:

$$k = \frac{5}{2} \mu C_v \quad (3.18)$$

Então, para um gás monoatômico, o calor específico a um volume constante é $\tilde{3}k/(2m)$. Esta igualdade simples tem boa correspondência com medições de μ e k para gases monoatômicos.

O modelo apresentado não leva em conta a troca de energia oscilatória e rotacional nas colisões entre moléculas poliatômicas que contribuem para o transporte de energia nos gases de interesse em motores. Medições experimentais de k e μ mostram que k é menor que $\frac{5}{2}\mu C_v$ para cada gás poliatômico, onde C_v é a soma do calor específico translacional e o calor específico devido aos graus de liberdade internos. Eucken [apud Heywood, 1988] sugere que o transporte de energia oscilatória e rotacional é mais lento que o transporte da energia translacional. Ele propôs a expressão empírica:

$$k = \frac{9\gamma - 5}{4} \mu C_v \quad (3.19)$$

$$Pr = \frac{\mu C_v}{k} = \frac{4\gamma}{9\gamma - 5} \quad (3.20)$$

Onde Pr é o número de Prandtl, que possui uma boa correlação com dados experimentais.

Uma análise similar do processo de difusão binário, onde um gás difunde em um outro, leva a uma expressão do coeficiente de difusão binário D_{ij} , que é a propriedade de transporte da mistura composta pelas espécies i e j definida pela lei da difusão de Fick de difusão molecular com relação ao fluxo das espécies i e j , Γ_{xi} e Γ_{xj} , na direção x os gradientes de concentração, dn_i/dx e dn_j/dx (n é o número de densidade molecular):

$$\Gamma_{xi} = -D_{ij} (dn_i/dx) \quad \Gamma_{xj} = -D_{ij} (dn_j/dx) \quad (3.21)$$

O coeficiente binário de difusão para uma mistura de moléculas modeladas como esferas rígidas resulta:

$$D_{ij} = \frac{3}{16nd^2} \left(2\tilde{k}T/\pi m_{ij} \right)^{1/2} \quad (3.22)$$

Onde m_{ij} é a massa reduzida, $m_i m_j / (m_i + m_j)$.

Um tratamento mais rigoroso das propriedades de transporte do gás, baseado em um modelo mais realístico da interação da energia potencial intermolecular, pode ser achado em Hirschfelder [1954 apud Heywood, 1988], que também desenvolveu métodos para computar as propriedades de transporte de mistura gasosas. O programa computacional da NASA “Propriedades termodinâmicas e de transporte de sistemas químicos complexos”, considera a viscosidade, a condutividade térmica e o número de Prandtl em conjunto com os cálculos termodinâmicos para o equilíbrio em altas temperaturas e para composição de misturas gasosas sem reações químicas. O referido programa, cujos procedimentos são baseados em técnicas descritas por Hirschfelder [1954 apud Heywood, 1988], tem sido usado para computar as propriedades de transporte de produtos da combustão entre misturas de hidrocarbonetos e ar. Estas quantidades são função da temperatura, razão de mistura, e (com exceção da viscosidade) pressão. Relações aproximadas têm sido desenvolvidas para dados calculados de viscosidade e número de Prandtl. A principal vantagem destas correlações é a velocidade computacional. Para o número de Prandtl ($\mu c_p/k$), acha-se mais conveniente utilizar γ , que é a relação entre os calores específicos a pressão e volume constantes (c_p/c_v), como uma variável independente. Valores de γ e c_p permitem a determinação da condutividade térmica.

A viscosidade dos produtos da combustão de misturas de hidrocarbonetos e ar para temperaturas acima de 500K até 4000K para pressões de 0,1 até 10,13 MPa, para $\phi=0$ até $\phi=4$ são calculados pela NASA. A viscosidade como função da temperatura dos produtos da combustão de hidrocarbonetos difere pouco em função da quantidade de ar. Entretanto, a lei regente baseada em dados de viscosidade do ar que é utilizada para ajuste dos dados é:

$$\mu_{ar} (kg/m.s) = 3,3 \times 10^{-7} T^{0,7} \quad (3.23)$$

Onde T é expresso em K. A viscosidade dos produtos de combustão é praticamente independente da pressão. Esta correlação é corrigida para incluir os efeitos da razão de equivalência ϕ na viscosidade dos produtos da combustão de misturas de hidrocarbonetos e ar, resultando na seguinte expressão:

$$\mu_{prod} = \frac{\mu_{ar}}{1 + 0,027\phi} \quad (3.24)$$

O número de Prandtl de produtos da combustão de misturas ar/hidrocarbonetos foi correlacionado além das escalas das temperaturas, das pressões, e de relações de equivalência. Então, a expressão para o número de Prandtl para um gás monoatômico modelado como uma esfera rígida é uma função de γ e um polinômio de segunda ordem em função de γ é utilizado para ajustar os dados calculados do número de Prandtl. Um bom ajuste dos dados para a condição dos produtos de combustão de hidrocarbonetos em condição de misturas pobres é dada pela seguinte equação:

$$\text{Pr} = 0,05 + 4,2(\gamma - 1) - 6,7(\gamma - 1)^2 \quad ; \quad \phi \leq 1 \quad (3.25)$$

Os valores de Prandtl resultantes da Equação 3.25 apresentam-se com 5% de equilíbrio para valores de Pr calculados com o programa da NASA. Para a condição de misturas ricas, a Equação 3.26 apresenta um bom ajuste para valores em equilíbrio de Pr usando valores de equilíbrio de γ , para temperaturas maiores que 2000K:

$$\text{Pr} = \frac{0,05 + 4,2(\gamma - 1) - 6,7(\gamma - 1)^2}{1 + 0,015 * 10^{-6} (\phi T)^2} \quad ; \quad 1 \leq \phi \leq 4 \quad (3.26)$$

Os valores previstos para Prandtl neste caso estão próximos aos valores calculados de Pr com menos de 10 % de erro. A Equação 3.26 é igualmente um ajuste razoável aos valores de Pr para misturas frescas ricas, utilizando valores frescos de γ , para a faixa de temperaturas de 1200 a 2000K. Por não haver nenhum dado para Prandtl de misturas ricas em baixas temperaturas, é sugerido que a composição da mistura seja fixada (ex: durante o processo de exaustão em motores de combustão interna). A Equação 3.26 pode ser também utilizada para valores de composição fixa de γ .

O número de Prandtl pode ser obtido a partir das Equações 3.25 e 3.26 se o valor de γ for conhecido. A condutividade térmica pode ser obtida a partir do número de Prandtl se os valores de μ e c_p são conhecidos. Valores de γ_b e $c_{p,b}$ em função da temperatura podem ser obtidos em cartas termodinâmicas.

Verifica-se, portanto, que a relação fundamental entre viscosidade e condutividade térmica é complexa, e que diversos métodos de aproximação são propostos na bibliografia para avaliação das propriedades de transportes de mistura de gases. Uma boa aproximação para a viscosidade de uma mistura de gases multicomponente é:

$$\mu_{mistura} = \frac{\sum_{i=1}^{\nu} \tilde{x}_i^2}{\sum_{i=1}^{\nu} \tilde{x}_i / \mu_i + 1,385 \sum_{j=1}^{\nu} \tilde{x}_i \tilde{x}_j (\tilde{R}T / pM_i D_{ij})} \quad (3.27)$$

Onde \tilde{x}_i e M_i são as frações molares e peso molecular da i ésima espécie, μ_i é a viscosidade da i ésima espécie, ν é o número de espécies contidos na mistura, e D_{ij} é o coeficiente de difusão binária para as espécies i e j .

3.9 Movimento da Carga no Cilindro

Juntamente com a relação da mistura ar+combustível, o movimento dos gases dentro do cilindro é um dos principais fatores que influenciam o processo de combustão de motores de combustão por centelha. O movimento dos gases também influencia significativamente a transferência de calor. Este valor também é influenciado pelo volume de gás movimentado e pelas características de turbulência do escoamento. O padrão de escoamento inicial no cilindro depende do coletor de admissão. O padrão de escoamento pode, porém, se modificar substancialmente durante o processo de compressão.

3.10 Turbilhonamento Radial

Turbilhonamento radial é usualmente definido como uma rotação organizada (orientada) da carga sobre o eixo do cilindro. O turbilhonamento radial é criado durante a preparação da mistura no coletor de admissão. Normalmente ocorre redução do turbilhonamento radial a partir do momento angular inicial devido ao atrito da massa de gases. O turbilhonamento radial gerado na admissão geralmente permanece através dos processos de compressão, combustão e expansão. Nos motores equipados com câmara de combustão esférica, o movimento rotacional inicia durante a admissão e é substancialmente modificado durante a compressão. O turbilhonamento radial é importante (principalmente em motores diesel e em alguns motores com carga estratificada) para realizar mais rapidamente a mistura entre a carga de ar admitido e o combustível injetado. O turbilhonamento radial também é utilizado para aumentar a velocidade do processo de combustão em motores de ignição por centelha. Em motores de 2 tempos, é utilizado para melhorar o processo de lavagem. Muitos

projetos de pré-câmaras são feitos de forma a proporcionar rotações organizadas (também denominadas de turbilhonamento) em torno do seu eixo. Em motores diesel com pré-câmara, o turbilhonamento radial é importante dentro da antecâmara, pois o fluxo para dentro da pré-câmara durante a compressão cria também um fluxo rotacional. Este movimento da carga no cilindro é representado esquematicamente na Figura 3.3

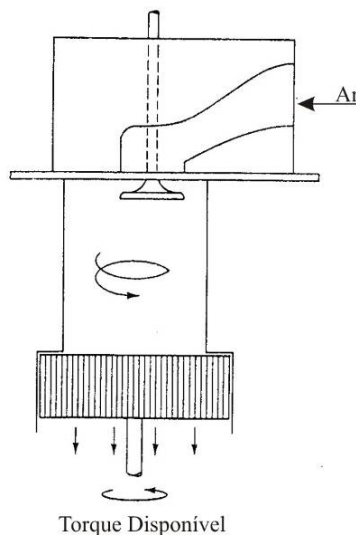


Figura 3.3: Turbilhonamento Radial [Heywood, 1988].

3.11 Movimento Transversal

Movimento transversal da carga é o nome dado ao movimento radial ou transversal do gás voltado para o interior que ocorre no fim do período de compressão, quando a face do êmbolo e do cabeçote aproximam-se. Na Figura 3.4 pode ser vista a maneira com que o gás se desloca na câmara de combustão. A Figura 3.4 (a) mostra uma câmara de combustão em cunha típica de um motor de ignição por centelha e a Figura 3.4 (b) mostra uma câmara de combustão esférica de um motor diesel. A magnitude do movimento transversal é, freqüentemente, definida pelo percentual de área de movimento transversal, ou seja, a percentagem da área do êmbolo, $\pi D^2/4$, que se aproxima da tampa do cilindro (Figura 3.4). A geração do movimento transversal (movimento do gás) é provocada pelo uso de câmaras de combustão com geometria compacta.

A velocidade teórica do movimento transversal pode ser calculada a partir do deslocamento instantâneo do gás através da extremidade até o centro da região do movimento transversal, ou seja, através das áreas hachuradas da Figura 3.4 (a) e (b).

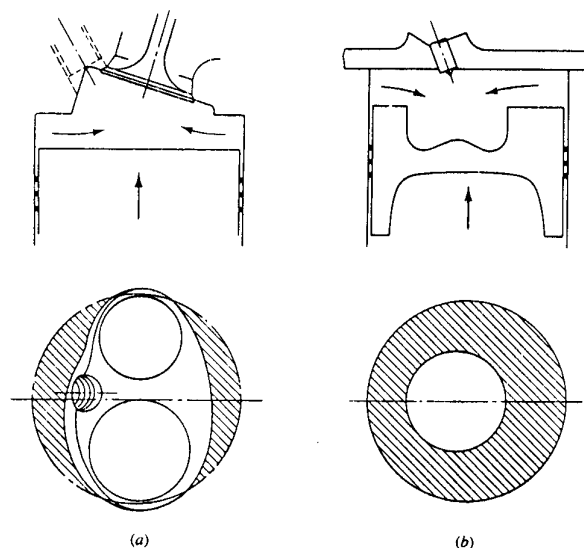


Figura 3.4: Figura esquemática de como o movimento do êmbolo gera o movimento transversal: (a) câmara de combustão em cunha; (b) câmara de combustão esférica de um motor diesel de injeção direta conforme [Heywood, 1988].

3.12 Teoria da Combustão

Em um motor de ignição por centelha convencional, o combustível e o ar são misturados no sistema de admissão e admitidos através da válvula de entrada do cilindro, sendo misturados com o gás residual e então comprimidos. Sob circunstâncias de operação normais, a combustão é iniciada durante o curso da compressão por uma descarga elétrica da vela. A seguir, desenvolve-se em uma chama turbulenta, propagando-se através da mistura ar+combustível até alcançar as paredes da câmara de combustão para então extinguir-se.

Há um período durante a liberação da energia da chama em que esta energia ainda é demasiadamente pequena para ser possível observar o aumento da pressão devido à combustão. Enquanto a chama continua a crescer e propagar-se através da câmara de combustão, a pressão eleva-se e alcança o seu valor máximo depois do Ponto Morto Superior e antes que a carga do cilindro esteja inteiramente queimada. A pressão então diminui, enquanto que o volume do cilindro continua a aumentar durante o restante do curso da expansão.

O desenvolvimento da chama e a sua propagação variam de ciclo para ciclo. A fração do volume queimado e as frações mássicas queimadas para cada ciclo diferem significativamente porque o crescimento da chama depende do movimento e da composição locais da mistura. Estas quantidades variam em ciclos sucessivos em todo o cilindro e podem variar de cilindro para cilindro. São especialmente significativos o movimento e a composição da mistura na vizinhança da vela de ignição no momento da centelha, pois o desenvolvimento da chama ocorre na própria mistura.

A combustão começa antes do fim da compressão, continua no início da expansão, e acaba após o ponto no ciclo em que o pico de pressão dentro do cilindro ocorre. Se o início da combustão for avançado progressivamente para antes do Ponto Morto Superior, a transferência do trabalho do curso da compressão (que é do êmbolo sobre os gases do cilindro) aumenta. Se o fim do processo da combustão for atrasado, retardando-se progressivamente a centelha, o pico de pressão dentro do cilindro ocorre mais tarde no curso da expansão e terá uma redução no seu valor. Estas mudanças reduzem a transferência do trabalho do curso de expansão dos gases do cilindro ao êmbolo. A centelha que melhor se ajusta depende da relação de propagação da chama, do comprimento da trajetória da chama através da câmara de combustão, e dos detalhes do processo de fim de chama depois que esta alcança as paredes do cilindro. A centelha depende também do projeto do motor, das condições de operação e das propriedades da mistura ar+combustível queimada [Guibet, 1999, Chollet, 1996].

A combustão completa é descrita como aquela em que a frente de chama move-se através da câmara de combustão até que a mistura ar+combustível esteja consumida inteiramente e transformada em dióxido de carbono e água. Entretanto, diversos fatores, como composição do combustível, temperatura e pressão do sistema, relação de compressão, relação ar+combustível e depósitos na câmara de combustão, impedem que a combustão completa ocorra.

As reações que ocorrem na câmara não são simples e nem ocorrem em poucos passos, existindo mecanismos em cadeia, formados por etapas iniciadoras e de propagação de cadeia. Em virtude do crescimento muito rápido da velocidade da reação em virtude da elevação da temperatura, a energia despreendida da reação exotérmica forma a propagação da frente de reação auto-sustentável. Uma combustão com ramificação de cadeia ocorre quando a reação tem diversas etapas de ramificação que provocam o crescimento exponencial dos

centros de propagação da cadeia. O mecanismo destas reações é bastante complicado. Uma etapa de ramificação é uma reação elementar que produz mais de um propagador da cadeia. Hidroperóxidos são importantes intermediários produzidos na etapa de propagação no processo de ignição a baixa temperatura. Estes têm a forma ROOH, onde R é um radical orgânico (formado pela retirada de um átomo de hidrogênio proveniente da molécula de combustível hidrocarboneto). Entretanto, a altas temperaturas, ROOH não é mais o principal produto do processo da etapa de propagação, mas sim o peróxido de hidrogênio (H₂O₂). Enquanto ele é relativamente estável a baixas temperaturas, acima de 500°C se decompõe em dois radicais OH.

Em linhas gerais, o processo básico de oxidação de um hidrocarboneto segundo Semenov pode ser observado na Figura 3.5:

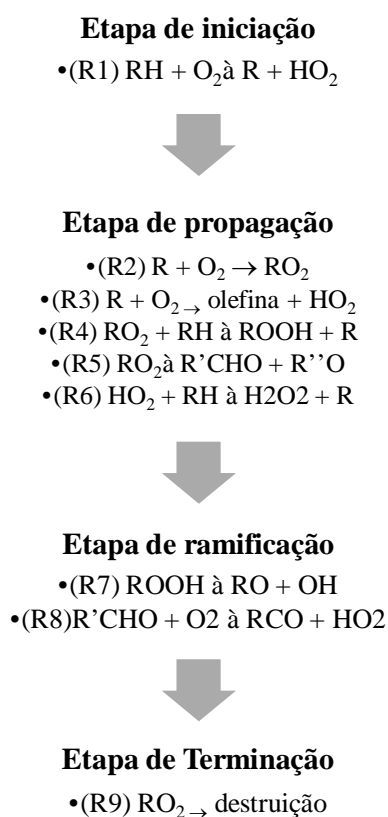


Figura 3.5: Esquema básico de oxidação de um hidrocarboneto segundo Semenov.

A reação R1 é lenta e está associada ao período de indução na combustão dos hidrocarbonetos. A reação R2 é rápida e com energia de ativação próxima do zero. Já, a

reação R3 produz as olefinas, como ocorre na oxidação de hidrocarbonetos saturados. As reações R4 e R5 são os principais intermediários. A etapa de ramificação vem da demora da decomposição das espécies reativas R7 e R8. Um desses radicais acima é utilizado para formar as espécies reativas R7 e R8. Os radicais múltiplos não aparecem até que estes reagentes desapareçam.

Estudos em amostras de gás de exaustão têm identificado produtos na combustão do isooctano, que incluem principalmente olefinas, éteres cíclicos, aldeídos ($R'CHO$) e cetonas ($R''CO$). Tais estudos têm mostrado crescentes concentrações de peróxidos em combustíveis isoparafínicos.

A ocorrência de uma combustão depende da temperatura e da pressão. Em pressões muito baixas, o sistema mantém-se fora da região de explosão e a mistura reage suavemente. Nessas pressões, os propagadores da cadeia formados nas etapas de ramificação podem chegar às paredes da câmara e recombinar-se. A elevação da pressão leva o sistema até o primeiro limite de inflamabilidade, pois os propagadores da cadeia reagem antes de serem extintos pelas paredes, e as reações de ramificação são em termos de explosão eficientes. Porém, quando é superado o segundo limite de explosão, a reação se realiza suavemente, pois a concentração das moléculas no gás é tão elevada que os radicais formados nas reações de ramificação se recombinam na própria massa do gás, nas etapas de terminação.

Conforme já citado, as condições de operação, projeto do motor, velocidade de queima, relação de compressão e a relação ar-combustível também devem ser considerados, pois afetam o processo de combustão.

O aumento da turbulência nas altas velocidades dos motores aumenta a velocidade de propagação da chama. A turbulência aumenta sempre proporcionalmente à velocidade do motor, de modo que os parâmetros da combustão (pressão, fração queimada e razão de aumento de calor) não são grandemente afetados pela velocidade do motor. Para altas velocidades, entretanto, a fase de difusão inicial e final da combustão requer um grande avanço da chama.

Os parâmetros geométricos afetam a intensidade da turbulência e da área superficial da frente de chama. Os gases resultantes da frente de chama entram em contato com as paredes, resultando em transferência de calor. Também, as trocas aerodinâmicas do sistema de entrada podem contribuir para a criação de um fluxo de gás direcionado, mudando a área superficial e

o caminho da chama. Além disso, a forma da câmara de combustão afeta outros critérios, como eficiência volumétrica, tendência a detonação e emissões poluentes.

Quanto mais rápida a queima do combustível, menor será o ângulo de queima e menor será o trabalho negativo no ciclo. Assim, menos tempo será necessário para comprimir a mistura em queima antes do Ponto Morto Superior (PMS).

Segundo Heywood [1988], a relação ar-combustível da mistura é de grande importância, pois cada produto tem uma relação estequiométrica para a queima, ou seja, a quantidade de ar quimicamente correta para a reação de combustão completa. O tempo de combustão é menor quando a mistura é rica ($\lambda = 0,80$ a $0,90$) e aumenta significativamente quando a mistura é mais pobre que a estequiométrica ($\lambda = 1,10$ a $1,20$), com aumento da dispersão cíclica. Se a mistura ar-combustível é reduzida, resulta na instabilidade de operação, com falha ou completa extinção da combustão. Isto confirma a existência dos limites de inflamabilidade dentro do motor, os quais são observados em laboratório e afetados pela turbulência causada pela presença dos gases da exaustão e limitações da energia de ignição.

Testes em motores utilizando como combustíveis hidrocarbonetos puros para uma mesma relação ar+combustível demonstraram, dependendo da estrutura química do combustível, que a velocidade de combustão varia ligeiramente e apresenta o comportamento da velocidade de propagação laminar. Nestas condições, as variações não são muito grandes. A diferença na velocidade de chama entre o benzeno, o qual queima rapidamente em um motor, e isooctano, o qual queima lentamente, não é maior que 25%. A diferença entre a velocidade de chama laminar destes dois hidrocarbonetos é de 20%. Para combustíveis convencionais, que consistem de uma larga mistura de compostos, variações desta magnitude não devem ser obtidas [Owen, 1995, Guibet, 1999].

Na prática, os valores da razão do aumento de calor e o ângulo manivela de 50° não são fortemente dependentes da composição dos combustíveis, tais como conteúdo de aromáticos e olefinas. Produtos especiais devem ser usados para avaliar alguma troca nesta área. Somente em casos extremos, a troca de combustíveis pode implicar em um pequeno rearranjo no avanço da ignição.

3.13 Velocidade de Queima

Quanto mais rápida a queima do combustível, menor será o trabalho negativo no ciclo (menos tempo é necessário para comprimir a mistura já em combustão antes do ponto morto superior) e mais estável é a combustão.

3.13.1 Velocidade de Propagação em Regime Laminar

São descritas na literatura duas principais situações para a propagação da chama de uma mistura inflamável: propagação em fluxo laminar ou em regime turbulento.

Para o caso de propagação da frente de chama em uma mistura ar+combustível em repouso ou em um fluxo laminar, a velocidade espacial da chama ou deslocamento em relação a um ponto fixo refere-se a uma velocidade normal laminar em relação ao escoamento da chama de deflagração, sendo esta uma característica intrínseca da mistura inflamável.

Para o caso de queimadores atmosféricos, esta velocidade pode ser determinada a partir da vazão de gás e da superfície da frente de chama, que pode ser medida através da utilização de técnicas de filmagem (cinemetria).

A Tabela 3.2 mostra os valores de velocidade de reação para vários hidrocarbonetos quando queimados em ar a 25°C com a pressão de 1bar. A mudança na velocidade relativa também é função da relação ar+combustível. Para a maioria dos compostos orgânicos, os valores de velocidade relativa ficam entre 0,3 e 0,5 m/s. Valores maiores ocorrem com hidrogênio, acetileno, etileno, oxido de etileno, oxido de propileno e carbono disulfidrico.

A máxima velocidade laminar é normalmente alcançada perto da razão estequiométrica e decresce marcadamente com misturas pobres ($\phi = 0,8$). A velocidade laminar é uma função da estrutura química do hidrocarboneto e é geralmente pobre em parafínicos frente ao metano e ao isoctano, e rico em comparação a muitos aromáticos como o benzeno e apresenta níveis semelhantes aos do metanol.

A velocidade de propagação laminar aumenta juntamente com a temperatura inicial da mistura ar+combustível e decresce com a diluição com gás inerte. Aumentos de pressão também tendem a diminuir a velocidade de propagação de chama [Guibet 1999 apud De Soete et al., 1976].

Tabela 3.2 : Velocidade de propagação laminar da chama V_n no ar para várias condições de mistura para alguns combustíveis (condições iniciais: 25°C e 1 bar) [Guibet 1999]

| Combustível | V_n (cm/s) | | | | | V_n máximo | ϕ p/ V_n máximo | λ p/ V_n máximo |
|-------------|--------------|-------|-------|-------|-------|-----------------|---------------------------|------------------------------|
| | ϕ | | | | | | | |
| | 1,2 | 1,1 | 1 | 0,9 | 0,8 | | | |
| Metano | 30,0 | 38,3 | 43,4 | 44,7 | 39,8 | 44,8 | 1,07 | 0,934 |
| Propano | - | 42,3 | 45,6 | 46,2 | 42,3 | 46,8 | 1,06 | 0,943 |
| n-Butano | 38,0 | 42,6 | 44,8 | 44,2 | 41,2 | 44,8 | 1,02 | 0,980 |
| n-Heptano | 37,0 | 39,8 | 42,2 | 42,0 | 35,5 | 42,5 | 1,05 | 0,952 |
| Isooctano | 37,5 | 40,2 | 41 | 37,2 | 31,0 | 41,0 | 0,98 | 1,020 |
| Cicloexano | - | 41,3 | 43,3 | 49,9 | 38,0 | 49,9 | 1,10 | 0,909 |
| Etileno | 50,0 | 60,0 | 68,0 | 73,0 | 72,0 | 73,5 | 1,13 | 0,884 |
| Propileno | - | 48,4 | 51,2 | 49,9 | 46,4 | 51,2 | 1,00 | 1,000 |
| Benzeno | 39,4 | 45,6 | 47,6 | 44,8 | 40,2 | 47,6 | 1,00 | 1,000 |
| Metanol | 34,5 | 42,0 | 48,0 | 50,2 | 47,5 | 50,4 | 1,08 | 0,925 |
| Hidrogênio | 120,0 | 145,0 | 170,0 | 204,0 | 245,0 | 325,0 | 1,80 | 0,555 |
| Acetileno | 107,0 | 130,0 | 144,0 | 151,0 | 154,0 | 155,0 | 1,25 | 0,800 |
| Isopropanol | 34,4 | 39,2 | 41,3 | 40,6 | 38,2 | 41,3 | 1,02 | 0,980 |
| Acetona | 40,4 | 44,2 | 42,6 | 38,2 | - | 44,2 | 0,90 | 1,111 |

Para uma melhor visualização dos valores apresentados na Tabela 3.2, gerou-se a Figura 3.6 a seguir.

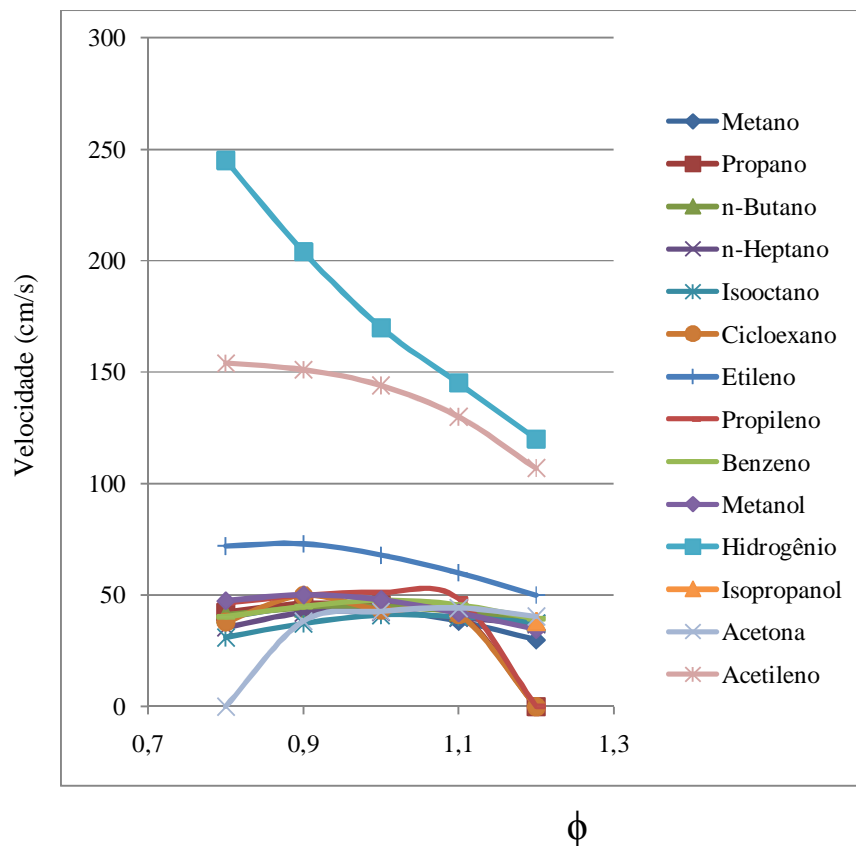


Figura 3.6: Velocidade de propagação laminar da chama V_n no ar para várias condições de mistura para alguns combustíveis (condições iniciais: 25°C e 1 bar)

3.13.2 Velocidade de Propagação em Regime Turbulento

Na maior parte das aplicações de energia provinda de combustão e, em todos os casos que envolvem motores, a propagação da chama acontece preferencialmente em um meio turbulento, o que acarreta em um aumento da taxa de mistura e transporte difusivo, resultando em aumento de transferência de massa e energia. A transferência de energia causa maior perda de calor na frente de chama e nas regiões próximas às paredes. Também causa maior mistura de gases queimados e não queimados que junto com a perda de calor, levam à extinção da chama. Nos meios em que vários volumes de mistura ar+combustível são submetidos a flutuações de velocidades, a velocidade média global resulta da composição das velocidades médias do escoamento. Variações de velocidade ocorrem em um meio desordenado por todo o tempo e dificilmente podem ser descritos matematicamente, exceto por modelos estatísticos. De um modo simples, a velocidade instantânea (v_i) em um dado

ponto do fluido é igual à soma algébrica dos valores médios (\bar{v}) que é constante e imposta pelo fluxo de gás e pela flutuação (u), que representa os valores para todas as direções:

$$v_i = \bar{v} + u \quad (3.28)$$

A intensidade de turbulência u' [m/s], é definida por:

$$u' = \sqrt{\bar{u}^2} \quad (3.29)$$

A velocidade da propagação de chama aumenta consideravelmente com o aumento da turbulência. Isto é mostrado pelos resultados da Figura 3.7. Este efeito é especialmente pronunciado em motores, uma vez que a velocidade de propagação da chama pode alcançar algumas dezenas de metros por segundo (acima de 50 m/s). Este valor, entretanto, é muito abaixo dos valores que caracterizam a detonação (500 até 1000 m/s).

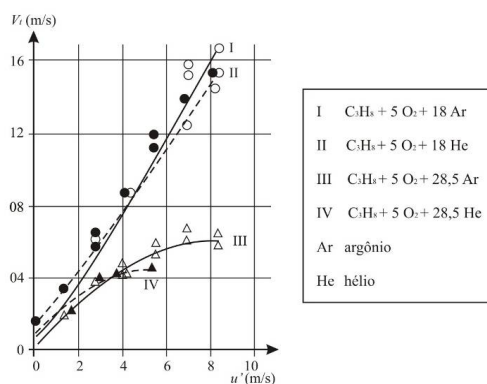


Figura 3.7: Variação da velocidade de propagação da chama (V_t) em função da intensidade da turbulência u' [Guibet, 1999]

Para explicar a rápida deflagração em um meio turbulento, um modelo simplificado de uma frente de chama enrugada é apresentado na Figura 3.8.

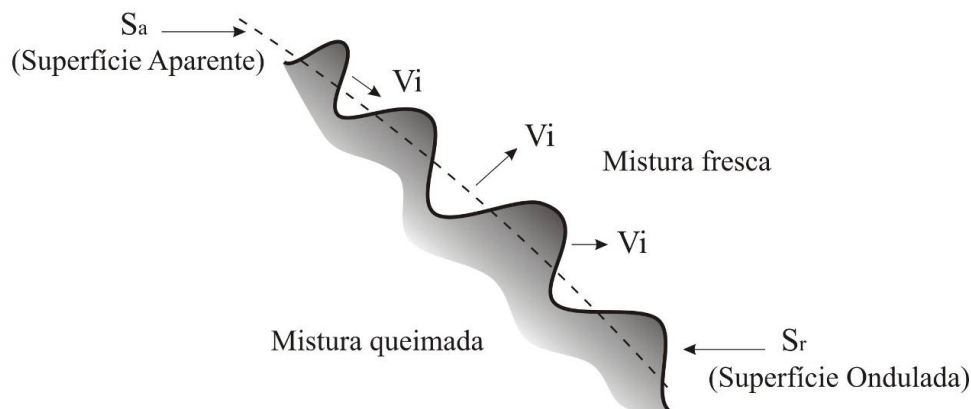


Figura 3.8: Modelo de frente de chama enrugada no regime de Flamlet [adaptado Guibet, 1999]

De acordo com o esquema, a zona de reação passa por um grande número de flutuações desordenadas em relação à posição média, durante uma variação instantânea da vazão de gás. O aumento da velocidade da frente de chama resulta em um aumento da ondulação da estrutura da superfície da chama S_r em relação à superfície aparente S_a .

Damköhler (1940) sugeriu que,

$$\frac{V_t}{V_l} = \frac{S_r}{S_a} \quad (3.30)$$

onde V_t e V_l são, respectivamente, as velocidades de propagação turbulenta e laminar naquele meio.

Esta hipótese está de acordo com resultados experimentais, especialmente no que se refere às diferenças relativas na velocidade de propagação da chama entre diferentes combustíveis que ocorre em fluxos laminares, são preservados em fluxos turbulentos, independentemente da intensidade.

Na maioria dos casos, a frente de chama em motores pode ser considerada como uma zona contínua. A combustão turbilhonada (*Swirling combustion*) espalha-se em todas as direções, especialmente para os gases não queimados nas situações em que causam combustões espontâneas localizadas. A representação matemática deste processo é, evidentemente, muito complexa. A turbulência não só acelera a propagação da frente de chama, mas também restringe os limites de inflamabilidade e dificulta a ignição. Isto explica o fato da combustão em uma mistura homogênea em um motor tornar-se incompleta em

relações de mistura (ϕ) de 0,7 a 0,8, que correspondem a misturas de fácil ignição em meio laminar.

3.13.3 Combustão Anormal

Podem ocorrer diversos processos de combustão anormal em um motor de combustão interna, dentre as quais cabe destacar a detonação e a ignição superficial. Estes fenômenos, além de causarem vibrações e ruídos, podem diminuir substancialmente à vida útil de um motor.

3.13.4 Detonação

É o nome dado ao ruído característico que é transmitido através da estrutura do motor quando ocorre uma ignição espontânea de uma parte do gás-final, na extremidade oposta à frente de chama. Entende-se o “gás-final” como aquela parte da mistura que ainda não foi consumida pela reação normal da frente de chama. A ignição espontânea desta fração de mistura reagente promove a formação de uma onda de detonação. Quando ocorre uma combustão anormal deste tipo, há o fornecimento extremamente rápido de uma grande quantidade de energia química contida no gás-final, causando pressões locais muito elevadas e a propagação de ondas de pressão de amplitude significativa através da câmara de combustão [Maltz, 1995; Taylor, 1976].

3.13.5 Ignição Superficial

É a ignição da mistura ar-combustível ocasionada por um ponto quente nas paredes da câmara de combustão. Isto ocorre, por exemplo, no caso de uma vela de ignição superaquecida ou de depósitos incandescentes dentro da câmara de combustão (ou qualquer outro meio que não seja a centelha normal da ignição). A ignição superficial implica no desenvolvimento irregular do ciclo de combustão, ocasionando mudanças na distribuição da pressão dentro do cilindro, levando a uma redução no aproveitamento da energia do combustível.

3.14 Fração Mássica Queimada e Taxa de Liberação de Energia

Segundo Obert [1971] A combustão do motor de ignição por centelha é dependente de uma chama criada na vela e capaz de progredir na mistura não queimada. Enquanto o mecanismo exato da propagação da chama é desconhecido, a chama consiste na evidência de que ocorre uma reação química entre o combustível e o oxigênio, a qual libera energia e, como consequência, resulta em um aumento da temperatura. Uma vez que a mistura teoricamente correta seria a mais reativa, e como as misturas reais nunca são inteiramente homogêneas, uma mistura levemente rica em combustível seria a mais adequada para reação química. Mas, apenas a reação química não é suficiente para descrever completamente a propagação da chama, porque a transferência de calor, por exemplo, da frente de chama para mistura fria não queimada pode elevar a temperatura e, assim, facilitar a propagação da reação. A este respeito é possível que partículas ativadas na frente de chama possam fundir-se no gás não queimado e, assim, manter a velocidade de combustão. Um excesso de carburante seria favorável para a formação de tais radicais. Destas considerações pode-se concluir que uma mistura rica é requerida teoricamente para a propagação mais rápida da chama, e esta dedução em geral é confirmada pela experiência [Rech 2004].

Testes experimentais mostram que a velocidade da chama em misturas em repouso é muito lenta (cerca de 10 m/s). Um motor com esta velocidade de chama seria restrito a velocidade de rotações muito baixas. Supondo que o período de combustão seja limitado a 30° de rotação do eixo e a câmara de combustão tenha 0,1 m de largura as condições e velocidade de chama de 10 m/s, o motor seria condicionado a velocidade de 600 rotações por minuto ou menos. Felizmente, para o motor de alta velocidade, a velocidade da chama pode ser aumentada pelo aumento de turbulência da mistura. O movimento turbulento na mistura aumenta a rapidez de propagação da chama pela interexposição das porções queimadas e não queimadas da frente da chama. A turbulência surge na velocidade da mistura ar+combustível que atravessa o curso de admissão e dos contornos da cabeça do cilindro e do êmbolo. Nota-se que a turbulência proveniente desses fatores contribui diretamente para o aumento da velocidade do motor. Por causa desse aumento, o período de combustão no motor de ignição por centelha, medido em graus do eixo de manivelas, tende a ter diferença constante entre os pontos de deslocamento de 10 a 95%.




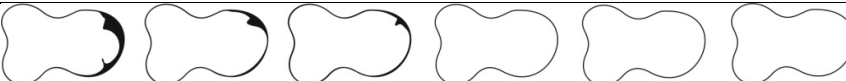
A combustão no motor começa na vela quando as moléculas em torno da centelha são aquecidas e a reação torna-se auto-suficiente. Durante este período, o aumento de pressão é pequeno porque a quantidade de carga queimada é extremamente pequena (e assim a combustão de cada elemento infinitesimal ocorre a pressão constante). Neste estágio, a velocidade da chama é normalmente baixa porque a turbulência da mistura é baixa. Nota-se que todas as localizações usuais das velas são próximas à superfície da câmara de combustão, onde a turbulência tenderá a ser menor que nas porções centrais da câmara.

Uma vez que a reação esteja em desenvolvimento, forma-se uma frente de chama aproximadamente esférica avançando a partir da vela. A superfície da esfera será rugosa devido às correntes convectivas na mistura em alta turbulência. Além disso, a chama na vizinhança das paredes da câmara será resfriada e assim retardada. Percebe-se que, neste estágio, o gás não queimado a jusante da frente de chama e o gás já queimado a montante desta frente estão comprimidos pela expansão da mistura em queima. Aqui, como antes, a combustão de qualquer elemento da mistura ocorre em pressão essencialmente uniforme, mesmo que a pressão através da câmara esteja aumentando com o tempo.

O estágio final da combustão chega quando a chama diminui a velocidade à medida que se aproxima das paredes mais afastadas da câmara, resultando que o ponto final exato é de difícil determinação.

A Tabela 3.3 apresenta um esquema da propagação da chama em um motor de ignição por centelha. Para este exemplo, o avanço de ignição é de $23,2^\circ$ antes do ponto morto superior e que a $6,4^\circ$ antes do ponto morto superior, 50% da área na câmara de combustão encontra-se coberta pela frente de chama, enquanto que apenas 31% da massa de combustível foi consumida. Percebe-se também que ao queimar 46% da massa de combustível, tem-se um volume percentual coberto de 69% na câmara de combustão, ocorrendo 4° antes do ponto morto superior. É possível observar ainda que, ao queimar 59% da massa de combustível disponível dentro da câmara de combustão, tem-se uma cobertura de 79% do volume da câmara de combustão, ocorrendo a $1,6^\circ$ antes do ponto morto superior.

Tabela 3.3 - Desenvolvimento da combustão

| | |
|---|--|
| Armação 01 a 06 |  |
| Ângulo do eixo (°) | - - -23,2 -20,8 -18,4 -16,0 |
| Pressão observada (lb/pol ²) | - - 82 89 93 97 |
| Volume coberto (%) | - - 0 0 0 0 |
| Volume da câmara de combustão (pol ³) | - - 9,9 9,6 9,3 9,1 |
| Massa queimada (%) | - - 0 0 0 0 |
| Elevação de pressão devido à combustão (%) | - - 0 0 0 0 |
| Armação 07 a 12 |  |
| Ângulo do eixo (°) | -13,6 -11,2 -8,8 -6,4 -4,0 -1,6 |
| Pressão observada (lb/pol ²) | 107 123 155 197 249 288 |
| Volume coberto (%) | 6 18 32 50 69 79 |
| Volume da câmara de combustão (pol ³) | 8,9 8,7 8,6 8,5 8,4 8,4 |
| Massa queimada (%) | 2 7 12 31 46 59 |
| Elevação de pressão devido à combustão (%) | 4 9 19 33 51 64 |
| Armação 03 a 18 |  |
| Ângulo do eixo (°) | +0,8 +3,2 +5,6 +8,0 +10,4 +12,8 |
| Pressão observada (lb/pol ²) | 309 319 334 344 348 346 |
| Volume coberto (%) | 84 87 91 94 97 98 |
| Volume da câmara de combustão (pol ³) | 8,4 8,4 8,4 8,5 8,7 8,8 |
| Massa queimada (%) | 67 73 81 87 92 95 |
| Elevação de pressão devido à combustão (%) | 71 75 81 86 90 93 |
| Armação 19 a 24 |  |
| Ângulo do eixo (°) | +15,2 +17,6 +20,0 +22,4 +24,8 27,2 |
| Pressão observada (lb/pol ²) | 340 335 327 319 302 291 |
| Volume coberto (%) | 99 99,4 99,8 100 100 100 |
| Volume da câmara de combustão (pol ³) | 9,0 9,3 9,5 9,8 10,1 10,5 |
| Massa queimada (%) | 97 99 99 100 100 100 |
| Elevação de pressão devido à combustão (%) | 95 97 98 100 100 100 |

Fonte: Adaptado de Obert, 1971

Esta relação entre o percentual de massa queimada no interior da câmara de combustão e o volume ocupado por esta parcela já queimada pode ser melhor observado na Figura 3.9.

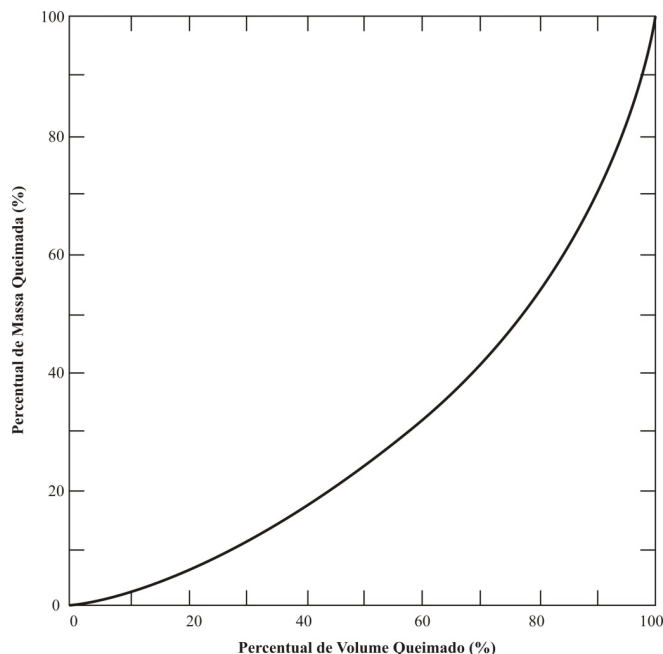


Figura 3.9: Relação entre o percentual de fração mássica queimada e o volume ocupado no interior do cilindro

As características de liberação de calor e fração mássica queimada para motores naturalmente aspirados com ignição por centelha podem ser modelados através da análise de Wiebe a partir de dados experimentais [Blair, 1999]. Através deste método é possível analisar a curva de fração mássica queimada e ajustar uma expressão matemática aos dados experimentais. O ajuste matemático é exponencial, para a fração mássica queimada, para um ângulo particular do eixo de manivelas, a partir de um dado de liberação de calor e a combustão acontece durante todo o ângulo de combustão Δb° .

A partir de testes de menor velocidade pode-se observar que o ângulo de ignição aumenta progressivamente com o incremento da velocidade do motor. Para otimizar a localização da combustão em torno do ponto morto superior (para atingir a maior imep), o atraso de ignição aumenta com o incremento da rotação do motor e a duração da combustão é relativamente constante com o aumento da velocidade do motor, mas os coeficientes de Wiebe diminuem [Blair, 1999].

Na falta de dados experimentais para um motor, estes dados podem ser usados com alguma fidelidade para a caracterização da combustão em motores naturalmente aspirados, de ignição por centelha operando em um regime de carga total e por toda a faixa de velocidade.

A análise da taxa de liberação de calor é uma ferramenta de grande importância para o estudo do fenômeno da combustão em motores [Martins, 2007]. A quantidade de calor necessária para produzir uma variação de pressão capaz de ser observada pode ser calculada com base na primeira lei da termodinâmica aplicada aos gases existentes no cilindro (Equação 3.31). O conteúdo do cilindro é tratado como uma zona simples e, com isto, os reagentes e produtos são considerados uma mistura homogênea. Portanto, é assumido que não existe diferença entre as propriedades dos reagentes e as dos produtos. O equacionamento correspondente é expresso por:

$$\delta Q_{hr} = dU + \delta W \quad (3.31)$$

Onde δQ_{hr} é a liberação do calor devido à combustão e du inclui apenas energia térmica sensível.

$$\delta W = p dV \quad (3.32)$$

$$dU = m c_v dT \quad (3.33)$$

$$m dT = \frac{(p dV + V dP)}{R} \quad (3.34)$$

Combinando as Equações 3.32 e 3.33, substituindo na Equação 3.34 e escrevendo a função em relação à variação angular temos:

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{dQ_{hr}}{d\theta} - \frac{dQ_{nt}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (3.35)$$

Onde $\gamma = cp/cv$ e $dQ_{nt}/d\theta$ é a taxa de liberação de energia líquida em função do ângulo do eixo de manivelas $dQ_n/d\theta$, é obtida a partir dos valores de pressão medidos, dos valores calculados de volume e de uma estimativa do valor médio dos calores específicos durante os períodos de compressão.

Ressalta-se ainda que a relação entre o calor específico a pressão constante e o calor específico volume constante γ utilizada para a realização deste trabalho baseia-se nos resultados obtidos comparando-se resultados experimentais com resultados obtidos a partir de

simulação numérica desenvolvidos em um motor CFR a 200 RPM, onde esta relação é igual a 1,33 [Rech, 2010, Heywood, 1988].

Integrando-se a Equação 3.35 em relação ao ângulo do eixo de manivelas obtém-se a função de taxa de liberação de calor acumulada, da qual a curva normalizada de fração mássica queimada (FMQ) pode ser obtida, e os ângulos para 10%, 50% e 90% de massa queimada podem ser calculados. As curvas de fração mássica queimada são importantes para quantificar o tempo de ignição e a duração da combustão.

Como já foi comentado, é possível analisar a curva de fração mássica queimada e ajustar uma expressão matemática aos dados experimentais (método de Wiebe). O ajuste matemático é exponencial, com coeficientes numéricos, a e m , para a fração mássica queimada $x(\theta)$ para um ângulo particular do eixo de manivelas. A partir de um dado de liberação de calor, a combustão ocorre durante todo o ângulo de combustão $\Delta\theta_b$. A fração mássica queimada, para um dado ângulo percorrido pelo eixo de manivelas $\Delta\theta_b$ é, portanto, expressa por:

$$x_b = 1 - \exp\left(-a\left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\Delta\theta_b}\right)^{m+1}\right) \quad (3.36)$$

O coeficiente a é denominado parâmetro de eficiência e o coeficiente m de fator de forma [Melo, 2007].

Quanto maior o valor de a , mais rápida é a mudança na fração que ocorre em torno do ponto médio da duração total da combustão. A taxa de liberação máxima do calor desloca a primeira metade do período da combustão. Para um parâmetro fixo a de eficiência, um valor maior de m faz com que a segunda metade do período da combustão tenha uma maior liberação de calor.

A taxa de liberação de calor instantânea é obtida pela derivação da Equação 3.36 em relação à posição angular do eixo de manivelas, expressa por:

$$\frac{d x_b}{d\theta} = (1 - x_b) \frac{(m+1)a}{\Delta\theta_b} \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\Delta\theta_b}\right)^m \quad (3.36)$$

A Figura 3.10 ilustra os perfis de combustão de Wiebe para vários parâmetros de forma. Já, a Figura 3.11 apresenta a fração de massa queimada em função da posição angular

do eixo de manivelas, os ângulos de liberação de centelha (θ_{ign}) e de início de liberação de energia ($\Delta\theta_i$), além do ângulo de duração de combustão ($\Delta\theta_b$).

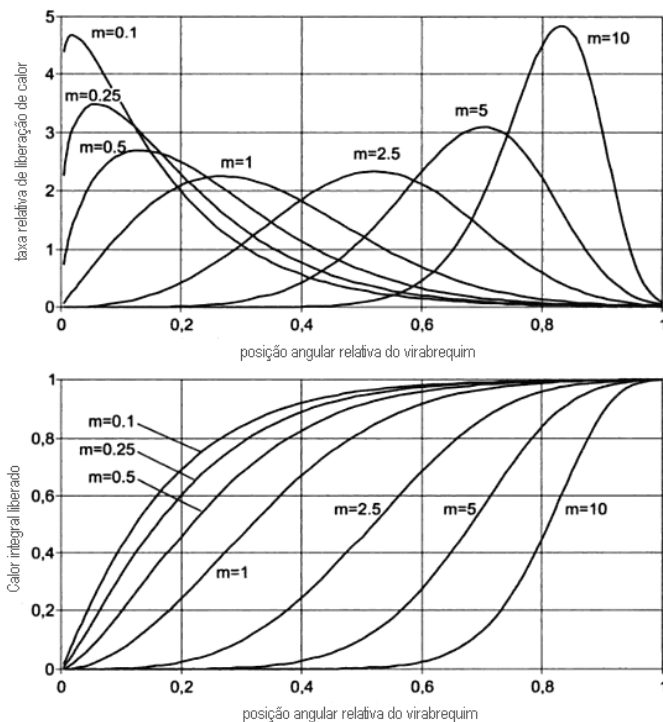


Figura 3.10: Perfis de combustão de Wiebe para vários parâmetros de forma (Stiesch, 2006)

A Figura 3.11 mostra a fração de massa queimada em função da posição angular do eixo de manivelas, dos ângulos de liberação de centelha (θ_i) e de início de liberação de energia ($\Delta\theta_{id}$), além do ângulo de duração de combustão ($\Delta\theta_b$).

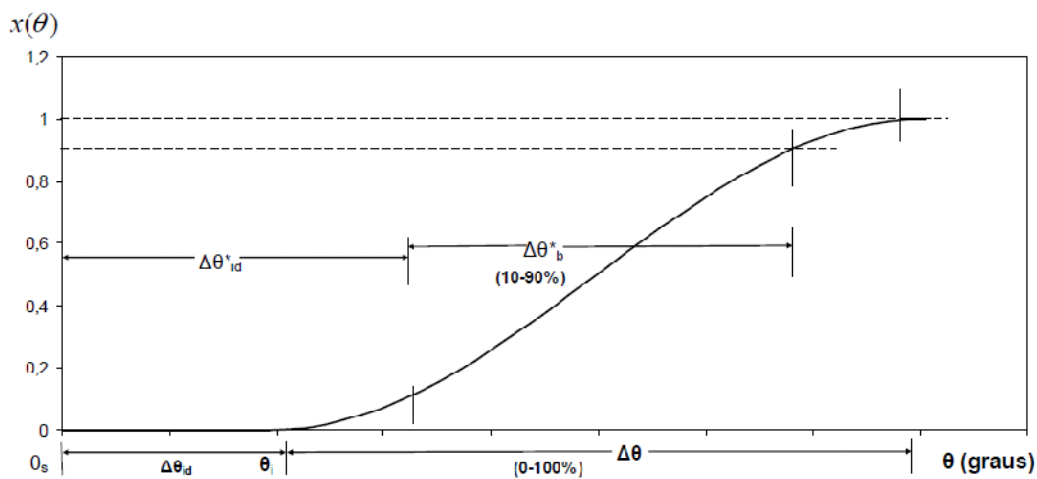


Figura 3.11: Fração de massa queimada em função da posição angular do virabrequim (Heywood, 1988).

Heywood [1988] utiliza a função de Wiebe para calcular a fração mássica queimada da carga contida no cilindro para cada ângulo do eixo de manivela. Este autor examina diversos valores de a e m para obter um bom ajuste nas curvas experimentais de pressão, e conclui que os valores de $a=5$ e $m=2$ fornecem uma estimativa razoável para diversas circunstâncias. Os valores sugeridos em seu estudo descrevem um bom ajuste para as curvas de pressão para uma grande variedade de condições de operação. Contudo, segundo Shiao [1995], não são valores ótimos para condições específicas de altas ou baixas pressões. Os parâmetros sugeridos a e m igualam a pressão medida no cilindro, de modo que o erro da pressão perto do ponto morto superior não é grande. Entretanto, grandes erros na avaliação da pressão ocorrem se os mesmos parâmetros a e m são aplicados para as regiões de pressão mais baixa. Estes erros, mostrados na Figura 3.12, indicam que estes parâmetros são inadequados para condições de pressão muito baixa. Ao contrário, um outro conjunto de parâmetros, $a=3$ e $m=2$ (Figura 3.13), reduzem significativamente os erros da avaliação nestes ângulos.

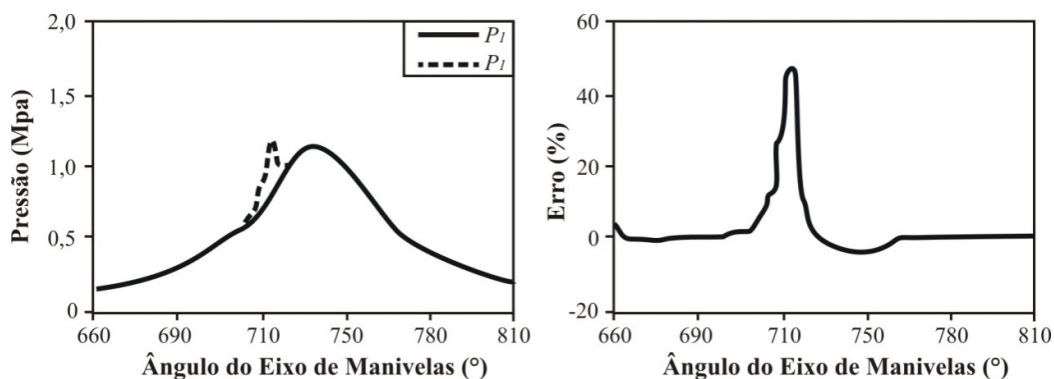


Figura 3.12: Pressão estimada no cilindro, pressão medida e estimativa do erro em baixa pressão, com os parâmetros $a=5$, $m=2$ e $\theta_b=705^\circ$

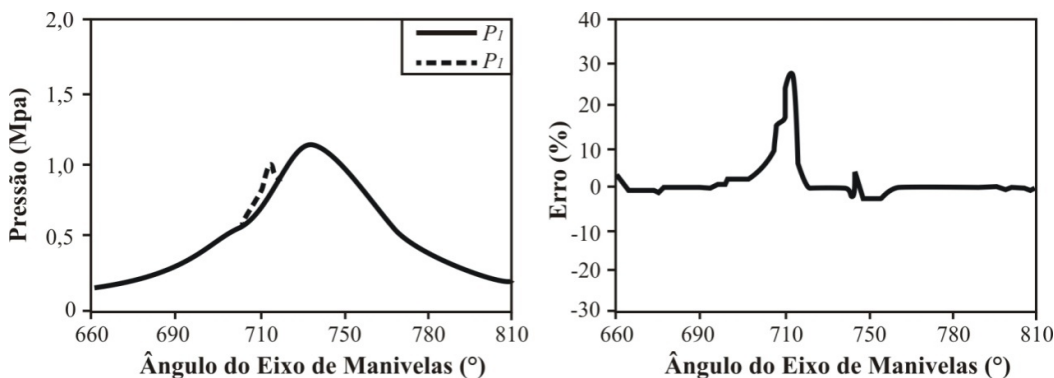


Figura 3.13: Pressão estimada no cilindro, pressão medida e estimativa do erro em baixa pressão, com os parâmetros $a=3$, $m=2$ e $\theta_b=705^\circ$

Diversas curvas de fração mássica queimadas e a taxa de mudança da fração são traçadas nas Figuras 3.14 e 3.15 para vários valores de a e m . Estas figuras mostram o efeito da variação de a de m para um fator de forma fixo m (Figura 3.14). Quanto maior o valor de a , mais rápida a mudança na fração que ocorre em torno do ponto médio da duração total da combustão. A taxa de liberação máxima do calor desloca a primeira metade do período da combustão. Para um parâmetro fixo a de eficiência (Figura 3.15), um valor maior de m faz com que a segunda metade do período da combustão tenha uma liberação de calor maior. De acordo com os efeitos destes dois parâmetros e da análise de dados experimentais, os parâmetros de eficiência e de fator de forma elevados são sugeridos para a operação de ciclo de altas pressões enquanto que um ciclo de baixa pressão pode ser aproximado apropriadamente com um baixo parâmetro a e um baixo fator de m .

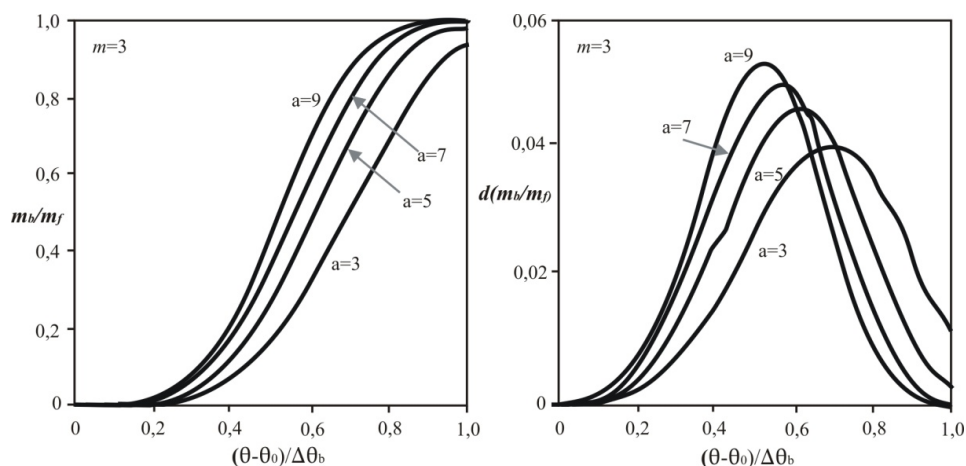


Figura 3.14: Função de Wiebe para fração mássica queimada e sua taxa de variação, com a variação do parâmetro de eficiência a

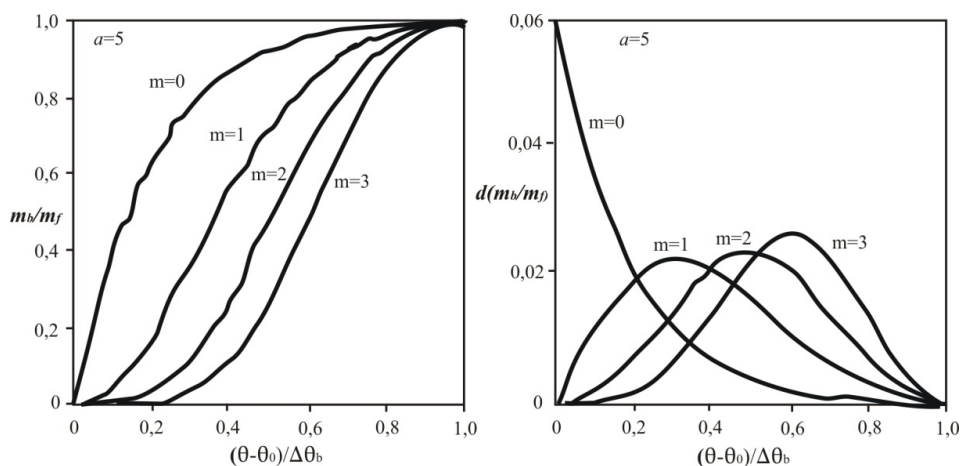


Figura 3.15: Função de Wiebe para fração mássica queimada e sua taxa de variação em função do fator de forma m

3.15 Determinação do Poder Anti-Detonante de um Combustível

Os combustíveis comerciais são constituídos de misturas de um grande número de hidrocarbonetos provenientes de todas as classes e que geram diferentes índices de resistência anti-detonante para cada mistura de combustível. Esta propriedade é definida pelo número de octanas do combustível e determina se irá ou não haver a detonação em determinado motor, sob determinadas condições. Quanto maior o número de octanas, maior será a resistência à detonação.

A escala padrão para determinar o número de octanas é baseada em dois hidrocarbonetos. Por definição, ao normal heptano (n- C_7H_{16}) é atribuído o valor zero e ao isooctano (C_8H_{18} : 2,2,4 – trimetilpentano ou 2,2,5 – trimetilpentano) é atribuído o número de octanas de 100. Estes hidrocarbonetos foram escolhidos por causa de sua grande diferença de resistências à detonação. O isooctano apresentava a maior resistência à detonação de todos os combustíveis disponíveis na época em que foi feita a escala. Misturas destes dois hidrocarbonetos em volume no estado líquido definem a resistência à detonação de amostras de referência em números de octanas intermediários, onde o número de octanas é a proporção de mistura existente do isooctano no n-heptano. O número de octanas identifica-se com a resistência anti-detonante do combustível.

Os principais métodos para medição de octanagem são o método *motor* e o método *pesquisa*, ambos feitos em motores monocilíndricos padronizados e conhecidos como Cooperative Fuel Research (CFR). Nestes motores, a relação de compressão é variável, permitindo ajustes para geração da detonação, que pode estar sob controle e monitoramento. Este motor queima a mistura sob análise e misturas padrões conhecidas, compostas de uma mistura de n-heptano e isooctano em níveis de detonação padronizados e monitorados por um sensor eletrodinâmico, permitindo assim, por interpolação, calcular o número de octanas da amostra. O método *motor* é mais severo, conforme expresso na tabela de comparação abaixo (Tabela 3.4).

Tabela 3.4: Condições de operação para os métodos *Research* e *Motor* [ASTM, 1964]

| | RON (Research) | MON (Motor) |
|---|---------------------------|--|
| Temperatura do ar | 52°C | 149°C |
| Pressão do ar de admissão | Atmosférica | Atmosférica |
| Umidade | - | 0,0036 – 0,0072 kg/kg de ar seco |
| Temperatura do líquido de arrefecimento | - | 100°C |
| Rotação do motor | 600 RPM | 900 RPM |
| Avanço da centelha | 13° APMS | 19 – 26° APMS (varia em função da relação de compressão) |
| Razão ar+combustível | - | Ajustada para a máxima detonação |

O método *motor* é realizado em condições mais exigentes, pois com o aumento da temperatura da mistura aumentam as chances de detonação, fazendo com que o MON (Motor Octane Number) de um combustível seja geralmente menor que seu RON (Research Octane Number). A diferença entre estes dois valores é denominada de sensibilidade do combustível.

3.16 Octanagem e Número de Metano do Gás Natural

A medição de octanagem do gás natural veicular (GNV) é dificultada pelo seu elevado valor, o que repercutiu no desenvolvimento de um método de medição chamado de *Número de Metano* (NM).

Este método baseia-se na busca de uma mistura de metano (atribuindo valor 100) e hidrogênio (atribuindo valor 0) que tenha comportamento similar ao da amostra em um motor padrão. O percentual de metano da referência passa a ser o *Número de Metano*.

Existe uma correlação empírica mostrada na Equação (3.37) desenvolvida entre MON e NM [Dalávia, 1999] expressa por:

$$\text{MON} = 0,679 \times \text{NM} + 72,32 \quad (3.37)$$

Para uma composição de GNV contendo, por exemplo, de 98% metano, obtém-se $\text{MON} = 0,679 \times 98 + 72,32 = 139$ octanas.

4 MATERIAIS E MÉTODOS

A partir do motor padrão CFR em funcionamento com cada um dos combustíveis, foram definidos, para cada ensaio, as relações de compressão e ângulo do avanço de ignição. Com as condições de temperatura e relação ar-combustível estabilizadas, iniciou-se os ensaios. Foram coletados os dados de posição do eixo de manivelas, sinal da ignição, sinal do sensor de ionização, sinal da sonda de oxigênio, sinal do chaveamento do primário da bobina de ignição e valores de pressão no interior da câmara de combustão durante 30 ciclos consecutivos. Um resultado típico dos sinais adquiridos durante um ciclo é mostrado na Figura 4.1 abaixo.

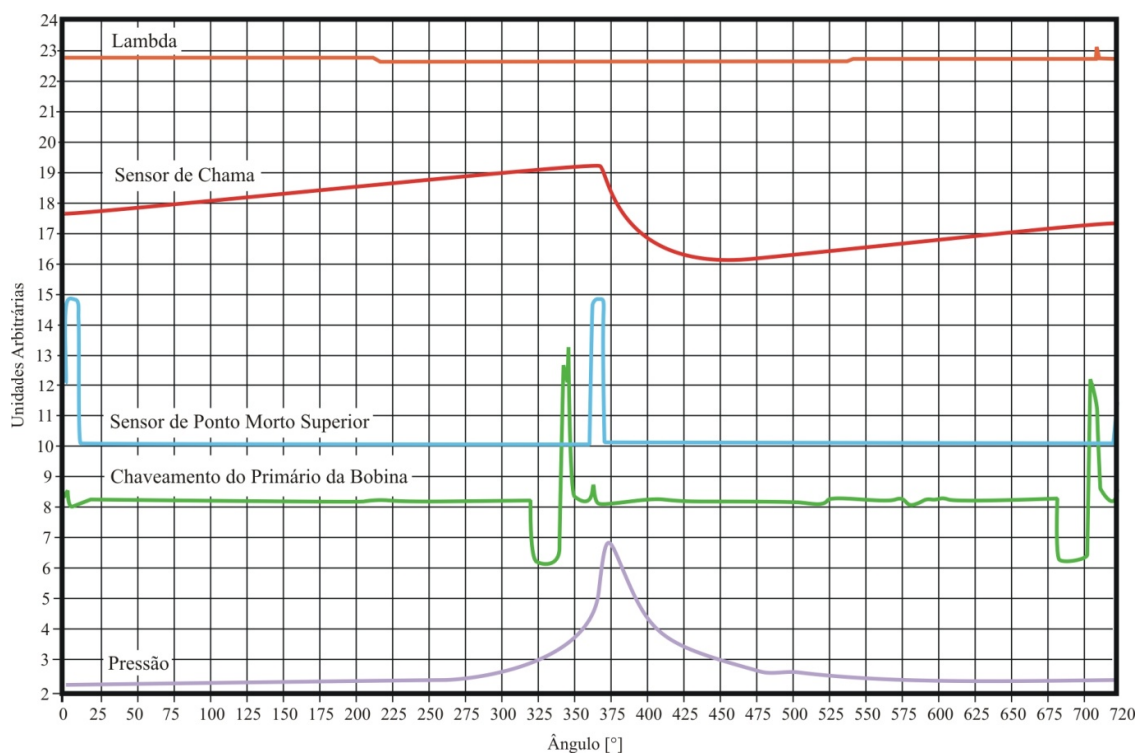


Figura 4.1: Sinais Adquiridos Durante um Ciclo

4.1 Determinação do Ângulo de Detecção da Chama

A detecção da chama é realizada com a utilização de sensor de ionização instalado em uma posição diametralmente oposta à vela de ignição, de maneira que a chama percorra toda a extensão da câmara de combustão. O sinal deste sensor é continuamente adquirido pelo sistema de aquisição de dados a cada pulso emitido pelo encoder. Quando a frente de chama é detectada pelo sensor de ionização, ocorre a condução de corrente elétrica entre os eletrodos do sensor,

descarregando o circuito e gerando uma descontinuidade na curva de resposta deste sensor. O ponto que caracteriza a detecção da chama na parede oposta a vela de ignição, bem como o ponto de início da centelha de ignição, estão representados na Figura 4.2

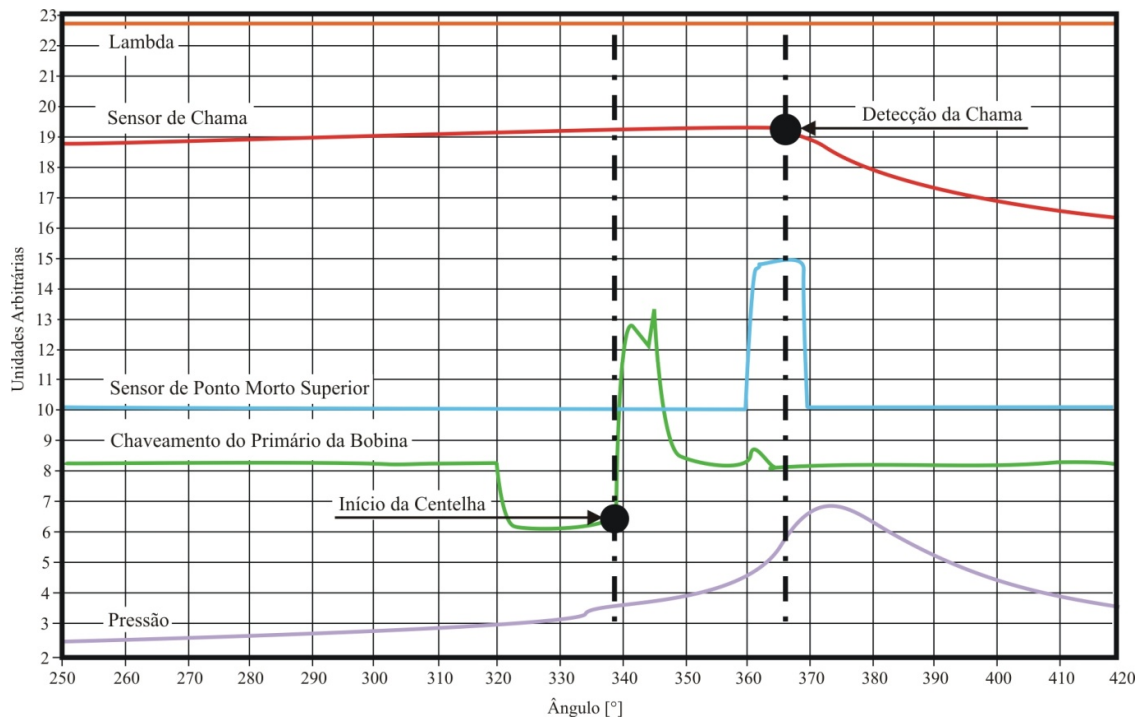


Figura 4.2: Sinal de Detecção da Chama e Início da Centelha

4.2 Obtenção do Diagrama Pressão versus Volume e Cálculo do Trabalho por Ciclo

O diagrama pressão versus volume foi traçado durante a realização de cada ensaio. No aplicativo desenvolvido em LabView implementou-se a equação de cálculo do volume contido no interior do cilindro em função da relação de compressão, da relação biela/manivela, do volume deslocado, e da posição angular do eixo de manivelas. São também apresentados os valores adquiridos de pressão em relação a cada posição angular do eixo de manivelas.

Com base nos diagramas pressão versus volume traçados, pode-se calcular o valor do trabalho durante cada ciclo adquirido através integração das áreas correspondentes, considerando-se os quatro tempos do motor. Esta integração segue a distribuição das áreas referida por Heywood, 1988. Após a obtenção dos valores de trabalho dos trinta ciclos consecutivos, realiza-se o cálculo do valor médio do trabalho por ciclo das trinta amostras e determina-se o valor do desvio padrão. Esta tarefa possibilita a determinação do trabalho líquido médio por ciclo em cada

uma das condições ensaiadas. Realiza-se também o cálculo do diagrama pressão versus volume médio através da média do valor de pressão obtido para cada ângulo do eixo de manivelas

4.3 Cálculo da Taxa de Liberação de Energia e Fração Mássica Queimada

Os valores da taxa de liberação da energia em relação ao ângulo do eixo de manivelas são obtidos através do cálculo do volume presente na câmara de combustão a partir dos dados de posição do eixo de manivelas. Estes dados são obtidos através dos sinais gerados pelo encoder que utiliza como posição de referência o sinal emitido pela chave ótica (que marca a posição do ponto morto superior), e relacionados com os valores obtidos pela medição de pressão no interior da câmara de combustão a cada sinal de incremento do encoder. De posse destes dados, juntamente com uma estimativa do valor médio dos valores dos calores específicos durante os períodos de compressão e expansão, pode-se, através da utilização da Equação 3.35, obter o valor da taxa de liberação de energia em relação ao eixo de manivelas.

Esta análise é realizada em um intervalo pré-estabelecido do eixo de manivelas. No caso deste trabalho, a partir do ângulo em que ocorre a centelha até eixo de manivelas percorrer 90° após a centelha, intervalo este julgado suficiente para que o processo de combustão ocorra. Uma curva típica que descreve a energia liberada por grau do eixo de manivelas ($J/^\circ$) obtida durante os ensaios é apresentada na Figura 4.3.

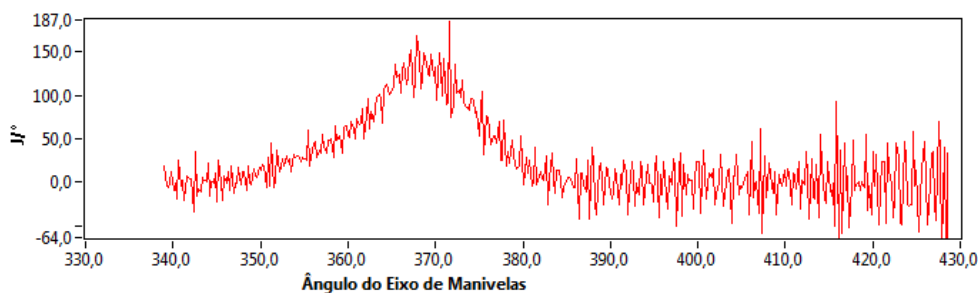


Figura 4.3: Curva típica de taxa de liberação de energia

Integrando-se esta curva em relação ao eixo de manivelas, obtém a liberação de energia. Normalizando esta curva, obtém-se a curva de fração mássica queimada (FMQ). Os resultados obtidos podem ser comparados com os resultados calculados para a equação de Wiebe. No desenvolvimento deste trabalho, foram calculados os valores dos coeficientes da equação de Wiebe com base nos resultados experimentais obtidos, tendo sido adotado 1% FMQ como o ângulo de início da combustão. O atraso da combustão é calculado pela diferença entre o ângulo de avanço de ignição e o ângulo de 1% FMQ. Também adota-se

como critério de desenvolvimento da combustão o ângulo do eixo de manivelas percorrido para o consumo de 10 a 90% da massa de combustível. Uma curva típica destes resultados é apresentada na Figura 4.4.

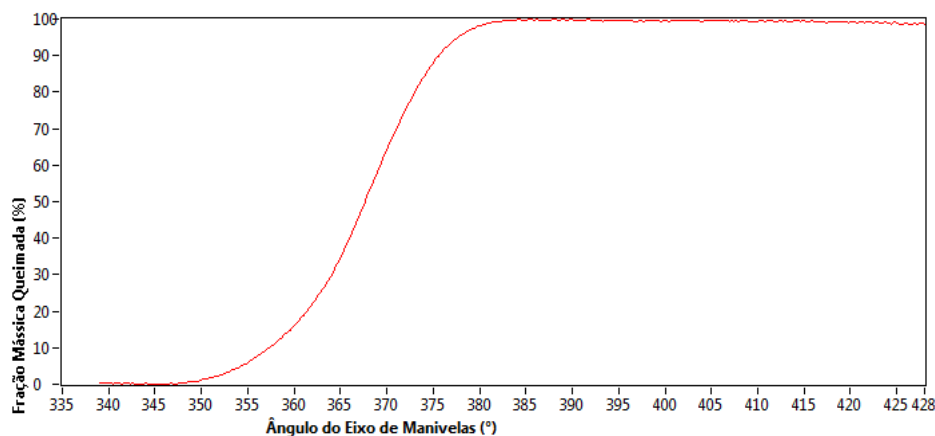


Figura 4.4: Curva de Fração Mássica Queimada

A Figura 4.4 mostra uma curva típica obtida durante a realização dos ensaios. Os valores dos parâmetros a e m da equação de Wiebe foram calculados para a combustão no motor CFR, em cada condição operacional. O ajuste de curva de Wiebe à curva de FMQ experimental foi realizado, variando-se os parâmetros a e m e selecionando a curva de Wiebe que minimiza a soma do erro quadrático médio entre as curvas experimental e ajustada. A relação entre a curva experimental com a curva calculada e a diferença apresentada entre estas está apresentada na Figura 4.5. Percebe-se que a maior discordância do ajuste entre os dados experimentais e a equação de Wiebe ocorre no início da curva. Isto se deve ao fato de a detecção do início da combustão estar condicionado ao consumo de 1% da massa de combustível contida no cilindro.

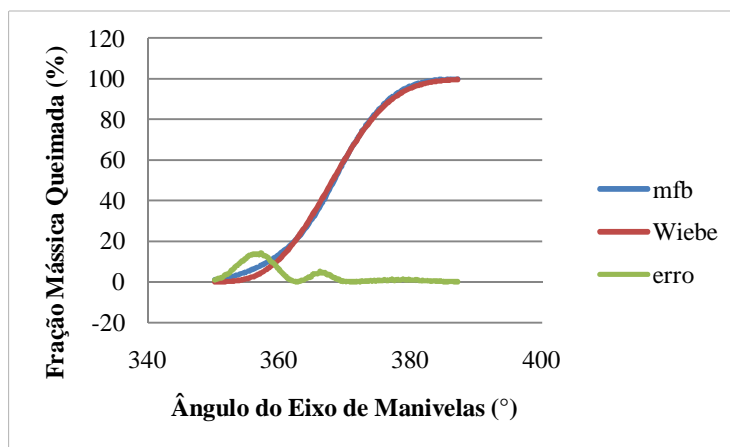


Figura 4.5: Ajuste da curva de Wiebe em relação aos resultados experimentais

4.4 Procedimento Experimental

Neste capítulo são apresentadas as características do motor padrão ASTM CFR (cooperative fuel research), bem como as modificações implementadas neste motor para a realização dos ensaios de verificação da variação do ângulo de desenvolvimento da combustão. Além disso, são apresentados os materiais utilizados para a aquisição dos dados para o desenvolvimento do presente trabalho.

4.5 Características do Motor Padrão CFR

O motor denominado *Cooperative Fuel Research* (CFR) nasceu da necessidade das refinarias e dos construtores de motores em desenvolver meios de medir características da combustão da gasolina. Em 1928 foi decidido pelo comitê de pesquisas de combustíveis (CFR) o desenvolvimento de um motor padronizado monocilíndrico para teste de gasolina. Este motor foi o primeiro a ser aceito universalmente e que poderia ser produzido em quantidades suficientes para suprir as necessidades da indústria. Este projeto sobrevive até hoje sem alterações na geometria da câmara de combustão.

Os sistemas mecânicos que permitem a variação da relação de compressão de 4:1 a 16:1 simples e precisa sem afetar a regulagem das válvulas ou a configuração básica da câmara de combustão é, provavelmente, o que fez com que este projeto prevalecesse sobre os concorrentes. Deslocar o cilindro inteiro para cima e para baixo em relação ao êmbolo é mais adequado do que mudar calços, movendo um plugue na câmara de combustão, ou operar com relação de compressão fixa.

Atualmente, a grande maioria das refinarias de petróleo possui motores CFR pois, conforme a NBR, todo o combustível produzido deve ter uma amostra testada. Este motor requer manutenção e vistoria constantes, sendo periodicamente certificado e homologado para garantir a exatidão de suas medições.

O motor CFR é acoplado por uma polia e correias a um motor síncrono, que tem a função de estabilizar a rotação e, assim, garantir rotação constante, funcionando ora como freio ora como motor. A alteração de rotação para os testes MON (900 RPM) e RON (600 RPM) é feita pela substituição da polia acoplada ao motor síncrono.

O sistema que efetua a mistura ar+combustível é composto por um carburador com 3 cubas com mostradores de nível e possibilidade de dosagem de combustível e com alturas reguláveis. O sistema é formado também por uma chave seletora que define qual cuba vai suprir o motor de combustível e termômetros para medir as temperaturas dos combustíveis e da mistura ar+combustível. A dosagem de combustível é feita regulando a altura das cubas e, conseqüentemente, aumentando a altura da coluna de combustível. O ponto de ignição pode ser ajustado em um valor fixo ou ser variado em função da relação de compressão, conforme a metodologia utilizada. A Tabela 4.1 apresenta as principais características mecânicas do motor CFR, enquanto que o procedimento de operação padrão para a realização de ensaios de caracterização de combustíveis encontra-se descrito no APENDICE A.

Tabela 4.1: Especificações do motor padrão ASTM-CFR [ASTM, 1964]

| Motor ASTM-CFR | |
|--------------------------------------|-----------------------|
| Cilindro | Monocilíndrico |
| Diâmetro | 82,55 mm |
| Curso | 114,3 mm |
| Volume Deslocado | 611,3 cm ³ |
| Abertura da Válvula de Admissão | 30° APMS |
| Fechamento da Válvula de Admissão | 214° APMS |
| Abertura da Válvula de Exaustão | 160° APMS |
| Fechamento da Válvula de Exaustão | 355° APMS |
| Comprimento de Abertura das Válvulas | 6,05 mm |

A escolha do motor CFR para a pesquisa de combustíveis é justificada pois, por ser um motor padronizado e com geometria simples, ele garante a repetibilidade dos ensaios do presente trabalho em qualquer outro centro de pesquisa. Além disso, este motor possui todos os principais parâmetros de funcionamento constantes, permitindo que em um experimento seja alterada apenas as variáveis de interesse que, no caso deste trabalho, são a relação ar+combustível, a relação de compressão e o ângulo de ignição.

Em virtude das observações citadas acima, para a realização dos testes utilizou-se o motor monocilíndrico padrão ASTM CFR fabricado pela Waukesha, mostrado na Figura 4.6. Este motor é utilizado para medir o número de octanas de combustíveis veiculares e de aviação segundo a Norma ASTM D357-64. Este método é aceito em todo mundo como padrão na determinação do número de octanas MON e RON de um combustível.



Figura 4.6: Foto do motor padrão ASTM CFR do Laboratório de Motores da UFRGS

4.6 Alterações e Instrumentos de Medição Implementados no Motor Padrão CFR

Para o desenvolvimento deste trabalho foram realizadas no motor CFR algumas alterações para que fosse possível a implementação de um sistema de gerenciamento eletrônico de ignição e injeção de combustível, além da utilização de sensores para a medição e monitoramento dos parâmetros de interesse. A seguir são descritas as principais alterações realizadas no motor CFR.

4.6.1 Coletor de admissão

Na bancada experimental, para a realização dos ensaios adaptou-se no motor CFR um coletor de admissão modificado, que permite a instalação de injetores de combustível para a utilização de um sistema de gerenciamento eletrônico programável de combustíveis (electromotive TEC II). A Figura 4.7 mostra o coletor de admissão adaptado na bancada de testes de combustíveis.

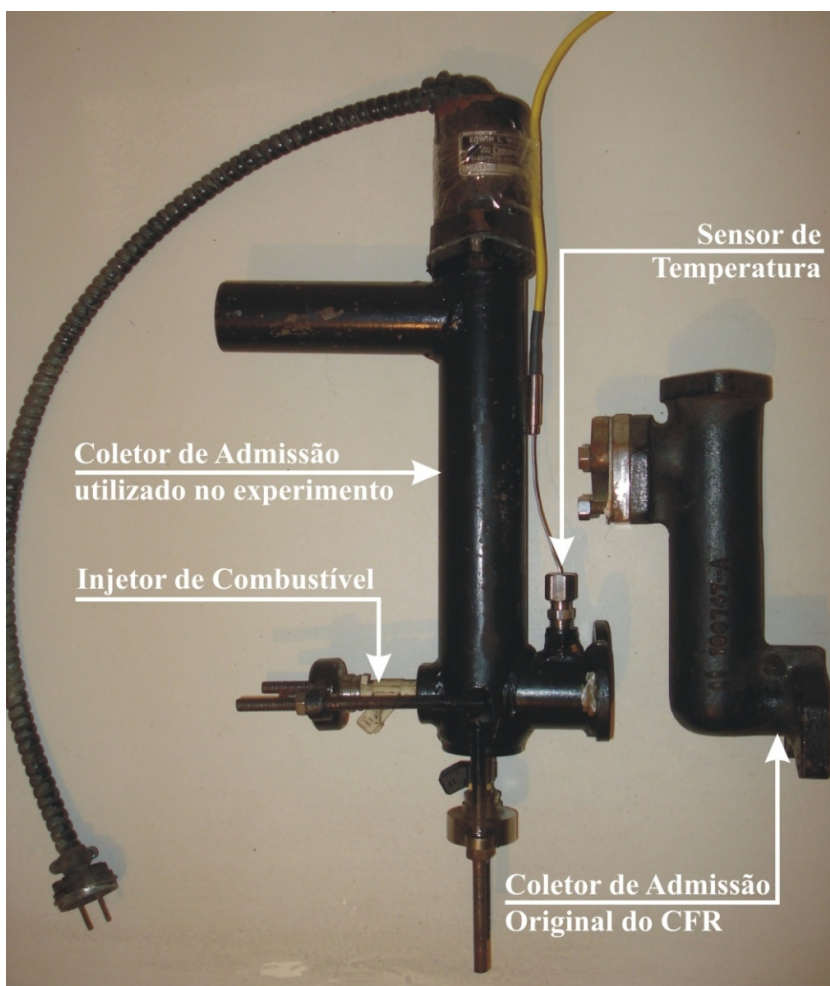


Figura 4.7: Coletor de Admissão adaptado na bancada de ensaio de combustíveis e Coletor de Admissão original do CFR

4.6.2 Sistema de Ignição e Alimentação de Combustível

O sistema original de ignição foi substituído por um sistema de ignição e injeção eletrônica de combustível programável denominado *Total Engine Control II – TEC-II* (Figura 4.8), fabricado pela empresa Electromotive Inc. Este sistema permite a programação de mapas de avanço de ignição e de injeção com base nos dados de carga aplicada ao motor, rotação, temperatura e razão de mistura. Isto é possível em razão de sua constituição compreender dois aspectos básicos: a ignição eletrônica e a injeção eletrônica de combustível. Assim, este sistema permite o completo controle do motor.

O carburador de três cubas foi substituído por um sistema de injeção eletrônica de combustível, cuja válvula injetora é acoplada ao coletor de admissão. O propósito desta troca reside na necessidade de dispor-se uma mistura ar+combustível mais homogênea e constante, a fim de minimizar suas oscilações, viabilizando a realização dos testes.

A TEC-II apresenta o sistema de ignição incorporado ao sistema de injeção. O sistema de ignição é formado por uma bobina de ignição, cabo supressivo de ruídos e vela de ignição com folga entre os eletrodos de 0,8 a 0,9 mm.

A alimentação elétrica da TEC-II é proveniente de uma bateria de 12 V e os sinais de entrada provém de um conjunto de sensores distribuídos no motor. Além disso, a TEC II gerencia atuador da marcha lenta e a válvula injetora de combustível. É através deste sistema que são estabelecidos o avanço da ignição e a relação ar-combustível (variáveis durante os ensaios).

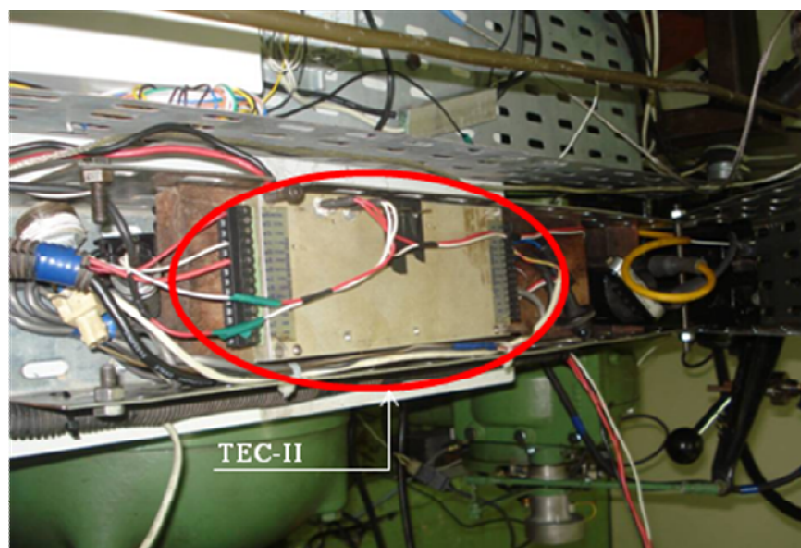


Figura 4.8: Detalhe da TEC-II formada pelos sistemas de injeção e ignição

4.6.3 Sistema de Instrumentação Utilizado

Para a realização dos testes, foi montado um sistema de instrumentação, sendo os componentes utilizados descritos a seguir.

4.6.3.1 Sensor de Pressão na Câmara de Combustão

A pressão em relação à posição da árvore de manivela é medida por meio de um sensor marca *optrand incorporated* e modelo D32292Q (Figura 4.9) instalado na câmara de combustão. Possui frequência de resposta de 30 kHz e faixa de medição de 0 a 20 MPa, com erro de $\pm 1\%$ do fundo de escala sob condições de combustão. O sinal de saída deste sensor é relacionado com a pressão por meio de uma curva de calibração pré-determinada pelo fabricante.

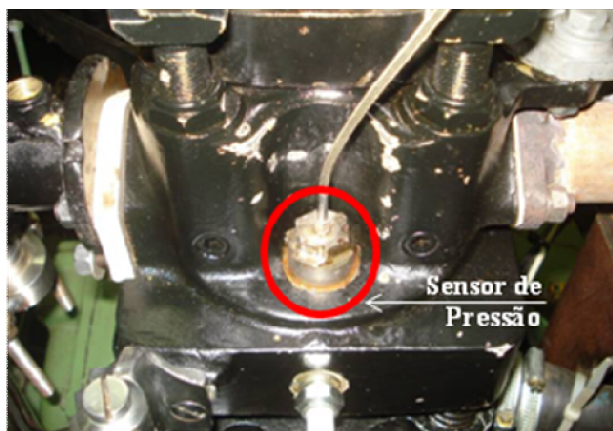


Figura 4.9: Sensor para medição de pressão

4.6.3.2 Ignição

O momento da ignição é registrado a partir do chaveamento do primário da bobina, realizado pelo sistema de controle de injeção eletrônica.

4.6.3.3 Relação Ar-Combustível

A razão da mistura foi medida durante a realização dos testes por um sensor de oxigênio de banda larga. O condicionamento e leitura do sensor de oxigênio de banda larga foram realizados com o equipamento WB-O₂ Datalogger, fabricado pela empresa FuelTech Ltda. EPP. O equipamento possui 6 canais, 4 dos quais analógicos configuráveis. A Figura 4.10 ilustra o equipamento WB-O₂ Datalogger utilizado nos ensaios.

O FuelTech WB-O₂ Datalogger mede o valor de Lambda (razão da mistura ar+combustível) para uma ampla faixa de misturas e apresenta ainda uma saída analógica

isolada, de valor proporcional ao λ medido. Esta proporcionalidade é definida pela equação $\lambda = 0,141V + 0,621$, onde λ é a razão da mistura e V a tensão elétrica do sinal de saída do equipamento.

Este equipamento utiliza um processador com calibração automática pelo resistor de calibração a laser original do conector do sensor. Por isto não é requerida calibração pelo usuário.

Os valores lidos pelo sensor de oxigênio de banda larga são decorrentes da programação do sistema TEC-II.

As especificações do FuelTech WB-O₂ Datalogger são:

- Leitura em Lambda de $0,65\lambda$ a $4,00\lambda$;
- Saída 0-5V analógica (de $0,65\lambda$ a $1,30\lambda$);
- 04 entradas de sensores e 1 entrada de sinal de rotação para armazenar informações do motor.

O equipamento está configurado para a relação combustível/ar estequiométrica de 14,7:1 para a gasolina e de 9,0:1 para o álcool.



Figura 4.10: FuelTech WB-O₂ Datalogger. Fonte: manual FuelTech

4.6.3.4 Posição Angular do Eixo de Manivelas

O sistema utilizado para medir o ângulo do eixo de manivelas é constituído de um encoder incremental fabricado pela Danaher Sensors & Controls, modelo BA 3022 de 1000 pulsos por revolução, ligado à parte dianteira do eixo de manivelas através de uma correia sincronizadora e um par de polias. A polia acoplada ao eixo de manivelas possui 26 dentes e a polia acoplada ao eixo do encoder possui 15 dentes, totalizando a cada revolução do eixo de manivelas 1.733,33 pulsos por revolução, o que corresponde a uma resolução de 0,20769 graus para cada pulso do encoder. Este instrumento permitiu, a cada leitura, a obtenção de

todos os parâmetros pesquisados por trinta ciclos consecutivos. A Figura 4.11 mostra o instrumento que foi instalado no motor.

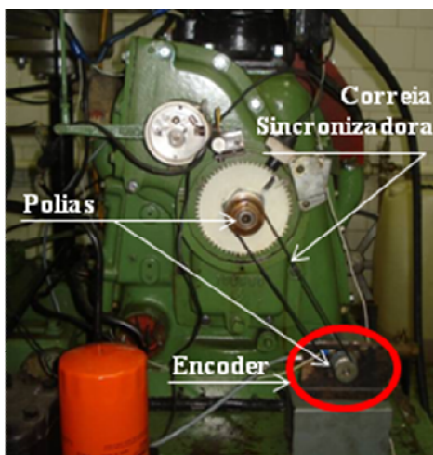


Figura 4.11: Encoder modelo BA 3022 utilizado nos ensaios

O conjunto de determinação da referência da posição angular eixo de manivelas do motor (Figura 4.12 - identificação do PMS) é fixado na parte traseira do motor. O conjunto é constituído por um sensor óptico fixo na parte traseira do bloco do motor e de um anteparo precisamente posicionado de forma a interromper a passagem de sinal luminoso no PMS do eixo de manivelas. Os sinais são enviados a um conversor analógico-digital para serem tratados, interpretados e analisados.

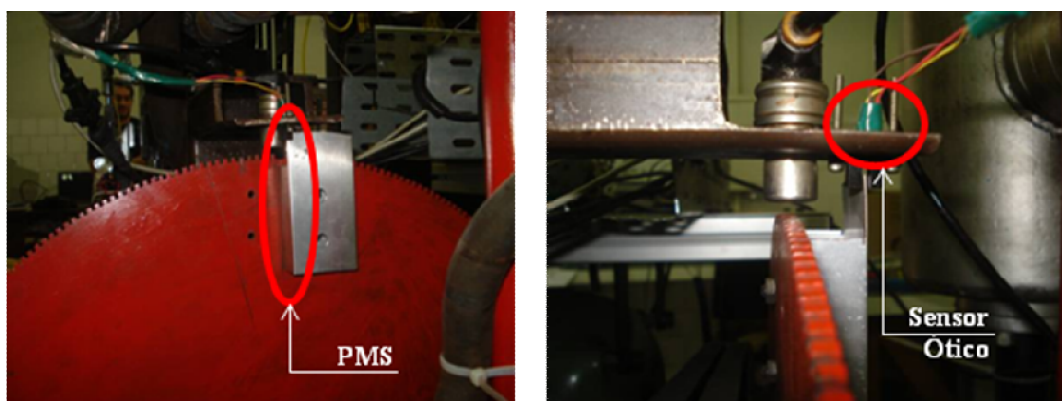


Figura 4.12: conjunto de determinação da referência da posição angular eixo de manivelas do motor

4.6.3.5 Medição das Temperaturas

Optou-se por termopares tipo K devido à sua simplicidade de uso e seu baixo custo. Os termopares são sensores que utilizam como princípio a tensão gerada em um par bimetálico

quando as suas junções estão submetidas a temperaturas distintas. A tensão é diretamente proporcional à diferença de temperatura das junções. Vários tipos de termopares podem ser utilizados e sua classificação é dada pelos materiais utilizados em seu par metálico. Neste trabalho utilizaram-se termopares do tipo "K" (Cromo / Alumínio), que é o tipo mais usual de termopares. O seu baixo custo consiste na principal motivação para a sua escolha. São geralmente utilizados para medições nas faixas de temperatura de $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sua sensibilidade é aproximadamente $41\text{ mV}/^{\circ}\text{C}$ e seu tempo de resposta depende do tipo de montagem, que pode ser aberta ou em cápsula. Os termopares tipo K foram utilizados neste trabalho para o monitoramento das temperaturas da água de refrigeração do motor, do óleo de lubrificação e da mistura ar+combustível admitida.

4.6.3.6 Sensor de Chama

Para a realização da medição de propagação de chama utilizou-se uma vela de ignição posicionada diametralmente oposta à vela de ignição original do motor CFR. No eletrodo desta conectou-se um circuito detector de ionização. Este circuito foi desenvolvido em parceria com o Laboratório de Mecatrônica e Controle (LAMECC – UFRGS), no âmbito do projeto CONTROLGÁS / FINEP, e tem a capacidade de detectar a presença de chama através da diferença de condutividade elétrica entre os eletrodos sensores, que, neste experimento, são representados pelo eletrodo de terra e pelo eletrodo central da vela de ignição.

O funcionamento do sensor de chama pode ser descrito pelos seguintes pontos:

- Aplica-se uma tensão em um condutor posicionado diretamente na chama;
- Quando não há presença de chama não existe corrente no condutor; o circuito se comporta como um circuito aberto;
- Quando a chama está presente, a corrente encontra um caminho para fechar o circuito, pois o plasma é um condutor de eletricidade; existe, portanto, uma corrente que passa pela chama e vai até o eletrodo de terra do motor;
- Um circuito comparador, que se comporta como um resistor (entre $10\text{M}\Omega$ e $100\text{M}\Omega$), identifica a diferença de potencial resultante da presença de chama.

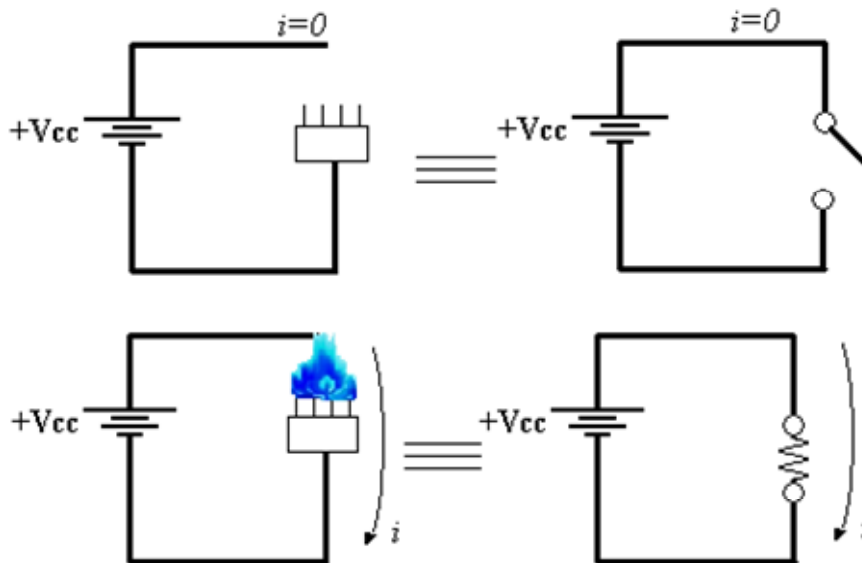


Figura 4.13: Representação esquemática do sensor de chama

Um diagrama esquemático do sistema de instrumentação utilizado para a realização dos ensaios é mostrado na Figura 4.14.

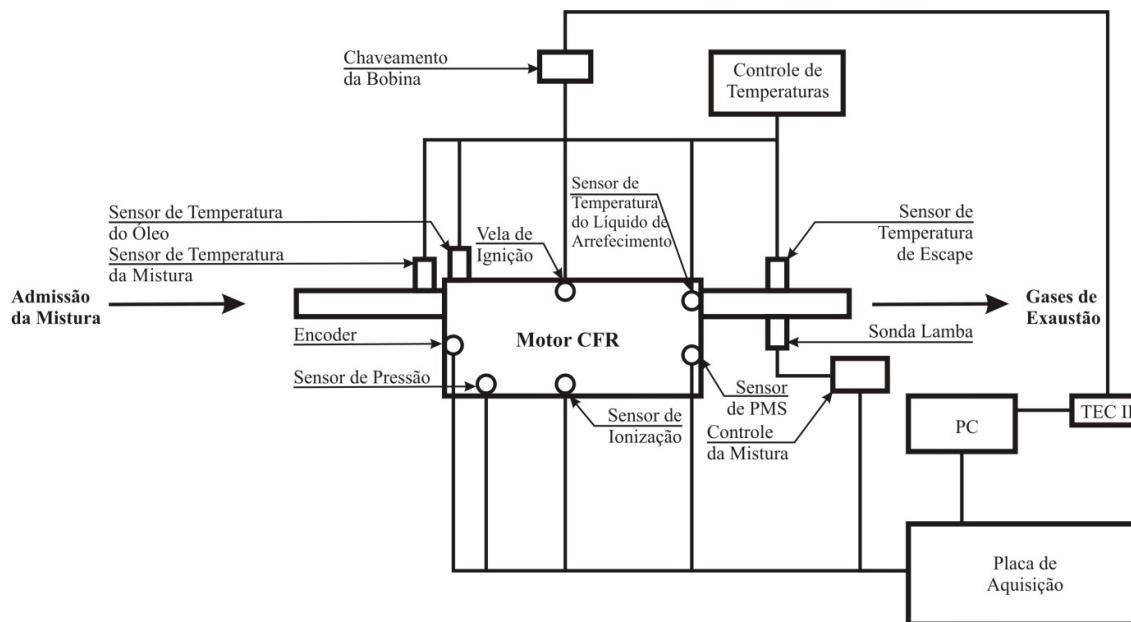


Figura 4.14: Representação esquemática do experimento.

4.7 Programa LabVIEW

Para a realização deste trabalho desenvolveu-se um programa para a aquisição e tratamento dos dados obtidos durante os ensaios realizados. Os dados são adquiridos com base nos pulsos fornecidos pelo encoder acoplado ao eixo de manivelas, de modo que a cada pulso detectado na entrada digital da placa de aquisição de dados (NI PCI-6221 - 16 bit, 250 kS/s, 16 entradas analógicas, 02 saídas analógicas de 16 bit, de 833 kS/s, 24 I/O digitais, contador de 32 bit), é realizada a leitura e armazenamento dos dados de todos os canais analógicos utilizados, garantindo assim que todos os sinais medidos correspondem a um dado ângulo do eixo de manivelas.

O programa foi desenvolvido em blocos para facilitar sua posterior adaptação para outros trabalhos.

O bloco “Detector de Picos” tem como finalidade identificar o início da aquisição de dados. Para isso, ele recebe o sinal de entrada através de dois canais: o canal do sensor de ponto morto superior e o canal do sensor de pressão. O sinal do canal do sensor de ponto morto superior é derivado em relação ao ângulo e seu pico é localizado. Monitora-se o número de pulsos enviado pelo encoder concomitantemente ao valor do sinal de pressão. Se após um dado ângulo, o valor do sinal de pressão não atingir um valor mínimo, sabe-se que o motor está no ciclo morto. Aguarda-se então um novo sinal do sensor de ponto morto superior, iniciando assim a aquisição de dados.

O bloco “Características do Ciclo” determina quais os picos de início e fim de aquisição da roda dentada vão ser analisados.

O bloco “Separa Canal” é utilizado para selecionar o canal desejado, bem como separar o intervalo desejado (cada ciclo).

Com base no sensor de ponto morto superior e os pulsos gerados pelo encoder, o bloco “Gerador do Vetor Posição Volume da Câmara de Combustão Com Ajuste de Posição” cria o *Array* do volume deslocado para gerar o diagrama pressão versus volume. Neste bloco existe a determinação de constantes de parâmetros geométricos do motor CFR, como relação biela/manivela, relação de compressão e volume deslocado.

No bloco “Tratamento Optrand” está presente a curva de calibração do sensor de pressão utilizado, para que o sinal adquirido em volts possa ser convertido em unidade de pressão (Pa). Este bloco também remove o ruído de alta frequência presente e detecta a

localização do pico de pressão, bem como o ângulo do eixo de manivelas onde este ocorre e sua amplitude.

O tratamento do sensor de chama é realizado no bloco “Tratamento do Sensor de Chama” e consiste em remover um valor fixo devido à alimentação do sensor (remover DC), filtrar o ruído de alta frequência para que este não interfira na derivada do sinal e localizar, no sinal derivado, o ponto correspondente à detecção da chama, junto com o ângulo em que ele ocorre. Também serve para calcular a diferença entre o ângulo em que ocorre o início da centelha e a detecção da chama.

O bloco “Tratamento do Lambda” realiza a calibração do λ através da curva fornecida pelo fabricante.

O bloco “Cálculo do Trabalho” separa o ciclo adquirido em quatro segmentos e calcula o trabalho em cada um destes segmentos.

A interface para a utilização do programa desenvolvido em LabVIEW 8.6 é apresentada na Figura 4.15. O campo superior direito deve ser preenchido com os parâmetros de ensaio, tais como número de ciclos a serem adquiridos, relação de compressão, gravar ou não o arquivo e filtro do sensor de chama. Os demais campos apresentam resultados obtidos durante o ensaio, dentre os quais as curvas de pressão dentro do cilindro em relação ao ângulo do eixo de manivelas, curvas de pressão versus volume, resposta do sensor de chama, tabela com os resultados médios do ensaio, média e desvio padrão dos parâmetros monitorados durante o ensaio e os sinais vindos diretamente da placa de aquisição de dados, sem tratamento.

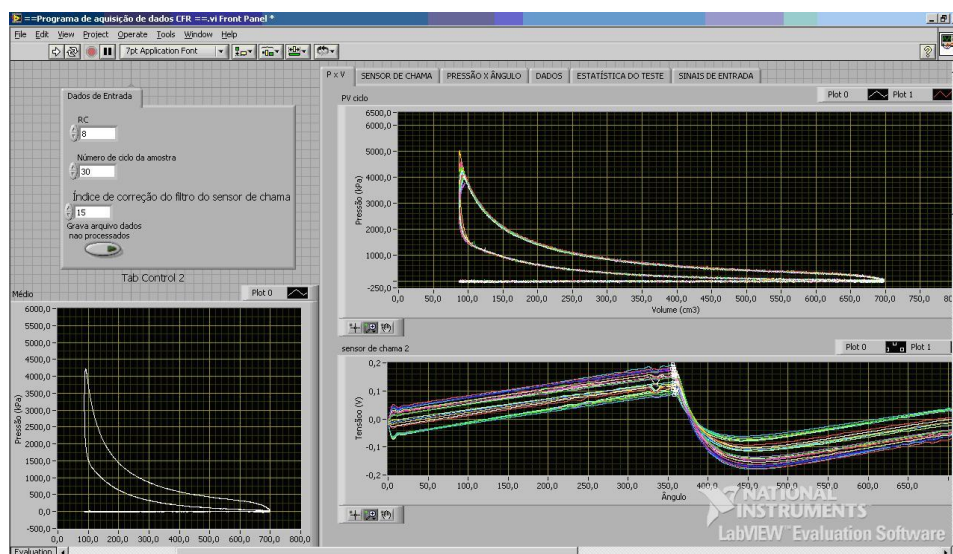


Figura 4.15: Interface do programa para aquisição e tratamento de dados

4.8 Descrição do Procedimento de Ensaio

Com o objetivo de minimizar as variáveis indesejáveis envolvidas nos ensaios, adotou-se uma única metodologia para a realização de todos os ensaios realizados neste trabalho. Esta metodologia foi desenvolvida no âmbito do laboratório de motores da Universidade Federal do Rio Grande do Sul e toma como base a metodologia utilizada nos ensaios para a determinação do número de octanas em combustíveis abaixo de 100 octanas, onde são descritos os procedimentos para o início da operação do motor CFR, bem como o procedimento para aquecimento e estabilização das condições operacionais do motor em questão. A metodologia utilizada é descrita a seguir.

Liga-se o motor síncrono acoplado ao CFR até que este atinja a pressão de óleo normal de operação. A seguir liga-se a bomba de combustível para que esta eleve e mantenha a pressão do circuito de alimentação do motor. Logo após, o sistema eletrônico de gerenciamento de combustível (TEC II) é acionado, dando-se assim início ao funcionamento do motor. Após iniciado o funcionamento do motor, liga-se o sistema de monitoramento da relação ar combustível e aguarda-se a temperatura do líquido de arrefecimento atingir 80 °C. Com as condições de operação do motor estáveis, ajusta-se a condição de mistura desejada, bem como a relação de compressão desejada ou ângulo de ignição e inicia-se a aquisição de trinta ciclos consecutivos. Em cada ensaio adquire-se os dados de pressão dentro da câmara de combustão, e do chaveamento do primário da bobina de ignição, o sinal do sensor de ionização, o valor da sonda de oxigênio e do sensor de ponto morto superior. Todos estes sinais são adquiridos a cada pulso fornecido pelo encoder à placa de aquisição de dados, resultando assim em dados relacionados à posição angular do eixo de manivelas, onde o sensor de ponto morto superior marca o início da aquisição de cada ciclo sincronizado com o ponto morto superior do motor, no início do ciclo de admissão. Estes dados são gravados e visualizados ao final de cada ensaio em um aplicativo desenvolvido em LabView 8.6. Repete-se cada ensaio três vezes.

Com o objetivo de verificar o ponto morto superior termodinâmico ensaiou-se o motor, sem combustão, em 6 diferentes relações de compressão (5:1, 6:1, 7:1, 8:1, 9:1 e 10:1), para a condição de temperatura do líquido de arrefecimento com valor de 50°C.

Os ensaios realizados para a medição da variação do ângulo de combustão para os combustíveis etanol hidratado, isooctano e MTBE estão divididos da seguinte forma:

- Para uma determinada relação de compressão (r_c 8:1) e uma dada condição de mistura ($\lambda = 1$), varia-se o avanço de ignição (17° , 19° , 21° , 23° e 25° APMS), com o objetivo de verificar experimentalmente a variação dos parâmetros de combustão com a alteração do avanço de ignição;
- Para uma dada condição de mistura ($\lambda = 1$) e um dado ângulo de ignição (21° APMS), varia-se a relação de compressão (5:1, 6:1, 7:1, 8:1, 9:1 e 10:1) com o objetivo de verificar experimentalmente a variação do ângulo de combustão do etanol hidratado com a relação de compressão;
- Para uma determinada relação de compressão ($r_c = 8$) e dois ângulos de ignição (19° e 21° APMS), varia-se a condição de mistura (λ 0,8, 0,9, 1, 1,1 e 1,2) com o objetivo de verificar experimentalmente a variação do ângulo de combustão para o etanol hidratado com alterações da condição de mistura;

Após a aquisição de trinta ciclos consecutivos, o aplicativo desenvolvido fornece uma série de dados de interesse, bem como seus valores médios e o desvio padrão para os seguintes parâmetros:

- Ângulo onde ocorre o pico de pressão;
- Valor da máxima pressão ocorrida dentro do cilindro;
- Ângulo no qual o sensor de chama detecta a presença de chama;
- Ângulo de queima (contado a partir do início da centelha, até a detecção da frente de chama pelo sensor de ionização);
- Ângulo do início da ignição;
- Ângulo de duração da ignição;
- Lambda;
- Trabalho por ciclo;
- Coeficiente de co-variação;
- PMEP;
- Curva da taxa de liberação de energia;
- Fração mássica queimada;
- Ângulo em que ocorre a queima de 10, 50, e 90% da massa de combustível.

Inicialmente serão apresentados os resultados dos ensaios desenvolvidos sem combustão para a determinação do ponto morto superior geométrico e para a determinação do ponto morto superior termodinâmico.

4.9 Determinação do Ponto Morto Superior Geométrico

O procedimento adotado para a determinação do ponto morto superior geométrico consiste na medição baseada na geometria, onde o ponto morto superior é ajustado para corresponder ao centro do ângulo correspondente à rotação do eixo de manivelas com mínimo deslocamento do êmbolo no final da compressão. Este método foi utilizado com boa precisão por Oliveira [1996] e é similar ao descrito no manual de manutenção do motor CFR como procedimento padrão.

Para a determinação do ponto morto superior geométrico realiza-se primeiramente a limpeza dos depósitos existentes no topo do êmbolo, onde ocorre o contato com a base do medidor de deslocamento, garantindo assim uma superfície plana para o contato do medidor.

É também realizada a instalação de um micrômetro digital (de forma perpendicular ao topo do êmbolo) com o êmbolo no aparente ponto morto superior (indicação externa do volante), referenciando-se assim a indicação do ponto morto superior atual.

Após o giro realizado lentamente do volante em uma direção, até a leitura de indicador de posição angular marcar 25° , inicia-se uma rotação lenta na direção oposta, tomando os valores manualmente a cada 5° até o indicador de posição angular marcar 0° . Neste ponto, registra-se a leitura em graus do volante oposta ao ponteiro.

Continua-se a rotação do volante na mesma direção usada na última operação, até a leitura de indicador de posição angular marque 25° .

Inverte-se a direção de rotação e, lentamente, move-se o êmbolo para cima, até o indicador de posição angular registrar 25° . Em seguida, inicia-se uma rotação lenta na direção oposta, tomando os valores manualmente a cada 5° até o indicador de posição angular marcar 0° . Neste ponto, registra-se a leitura em graus do volante oposta ao ponteiro.

O ponto morto superior real encontra-se no ponto equidistante entre os registros em graus do volante. Se este valor não estiver na marca zero do volante, deve-se ler o valor em graus do volante e determinar o número de graus a desviar, de modo que o ajuste de metade daquela quantidade possa ser feito na posição do ponto do volante.

Repete-se o procedimento para assegurar que o ajuste esteja correto.

Para a comparação dos dados obtidos na medição de deslocamento em relação à variação angular do eixo de manivelas, calculou-se, com base na Equação 3.2, o deslocamento teórico, mostrado na Tabela 4.2.

Tabela 4.2: Deslocamento teórico do êmbolo

| Ângulo (°) | Deslocamento (mm) |
|------------|-------------------|
| 0 | 0,000000 |
| 5 | 0,266365 |
| 10 | 1,062375 |
| 15 | 2,378823 |
| 20 | 4,200534 |
| 25 | 6,506601 |

Adotando o procedimento descrito anteriormente, realizaram-se os ensaios, repetindo-se 03 vezes cada conjunto de medição para ambos sentidos de rotação. Os resultados obtidos estão expressos na Tabela 4.3.

Tabela 4.3: Resultados obtidos para determinação do PMS geométrico

| Sentido Horário | | | | Sentido Anti - Horário | | | |
|-------------------|------------|-----------------------------|----------------|------------------------|------------|-----------------------------|----------------|
| Deslocamento (mm) | Ângulo (°) | Deslocamento Calculado (mm) | Diferença (mm) | Deslocamento (mm) | Ângulo (°) | Deslocamento Calculado (mm) | Diferença (mm) |
| 6,7550 | -25,0837 | 6,5492 | 0,2058 | 6,4950 | 24,9798 | 6,4963 | -0,0013 |
| 4,3500 | -20,0981 | 4,2412 | 0,1088 | 4,2280 | 20,0981 | 4,2412 | -0,0132 |
| 2,4440 | -14,9567 | 2,3652 | 0,0788 | 2,3450 | 15,0087 | 2,3815 | -0,0365 |
| 1,1040 | -9,9711 | 1,0563 | 0,0477 | 0,9980 | 9,9192 | 1,0453 | -0,0473 |
| 0,2950 | -5,0375 | 0,2704 | 0,0246 | 0,2390 | 4,9856 | 0,2648 | -0,0258 |
| 0,0180 | 0,1558 | 0,0003 | 0,0177 | 0,0050 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0050 |
| 0,2340 | 5,0375 | 0,2704 | -0,0364 | 0,2320 | -5,0894 | 0,2760 | -0,0440 |
| 0,9690 | 10,0231 | 1,0673 | -0,0983 | 1,0550 | -10,0231 | 1,0673 | -0,0123 |
| 2,2790 | 15,0087 | 2,3815 | -0,1025 | 2,4050 | -14,9567 | 2,3652 | 0,0398 |
| 4,1370 | 20,0981 | 4,2412 | -0,1042 | 4,3520 | -20,1500 | 4,2628 | 0,0892 |
| 6,4450 | 24,9798 | 6,4963 | -0,0513 | 6,6670 | -24,9798 | 6,4963 | 0,1707 |
| 6,3980 | 24,9798 | 6,4963 | -0,0983 | 6,7790 | -25,0317 | 6,5227 | 0,2563 |
| 4,1780 | 20,0981 | 4,2412 | -0,0632 | 4,3920 | -20,0462 | 4,2196 | 0,1724 |
| 2,2820 | 14,9048 | 2,3490 | -0,0670 | 2,4240 | -14,8009 | 2,3166 | 0,1074 |
| 1,0000 | 10,0231 | 1,0673 | -0,0673 | 1,1590 | -10,0750 | 1,0783 | 0,0807 |
| 0,2400 | 5,0375 | 0,2704 | -0,0304 | 0,3120 | -5,0375 | 0,2704 | 0,0416 |
| 0,0110 | 0,1039 | 0,0001 | 0,0109 | 0,0230 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0230 |
| 0,2620 | -5,0894 | 0,2760 | -0,0140 | 0,2180 | 5,2972 | 0,2989 | -0,0809 |
| 1,0990 | -10,0231 | 1,0673 | 0,0317 | 0,9410 | 9,9711 | 1,0563 | 0,1153 |
| 2,4830 | -15,0087 | 2,3815 | 0,1015 | 2,3510 | 15,2683 | 2,4639 | -0,1129 |
| 4,3450 | -19,9942 | 4,1981 | 0,1469 | 4,1320 | 20,1500 | 4,2628 | -0,1308 |
| 6,7190 | -24,9279 | 6,4700 | 0,2490 | 6,5020 | 25,1875 | 6,6022 | -0,1002 |
| 6,4410 | 25,0317 | 6,5227 | -0,0817 | 6,7150 | -24,9798 | 6,4963 | 0,2187 |
| 4,1680 | 20,0981 | 4,2412 | -0,0732 | 4,3520 | -20,0462 | 4,2196 | 0,1324 |
| 2,2860 | 15,0087 | 2,3815 | -0,0955 | 2,4860 | -15,0087 | 2,3815 | 0,1045 |
| 0,9620 | 9,9711 | 1,0563 | -0,0943 | 1,1400 | -10,0231 | 1,0673 | 0,0727 |
| 0,2140 | 5,0375 | 0,2704 | -0,0564 | 0,3160 | -5,0375 | 0,2704 | 0,0456 |
| 0,0220 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0220 | 0,0020 | 0,0840 | 0,0001 | 0,0019 |
| 0,3240 | -6,0242 | 0,3865 | -0,0625 | 0,3200 | 5,4530 | 0,3168 | 0,0032 |
| 1,0390 | -10,0750 | 1,0783 | -0,0393 | 1,0560 | 10,0231 | 1,0673 | -0,0113 |
| 2,4390 | -15,1125 | 2,4143 | 0,0247 | 2,3620 | 15,0606 | 2,3979 | -0,0359 |
| 4,2680 | -19,9942 | 4,1981 | 0,0699 | 4,1640 | 20,0462 | 4,2196 | -0,0556 |
| 6,7220 | -25,0837 | 6,5492 | 0,1728 | 6,4790 | 24,9798 | 6,4963 | -0,0173 |

A seguir são expressos os resultados obtidos nos ensaios para a determinação do ponto morto superior geométrico. Estes resultados estão apresentados em Figura 4.16 juntamente com a curva de deslocamento calculada, mostrando uma pequena diferença dos dados medidos com o valor calculado.

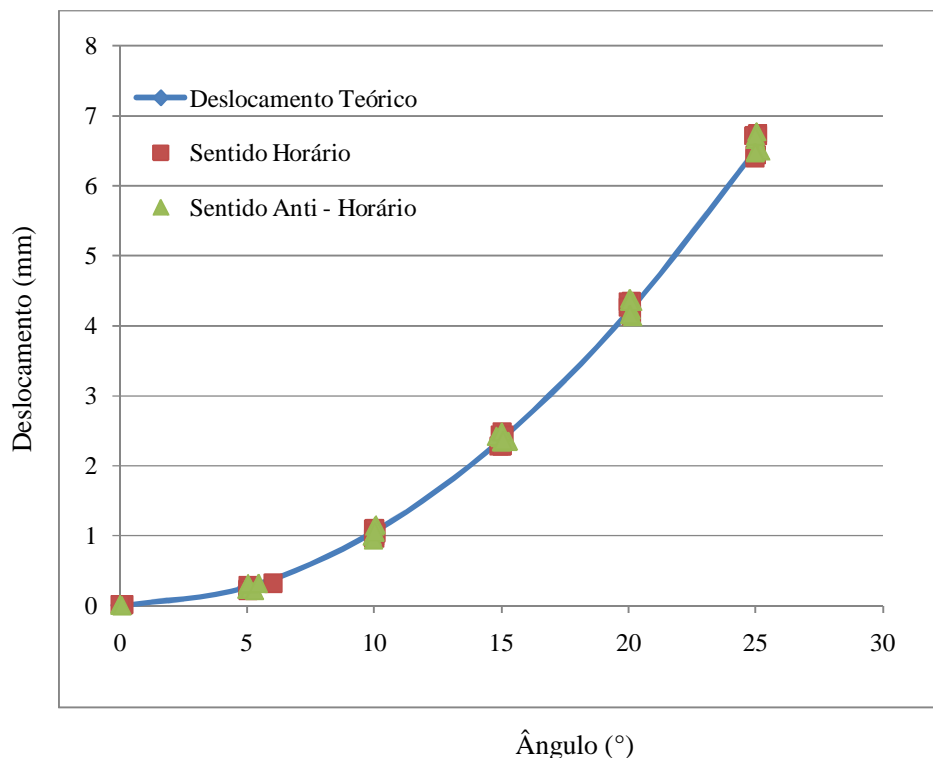


Figura 4.16: Medição do deslocamento do êmbolo em relação à variação angular do eixo de manivelas

4.10 Determinação do Ponto Morto Superior Termodinâmico

A literatura afirma que a máxima pressão dentro do cilindro e o ponto morto superior não são coincidentes. A máxima pressão ocorre ligeiramente antes do ponto morto superior geométrico devido à transferência de calor, efeito de fendas e fluxo por passagens estreitas [Ylva et al, 2004]. Com o objetivo de determinar o ponto morto superior termodinâmico do motor CFR (sendo ponto morto superior termodinâmico o ângulo no qual ocorre a máxima pressão para o ciclo motorizado) e verificar se este valor permanece constante com o aumento da relação de compressão realizaram-se ensaios para 6 diferentes relações de compressão, mantendo a temperatura do líquido de arrefecimento do motor constante.

A determinação do ponto morto superior termodinâmico consiste em traçar a curva de pressão dentro do cilindro sem combustão em função do ângulo do eixo de manivelas. O ponto morto superior termodinâmico é ajustado no ponto onde a derivada da curva de pressão gerada é zero. Realizaram-se três medições para cada ensaio sem combustão, em 6 diferentes relações de compressão (5:1, 6:1, 7:1, 8:1, 9:1 e 10:1) para a condição de temperatura do líquido de arrefecimento no valor de 50°C. Os valores médios obtidos são apresentados na Tabela 4.4 e na Figura 4.17 (a) e (b).

Tabela 4.4: Teste para determinação do ponto morto superior termodinâmico

| Relação de Compressão | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | Pico de Pressão (1E ⁵ Pa) | | Trabalho por Ciclo (J) | | Temperatura do Teste (°C) |
|-----------------------|-------------------------------|---------------|--------------------------------------|---------------|------------------------|---------------|---------------------------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | |
| 10 | 358,5 | 0,37 | 18,91 | 0,03 | -58,982 | 1,08 | 48 |
| 9 | 358,6 | 0,47 | 16,64 | 0,03 | -55,034 | 1,209 | 48 |
| 8 | 358,6 | 0,4 | 14,3 | 0,04 | -49,955 | 1,61 | 50 |
| 7 | 358,6 | 0,83 | 11,98 | 0,04 | -44,564 | 1,385 | 50 |
| 6 | 358,9 | 1,03 | 9,72 | 0,04 | -39,625 | 0,939 | 50 |
| 5 | 357,6 | 2,3 | 7,51 | 0,04 | -33,338 | 0,876 | 50 |

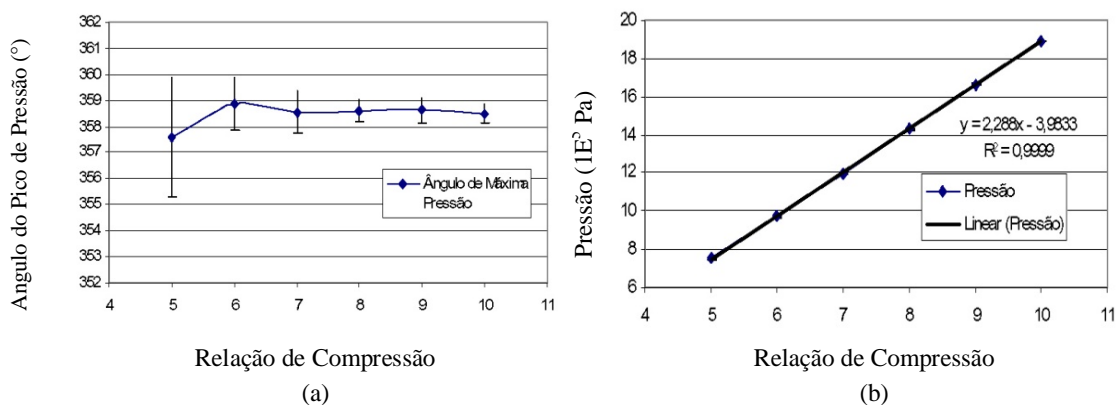


Figura 4.17: (a) Valor do ângulo de máxima pressão em função da relação de compressão, (b) Variação do valor de máxima pressão em função da relação de compressão

Observa-se também o aumento do trabalho de bombeamento em função do aumento da relação de compressão, mostrado na Tabela 4.3 e caracterizado pela área do diagrama Pressão *versus* Volume da Figura 4.18, onde este representa um ciclo dentro do regime permanente.

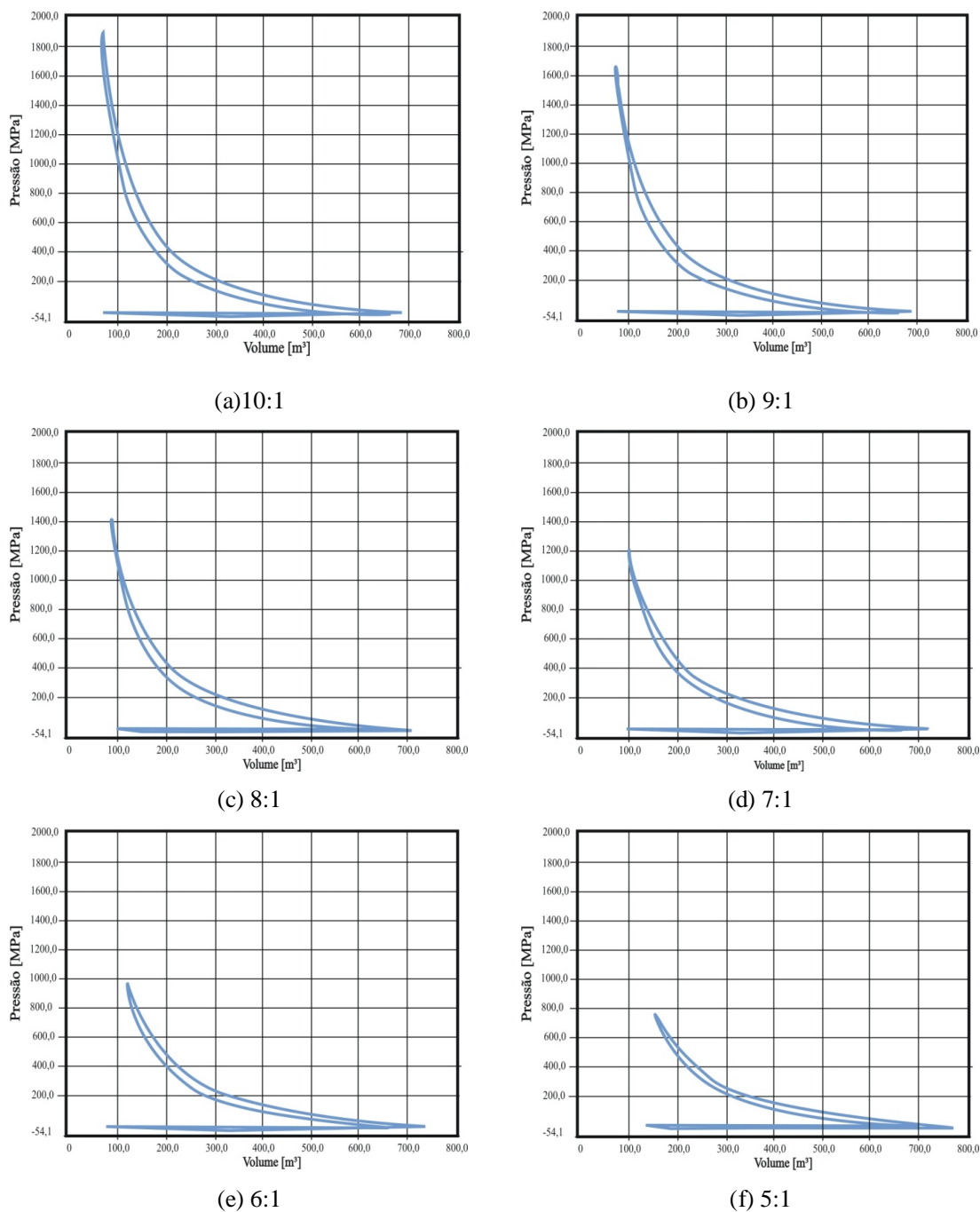


Figura 4.18: Variação da pressão em relação ao volume nas condições de ensaios para caracterização do ponto morto superior termodinâmico, sendo: (a) 10:1, (b) 9:1, (c) 8:1, (d) 7:1, (e) 6:1 e (f) 5:1

Rech [2010] apresenta o desenvolvimento da pressão experimental, numérica, isentrópica e politrópica no interior do cilindro de um motor CFR durante a fase de compressão e de expansão sem a ocorrência de combustão utilizando uma relação de compressão de 6;1, onde este verifica que os valores encontrados experimentalmente após uma média de 30 medições, aproximaram-se mais dos valores calculados quando considera-se que a relação entre os calores específicos assume o valor de $\gamma=1,33$ para um processo politrópico, conforme Heywood, 1988. Já para os valores encontrados numericamente, o valor do coeficiente isentrópico que melhor se aproxima é de $\gamma =1,40$. Neste caso, pode-se atribuir que houve menor remoção de calor pelo modelo numérico, que depende das temperaturas e da resistência térmica prescritas nas paredes do domínio. Esse fato foi verificado também na posição da máxima pressão encontrada experimentalmente e numericamente em relação à árvore de manivelas. A posição do pico de pressão em relação à árvore de manivelas depende, sobretudo, da taxa de remoção de calor. No modelo numérico, foi encontrado o pico de pressão de 1250 kPa em 359,6 graus da árvore de manivelas. Já no resultado experimental, o pico de pressão foi de 1103 kPa em 359,0 graus da árvore de manivelas. Essa diferença da posição dos picos de pressão em relação à posição da árvore de manivelas demonstra que, fisicamente, pode ter sido removido mais calor do motor do que o previsto pelo modelo numérico. Cabe ainda ressaltar que, além da remoção de calor, o pico de pressão é afetado pelos vazamentos nos anéis, principalmente a baixa rotação [Ibrahim, 2008b], fato não considerado na solução numérica.

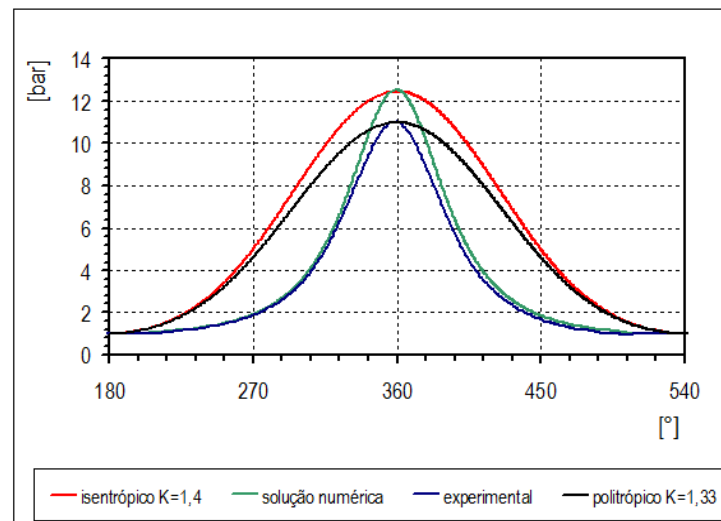


Figura 4.19 – Pressão no interior do cilindro *versus* ângulo da árvore de manivelas ao longo da fase de compressão e expansão. Valores experimentais (média de 30 medições), numéricos, isentrópicos e politrópicos. [Rech 2010]

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos durante os ensaios realizados utilizando-se os combustíveis etanol hidratado, MTBE e isooctano. São apresentados os valores médios obtidos durante os ensaios, bem como o valor médio e seu desvio padrão para os principais parâmetros de interesse deste trabalho. Os resultados obtidos em cada ensaio estão apresentados no APENDICE B.

5.1 Ensaios com Variação do Avanço de Ignição

Inicialmente são apresentados os resultados obtidos para os parâmetros de combustão com a variação do avanço do ponto de ignição. Os avanços de ignição ensaiados são de 17°, 19°, 21°, 23° e 25° em relação ao ponto morto superior para as curvas indicadas. Utilizou-se relação de mistura λ igual a 1 (estequiométrico), relação de compressão de 8:1 e a rotação do motor é de 900 RPM.

5.1.1 Etanol hidratado

Para a relação de compressão 8:1 e uma condição de mistura $\lambda = 1$, variou-se o ângulo de ignição (17°, 19°, 21°, 23° e 25° APMS) com o objetivo de verificar experimentalmente a variação dos principais parâmetros de combustão com alteração do ângulo de ignição. A seguir, na Tabela 5.1 é apresentado o resultado médio dos parâmetros medidos, nos cinco ensaios. Como mencionado anteriormente estes parâmetros são o valor de máxima pressão, o ângulo em que este ocorre e o ângulo da centelha.

Tabela 5.1: Resultados médios obtidos para a condição de relação de compressão 8:1, mistura estequiométrica

| AEHC | Pico de Pressão (1×10^5 Pa) | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | Ângulo de Início da Ignição (°) | |
|------|---------------------------------------|---------------|-------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão |
| 17 | 38,81 | 2,49 | 374,51 | 2,20 | 343,73 | 0,16 |
| 19 | 41,37 | 2,60 | 373,41 | 2,40 | 341,13 | 0,13 |
| 21 | 43,39 | 2,91 | 374,74 | 2,37 | 339,54 | 0,25 |
| 23 | 48,09 | 2,11 | 370,24 | 1,90 | 337,34 | 0,18 |
| 25 | 51,70 | 1,67 | 365,91 | 2,01 | 334,76 | 0,16 |

Os dados apresentados mostram que conforme se aumenta o avanço de ignição tem-se um aumento no valor do pico de pressão de $38,8 \times 10^5 \text{Pa}$ para $51,7 \times 10^5 \text{Pa}$, quando se altera o avanço de ignição de 17°APMS para 25°APMS . Percebe-se também uma redução no ângulo de ocorrência do pico de pressão de $374,51^\circ$ para $365,91^\circ$ do eixo de manivelas (redução de $8,6^\circ$) quando se altera o avanço de ignição de 17°APMS para 25°APMS . O aumento de valor do pico de pressão bem como a redução do ângulo em que este pico ocorre está representado na Figura 5.1.

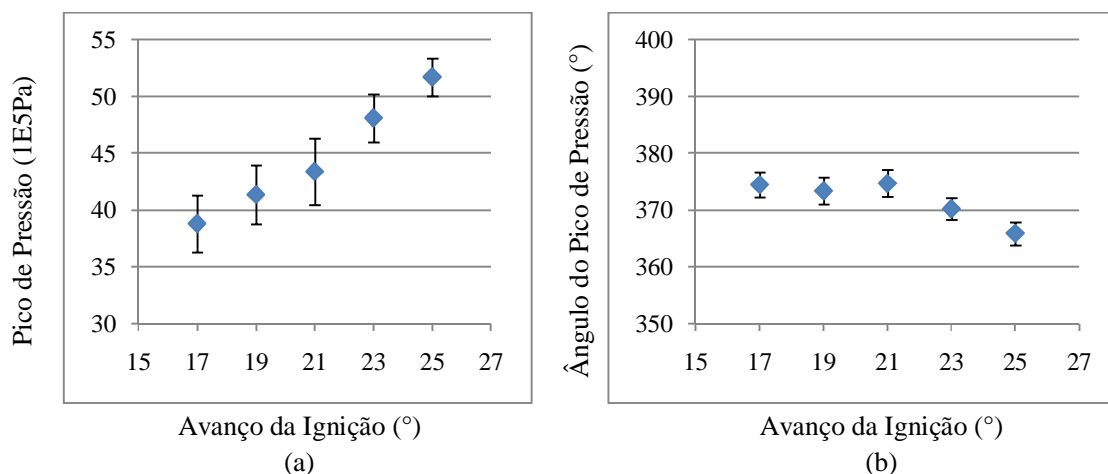


Figura 5.1: Variação da magnitude do pico de pressão(a) e ângulo (b) em que este ocorre com a variação do avanço de ignição

Comparando-se os resultados médios do valor de ângulo percorrido pelo eixo de manivelas entre a ignição da mistura e da detecção da chama na parte oposta do cilindro (ver Tabela 5.2 e Figura 5.2), pode-se perceber uma redução no ângulo de detecção da chama à medida que o ângulo de ignição ocorre mais cedo em relação ao ponto morto superior. Nesta tabela também são mostrados a média dos dados de duração da combustão, este medido entre o momento da centelha e a detecção pelo sensor de ionização, o trabalho por ciclo, a pressão média efetiva indicada e o coeficiente de covariação (COV).

Tabela 5.2: Resultados médios do valor de ângulo de detecção da chama na condição de relação de compressão 8:1 e mistura estequiométrica

| AEHC | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | Duração Centelha /Detecção (°) | Trabalho por Ciclo (J) | | IMEP (kPa) | | COV (%) |
|-----------------------|---------------------------------|---------------|--------------------------------|------------------------|---------------|-------------|---------------|---------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | |
| Avanço de Ignição (°) | | | | | | | | |
| 17 | 364,42 | 2,41 | 20,68 | 469,74 | 10,07 | 768,81 | 16,48 | 2,14 |
| 19 | 362,79 | 2,22 | 21,65 | 468,15 | 6,13 | 766,20 | 10,03 | 1,31 |
| 21 | 364,75 | 3,22 | 25,21 | 469,62 | 10,13 | 768,62 | 16,58 | 2,16 |
| 23 | 360,29 | 2,07 | 22,95 | 470,90 | 8,69 | 770,70 | 14,22 | 1,85 |
| 25 | 356,78 | 1,78 | 22,02 | 459,64 | 9,95 | 752,28 | 16,28 | 2,16 |

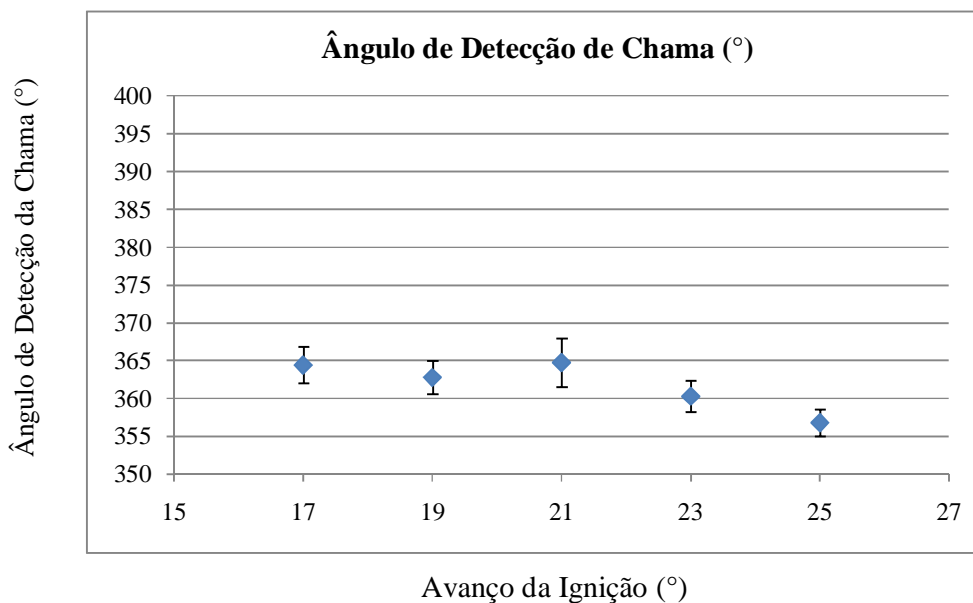


Figura 5.2: Variação do ângulo de detecção de chama devido à variação do avanço de ignição

É importante notar que com os dados de pressão no interior do cilindro, bem como do ângulo do eixo de manivelas em que estas ocorrem, obtiveram-se os ângulos correspondentes à fração mássica queimada para 10%, 50% e 90% da massa queimada em cada condição de ensaio. Estes resultados são apresentados na Tabela 5.3, juntamente com os valores obtidos dos parâmetros de ajuste da curva de Wiebe correspondentes para cada condição ensaiada, bem como o ângulo em que a combustão é percebida após a centelha (*atraso*), uma estimativa da velocidade global da chama e a duração, em graus, que a combustão leva para consumir a massa de combustível de 10% a 90%.

Tabela 5.3: Desenvolvimento da combustão no interior do cilindro

| Avanço de Ignição (°) | FMQ 10% | FMQ 50% | FMQ 90% | Duração 10% - 90% (°) | Duração Centelha / Detecção (°) | Duração (s) | Velocidade (m/s) | a | $\Delta\theta_b$ | m | Atraso (°) |
|-----------------------|---------|---------|---------|-----------------------|---------------------------------|-------------|------------------|------|------------------|------|------------|
| 17 | 356,67 | 365,67 | 373,33 | 18,33 | 20,68 | 0,004435 | 18,61 | 4,49 | 29,93 | 1,94 | 6,23 |
| 19 | 355,00 | 364,50 | 372,00 | 17,00 | 21,65 | 0,004429 | 18,64 | 7,66 | 36,99 | 2,08 | 6,86 |
| 21 | 356,00 | 366,33 | 373,67 | 17,67 | 25,21 | 0,004721 | 17,49 | 4,09 | 31,99 | 2,13 | 8,93 |
| 23 | 352,67 | 362,00 | 368,00 | 15,33 | 22,95 | 0,004299 | 19,20 | 4,46 | 28,88 | 2,20 | 8,31 |
| 25 | 349,33 | 357,33 | 363,00 | 13,67 | 22,02 | 0,004124 | 20,02 | 5,45 | 26,70 | 2,31 | 7,06 |

Na Figura 5.3 são mostrados os resultados experimentais obtidos para o ângulo em que ocorre a queima de 10% 50% e 90% da massa de combustível contida no interior do cilindro para os cinco avanços de ignição ensaiados.

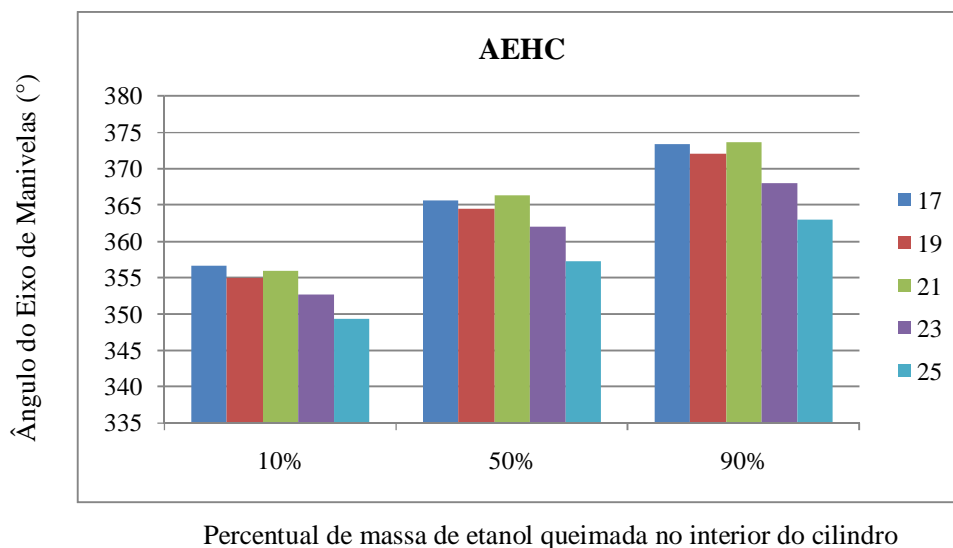


Figura 5.3: Fração mássica queimada em relação à posição do eixo de manivelas

De posse dos dados de fração mássica queimada, pode-se avaliar o ângulo de desenvolvimento da combustão entre 10% e 90% da massa queimada no interior do cilindro, ou seja, consumo de 80% da massa. Os valores apresentados na Tabela 5.4 podem ser melhor visualizados na Figura 5.4 onde percebe-se claramente a redução da duração da combustão com o aumento do avanço de ignição.

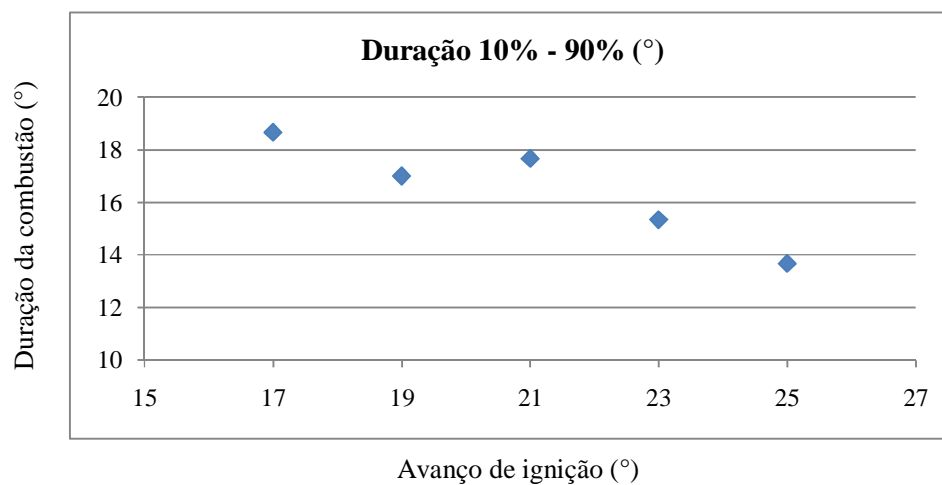


Figura 5.4: Duração da combustão entre 10% e 90% de queima da massa de etanol contida no cilindro

As curvas que descrevem a fração mássica queimada no interior do cilindro, obtidas para os cinco avanços de ignição ensaiados descritos anteriormente, são apresentadas na Figura 5.5 onde pode-se constatar as diferentes formas de evolução da combustão.

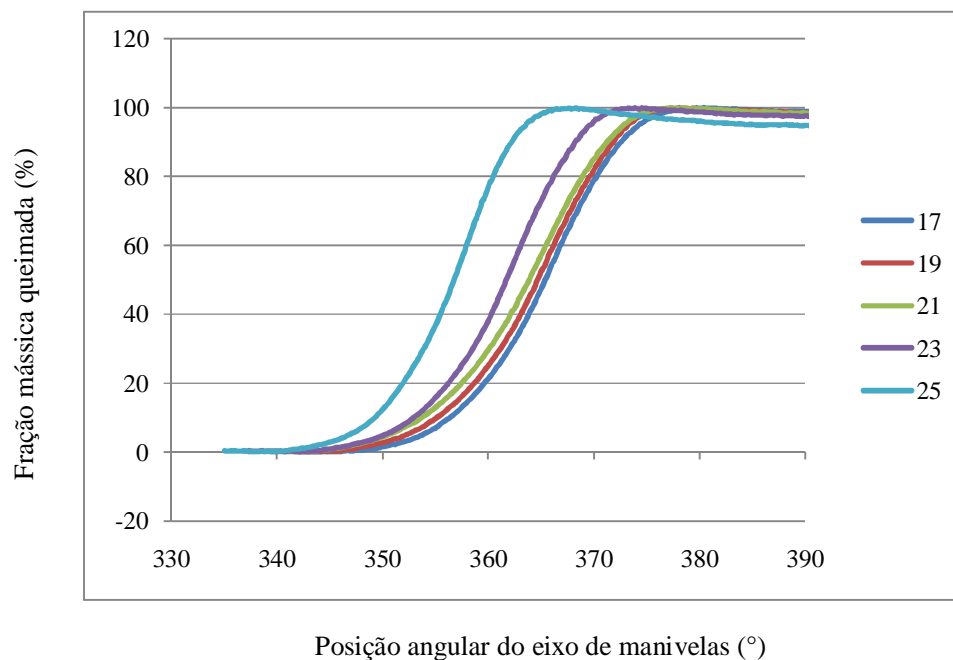


Figura 5.5: Fração mássica queimada de etanol em relação à posição do eixo de manivelas

A Figura 5.6 apresenta a influência do avanço de ignição na área do diagrama pressão *versus* volume. Percebe-se o gradativo aumento do pico de máxima pressão a partir do aumento do ângulo de ignição. Nesta mesma ordem verifica-se a diminuição da duração da combustão através da distância angular entre a liberação da centelha de ignição e a detecção da chama na parte diametralmente oposta à vela de ignição pelo sensor de ionização.

Pode-se visualizar nesta representação que ocorre aumento da área do diagrama pressão *versus* volume, que representa o trabalho útil no ciclo, com o adiantamento do avanço de ignição. Percebe-se claramente, por esta representação, a importância do correto avanço de ignição de operação para atingir o máximo trabalho possível no ciclo, além de uma redução da dispersão cíclica com o aumento do avanço de ignição.

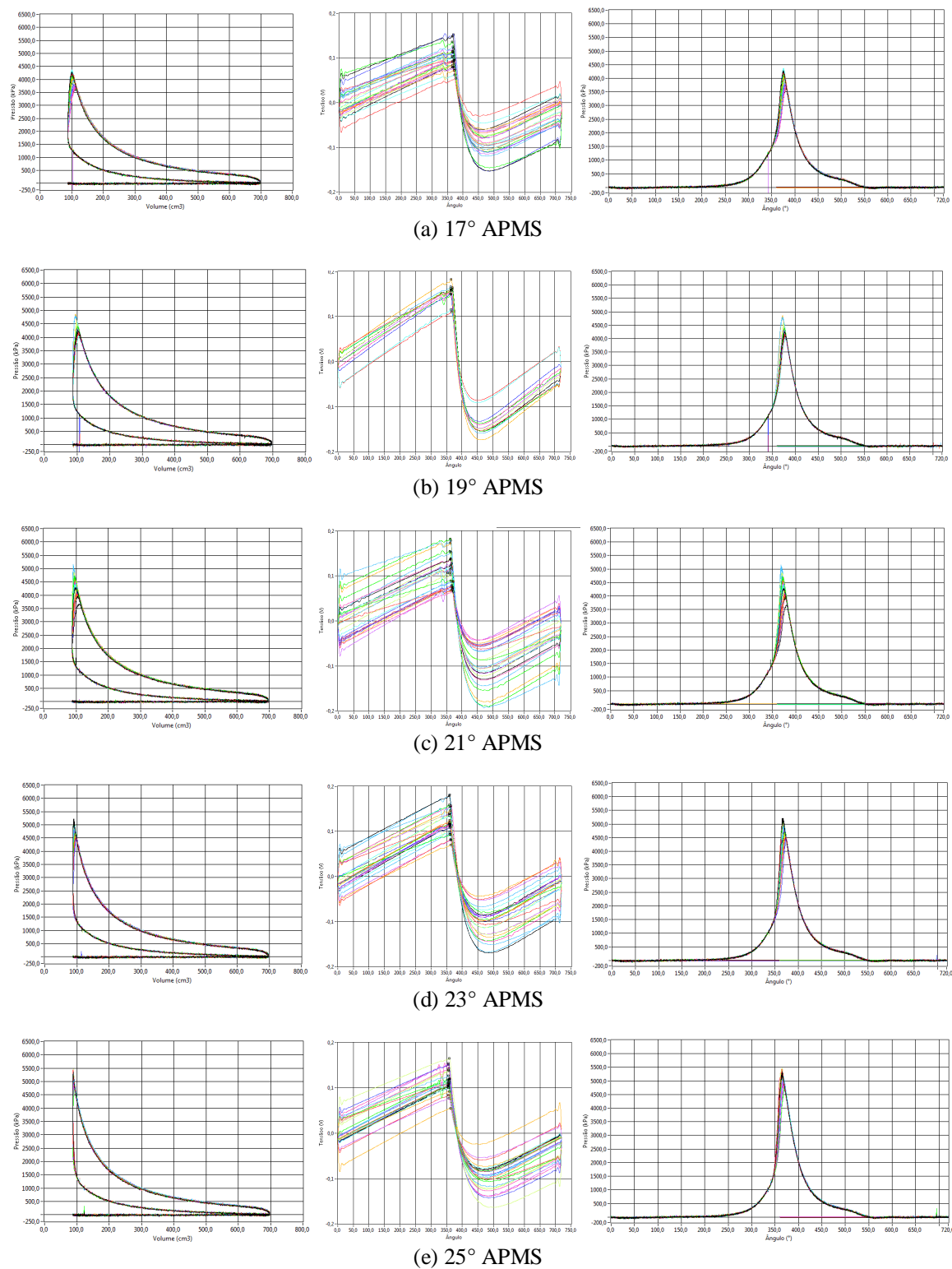
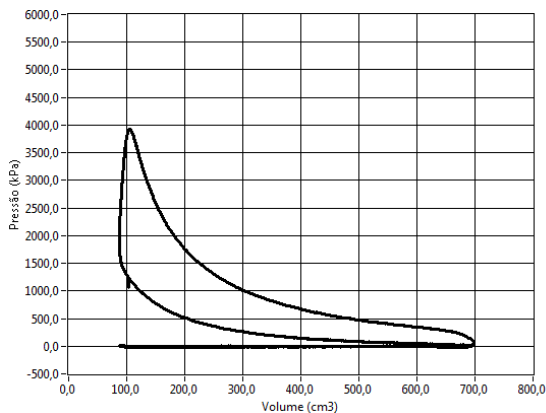
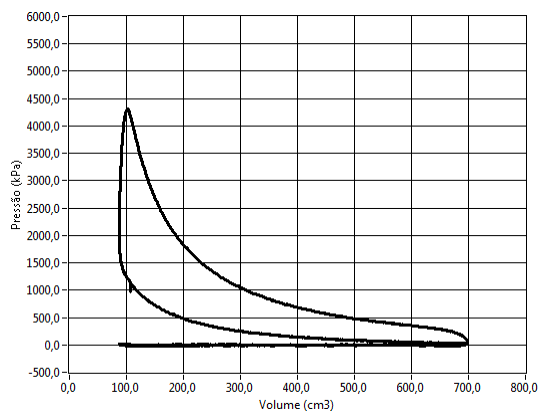


Figura 5.6: Influência do avanço de ignição na área do diagrama pressão versus volume, sendo: (a) 17° APMS, (b) 19° APMS, (c) 21° APMS, (d) 23° APMS e (e) 25° APMS

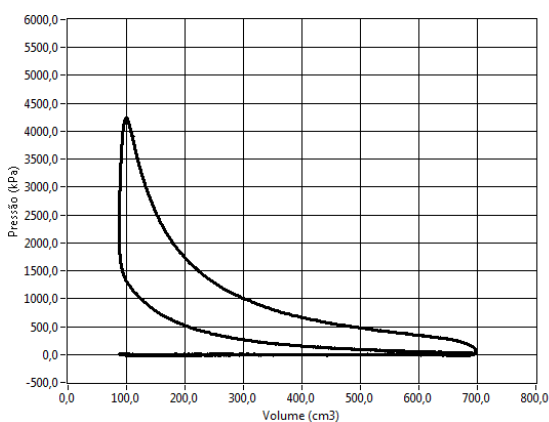
Na Figura 5.7, são mostrados os diagramas pressão versus volume médio dos ensaios descritos, onde pode-se verificar a influência do avanço de ignição na forma como a pressão se desenvolve no interior do cilindro.



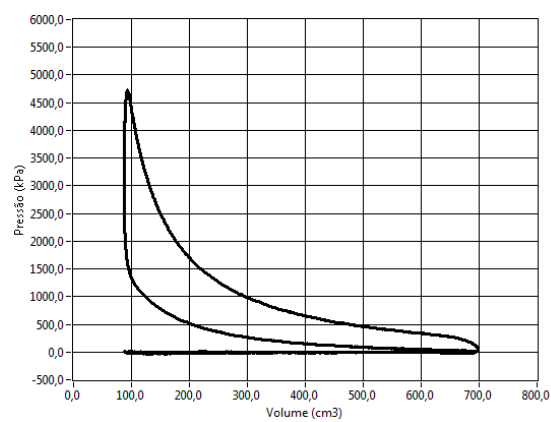
(a) 17° APMS



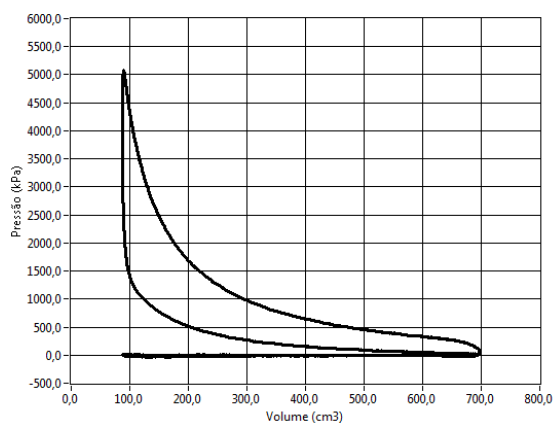
(b) 19° APMS



(c) 21° APMS



(d) 23° APMS



(e) 25° APMS

Figura 5.7: Comparação do diagrama P versus V médio devido à variação do avanço de ignição, sendo: (a) 17° APMS, (b) 19° APMS, (c) 21° APMS, (d) 23° APMS e (e) 25° APMS

5.1.2 MTBE

Para o combustível MTBE realizou-se também ensaios com o objetivo de verificar-se experimentalmente a influência da variação do avanço de ignição nos parâmetros de interesse do processo de combustão. Para a realização deste experimento utilizou-se como parâmetros de ensaio uma relação de compressão de 8:1 e condição de mistura estequiométrica ($\lambda = 1$) rotação de 900 RPM para as diversas condições ensaiadas, variando-se o avanço de ignição nos valores de 17°, 19°, 21°, 23° e 25° APMS. A Tabela 5.4 apresenta o valor médio dos resultados do valor do pico de pressão, ângulo em que este ocorre e ângulo de início da combustão, todos obtidos após os três ensaios.

Tabela 5.4: Resultados médios obtidos para a condição de relação de compressão 8:1 e mistura estequiométrica

| MTBE | Pico de Pressão (1×10^5 Pa) | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | Ângulo de Início da Ignição (°) | |
|------|--|---------------|-------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão |
| 17 | 41,58 | 2,97 | 378,83 | 2,87 | 342,61 | 0,71 |
| 19 | 42,35 | 1,89 | 375,98 | 1,55 | 340,80 | 0,14 |
| 21 | 43,14 | 2,50 | 376,39 | 2,48 | 338,70 | 0,35 |
| 23 | 43,71 | 2,65 | 375,79 | 2,54 | 337,20 | 0,26 |
| 25 | 47,08 | 2,22 | 372,46 | 2,13 | 334,57 | 0,13 |

A partir da observação dos dados apresentados pode-se constatar que o valor do pico de pressão tem seu valor aumentado progressivamente com o aumento do avanço de ignição, para o ensaio do combustível MTBE obteve-se um aumento de pressão $5,5 \times 10^5$ Pa quando compara-se a condição de ensaio em que utilizou-se um avanço de ignição de 17° APMS e obteve-se um valor médio para o pico de pressão de $41,58 \times 10^5$ Pa com a condição de ensaio onde utilizou-se um avanço de ignição de 25° APMS, o qual obteve um valor para o pico de pressão de $47,08 \times 10^5$ Pa. Constata-se também que o pico de pressão ocorre mais próximo ao ponto morto superior, este muda sua ocorrência de 378,83° durante a condição de ensaio com avanço de ignição de 17° APMS para 372,46° durante a condição de ensaio onde utiliza-se um avanço de ignição de 25° APMS. A seguir são representadas nas Figuras 5.8 (a) e (b) as

magnitudes do pico de pressão bem como a redução dos valores do ângulo do eixo de manivelas em que os picos de pressão ocorrem.

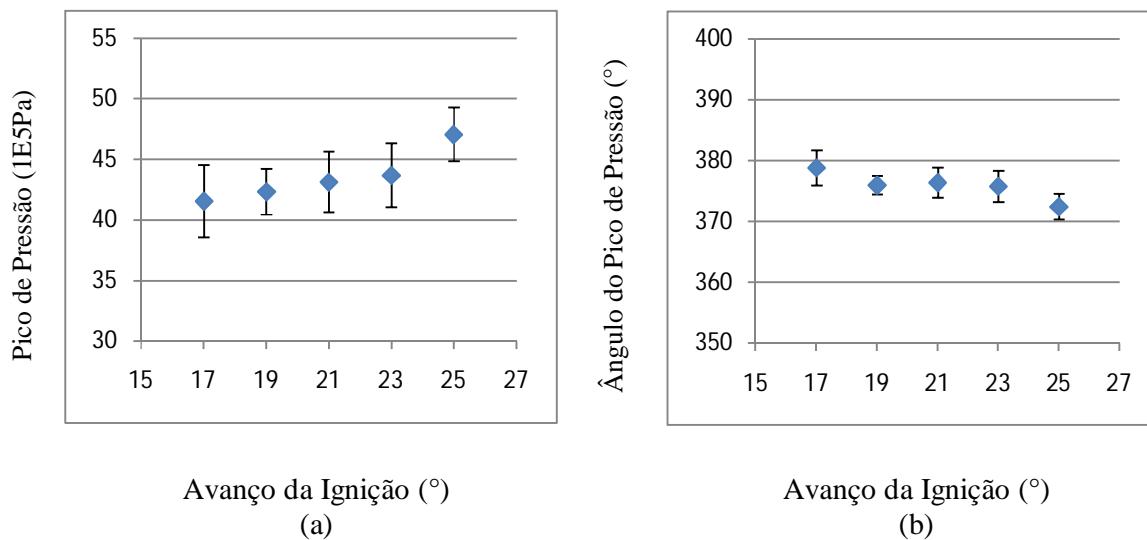


Figura 5.8: Variação da magnitude do pico de pressão (a) e ângulo (b) em que este ocorre com a variação do avanço de ignição.

Analisando-se os resultados médios do valor do ângulo percorrido pelo eixo de manivelas entre o momento da ignição da mistura e o ângulo em que a combustão é detectada pelo sensor de ionização, instalado na parte oposta a vela de ignição, apresentados na Tabela 5.5 e Figura 5.9, observa-se uma tendência de redução no ângulo de detecção de chama conforme a ignição ocorre mais cedo em relação ao ponto morto superior.

Tabela 5.5: Resultados médios do valor de ângulo de detecção da chama na condição de relação de compressão 8:1 e mistura estequiométrica

| MTBE | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | Duração Centelha/Detecção (°) | Trabalho por Ciclo (J) | | IMEP (kPa) | | COV (%) |
|-----------------------|---------------------------------|---------------|-------------------------------|------------------------|---------------|-------------|---------------|---------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | |
| Avanço de Ignição (°) | | | | | | | | |
| 17 | 367,90 | 2,69 | 25,29 | 510,03 | 4,49 | 834,75 | 7,36 | 0,88 |
| 19 | 364,91 | 1,27 | 24,11 | 511,18 | 3,22 | 836,63 | 5,26 | 0,63 |
| 21 | 364,70 | 3,68 | 26,00 | 493,64 | 2,41 | 807,92 | 3,95 | 0,49 |
| 23 | 363,73 | 3,67 | 26,54 | 492,80 | 3,43 | 806,54 | 5,62 | 0,70 |
| 25 | 363,41 | 12,21 | 28,84 | 490,53 | 3,56 | 802,84 | 5,82 | 0,73 |

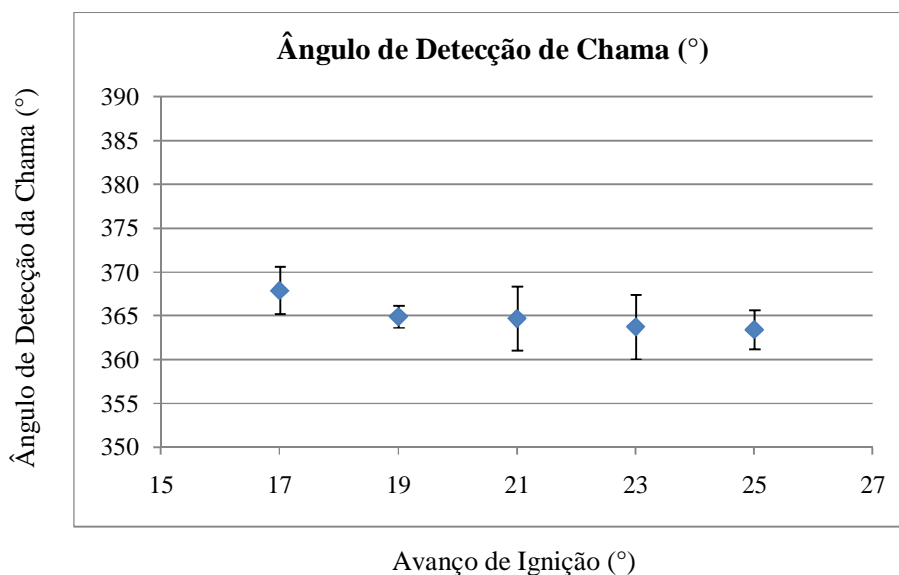


Figura 5.9: Variação do ângulo de detecção de chama devido à variação do avanço de ignição

A partir dos dados de pressão no interior do cilindro, adquiridos em relação a posição angular do eixo de manivelas em que ocorrem, calcula-se a curva de fração mássica queimada e desta analisa-se três principais pontos de interesse, os ângulos do eixo de manivelas em que ocorre a queima de 10%, 50% e 90% da massa de combustível contida no interior do cilindro. Este procedimento é repetido para cada condição ensaiada e, juntamente com este procedimento monitora-se o ângulo em que a combustão é percebida após a centelha e calcula-se os parâmetros de ajuste da curva de Wiebe. Os valores percorridos pelo eixo de manivelas para o consumo de 10%, 50% e 90% da massa de combustível contida no interior do cilindro, bem como o ângulo percorrido para o consumo de 10% a 90% da massa de combustível contida no cilindro, os parâmetros de ajuste da curva de Wiebe, e uma estimativa da velocidade global de combustão são apresentados na Tabela 5.6

Tabela 5.6: Desenvolvimento da combustão no interior do cilindro

| Avanço de Ignição (°) | FMQ 10% | FMQ 50% | FMQ 90% | Duração 10% - 90% (°) | Duração Centelha /Detecção (°) | Duração (s) | Velocidade (m/s) | a | $\Delta\theta_b$ | m | Atraso (°) |
|-----------------------|---------|---------|---------|-----------------------|--------------------------------|-------------|------------------|------|------------------|------|------------|
| 17 | 360,00 | 370,67 | 378,33 | 18,33 | 25,29 | 0,004736 | 17,429 | 5,19 | 35,00 | 2,14 | 8,93 |
| 19 | 358,00 | 367,33 | 374,67 | 16,67 | 24,11 | 0,004516 | 18,28 | 5,39 | 32,87 | 2,16 | 9,14 |
| 21 | 357,33 | 368,00 | 375,67 | 18,33 | 26,00 | 0,004869 | 16,954 | 4,87 | 34,79 | 1,94 | 11,22 |
| 23 | 356,00 | 366,67 | 374,67 | 18,67 | 26,54 | 0,004969 | 16,612 | 5,05 | 33,76 | 2,00 | 11,84 |
| 25 | 354,00 | 363,67 | 370,67 | 16,67 | 28,84 | 0,005401 | 15,285 | 5,30 | 32,89 | 2,08 | 11,43 |

São apresentados na Figura 5.10 os resultados obtidos a partir dos experimentos realizados, onde apresenta-se o ângulo em que ocorre a queima de 10% 50% e 90% da massa de combustível contida no interior do cilindro para as cinco condições de avanços de ignição ensaiados.

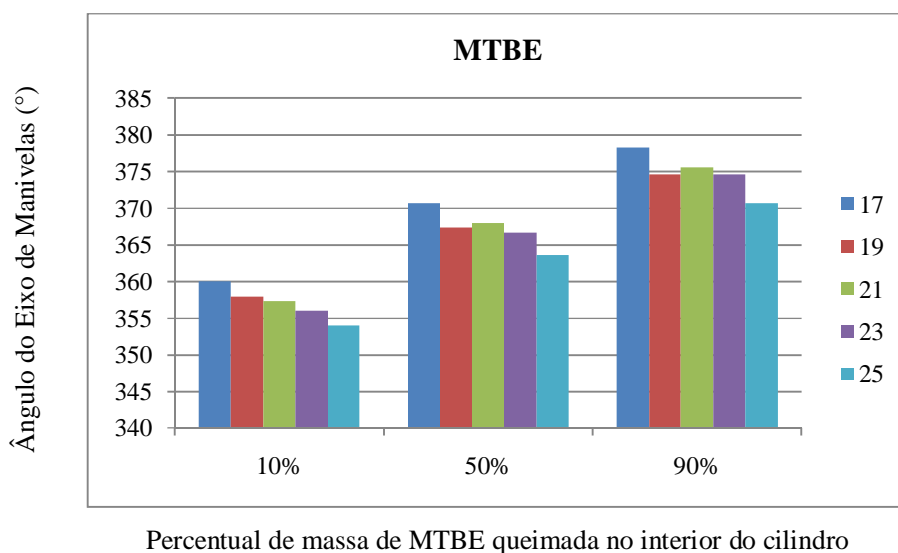


Figura 5.10: Fração mássica queimada em relação à posição do eixo de manivelas

A partir dos dados de fração mássica queimada apresentados conjuntamente com os valores do ângulo do eixo de manivelas em que estas ocorrem, avalia-se o ângulo necessário para que a combustão se desenvolva e consuma de 10% a 90% da massa contida no interior do cilindro. Os valores apresentados na Tabela 5.7 podem ser melhor visualizados na Figura 5.11, onde percebe-se que a duração da combustão permanece sem alterações aparentes com o aumento do avanço de ignição.

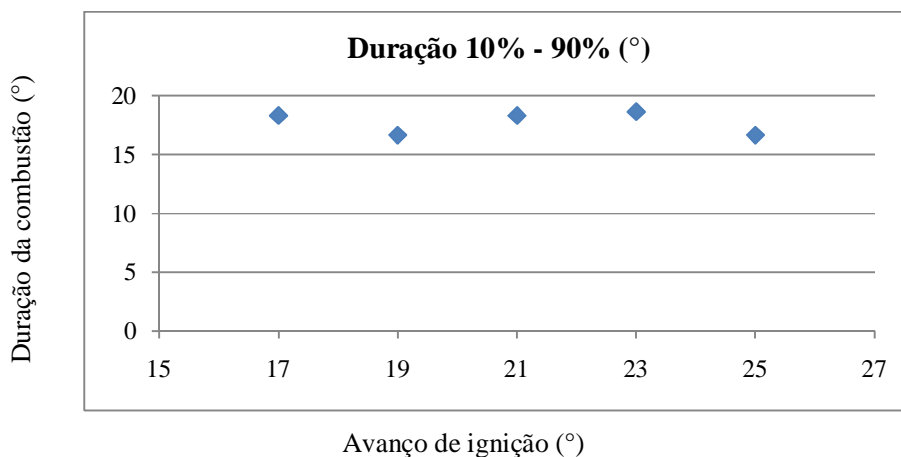


Figura 5.11: Duração da combustão entre 10% e 90% de queima da massa de MTBE contida no cilindro

A seguir são apresentadas as curvas obtidas experimentalmente que representam a fração mássica queimada no interior do cilindro para as cinco condições de ensaio descritas. Na Figura 5.12 é possível verificar uma tendência de redução no ângulo necessário para que ocorra o consumo completo da massa de combustível contida no interior do cilindro. Percebe-se também que para a condição ensaiada com avanço de ignição 19° APMS obteve um comportamento bastante semelhante à condição de avanço de ignição 21° APMS até o consumo de aproximadamente 40 % da massa de combustível, a partir deste ponto percebe-se um aumento na taxa de liberação de energia.

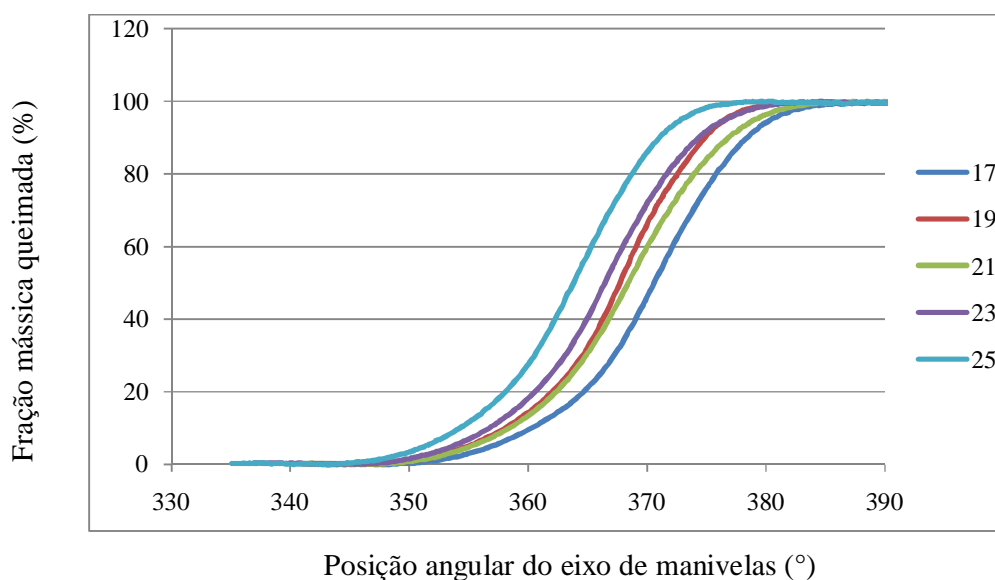
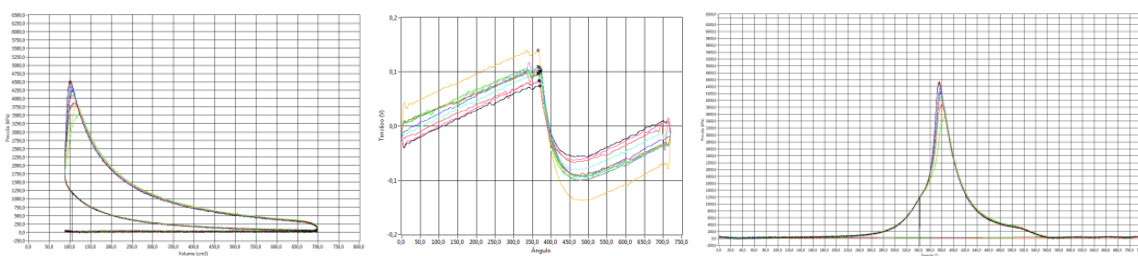


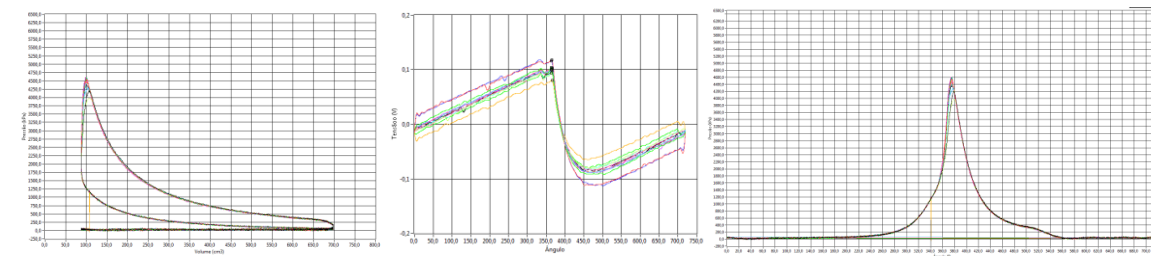
Figura 5.12: Fração mássica queimada de MTBE em relação à posição do eixo de manivelas

Na Figuras 5.13 estão representados os diagramas pressão *versus* volume obtidos bem como a resposta do sensor de ionização e o diagrama pressão *versus* ângulo do eixo de manivelas para as cinco condições ensaiadas.

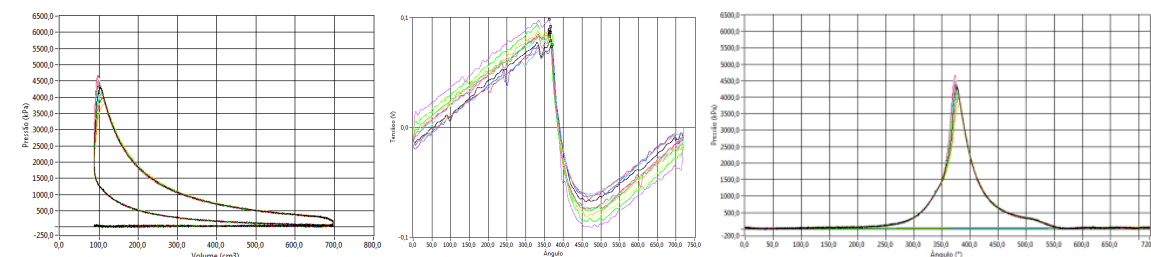
Pode-se visualizar tanto no diagrama pressão *versus* volume quanto no diagrama pressão *versus* ângulo do eixo de manivelas a existência uma grande dispersão cíclica quando utiliza-se um reduzido avanço de ignição, nota-se também que esta dispersão reduz-se com o aumento do avanço de ignição. No sinal de resposta do sensor de ionização apresenta-se também os pontos marcados que correspondem ao ângulo de detecção da chama na extremidade oposta a vela de ignição.



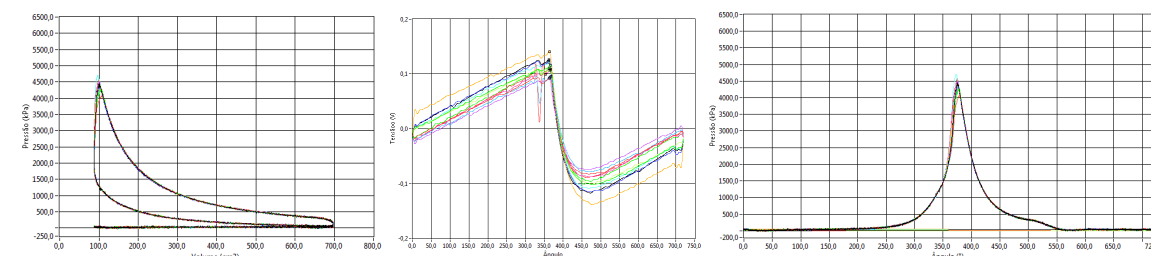
(a) 17° APMS



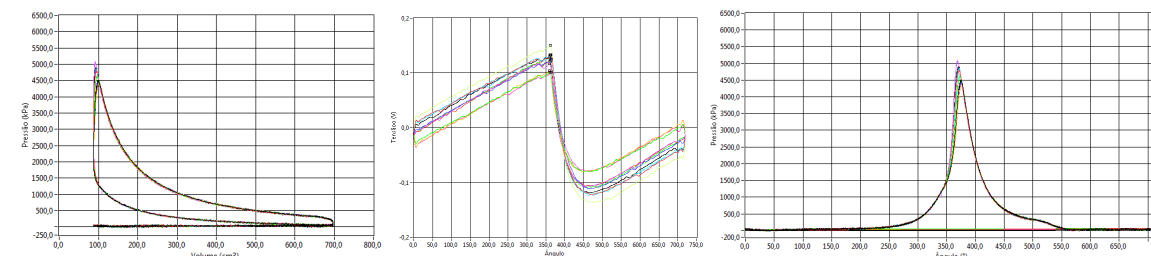
(b) 19° APMS



(c) 21° APMS



(d) 23° APMS



(e) 25° APMS

Figura 5.13: Influência do avanço de ignição na área do diagrama pressão versus volume, sendo: (a) 17° APMS, (b) 19° APMS, (c) 21° APMS, (d) 23° APMS e (e) 25° APMS

Na Figura 5.14 são apresentados os diagramas pressão *versus* volume, médios, para as cinco condições ensaiadas. Pode-se verificar que um aumento no avanço de ignição implica em um maior pico de pressão. Nota-se também que ao aumentarmos o avanço de ignição tem-se como consequência um aumento na área do diagrama pressão *versus* volume, o que representa um aumento no trabalho útil produzido por ciclo, até atingir um valor máximo, a partir do qual tem-se apenas um aumento no valor do pico de pressão, porém com uma redução do trabalho produzido por ciclo.

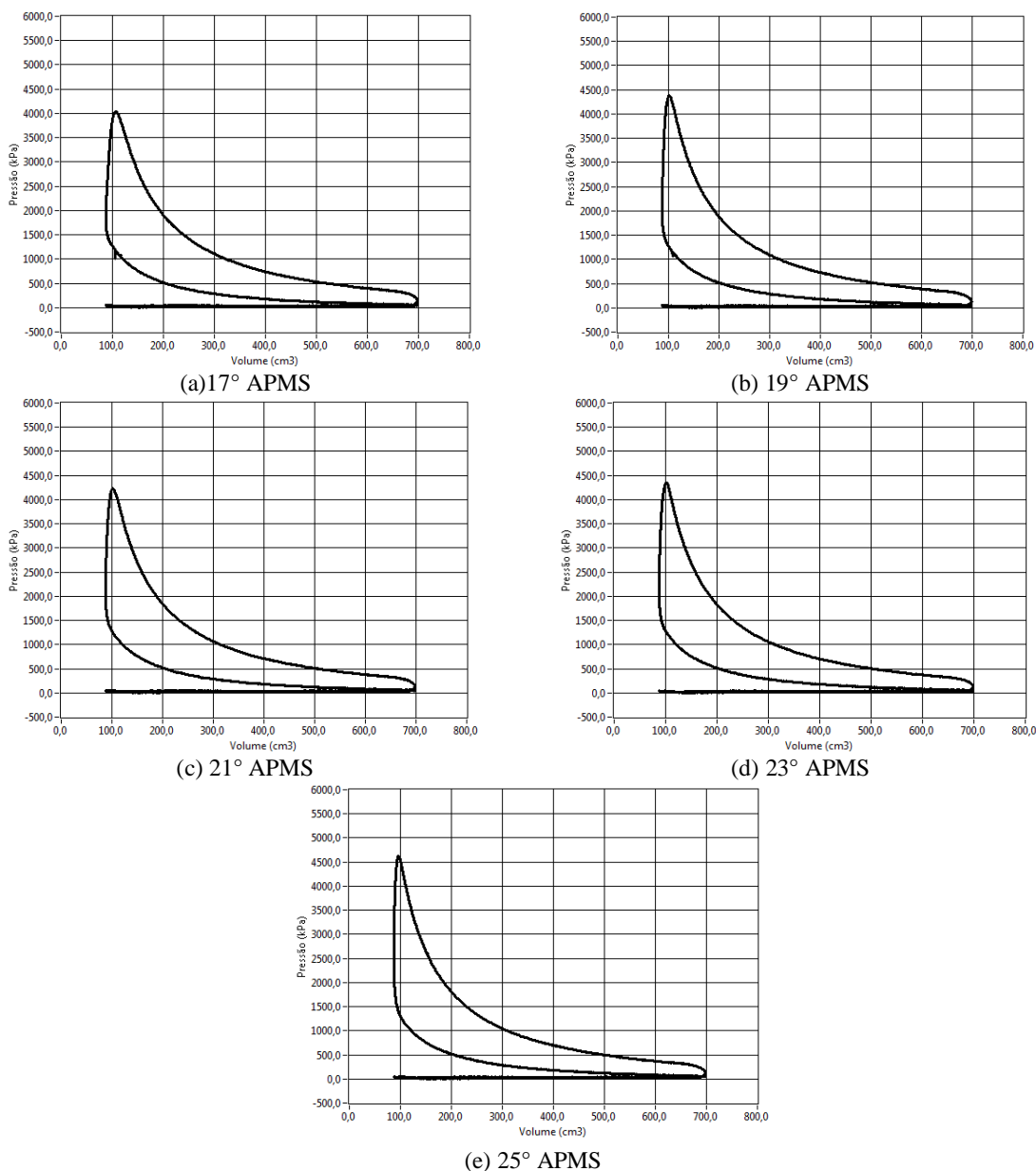


Figura 5.14: Comparação do diagrama P *versus* V médio devido à variação do avanço de ignição, sendo: (a) 17° APMS, (b) 19° APMS, (c) 21° APMS, (d) 23° APMS e (e) 25° APMS

5.1.3 ISOCTANO

Para a determinação dos parâmetros de interesse de combustão para o combustível isoctano, ensaio-se este utilizando-se uma relação de compressão 8:1, condição de mistura $\lambda = 1$ e rotação constante de 900 rpm, para cinco condições de avanço de ignição diferentes, sendo estes 17°, 19°, 21°, 23° e 25° APMS,. Cada condição de ensaio é repetida três vezes e obtidos seus valores médios. A partir dos valores médios obtidos em cada ensaio, calcula-se uma média destes três valores, valores estes apresentados a seguir na Tabela 5.7.

Tabela 5.7: Resultados médios obtidos para a condição de relação de compressão 8:1, mistura estequiométrica

| ISOCTANO | Pico de Pressão (1×10^5 Pa) | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | Ângulo de Início da Ignição (°) | |
|-----------------------|---------------------------------------|---------------|-------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão |
| Avanço de Ignição (°) | | | | | | |
| 17 | 42,18 | 1,71 | 378,34 | 1,60 | 343,14 | 0,13 |
| 19 | 46,62 | 1,75 | 374,45 | 1,71 | 341,10 | 0,12 |
| 21 | 47,27 | 2,12 | 373,06 | 2,03 | 338,36 | 0,23 |
| 23 | 49,06 | 1,83 | 371,13 | 1,89 | 336,56 | 0,66 |
| 25 | 50,99 | 1,58 | 369,15 | 1,61 | 334,73 | 0,15 |

Com base nos dados apresentados, pode-se verificar, para o combustível isoctano, um aumento no valor do pico de pressão com o aumento do avanço de ignição, onde seu valor cresce de $42,18 \times 10^5$ Pa obtido para a condição onde utilizou-se um avanço de ignição de 17° APMS para $50,99 \times 10^5$ Pa quando este combustível é ensaiado com avanço de ignição de 25° APMS. Verifica-se também que o pico de pressão ocorre mais próximo ao ponto morto superior, deslocando sua ocorrência em $378,34^\circ$ quanto ensaiado na condição de 17° APMS para um valor de ângulo do eixo de manivelas de $369,15^\circ$ durante a condição de avanço de ignição de 25° APMS. Estas variações estão apresentadas na Figura 5.15 (a) e (b), onde visualiza-se o valor do pico de pressão desenvolvido para cada condição de ensaio, bem como a posição que esta ocorre em relação ao eixo de manivelas.

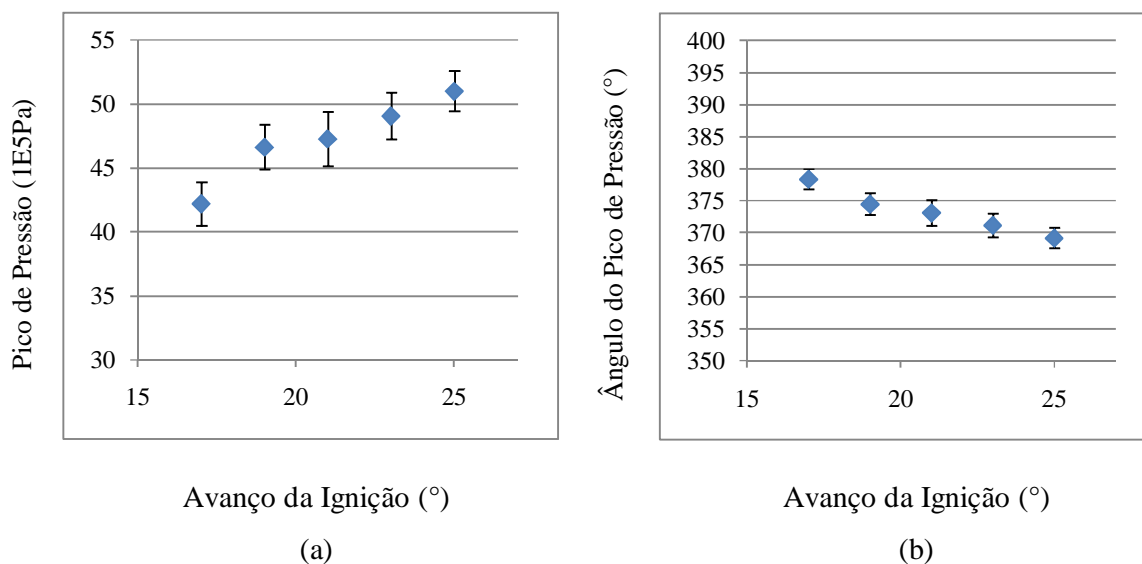


Figura 5.15: Variação da magnitude do pico de pressão e ângulo em que este ocorre com a variação do avanço de ignição.

A partir dos dados apresentados na Tabela 5.8, onde estão apresentados os resultados médios do valor percorrido pelo eixo de manivelas entre a ignição da mistura e a detecção da chama na parte oposta do cilindro, os valores obtidos durante os ensaios do trabalho por ciclo, valor de pressão média efetiva indicada e coeficiente de covariação, apresenta-se na Figura 5.16 a variação do ângulo percorrido pelo eixo de manivelas entre a ignição da mistura e a detecção da chama na parte oposta do cilindro, onde percebe-se uma tendência a obtermos um menor ângulo de detecção da chama com o aumento do avanço de ignição.

Tabela 5.8: Resultados médios do valor de ângulo de detecção da chama na condição de relação de compressão 8:1 e mistura estequiométrica

| ISOOCTANO | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | Duração Centelha / Detecção (°) | Trabalho por Ciclo (J) | | IMEP (kPa) | | COV (%) |
|-----------|---------------------------------|---------------|---------------------------------|------------------------|---------------|-------------|---------------|---------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | |
| 17 | 366,81 | 2,57 | 23,67 | 515,08 | 2,53 | 843,02 | 4,13 | 0,49 |
| 19 | 363,32 | 1,78 | 22,22 | 524,88 | 2,80 | 859,05 | 4,58 | 0,53 |
| 21 | 361,94 | 2,22 | 23,58 | 507,08 | 4,12 | 829,92 | 6,74 | 0,81 |
| 23 | 360,46 | 1,53 | 23,90 | 503,11 | 4,37 | 823,43 | 7,16 | 0,87 |
| 25 | 358,30 | 1,68 | 23,56 | 501,34 | 4,73 | 820,52 | 7,74 | 0,94 |

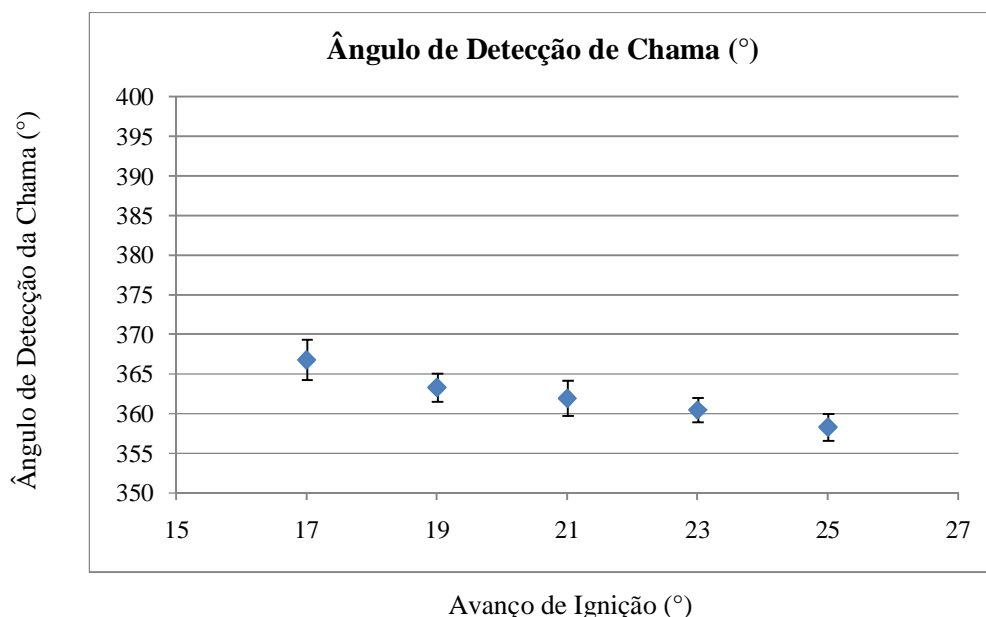


Figura 5.16: Variação do ângulo de detecção de chama devido à variação do avanço de ignição.

A partir dos dados obtidos de pressão no interior do cilindro em conjunto com o ângulo do eixo de manivelas, pode-se estimar a curva que descreve o modo em que a massa de combustível no interior do cilindro é consumida, para as cinco condições ensaiadas. Com base nos resultados, comparam-se três pontos de interesse desta curva, os ângulos onde a fração mássica queimada corresponde a 10%, 50% e 90% da massa queimada em cada condição de ensaio. Estes resultados são apresentados na Tabela 5.9, juntamente com os valores obtidos dos parâmetros de ajuste da curva de Wiebe, bem como o ângulo em que a combustão é percebida após a centelha (atraso) e a duração, em graus, que a combustão leva para consumir a massa de combustível de 10% a 90%.

Tabela 5.9 : Desenvolvimento da combustão no interior do cilindro

| Avanço de Ignição (°) | FMQ 10% | FMQ 50% | FMQ 90% | Duração 10% - 90% (°) | Duração Centelha / Detecção (°) | Duração (s) | Velocidade (m/s) | a | $\Delta\theta_b$ | m | Atraso (°) |
|-----------------------|---------|---------|---------|-----------------------|---------------------------------|-------------|------------------|------|------------------|------|------------|
| 17 | 360,00 | 370,00 | 377,33 | 17,33 | 23,67 | 0,004432 | 18,62 | 4,83 | 32,90 | 2,35 | 8,51 |
| 19 | 356,33 | 366,33 | 373,33 | 17,00 | 22,22 | 0,004161 | 19,84 | 5,04 | 32,86 | 2,59 | 5,60 |
| 21 | 355,33 | 364,33 | 371,67 | 16,33 | 23,58 | 0,004416 | 18,69 | 5,83 | 31,85 | 1,99 | 9,14 |
| 23 | 353,67 | 362,67 | 369,00 | 15,33 | 23,90 | 0,004475 | 18,44 | 4,83 | 32,9 | 2,35 | 14,54 |
| 25 | 351,67 | 360,33 | 366,67 | 15,00 | 23,56 | 0,004413 | 18,70 | 5,12 | 29,53 | 2,24 | 9,55 |

Com base nos dados de pressão vinculados ao valor do ângulo do eixo de manivelas em que estes ocorrem, obtidos a partir da realização dos experimentos descritos anteriormente, apresenta-se os ângulos em que ocorre o consumo de 10% 50% e 90% da massa de combustível contida no interior do cilindro para os cinco avanços de ignição ensaiados. Pode-se perceber uma redução no ângulo percorrido pelo eixo de manivelas para o consumo de uma mesma quantidade de massa de combustível com o aumento do avanço de ignição.

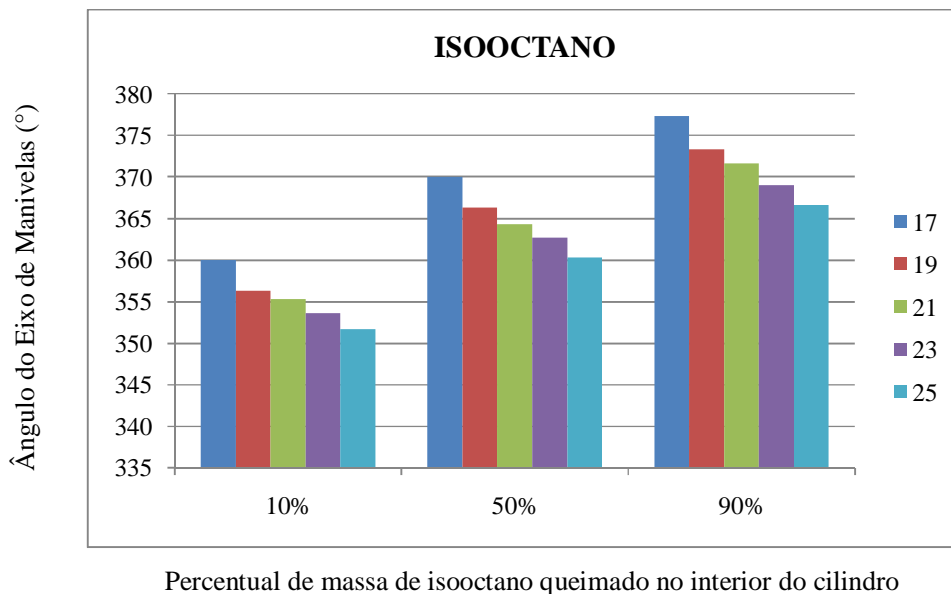


Figura 5.17: Fração mássica queimada em relação à posição do eixo de manivelas

De posse dos valores de fração mássica queimada, avalia-se a variação do ângulo de combustão para o consumo da massa contida no interior do cilindro entre 10% e 90%, onde pode-se notar uma redução na duração da combustão com o aumento do avanço de ignição.

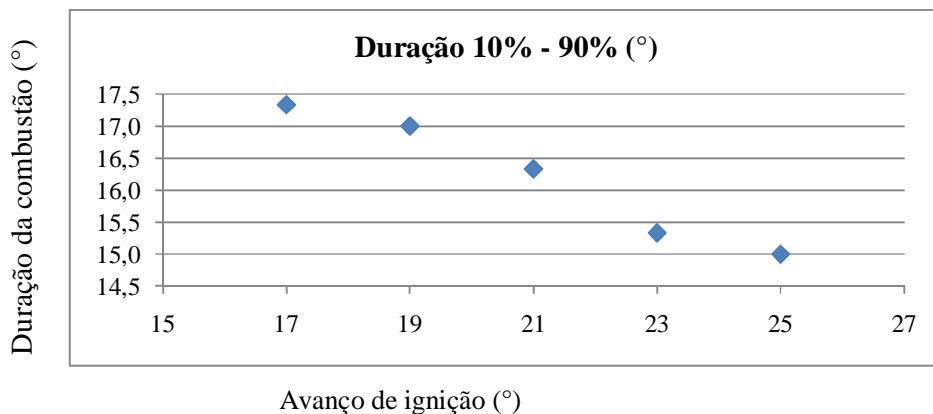


Figura 5.18: Duração da combustão entre 10% e 90% de queima da massa de isooctano contido no cilindro

A seguir na Figura 5.19 são apresentadas as curvas de fração mássica queimada obtidas com base nos valores de pressão adquiridos em relação ao eixo de manivelas a partir dos ensaios realizados. Comparando-se as cinco condições ensaiadas, pode-se notar que se obtém uma liberação da energia contida no combustível mais lenta para a condição de menor avanço de ignição, e que esta liberação de energia torna-se mais rápida a medida que aumentamos o avanço de ignição.

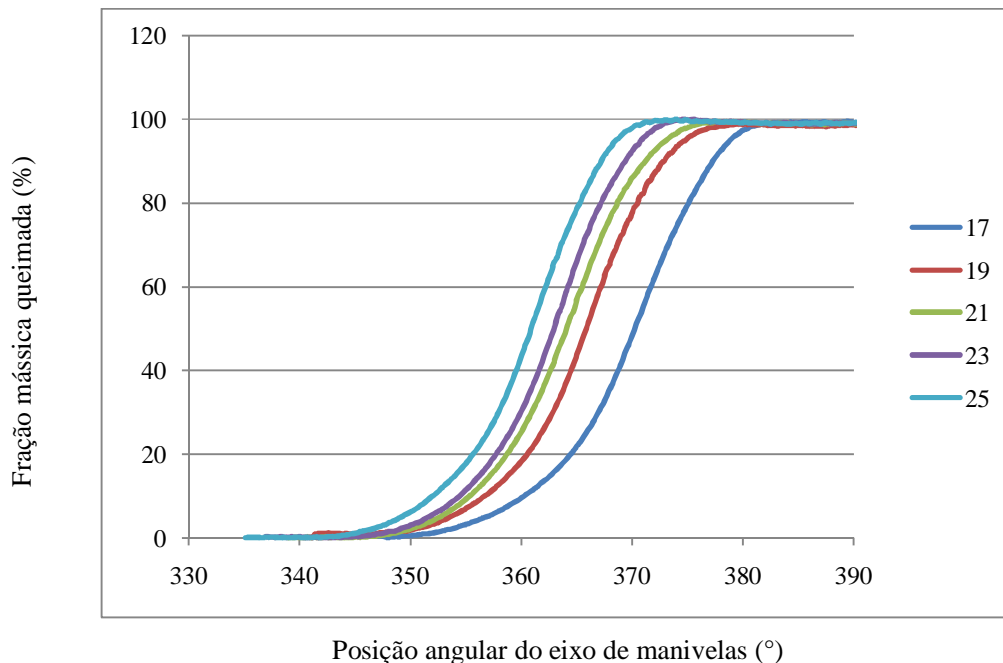


Figura 5.19: Fração mássica queimada de isooctano em relação à posição do eixo de manivelas

Percebe-se como comportamento da dispersão cíclica, que esta apresenta maiores valores quando utiliza-se menores valores de avanço de ignição, onde esta dispersão tem seu valor gradualmente reduzido com o aumento do avanço de ignição. Na Figuras 5.20 estão representados os diagramas pressão *versus* volume obtidos, bem como a resposta do sensor de ionização e o diagrama pressão *versus* ângulo do eixo de manivelas para as cinco condições ensaiadas, onde pode-se visualizar tanto no diagrama pressão *versus* volume quanto no diagrama pressão *versus* ângulo do eixo de manivelas a existência uma grande dispersão cíclica quando utiliza-se um reduzido avanço de ignição, nota-se também que esta dispersão reduz-se com o aumento do avanço de ignição. No sinal de resposta do sensor de ionização apresenta-se também os pontos marcados que correspondem ao ângulo de detecção da chama na extremidade oposta a vela de ignição.

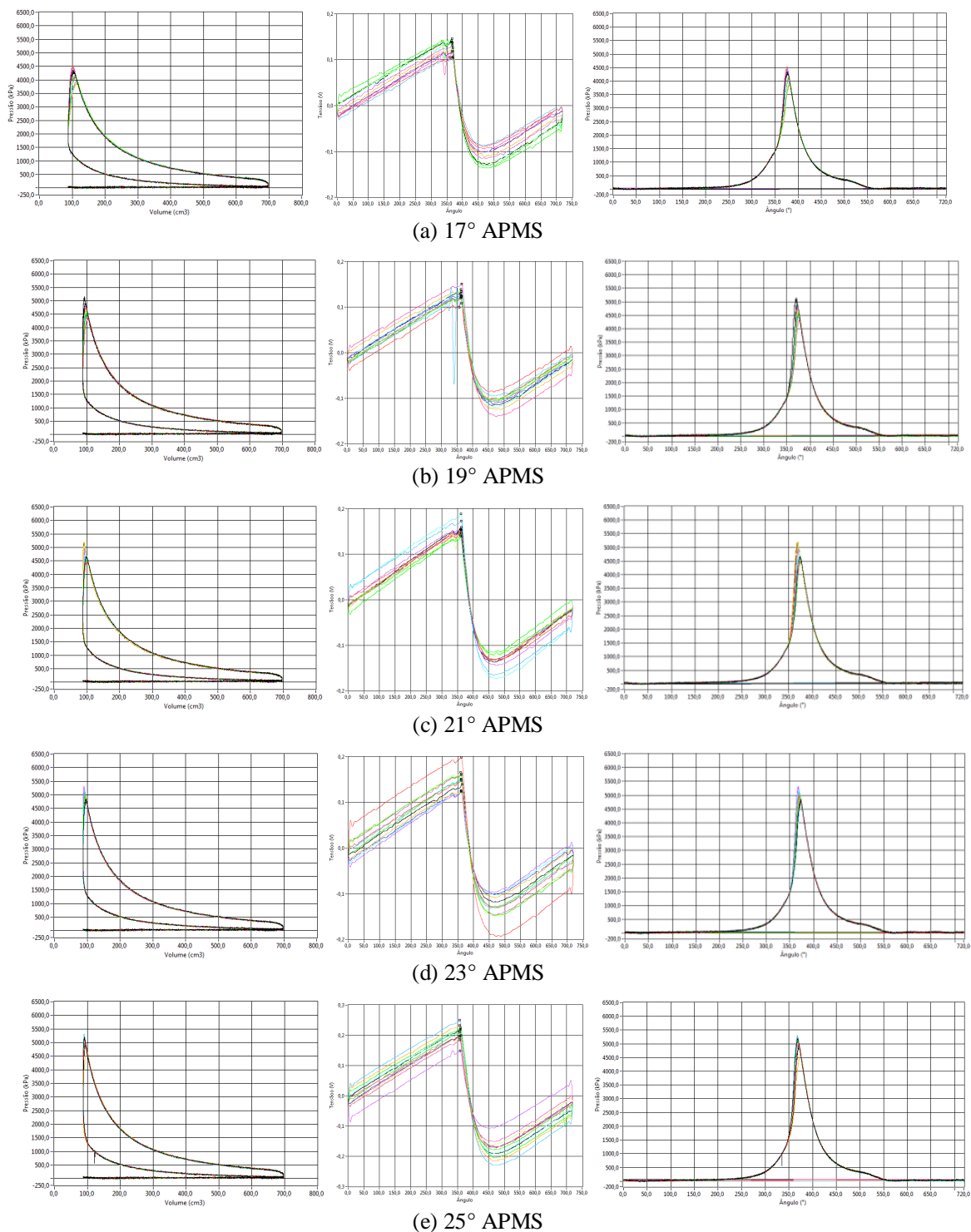


Figura 5.20: Influência do avanço de ignição na área do diagrama pressão versus volume, sendo: (a) 17° APMS, (b) 19° APMS, (c) 21° APMS, (d) 23° APMS e (e) 25° APMS

Com a finalidade de permitir visualização qualitativa da evolução dos diagramas, a Figura 5.21 apresenta os diagramas pressão *versus* volume médios para as cinco condições de avanço de ignição ensaiadas para o combustível isoctano. Para cada avanço de ignição ensaiado houve um crescimento da amplitude do pico de pressão, que está associado a um aumento da área dos diagramas, o que representa, de regra, maior trabalho útil produzido por ciclo até atingir um valor máximo, a partir do qual temos apenas um aumento no valor do pico de pressão, mas com redução do trabalho produzido por ciclo.

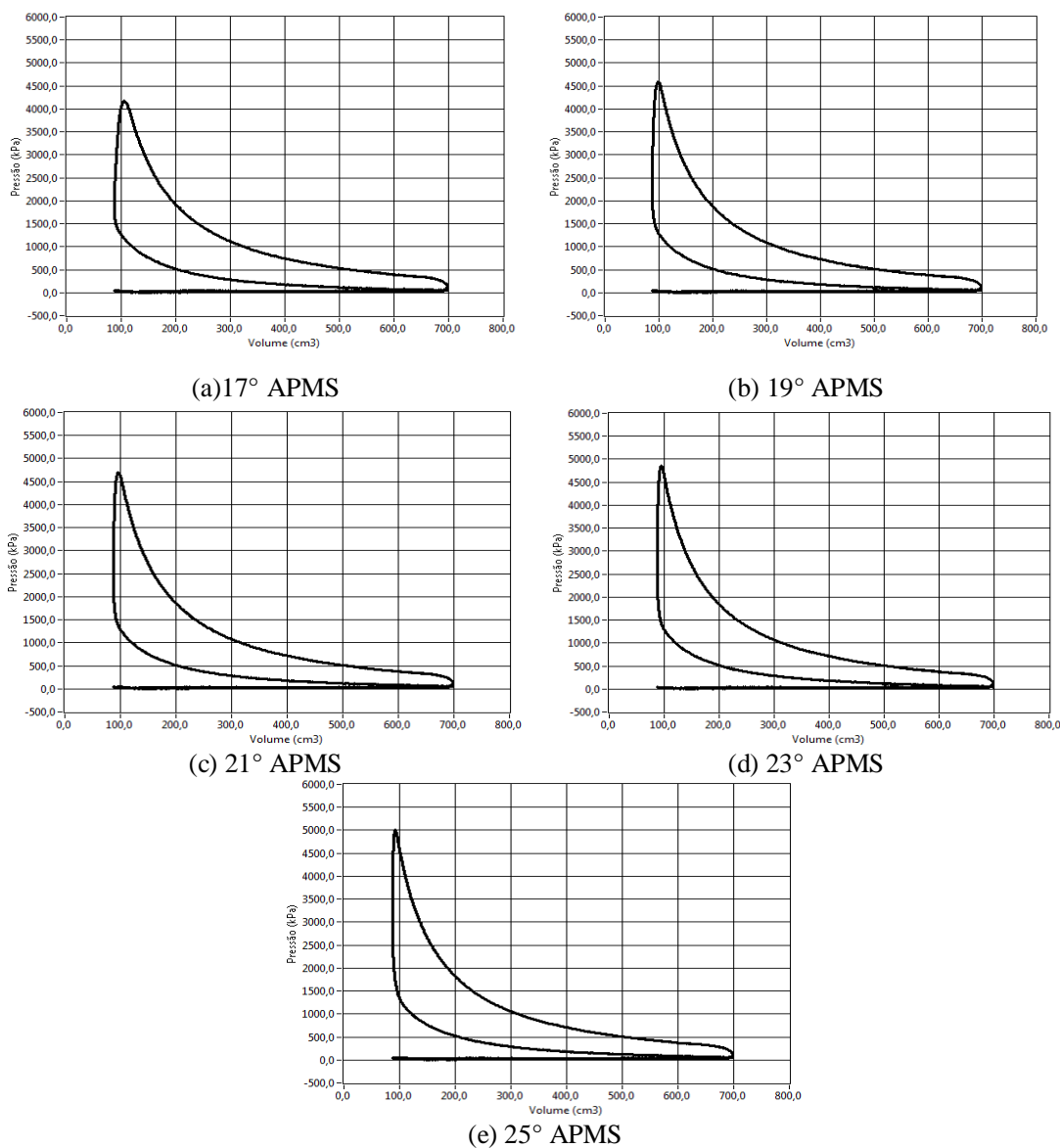


Figura 5.21: Comparação do diagrama P versus V médio devido à variação do avanço de ignição, sendo: (a) 17° APMS, (b) 19° APMS, (c) 21° APMS, (d) 23° APMS e (e) 25° APMS

5.2 Ensaios com Variação de Relação de Compressão

Nesta seção são apresentados os resultados médios obtidos para os ensaios realizados com o combustível álcool etílico hidratado combustível, utilizando-se como parâmetros de ensaio fixos a condição de mistura $\lambda = 1$, avanço de ignição de 21° APMS e rotação de 900 RPM, alterando-se apenas o valor da relação de compressão nos valores de 5:1, 6:1, 7:1, 8:1, 9:1 e 10:1, onde repete-se cada condição de ensaio três vezes obtendo-se um valor médio em cada ensaio, e os resultados apresentados a seguir representam um valor médio obtido após os três ensaios.

Os ensaios realizados nas condições descritas anteriormente apresentam como resultados para a condição de ensaio com a utilização da relação de compressão de 10:1 onde obteve-se o maior valor do pico de pressão sendo este de $55,93 \times 10^5$ Pa, com um reduzido ângulo de ocorrência deste pico de pressão, próximo a $370,96^\circ$ do eixo de manivelas. Obteve-se também, para a menor relação de compressão ensaiada (5:1) o valor do pico de pressão de $21,14 \times 10^5$ Pa, este ocorrendo tardiamente, próximo a $390,66^\circ$ do eixo de manivelas. Os valores obtidos de pico de pressão, bem como o ângulo em que estes ocorrem, para as seis condições ensaiadas estão apresentados na Tabela 5.10.

Tabela 5.10: Resultados médios obtidos para a condição de avanço de ignição 21° APMS e mistura estequiométrica

| RC | Pico de Pressão (1×10^5 Pa) | | Ângulo do Pico de Pressão ($^\circ$) | | Ângulo de Início da Ignição ($^\circ$) | |
|------|--|---------------|---|---------------|---|---------------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão |
| 5:1 | 21,14 | 1,60 | 390,66 | 3,51 | 339,62 | 0,14 |
| 6:1 | 30,29 | 2,053 | 380,61 | 2,66 | 339,63 | 0,12 |
| 7:1 | 36,34 | 2,16 | 378,04 | 2,31 | 339,70 | 0,14 |
| 8:1 | 43,39 | 2,91 | 374,73 | 2,36 | 339,54 | 0,25 |
| 9:1 | 50,44 | 2,78 | 371,87 | 1,81 | 339,68 | 0,15 |
| 10:1 | 55,93 | 2,71 | 370,96 | 1,37 | 339,69 | 0,13 |

A seguir estão representados na figura 5.22 a e b os valores mostrados na tabela anterior onde pode-se melhor visualizar como ocorre a evolução do aumento no valor do pico

de pressão devido a variação da relação de compressão para as condições ensaiadas, bem como a variação do ângulo em que este pico de pressão ocorre em relação ao eixo de manivelas.

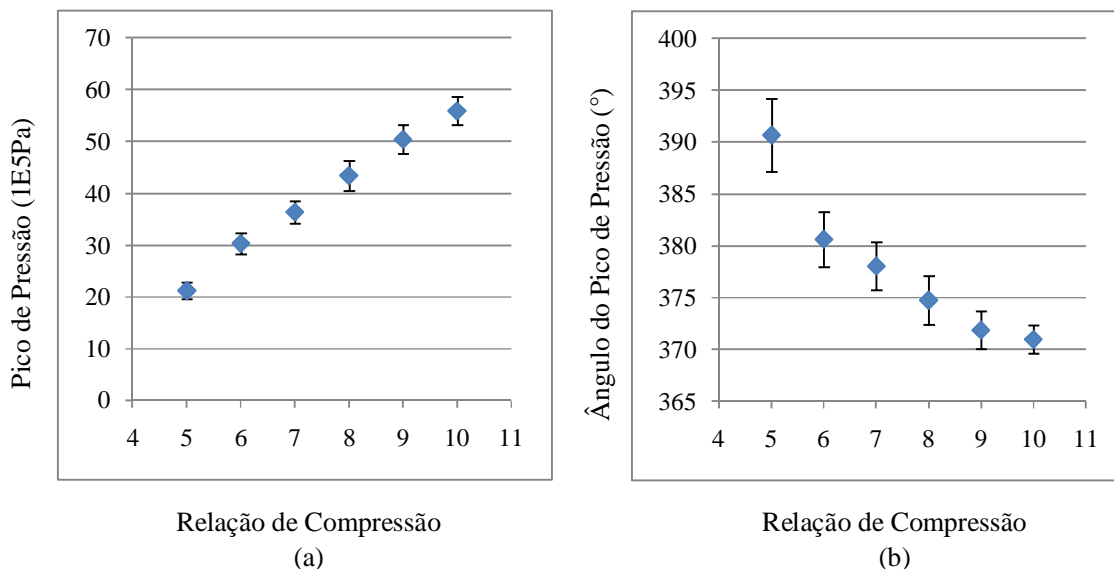


Figura 5.22: Variação da magnitude do pico de pressão e ângulo em que este ocorre com a variação da relação de compressão

Na Tabela 5.11 estão apresentados os resultados médios obtidos após a realização dos ensaios para a verificação da variação do ângulo de combustão com a alteração da relação de compressão, onde os resultados apresentados são o ângulo do eixo de manivelas percorrido entre a ignição da mistura e a detecção da chama na parte oposta do cilindro, os valores obtidos do trabalho por ciclo, valor de pressão média efetiva e coeficiente de covariação.

A seguir na Figura 5.23 apresenta-se o ângulo percorrido pelo eixo de manivelas a partir da posição em que é liberada a centelha, considerado neste trabalho como sendo o momento de ignição da mistura e a resposta do sensor de ionização, onde este detecta a chama na parte oposta do cilindro, onde percebe-se a tendência a obtermos um menor ângulo de detecção da chama com o aumento do avanço de ignição.

Tabela 5.11: Resultados médios do valor de ângulo de detecção da chama na condição de avanço de ignição 21° APMS e mistura estequiométrica

| AEHC | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | Duração Centelha /Detecção (°) | Trabalho por Ciclo (J) | | IMEP (kPa) | | COV (%) |
|------|---------------------------------|---------------|--------------------------------|------------------------|---------------|-------------|---------------|---------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | |
| 5:1 | 377,39 | 4,75 | 37,76 | 400,66 | 11,42 | 655,75 | 18,70 | 2,85 |
| 6:1 | 369,85 | 3,01 | 30,21 | 439,76 | 11,04 | 719,73 | 18,07 | 2,51 |
| 7:1 | 367,72 | 2,69 | 28,02 | 460,10 | 9,83 | 753,04 | 16,10 | 2,13 |
| 8:1 | 364,75 | 3,22 | 25,20 | 469,62 | 10,12 | 768,61 | 16,57 | 2,15 |
| 9:1 | 362,75 | 2,39 | 23,07 | 476,35 | 9,44 | 779,63 | 15,45 | 1,98 |
| 10:1 | 362,47 | 2,20 | 22,77 | 478,76 | 9,47 | 783,57 | 15,51 | 1,97 |

Na Figura 5.23 é apresentada a alteração do ângulo percorrido pelo eixo de manivelas para que ocorra a detecção da chama, em decorrência da variação da relação de compressão. Pode-se observar o aumento do desvio padrão em decorrência do aumento da dispersão cíclica para as condições de ensaio com menor relação de compressão. Percebe-se também que a redução da relação de compressão resulta no aumento do ângulo de detecção da chama.

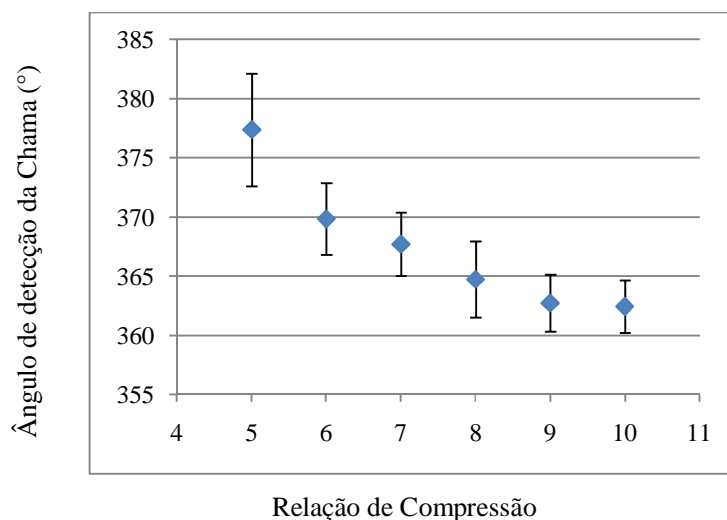


Figura 5.23: Variação do ângulo de detecção de chama devido à variação da relação de compressão.

São analisados três principais pontos de interesse, que são os ângulos do eixo de manivelas em que ocorre a queima de 10%, 50% e 90% da massa de combustível contida no interior do cilindro. Estes pontos são adquiridos da curva de fração mássica queimada, sendo esta calculada a partir dos dados de pressão no interior do cilindro, adquiridos em relação a posição angular do eixo de manivelas em que ocorrem.

Este procedimento é repetido para cada condição ensaiada, juntamente com o monitoramento do ângulo em que a combustão é percebida após a centelha. Desta forma são calculados os parâmetros de ajuste da curva de Wiebe.

Na Tabela 5.12 são apresentados os valores percorridos pelo eixo de manivelas para o consumo de 10%, 50% e 90% da massa de combustível contida no interior do cilindro, o ângulo percorrido para o consumo de 10% a 90% da massa de combustível contida no cilindro, os parâmetros de ajuste da curva de Wiebe, e uma estimativa da velocidade global de combustão.

Tabela 5.12 : Desenvolvimento da combustão no interior do cilindro

| RC | FMQ 10% | FMQ 50% | FMQ 90% | Duração 10% - 90% (°) | Duração Centelha / Detecção (°) | Duração (s) | Velocidade (m/s) | a | $\Delta\theta_b$ | m | Atraso (°) |
|------|---------|---------|---------|-----------------------|---------------------------------|-------------|------------------|------|------------------|------|------------|
| 5:1 | 368,33 | 381,00 | 390,00 | 21,67 | 37,77 | 0,0071 | 11,67 | 4,00 | 39,51 | 2,13 | 19,53 |
| 6:1 | 361,00 | 372,00 | 379,00 | 18,00 | 30,22 | 0,0057 | 14,59 | 5,30 | 35,52 | 2,27 | 13,09 |
| 7:1 | 358,00 | 369,50 | 376,50 | 18,50 | 28,03 | 0,0052 | 15,73 | 4,28 | 33,55 | 2,45 | 11,01 |
| 8:1 | 356,00 | 366,33 | 373,67 | 17,67 | 25,21 | 0,0047 | 17,49 | 4,61 | 32,20 | 2,18 | 9,35 |
| 9:1 | 354,00 | 364,00 | 370,00 | 16,00 | 23,07 | 0,0043 | 19,11 | 4,73 | 30,17 | 2,17 | 7,89 |
| 10:1 | 353,50 | 363,50 | 369,50 | 16,00 | 22,77 | 0,0043 | 19,36 | 4,88 | 30,12 | 2,11 | 7,06 |

Os resultados obtidos através dos experimentos realizados são apresentados na Figura 5.24, onde pode-se observar o ângulo em que ocorre a queima de 10% 50% e 90% da massa de combustível contida no interior do cilindro para as seis relações de compressão ensaiadas.

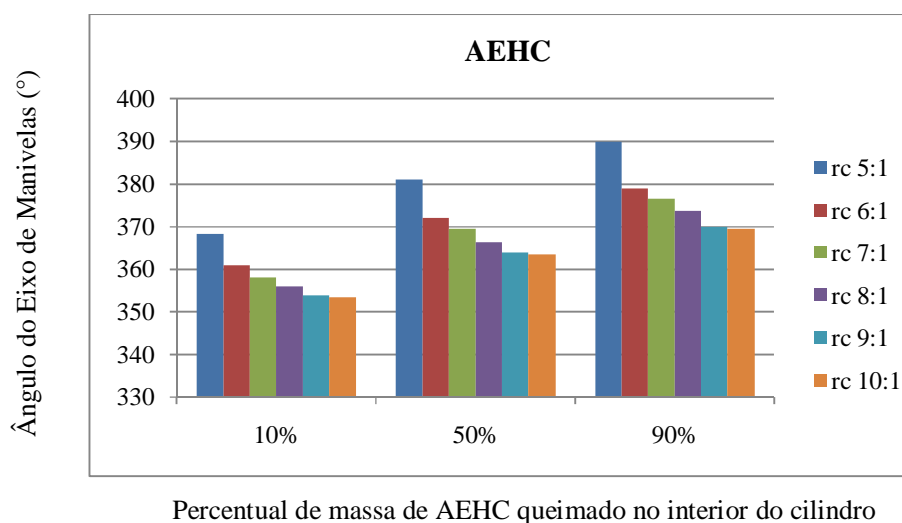


Figura 5.24: Fração mássica queimada em relação à posição do eixo de manivelas

A partir dos dados de fração mássica queimada apresentados conjuntamente com os valores do ângulo do eixo de manivelas em que estas ocorrem, avalia-se o ângulo necessário para que a combustão se desenvolva e consuma de 10% a 90% da massa contida no interior do cilindro. Os valores apresentados na Tabela 5.12 podem ser melhor visualizados na Figura 5.25, onde percebe-se que a duração da combustão tende a reduzir-se com o aumento da relação de compressão.

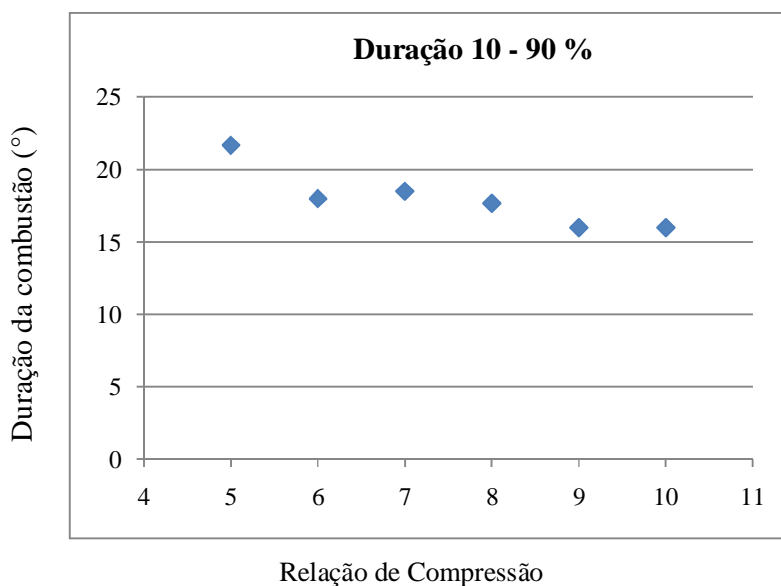


Figura 5.25: Duração da combustão entre 10% e 90% de queima da massa de AEHC contido no cilindro

A seguir são apresentadas as curvas obtidas experimentalmente que representam a fração mássica queimada no interior do cilindro para as seis condições de ensaio descritas. Na Figura 5.26 é possível verificar uma tendência de redução no ângulo necessário para que ocorra o consumo completo da massa de combustível contida no interior do cilindro. Percebe-se também que para a condição ensaiada com relação de compressão 5:1 temos uma queima da massa de combustível contida no cilindro bastante tardia quando comparada as demais condições ensaiadas. Nota-se também a grande semelhança apresentada na maneira em que a energia contida na massa de combustível é liberada durante os ensaios com relação de compressão 9:1 e 10:1.

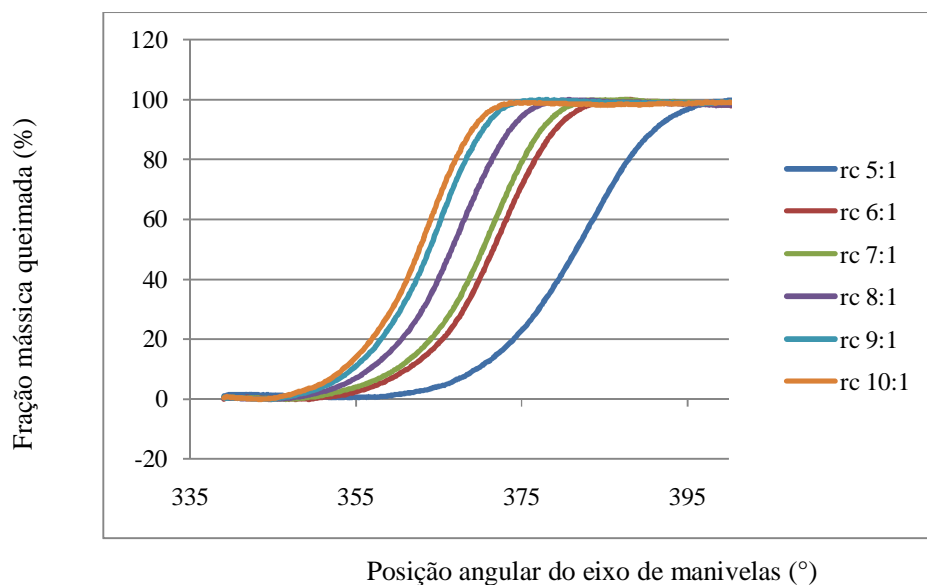


Figura 5.26: Fração mássica queimada de AEHC em relação à posição do eixo de manivelas

Na Figuras 5.27 estão representados os diagramas pressão versus volume obtidos bem como a resposta do sensor de ionização e o diagrama pressão versus ângulo do eixo de manivelas para nas seis condições ensaiadas.

Pode-se visualizar tanto no diagrama pressão *versus* volume quanto no diagrama pressão *versus* ângulo do eixo de manivelas a existência uma grande dispersão cíclica quando utiliza-se uma menor relação de compressão, nota-se também que esta dispersão reduz-se com o aumento da relação de compressão. No sinal de resposta do sensor de ionização apresenta-se também os pontos marcados que correspondem ao ângulo de detecção da chama na extremidade oposta a vela de ignição.

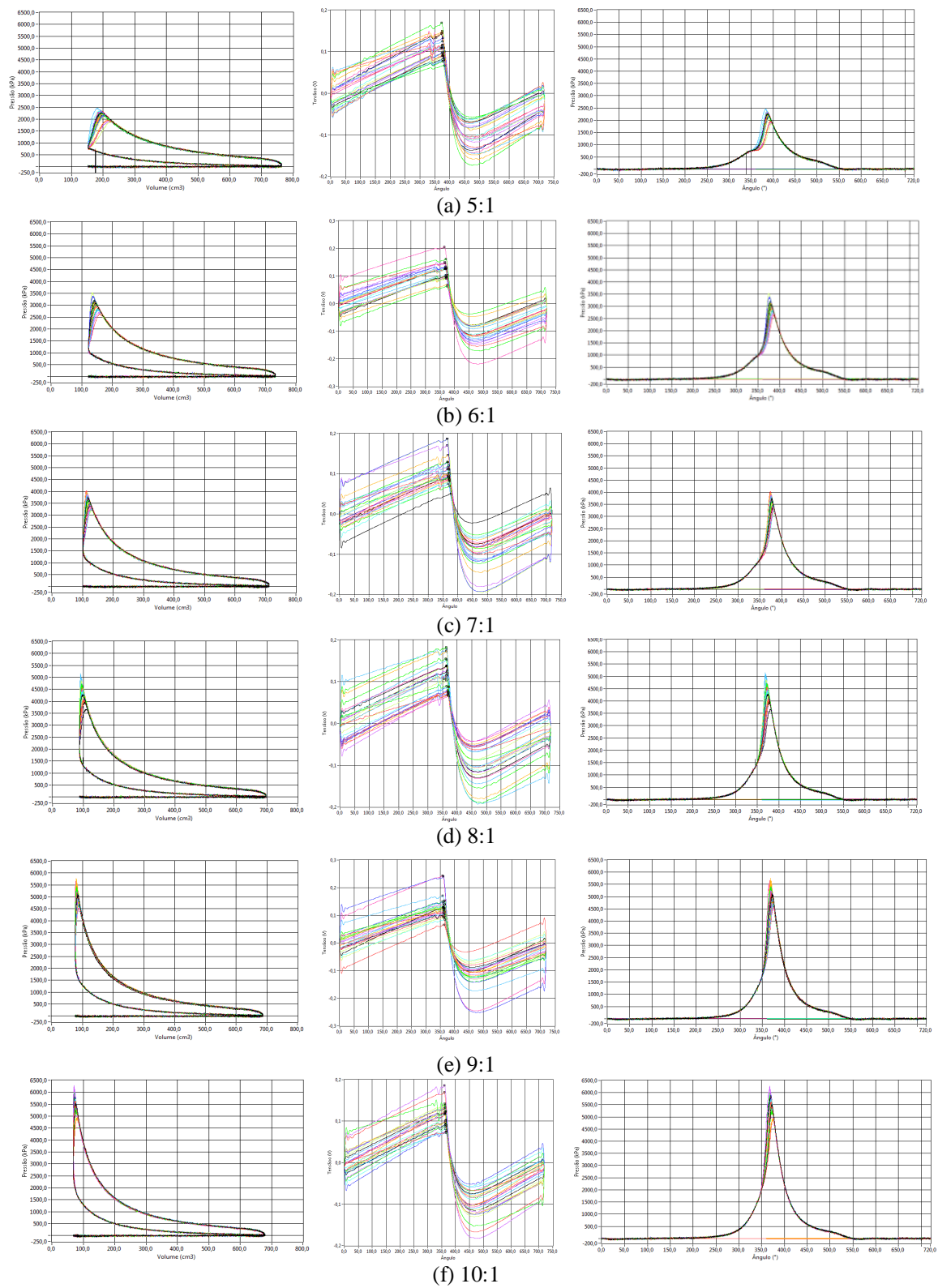


Figura 5.27: Influência da relação de compressão na área do diagrama pressão *versus* volume, sendo: (a) 5:1, (b) 6:1, (c) 7:1, (d) 8:1, (e) 9:1 e (f) 10:1

Da análise da Figura 5.28 percebe-se o gradativo aumento do pico de máxima pressão a partir do aumento da relação de compressão. Nesta mesma ordem verifica-se a diminuição da duração da combustão, através da distância angular entre a liberação da centelha de ignição e a detecção da chama na parte diametralmente oposta à vela de ignição pelo sensor de ionização. A seguir, na Figura 5.28, são mostrados os diagramas pressão *versus* volume médio dos ensaios descritos anteriormente, onde podemos verificar a influência da relação de compressão na forma como a pressão se desenvolve no interior do cilindro.

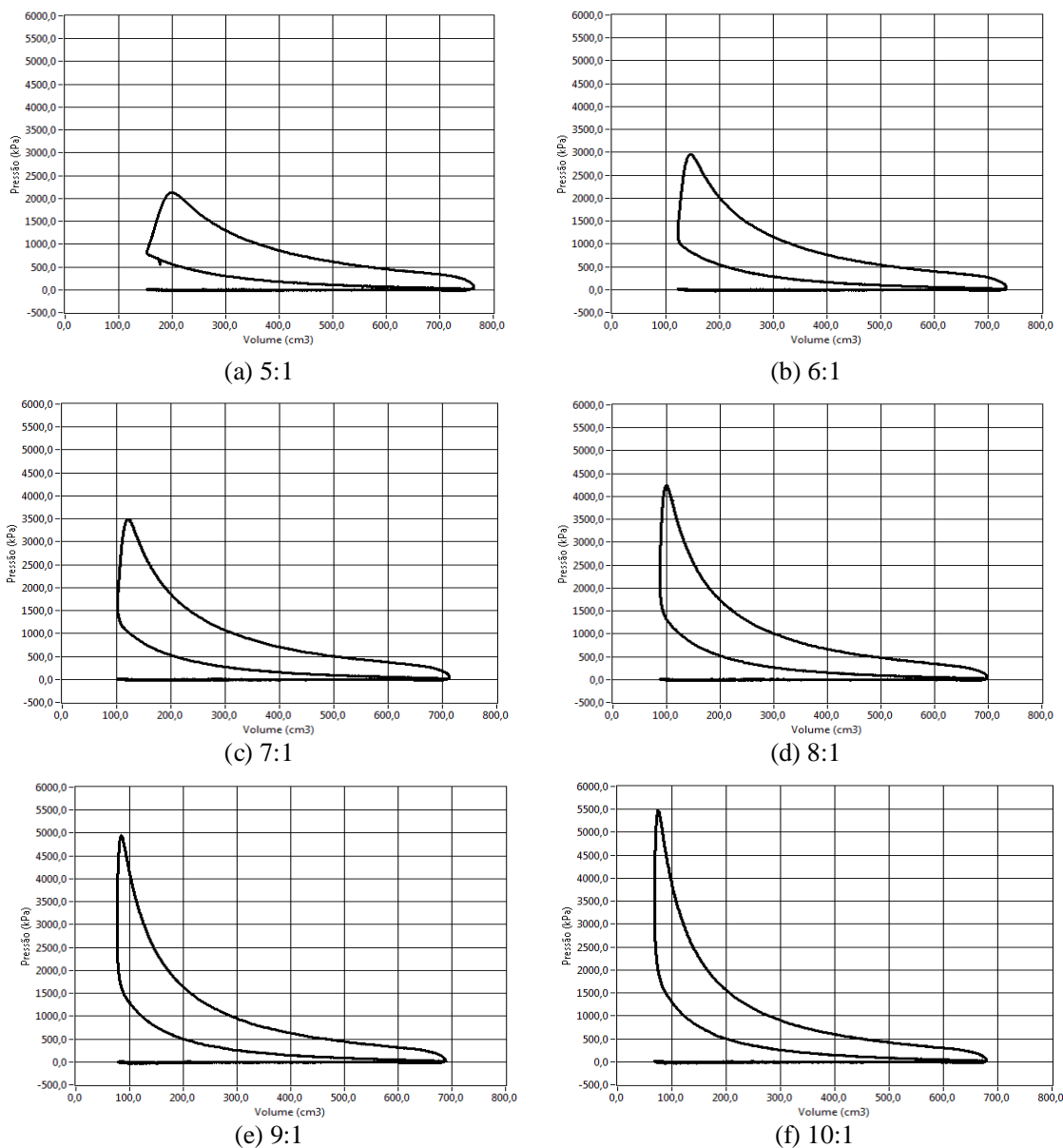


Figura 5.28: Comparação do diagrama P versus V médio devido à variação da relação de compressão, sendo: (a) 5:1, (b) 6:1, (c) 7:1, (d) 8:1, (e) 9:1 e (f) 10:1

5.3 Ensaios com Variação da Relação Ar + Combustível

A realização destes ensaios tem como objetivo verificar-se experimentalmente a dependência do ângulo de detecção da chama com a variação da condição de mistura, para tal utiliza-se o combustível etanol hidratado em cinco diferentes condições de mistura (λ 0,8, 0,9, 1,0, 1,1 e 1,2) sob as seguintes condições de ensaio fixas, relação de compressão 8:1 e rotação do motor CFR de 900 RPM e para duas condições de avanço de ignição (19° e 21° APMS)

No APÊNDICE A estão apresentado os valores experimentais obtidos após a realização de cada ensaio, onde são mostrados além destes os valores médios obtidos os valores de desvio padrão ocorrido a cada ensaio e o desvio padrão obtido comparando-se os valores médios obtidos a cada ensaio.

5.3.1 Relação de Compressão 8:1 e Ângulo de Ignição 19° APMS

Conforme relatado anteriormente, executou-se um total de 3 ensaios, com a aquisição de 30 ciclos consecutivos cada, para o avanço de ignição ensaiado 19° APMS para cada uma das cinco condições de mistura ($\lambda = 0,8; 0,9; 1,0; 1,1$ e $1,2$).

Após a coleta destes dados, fez-se uma análise dos ângulos entre o início da centelha e a detecção da chama pelo sensor de ionização, bem como o ângulo em que essa fração de combustão ocorre. Os resultados das médias e seus desvios padrão dos ângulos do início da centelha, a detecção da chama pelo sensor de ionização, bem como o valor do pico de pressão e o ângulo do eixo de manivelas em que este ocorre. Estes resultados são mostrados na Tabela 5.13.

Tabela 5.13: Resultados médios obtidos a cada ensaio para a relação de compressão 8:1 e ângulo de ignição de 19° APMS

| λ | Pico de Pressão ($1E^5$ Pa) | | Ângulo do Pico de Pressão ($^\circ$) | | Ângulo de Detecção da Chama ($^\circ$) | | Ângulo de Início da Ignição ($^\circ$) | | Trabalho por Ciclo (J) | |
|-----------|------------------------------|---------------|--|---------------|--|---------------|--|---------------|------------------------|---------------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão |
| 0,8 | 51,30 | 1,18 | 369,87 | 1,20 | 361,12 | 2,57 | 341,66 | 0,17 | 503,59 | 3,56 |
| 0,9 | 49,61 | 1,76 | 370,69 | 1,63 | 361,78 | 1,86 | 341,54 | 0,16 | 506,42 | 2,81 |
| 1,0 | 42,53 | 3,87 | 374,03 | 3,94 | 364,49 | 2,41 | 340,60 | 0,16 | 469,29 | 10,10 |
| 1,1 | 35,38 | 2,94 | 380,52 | 2,92 | 369,57 | 4,04 | 340,41 | 0,19 | 439,60 | 9,60 |
| 1,2 | 25,92 | 3,65 | 387,87 | 5,19 | 377,44 | 7,10 | 340,36 | 0,14 | 396,98 | 14,69 |

Com base nos dados acima pode-se verificar a existência de uma grande variação nos parâmetros monitorados, mostrando a grande influência da relação ar+combustível na propagação da chama no interior da câmara de combustão. Para o valor do pico de pressão no interior do cilindro, comparando-se os dados obtidos para a condição de λ 0,8 com os dados obtidos para a condição de λ igual a 1,2, obteve-se uma redução em seu valor de $25,28 \times 10^5$ Pa, e este ocorrendo $17,99^\circ$ mais tarde. Quando se compara o ângulo de detecção da chama para as mesmas condições de mistura citada anteriormente, percebe-se uma variação de $17,27^\circ$ do eixo de manivelas.

Para o combustível ensaiado etanol hidratado, o diagrama correspondente aos ensaios onde utilizou-se uma relação de mistura pobre ($\lambda = 1,1$ e $\lambda = 1,2$) possuem um menor valor de pico de pressão que os correspondentes às razões de misturas rica e ($\lambda = 0,8$ e $\lambda = 0,9$) e estequiométrica ($\lambda = 1,0$). O empobrecimento da razão de mistura acarreta em uma maior dispersão cíclica pela condição desfavorável à combustão, o que é representado por um diagrama onde estão apresentados os 30 ciclos consecutivos na forma do diagrama pressão versus volume e pressão versus ângulo, na Figura 5.29, e pode-se verificar o quanto estão dispersos os ciclos nestas condições de mistura pobre. Analisando-se a seqüência de gráficos, pode-se perceber as alterações na forma do diagramas pressão versus volume para cada condição de mistura. Verifica-se ainda, que apesar do maior valor obtido para o pico de pressão ocorrer para a condição de ensaio com mistura mais rica, o maior valor de trabalho produzido por ciclo ocorre para a condição de mistura $\lambda = 0,9$.

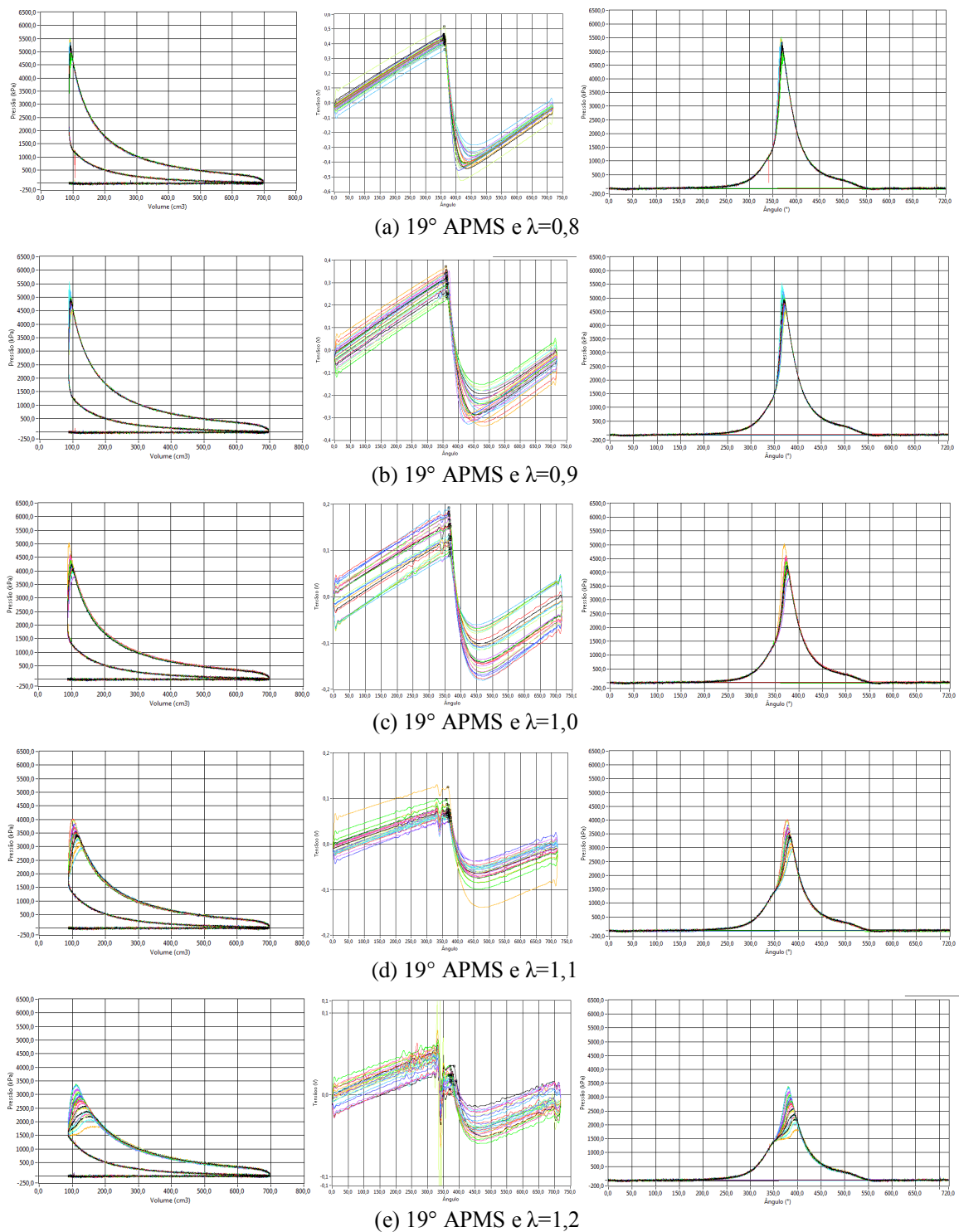


Figura 5.29: Influência da relação de compressão na área do diagrama pressão versus volume para o combustível etanol hidratado, sendo: (a) $\lambda=0,8$, (b) $\lambda=0,9$, (c) $\lambda=1,0$, (d) $\lambda=1,1$ e (e) $\lambda=1,2$

Na Figura 5.30 são mostrados os diagramas pressão *versus* volume médios, resultantes dos ensaios descritos para a relação de compressão 8:1, avanço de ignição 19° e cinco condições de mistura (λ 0,8, 0,9, 1, 1,1 e 1,2). Nesta seqüência de gráficos pode-se perceber as alterações na forma do diagramas pressão *versus* volume para cada condição de mistura. Assim, percebe-se que, a medida que a mistura torna-se mais pobre, tem-se uma redução no valor da máxima pressão e um aumento no ângulo onde esta ocorre.

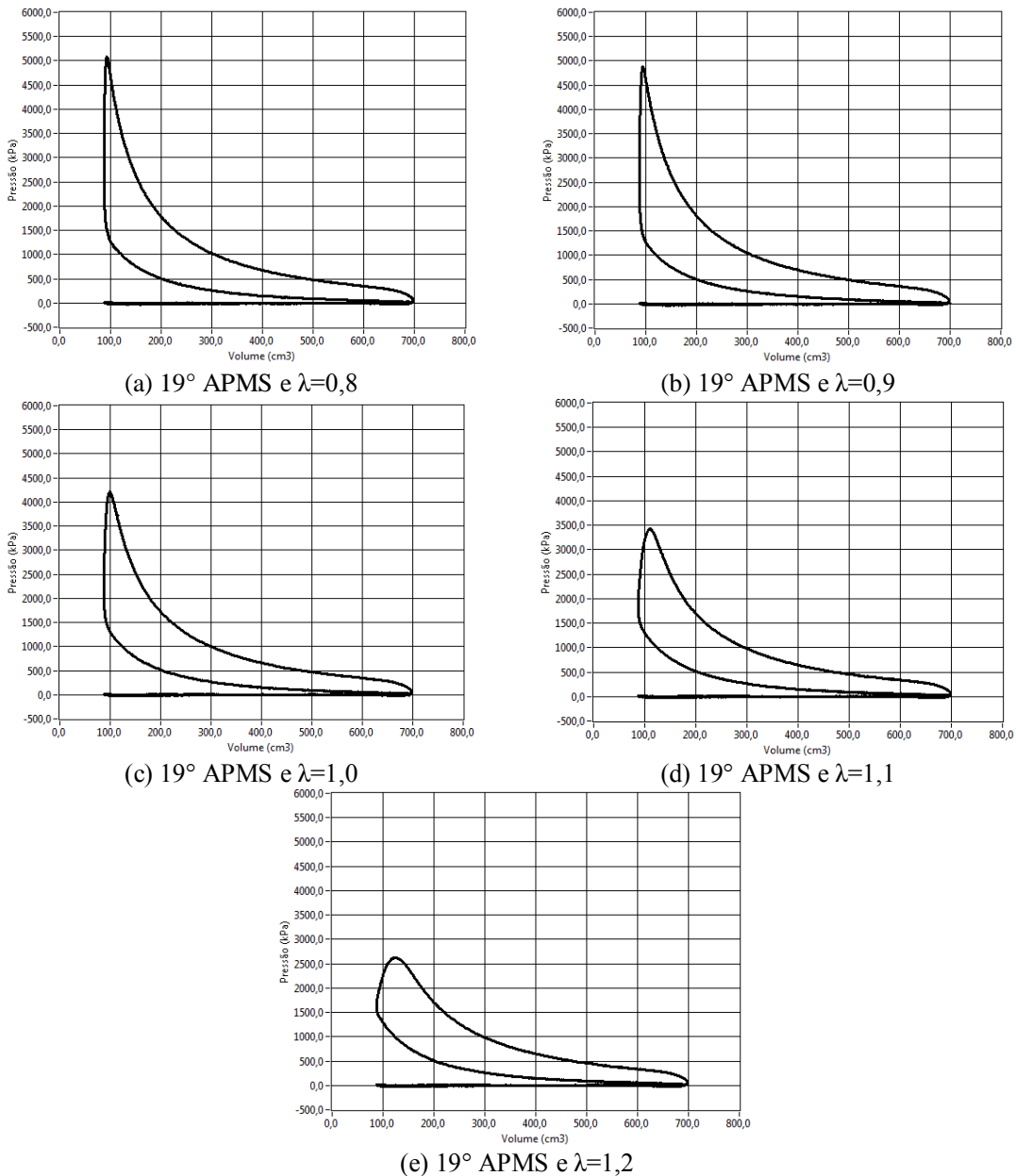


Figura 5.30: Gráficos pressão *versus* volume médios obtidos com a condição de relação de compressão 8:1 e avanço de ignição 19° APMS para as cinco condições de mistura ensaiadas, sendo: (a) $\lambda=0,8$, (b) $\lambda=0,9$, (c) $\lambda=1,0$, (d) $\lambda=1,1$ e (e) $\lambda=1,2$

5.3.2 Relação de Compressão 8:1 e Ângulo de Ignição 21° APMS

Para a verificação experimental da variação do comportamento da combustão em diferentes condições de mistura, executou-se um total de 3 ensaios, com a aquisição de 30 ciclos consecutivos cada, para o ângulo de ignição ensaiado 21° APMS para cada uma das cinco condições de mistura (λ 0,8, 0,9, 1, 1,1 e 1,2).

De posse dos dados coletados, realizou-se uma análise dos ângulos entre o início da centelha e a detecção da chama pelo sensor de ionização, bem como do ângulo em que essa fração de combustão ocorre. Os resultados das médias e desvios padrão dos ângulos do início da centelha, a detecção da chama pelo sensor de ionização, bem como o valor do pico de pressão e o ângulo do eixo de manivelas que este ocorre, são mostrados na Tabela 5.14.

Tabela 5.14: Resultados médios obtidos a cada ensaio para a relação de compressão 8:1 e ângulo de ignição de 21° APMS

| λ | Pico de Pressão (1E ⁵ Pa) | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | Ângulo de Detecção da Chama (°) | | Ângulo de Início da Ignição (°) | | Trabalho por Ciclo (J) | |
|-----------|---|------------------|----------------------------------|------------------|---------------------------------------|------------------|---------------------------------------|------------------|---------------------------|------------------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão |
| 0,8 | 53,77 | 1,14 | 366,50 | 1,39 | 357,45 | 2,54 | 338,90 | 0,26 | 488,00 | 4,51 |
| 0,9 | 52,61 | 1,20 | 367,01 | 1,47 | 358,05 | 1,21 | 338,91 | 0,14 | 489,93 | 3,13 |
| 1 | 41,49 | 8,06 | 370,07 | 8,85 | 362,83 | 2,26 | 338,96 | 0,17 | 466,59 | 5,77 |
| 1,1 | 37,24 | 3,88 | 378,65 | 3,75 | 366,19 | 6,33 | 338,72 | 0,14 | 438,49 | 8,00 |
| 1,2 | 24,96 | 4,81 | 387,04 | 8,63 | 374,43 | 7,37 | 338,36 | 0,18 | 390,66 | 20,40 |

A partir dos dados obtidos pode-se verificar uma significativa variação nos parâmetros monitorados, confirmando a grande influência da relação ar+combustível na propagação da chama no interior da câmara de combustão. Realizando a comparação dos dados de picos de pressão no interior do cilindro e ângulo que estes ocorrem para as condições extremas de mistura λ 0,8 e λ 1,2, nota-se uma redução no valor do pico de pressão de $28,81 \times 10^5$ Pa, e este ocorrendo $20,53^\circ$ além do pico de pressão para a condição de mistura λ igual a 0,8. Ao comparar-se o ângulo de detecção de chama destas mesmas misturas, nota-se que este varia de $357,45^\circ$ até $374,43^\circ$ do eixo de manivelas.

Novamente, utilizando-se como combustível de ensaio o etanol hidratado, mas utilizando-se um avanço de ignição de 21° APMS, apresenta-se novamente os diagramas pressão versus volume, pressão versus ângulo do eixo de manivelas e a resposta do sensor de chama obtidos após a realização dos ensaios com cinco diferentes relações de mistura ar / combustível e relação de compressão de 8:1, obtendo-se um comportamento bastante semelhante ao ensaio descrito anteriormente, com a utilização de um avanço de ignição de 19° APMS.

Obteve-se como resultado um maior valor para o pico de pressão durante a utilização da condição de mistura mais rica, $\lambda = 0,8$, entretanto, obteve-se o maior valor de trabalho produzido quando utiliza-se a condição de mistura $\lambda = 0,9$, condição esta que apresenta menor variabilidade cíclica. Com o empobrecimento da mistura a partir desta condição de ensaio, obtemos como resultado uma redução gradual no valor do pico de pressão, conjuntamente com um aumento da dispersão cíclica e uma redução na quantidade de trabalho gerado por ciclo. Estes resultados são apresentados na Figura 5.31, onde mostra-se os 30 ciclos consecutivos na forma do diagrama pressão versus volume e pressão versus ângulo, e pode-se verificar o quanto estão dispersos os ciclos quando utilizada as condições de mistura pobre, além de verificar as alterações na forma do diagramas pressão versus volume para cada condição de mistura.

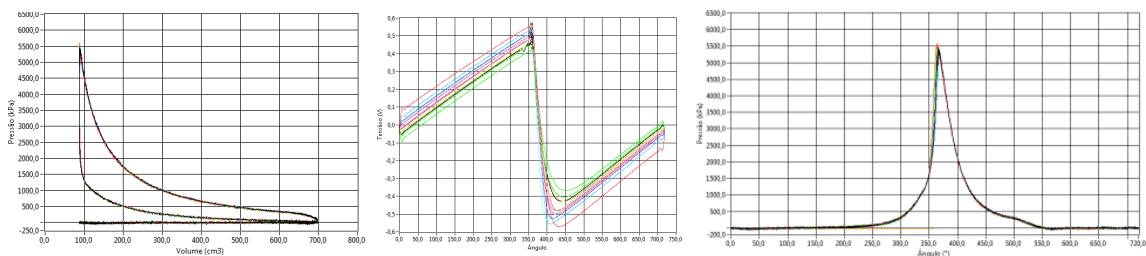
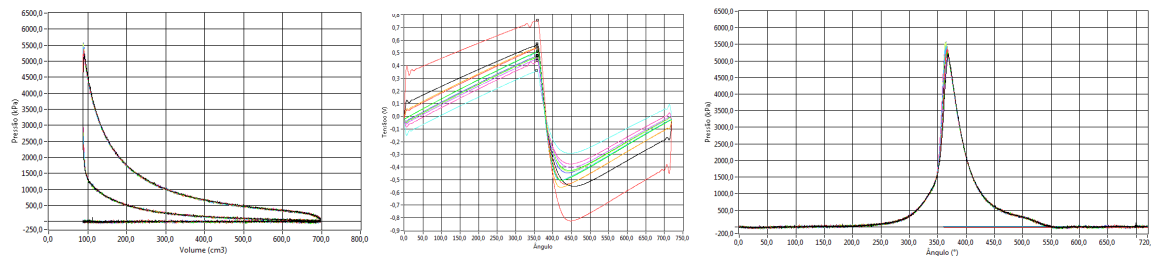
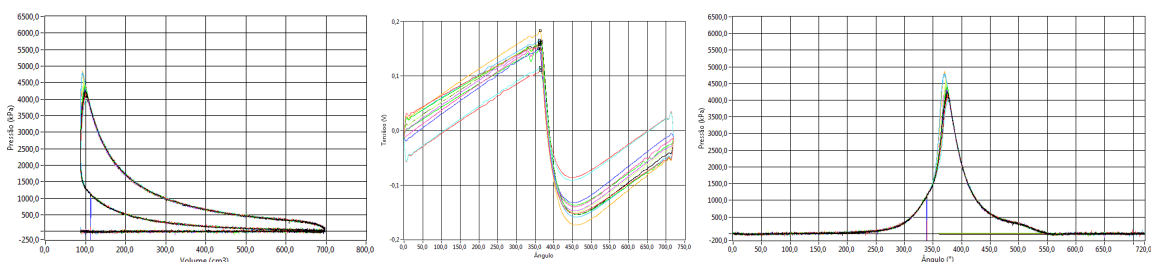
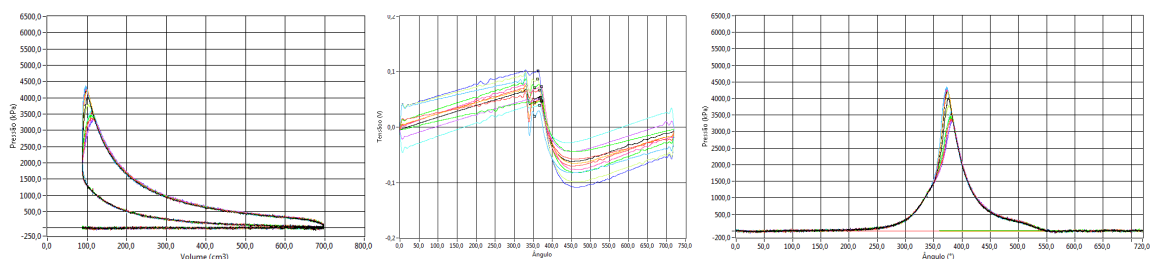
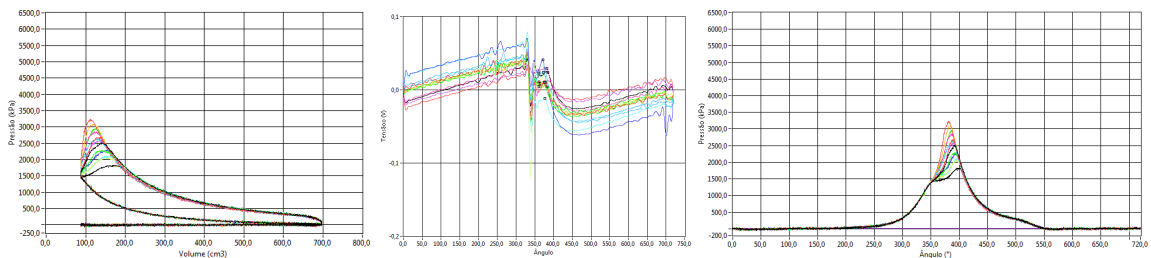
(a) 21° APMS e $\lambda=0,8$ (b) 21° APMS e $\lambda=0,9$ (c) 21° APMS e $\lambda=1,0$ (d) 21° APMS e $\lambda=1,1$ (e) 21° APMS e $\lambda=1,2$

Figura 5.31: Influência da relação de compressão na área do diagrama pressão versus volume para o combustível etanol hidratado, sendo: (a) $\lambda=0,8$, (b) $\lambda=0,9$, (c) $\lambda=1,0$, (d) $\lambda=1,1$ e (e) $\lambda=1,2$

A seguir, na Figura 5.32, são apresentados os gráficos pressão *versus* volume médios obtidos durante o ensaio com a condição de relação de compressão 8:1 e avanço de ignição e 21° APMS para as cinco condições de mistura ensaiadas. Percebe-se uma redução no valor do pico de pressão com o empobrecimento da mistura, bem como uma redução do trabalho. Nota-se também, para os ensaios realizados com mistura pobre, a ocorrência de uma grande deformação na curva características do diagrama pressão *versus* volume. Esta deformação representa uma combustão tardia, que é confirmada pelos dados mostrados na Tabela 5.16.

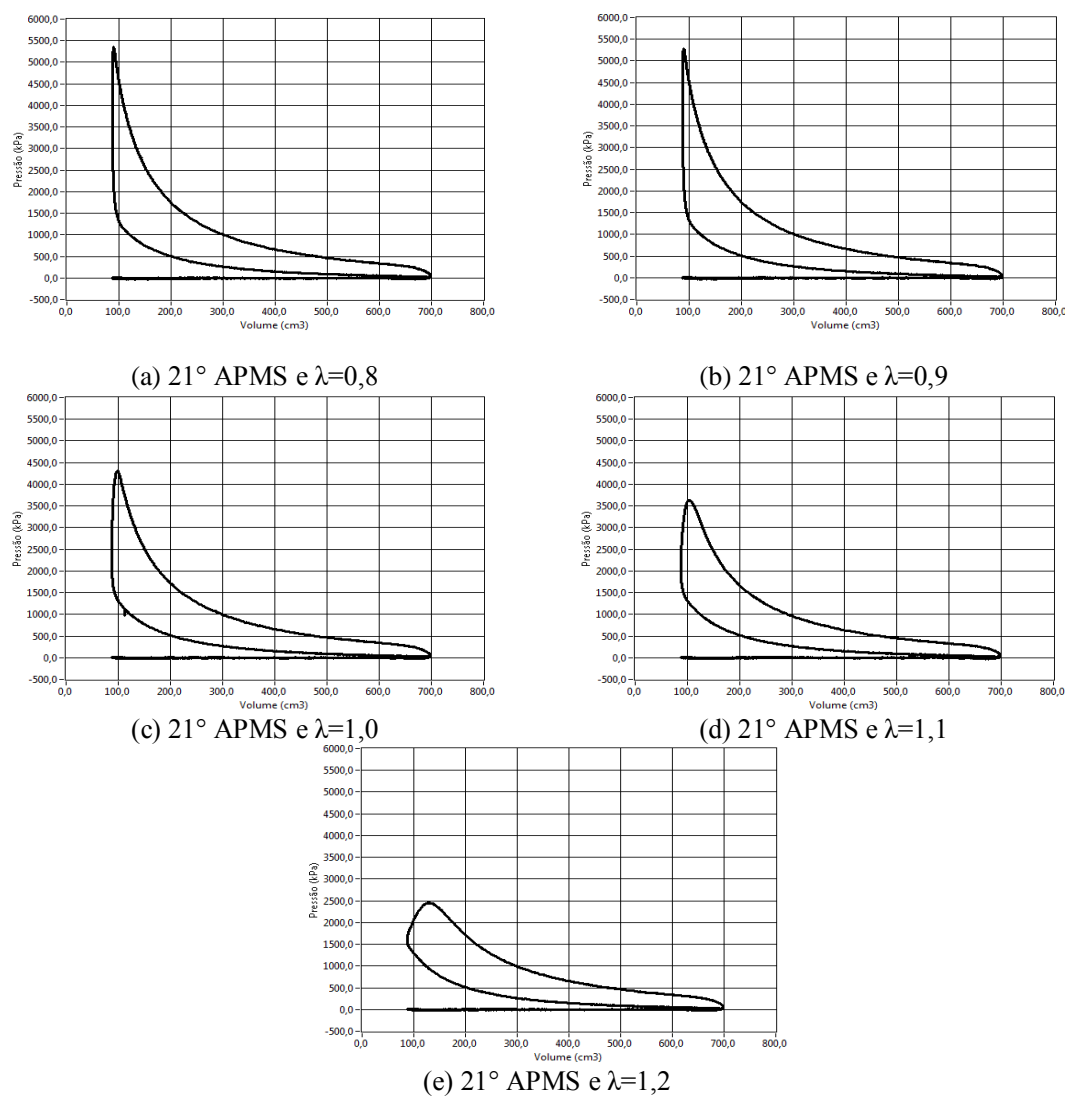


Figura 5.32: Gráficos pressão *versus* volume médios obtidos com a condição de relação de compressão 8:1 e avanço de ignição e 21° APMS para as cinco condições de mistura ensaiadas sendo: (a) $\lambda=0,8$, (b) $\lambda=0,9$, (c) $\lambda=1,0$, (d) $\lambda=1,1$ e (e) $\lambda=1,2$

5.3.3 Comparação dos Resultados Obtidos Durante os Ensaios Utilizando Relação de Compressão 8:1 e Ângulo de Ignição 19° e 21° APMS

Uma comparação dos resultados obtidos nos dois ensaios com o combustível etanol hidratado onde, para a relação de compressão 8:1, variou-se a condição de mistura de λ 0,8 a 1,2 para dois diferentes ângulos de ignição (19° APMS e 21° APMS) com o objetivo de verificar experimentalmente a variação do comportamento da propagação da frente de chama no interior do cilindro, é apresentada na Tabela 5.15.

Ao comparar os dados obtidos, permitem perceber que os resultados apresentam uma distribuição similar em seus dados, ambos mostrando um menor ângulo de detecção de chama para misturas ricas (λ 0,8 e 0,9), e com valores bem próximos em cada ensaio, com reduzido desvio padrão. Para a condição de mistura estequiométrica, a diferença no ângulo de detecção de chama aumenta nos dois casos estudados e o desvio padrão mantém-se na mesma ordem. Nos ensaios realizados com mistura pobre percebe-se para o etanol hidratado um elevado ângulo de detecção de chama além de um elevado desvio padrão.

Tabela 5.15: Comparação dos ensaios realizados com relação de compressão 8:1

| λ | 19° APMS | | 21° APMS | |
|-----------|-----------------------------|---------------|-----------------------------|---------------|
| | Ângulo de Detecção da Chama | | Ângulo de Detecção da Chama | |
| | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão |
| 0,8 | 361,12 | 2,57 | 357,45 | 2,54 |
| 0,9 | 361,78 | 1,86 | 358,05 | 1,21 |
| 1,0 | 364,49 | 2,41 | 362,83 | 2,26 |
| 1,1 | 369,57 | 4,04 | 366,19 | 6,33 |
| 1,2 | 377,44 | 7,10 | 374,43 | 7,37 |

Este comportamento pode ser melhor do visualizado na Figura 5.31 onde estão mostrados os resultados obtidos nos ensaios realizados. Pode-se ver, além do aumento do ângulo de detecção da chama com empobrecimento da mistura, o aumento do desvio padrão em consequência do aumento da variação cíclica.

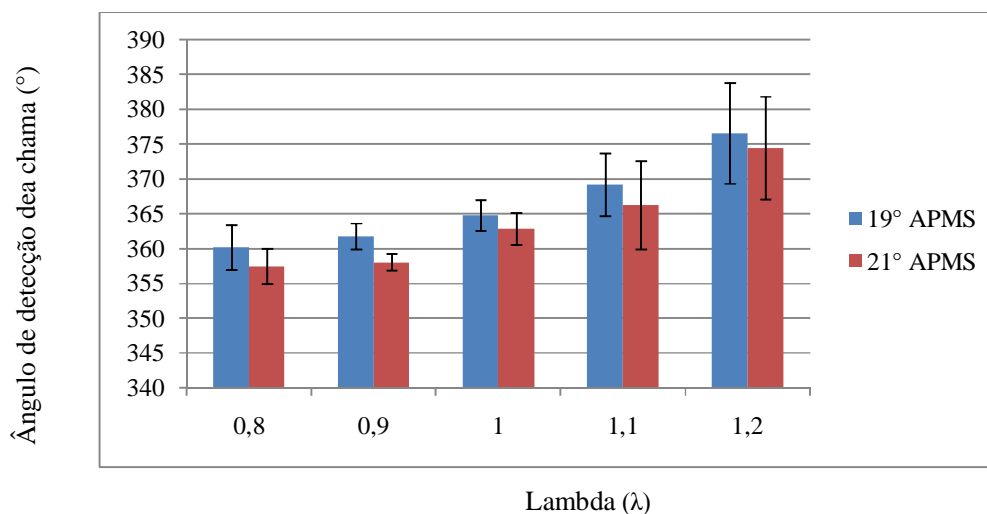


Figura 5.33 Comparação dos ensaios realizados com relação de compressão 8:1

5.4 Discussão dos resultados

A utilização do motor CFR mostrou-se uma ferramenta de grande potencial para a utilização em laboratórios de pesquisa, pois possui uma geometria simples da câmara de combustão, também possui como vantagem a possibilidade de sua relação de compressão poder ser rápida e facilmente alterada de 4:1 a 18:1, podendo-se assim realizar uma grande variabilidade de testes desde as condições normais de operação até condições extremas. Possui ligado a ele um motor síncrono, que garante a manutenção da rotação do motor constante independentemente da condição de operação, garantindo-se assim uma maior repetitividade e reprodutividade dos ensaios. Por se tratar de um motor padrão, este é facilmente encontrado em refinarias de petróleo onde uma amostra de todo o combustível comercializado é testado em um motor CFR para a determinação do seu número de octanas MON e RON. Por se tratar de um motor padronizado, este possui garantido um mercado de peças de reposição, garantido assim que este possa ser utilizado por um grande período sem a preocupação de falta de peças de reposição,

O sensor de pressão no interior da câmara de combustão mostrou-se eficaz no processo de medição da pressão durante o processo de combustão, sem distorções devido a variação de temperatura devido a combustão, por possuir um anteparo próprio para a medição de combustão, a resposta rápida aos fenômenos de variação de pressão, já comprovados em Włodarczyk et al [1998], durabilidade e facilidade de implementação devido ao seu tamanho

reduzido e de não necessitar de um sistema de refrigeração ou de um sistema dedicado de condicionamento do sinal.

A utilização de um encoder acoplado ao eixo de manivelas em conjunto com um sistema de referência do ponto morto superior possibilita realizar a aquisição de todos os sinais de interesse atrelados a cada pulso fornecido pelo encoder, garantindo assim que todos os valores adquiridos são valores ocorridos naquele dado valor de ângulo do eixo de manivelas, onde os dados adquiridos não sofrem influência caso ocorra alguma irregularidade na rotação do motor durante algum ciclo específico, principalmente durante os ensaios com reduzida relação de compressão ou mistura pobre, os quais apresentaram uma maior variabilidade cíclica.

O sensor de ionização desenvolvido em parceria com o Laboratório de Mecatrônica e Controle da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (LAMECC – UFRGS) mostrou-se uma ferramenta confiável para a determinação da presença de chama no interior da câmara de combustão, detectando a presença da chama mesmo em condições adversas de operação, fato este comprovado quando comparados os dados onde a dispersão cíclica do valor do pico de pressão no interior da câmara de combustão é maior, maior tem-se a variabilidade da detecção da chama pelo sensor desenvolvido tanto em condições de menor relação de compressão quanto em valores de menor avanço de ignição.

A utilização de um novo coletor de admissão, juntamente com a instalação de um conjunto de roda dentada e sensor de posição do eixo de manivelas possibilita a implementação de um sistema de gerenciamento eletrônico tanto do avanço de ignição quanto de controle do combustível, garantindo-se assim uma condição homogênea durante a realização dos ensaios, quando comparados ao sistema original, onde o sistema de ignição utilizava o sistema de bobina comandada por platinado e condensador, e o sistema de alimentação, o qual era composto por um carburador de três cubas e uma chave seletora, onde realiza-se a regulagem da quantidade de combustível alterando-se a altura da cuba de armazenamento do combustível.

Realizou-se a medição e monitoramento da condição de mistura utilizando-se uma sonda de oxigênio de banda larga, onde esta permite o monitoramento contínuo da condição de mistura de forma precisa, condição esta de grande importância para a confiabilidade dos resultados obtidos, e possibilidade tanto de reprodução dos ensaios quanto comparação com dados obtidos em demais centros de pesquisa.

Comparando-se os resultados obtidos para a condição de ensaio onde utilizou-se como parâmetros fixos uma relação de compressão de 8:1, relação ar / combustível estequiométrica e rotação do motor CFR em 900 RPM e variou-se apenas o avanço de ignição nos valores de 17, 19, 21, 23 e 25° APMS utilizando-se como combustíveis durante estes ensaios o MTBE, Isooctano e etanol hidratado, percebe-se uma diferença significativa entre os valores obtidos para o pico de pressão entre os combustíveis isooctano e MTBE em praticamente todas as condições ensaiadas, apenas para a condição de avanço de ignição em 17° APMS que esta diferença apresenta-se menor que o desvio padrão obtido durante o ensaio. Isto deve-se a grande dispersão cíclica apresentada durante os ensaios em que utiliza-se um reduzido avanço de ignição, contudo os valores médios obtidos como resultado mantém a tendência do valor do pico de pressão do combustível isooctano possuir um maior valor que o do combustível MTBE. Constata-se também que tanto o menor valor médio de pico de pressão obtido, que ocorreu com o menor avanço de ignição ensaiado onde este apresenta um valor de $38,8 \times 10^5$ Pa quanto o maior valor médio de pico de pressão correspondente ao valor de $51,69 \times 10^5$ Pa, para a condição de avanço de ignição de 25° APMS foram obtidos pelo combustível etanol. Os demais valores médios obtidos para os picos de pressão durante os ensaios realizados, bem como os valores obtidos dos desvios padrão estão apresentados na Tabela 5.16.

Tabela 5.16 : Comparação dos valores médios dos picos de pressão

| Avanço de Ignição (°) | MTBE | | ISOOCTANO | | AEHC | |
|-----------------------|------------------------------|---------------|------------------------------|---------------|------------------------------|---------------|
| | Pico de Pressão ($1E^5$ Pa) | | Pico de Pressão ($1E^5$ Pa) | | Pico de Pressão ($1E^5$ Pa) | |
| | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão |
| 17 | 41,57 | 2,97 | 42,18 | 1,71 | 38,80 | 2,48 |
| 19 | 42,35 | 1,89 | 46,62 | 1,74 | 41,36 | 2,59 |
| 21 | 43,14 | 2,50 | 47,26 | 2,11 | 43,39 | 2,91 |
| 23 | 43,70 | 2,64 | 49,05 | 1,83 | 48,08 | 2,11 |
| 25 | 47,07 | 2,21 | 50,99 | 1,57 | 51,69 | 1,67 |

Com base nos dados apresentados apresenta-se a Figura 5.34, onde pode-se observar os efeitos do avanço de ignição na variação dos valores dos picos de pressão para as diversas condições ensaiadas, onde observa-se que para o combustível MTBE obteve-se a menor variação no valor do pico de pressão em relação a alteração do avanço de ignição, com exceção da condição de ensaio onde utiliza-se um avanço de ignição de 25° APMS, onde este apresenta uma maior variação do valor do pico de pressão. O combustível isooctano apresenta

um crescimento na magnitude do valor do pico de pressão praticamente constante para as condições ensaiadas, e o combustível etanol apresenta, com base nos resultados obtidos, a maior variação nos valores de pico de pressão.

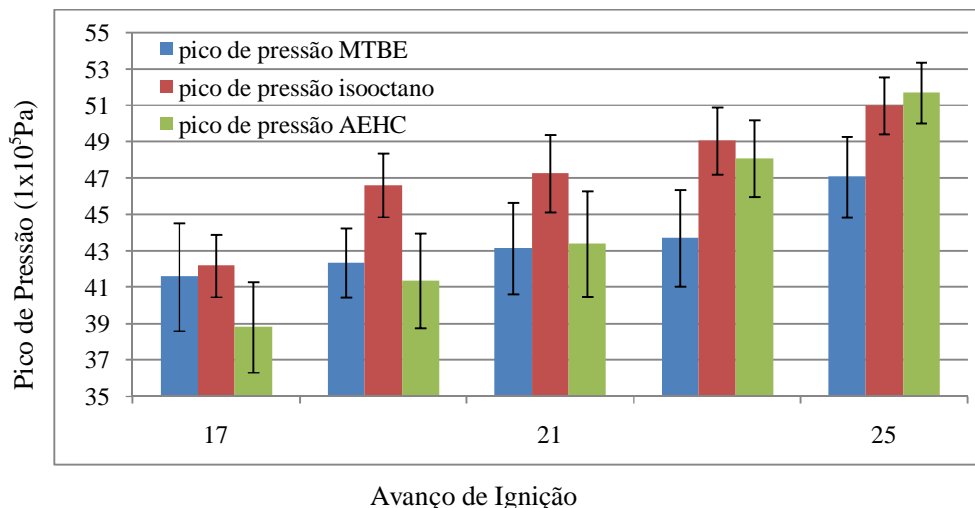


Figura 5.34: Efeitos do avanço de ignição na variação dos valores dos picos de pressão

Com o objetivo de compararem-se o ângulo médio do eixo de manivelas onde ocorrem os picos de pressão, agruparam-se os resultados obtidos experimentalmente para as cinco condições de avanço de ignição ensaiadas, utilizando-se os três combustíveis citados anteriormente na Tabela 5.17, onde além destes valores médios, estão apresentados também os valores de desvio padrão.

Tabela 5.17: Posição angular de ocorrência do pico de pressão

| Avanço de Ignição (°) | MTBE | | ISOCTANO | | AEHC | |
|-----------------------|-------------------------------|---------------|-------------------------------|---------------|-------------------------------|---------------|
| | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | |
| | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão |
| 17 | 378,82 | 2,87 | 378,33 | 1,59 | 374,50 | 2,19 |
| 19 | 375,98 | 1,54 | 374,45 | 1,71 | 373,41 | 2,40 |
| 21 | 376,38 | 2,48 | 373,06 | 2,02 | 374,73 | 2,36 |
| 23 | 375,78 | 2,54 | 371,13 | 1,89 | 370,24 | 1,90 |
| 25 | 372,45 | 2,13 | 369,14 | 1,60 | 365,91 | 2,00 |

Com base nos dados coletados, verifica-se que o combustível MTBE apresenta, para todas as condições ensaiadas neste trabalho, o maior ângulo percorrido pelo eixo de manivelas para a ocorrência do pico de pressão, ficando esta tendência mais acentuada para as condições de ensaio de maior avanço de ignição. Verifica-se também que o combustível etanol apresenta

os menores ângulos de ocorrência do pico de pressão, com exceção do ensaio com a utilização de avanço de ignição de 21° APMS, verifica-se também que para este combustível, o ângulo de ocorrência do pico de pressão permanece sem alterações significativas para as condições de avanço de ignição de 17°, 19° e 21° APMS, somente apresentando maiores alterações em condições de maior avanço de ignição (23° e 25° APMS). O combustível isoctano apresenta uma gradual redução no ângulo do eixo de manivelas percorrido a medida que varia-se o avanço de ignição. Estes resultados estão representados na Figura 5.35.

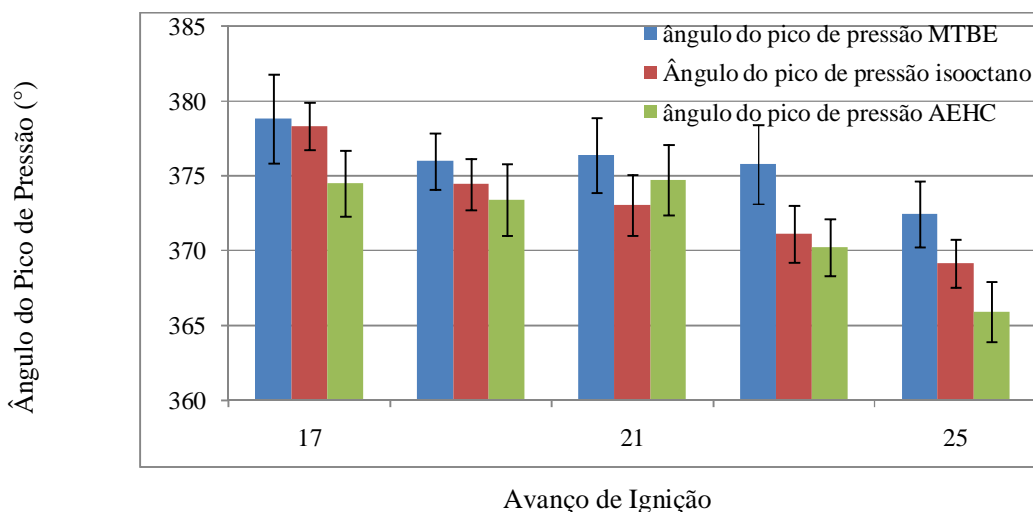


Figura 5.35: Ângulo do pico de pressão devido a variação no avanço de ignição

Com base nos dados coletados a partir da resposta do sensor de ionização, implementado no motor CFR, apresenta-se a Tabela 5.18 onde estão expressos os valores dos ângulos em que a presença da chama é detectada na extremidade oposta a vela de ignição, além do valor do desvio padrão obtido para cada condição ensaiada. Nota-se, apesar da proximidade dos valores medidos, uma convergência para o resultado de um menor ângulo percorrido pelo eixo de manivelas com o aumento do avanço de ignição.

Tabela 5.18: Alteração do ângulo de detecção da chama com a variação do avanço de ignição

| Avanço de Ignição (°) | MTBE | | ISOOCTANO | | AEHC | |
|-----------------------|---------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|
| | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | Ângulo de Detecção de Chama (°) | |
| | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão |
| 17 | 367,89 | 2,68 | 366,80 | 2,56 | 368,41 | 2,41 |
| 19 | 364,91 | 1,26 | 363,31 | 1,77 | 365,78 | 2,22 |
| 21 | 364,70 | 3,67 | 361,94 | 2,22 | 364,75 | 3,22 |
| 23 | 363,73 | 3,67 | 360,45 | 1,53 | 360,29 | 2,06 |
| 25 | 363,41 | 2,20 | 358,29 | 1,67 | 356,78 | 1,78 |

Segundo os resultados obtidos, nota-se que para as condições de ensaio em que utiliza-se menores avanços de ignição, tem-se uma menor diferença no valor do ângulo de detecção da chama entre os três combustíveis ensaiados, e com o aumento do avanço de ignição, esta diferença entre os combustíveis fica mais acentuada, principalmente ao compararmos a resposta do combustível MTBE com os demais, onde este apresentou uma variação na detecção de chama de $4,48^\circ$ entre as condições de avanço de ignição de 17° e 25° APMS, em comparação ao etanol, que apresenta para a mesma variação de avanço de ignição uma alteração no ângulo de detecção de chama de $11,63^\circ$, e o combustível isoctano ficando entre estes dois valores, apresentado uma variação no ângulo de detecção de chama de $8,52^\circ$ para estas condições ensaiadas. Na Figura 5.36 a seguir são apresentados os ângulos médios de detecção de chama obtidos para as condições ensaiadas.

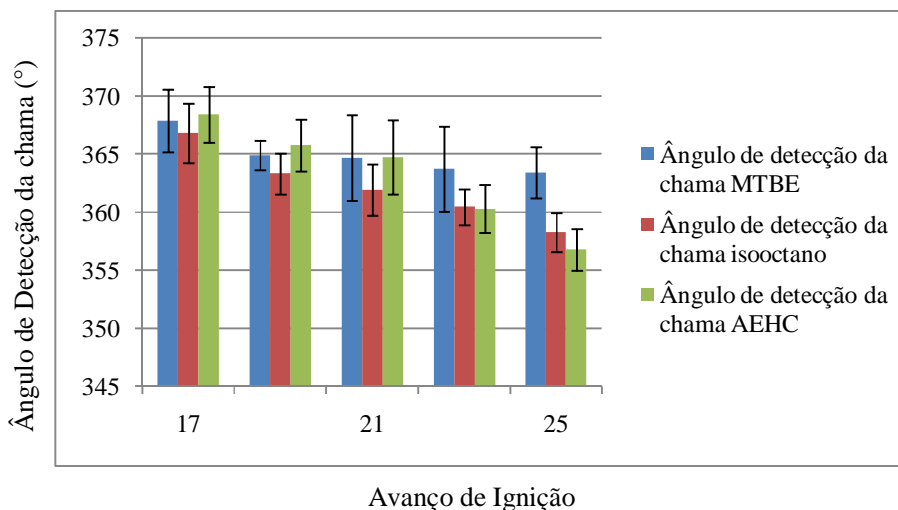


Figura 5.36: Alteração do ângulo de detecção de chama com a variação do avanço de ignição

A seguir são apresentados os resultados médios das curvas de fração mássica queimada obtidas nas cinco condições ensaiadas, onde percebe-se que para a condição de ensaio onde utiliza-se o avanço de ignição de 17° APMS uma grande semelhança da forma em que a energia disponível no combustível é entregue entre o combustível isoctano e o combustível MTBE, para a condição de avanço de ignição de 19° APMS percebe-se que o combustível isoctano e o combustível MTBE apresentam um comportamento bastante semelhante até a condição de consumo da massa de combustível atingir 10% da massa total, a partir deste ponto, o isoctano tem sua taxa de liberação de energia aumentada. Para a condição de ensaio com a utilização do avanço de ignição de 21° APMS o isoctano e o etanol apresentam comportamentos bastante semelhantes, principalmente após o consumo de

40% da massa contida no cilindro ser consumida. Quando da utilização de avanços de ignição mais elevados, no caso dos avanços de ignição ensaiados 23 e 25° APMS, o combustível etanol apresenta uma maior taxa de liberação de energia, principalmente após o consumo de 50% da massa contida no cilindro. A evolução do consumo da massa de combustível dos três combustíveis citados nas cinco condições descritas está representada na Figura 5.37.

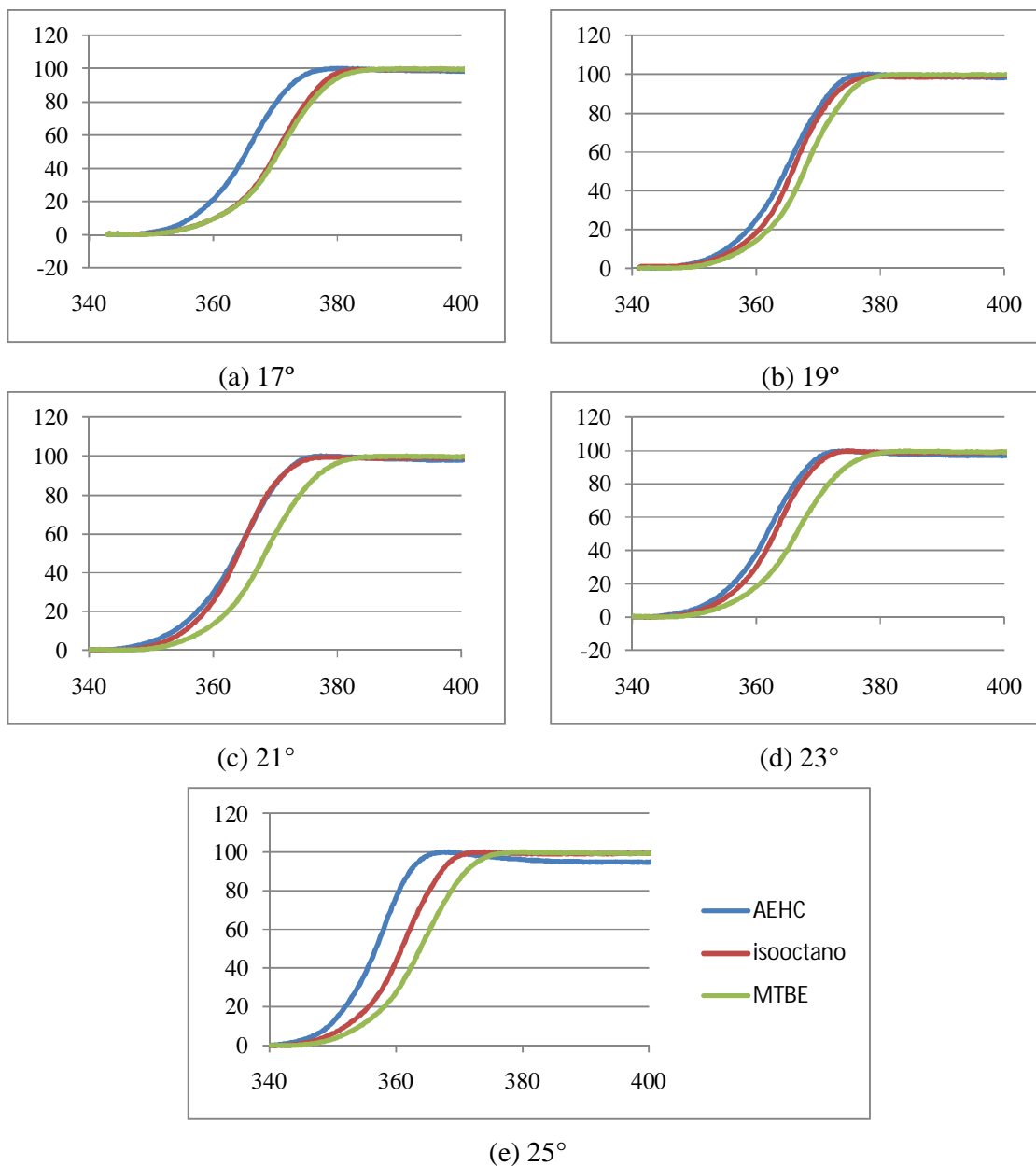


Figura 5.37: Alteração da evolução de fração mássica queimada com a variação do avanço de ignição

A partir dos dados obtidos de pressão e volume da câmara de combustão, apresenta-se o diagrama pressão *versus* volume e calculam-se os valores de trabalho médio realizado por

ciclo, para cada condição de ensaio realizada, sendo estes apresentados na Tabela 5.19, onde obteve-se o maior valor de trabalho por ciclo para o combustível isooctano, na condição de ensaio com avanço de ignição de 19° APMS e obteve-se o menor valor de trabalho por ciclo para o combustível etanol, na condição de ensaio de 25° APMS.

Tabela 5.19: Trabalho médio por ciclo

| Avanço de Ignição (°) | MTBE | | ISOOCTANO | | AEHC | |
|-----------------------|------------------------|---------------|------------------------|---------------|------------------------|---------------|
| | Trabalho por Ciclo (J) | | Trabalho por Ciclo (J) | | Trabalho por Ciclo (J) | |
| | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão |
| 17 | 510,03 | 4,49 | 515,08 | 2,53 | 469,74 | 10,07 |
| 19 | 511,18 | 3,22 | 524,88 | 2,80 | 468,15 | 6,13 |
| 21 | 493,64 | 2,41 | 507,08 | 4,12 | 469,62 | 10,13 |
| 23 | 492,80 | 3,43 | 503,11 | 4,37 | 470,90 | 8,69 |
| 25 | 490,53 | 3,56 | 501,34 | 4,73 | 459,64 | 9,95 |

A seguir apresenta-se uma representação gráfica dos resultados obtidos para o parâmetro de trabalho por ciclo (Figura 5.38), onde percebe-se que o combustível isooctano apresenta o maior valor de trabalho realizado por ciclo, seguido pelo combustível MTBE, e o combustível etanol hidratado apresenta menor trabalho realizado, para as condições ensaiadas. Além disto, nota-se que os combustíveis isooctano e MTBE apresentam um comportamento bastante similar, apresentando valores máximo valor de trabalho para a condição de ensaio de 19° APMS, com uma acentuada redução deste valor após esta condição, no entanto o combustível etanol apresenta um valor máximo de trabalho na condição de avanço de 23° APMS.

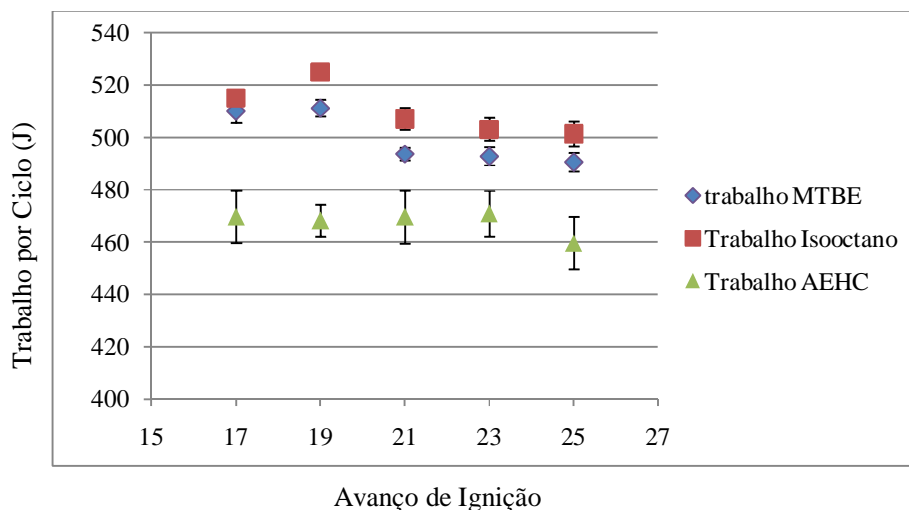


Figura 5.38: Variação do trabalho por ciclo para as diferentes condições de ensaio

Os valores obtidos de pressão média efetiva indicada, calculados com base nos valores obtidos de trabalho por ciclo, são apresentados na Tabela 5.20, onde percebe-se novamente que o maior valor apresentado ocorre na condição de avanço de ignição de 19° APMS para o combustível isooctano, e o menor valor corresponde ao ensaio com o combustível etanol, com a utilização de um avanço de ignição de 25° APMS.

Tabela 5.20: Variação da IMEP com a alteração do avanço de ignição

| Avanço de Ignição (°) | AEHC | | Isooctano | | MTBE | |
|-----------------------|-------------|---------------|-------------|---------------|-------------|---------------|
| | IMEP (kPa) | | IMEP (kPa) | | IMEP (kPa) | |
| | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão |
| 17 | 768,80 | 16,48 | 843,01 | 4,13 | 834,75 | 7,35 |
| 19 | 766,19 | 10,02 | 859,05 | 4,58 | 836,63 | 5,26 |
| 21 | 768,61 | 16,57 | 829,91 | 6,74 | 807,91 | 3,94 |
| 23 | 770,69 | 14,22 | 823,42 | 7,15 | 806,54 | 5,61 |
| 25 | 752,28 | 16,27 | 820,51 | 7,74 | 802,83 | 5,82 |

Efetuada-se a comparação dos resultados obtidos, com base nos dados experimentais adquiridos de pressão e volume da câmara de combustão, obtém-se os valores de pressão média efetiva indicada, onde novamente percebe-se que os combustíveis MTBE e isooctano apresentam uma resposta bastante similar, apresentando um valor máximo para a condição de ensaio com a utilização de um avanço de ignição de 19° APMS e o combustível etanol apresentando um valor máximo de pressão média efetiva indicada na condição de ensaio com a utilização de um avanço de ignição de 23° APMS. O conjunto destes resultados obtidos pode ser melhor visualizado na Figura 5.39.

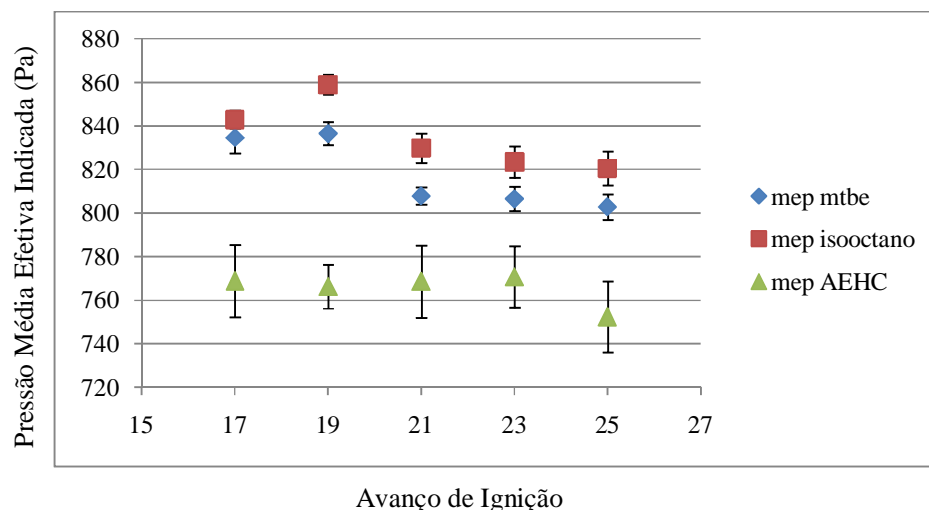


Figura 5.39: Variação da pressão média efetiva indicada com a alteração do avanço de ignição

6 ANÁLISE DE ERROS

6.1 Fontes de erros experimentais

O erro de uma medição experimental consiste na diferença entre o real valor de uma grandeza física e o respectivo valor dessa grandeza obtido através de medições experimentais. Mesmo que o experimento seja realizado com o máximo de cuidado, há sempre fontes de erro que podem afetá-la. As fontes de erros experimentais variam de acordo com os tipos de erros, que podem ser sistêmicos ou determinados e aleatórios ou indeterminados.

Os erros sistêmicos são o resultado da diferença entre o valor verdadeiro e o valor médio que resultaria, se pudéssemos realizar um número infinito de medições do mesmo mensurando, guardadas as condições de repetitividade. São causados por fontes identificáveis e podem ser eliminados ou compensados. Estes erros fazem com que as medidas feitas estejam consistentemente acima ou abaixo do valor real, prejudicando a exatidão da medida. Os erros aleatórios são o resultado da diferença entre o valor médio de uma medição realizada com n medidas e o valor médio que resultaria, se pudéssemos realizar um número infinito de medições no mesmo mensurando, guardadas as condições de repetitividade. Desta forma, reduz-se o erro com o aumento de medições. Estes erros decorrem de fatores imprevisíveis. São flutuações que fazem com que aproximadamente a metade das medidas realizadas esteja desviada para mais, e a outra metade esteja desviada para menos, afetando a precisão da medida. Decorre da limitação do equipamento, ou do procedimento de medição, que impede que medidas exatas sejam tomadas. Nem sempre é possível identificar as fontes de erros aleatórios. As fontes dos erros sistêmicos podem ser: instrumento calibrado inadequadamente; condições laboratoriais impróprias (de temperatura, pressão e umidade); operador do instrumento (leitura, paralaxe); instrumento defeituoso; procedimento inadequado. As fontes dos erros aleatórios podem ser: dispersão devido a ruído elétrico; quantização (valor próximo do valor de leitura).

6.2 Tratamento estatístico das medidas com erros aleatórios

Os erros aleatórios tendem a desviar as medidas feitas. Assim, os erros aleatórios podem ser considerados como a própria incerteza da medição. Por outro lado, os erros

sistemáticos tendem a perder seu efeito sobre a medida pela adoção de medidas compensatórias. As equações envolvidas no cálculo da incerteza da medição são:

a) Média aritmética

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (8.1)$$

b) Variância experimental

$$s^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1} \quad (8.2)$$

c) Desvio padrão experimental

$$s = \sqrt{s^2} \quad (8.3)$$

d) Incerteza da medição (com distribuição de Student)

$$IM = t_{n-1, \frac{\alpha}{2}} \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (8.4)$$

e) Apresentação do resultado da medição (RM)

A incerteza calculada de acordo com a equação 8.4 é referente à determinação da média das medições. Portanto, o resultado da medição será:

$$RM = \bar{x} \pm IM \quad (8.5)$$

6.3 Cálculo dos resultados

Um resultado da medição (RM) é caracterizado por um valor numérico base e por uma indeterminação (IM). Esse valor base representa o valor mais provável da variável medida. Por sua vez, a indeterminação é um desvio do valor verdadeiro, cuja probabilidade de enquadramento é de 95%, e o valor que melhor caracteriza o resultado base é a média aritmética das variáveis medidas e a indeterminação, ou a incerteza de medição, para a condição de pequena amostra, é expressa pela equação 8.4, onde s é o desvio padrão amostral,

n é o número de leituras e $t_{n-1, \frac{\alpha}{2}}$ é o coeficiente de Student, com o valor de 2,0423 para 30 leituras e intervalo de confiança de 95%.

A associação de incertezas que compõe o processo de medição é feita através da soma quadrática. Isto é necessário quando não tem-se condições de eliminar todas as outras componentes de incerteza associadas ao processo de medição. As incertezas herdadas dos padrões utilizados devem ser combinadas com as incertezas da medição encontrada e com os operadores, o ambiente e o método, resultando na incerteza total, como indicado abaixo:

$$IM_T = \sqrt{IM_1^2 + IM_2^2 + IM_3^2 + \dots} \quad (8.6)$$

A incerteza da medição está associada à exatidão do instrumento, normalmente expressa em valores percentuais de fundo de escala, especificados pelo fabricante.

A rotação foi medida a partir do conjunto formado por uma roda de 60 dentes acoplada ao eixo do motor e de um sensor indutivo, cuja resolução é de 0.028%, obtendo-se $\pm 1,7$ rpm para a rotação de 6000 rpm de fundo de escala.

A posição do eixo de manivelas também foi medida a partir do conjunto formado por um encoder acoplado ao eixo do motor, onde este marca 1733,33 pulsos por revolução, obtendo-se uma leitura a cada $0,207^\circ$ do eixo de manivelas .

O motor não opera em rotações e potências constantes, devido ao seu grau de irregularidade, que está associado à variação de energia cinética resultante da transformação de movimento linear alternado em movimento circular, submetido à aceleração variada do êmbolo em cada ciclo. Esta variação de energia cinética é minimizada a partir da inércia de uma massa giratória, denominada volante nos motores de combustão interna.

Mediu-se o valor de λ utilizando-se uma sonda lambda de banda larga, onde a incerteza da medição de λ para a faixa de medição utilizada é de 1,5%, conforme descrito pelo fabricante.

Obteve-se valor da pressão no interior da câmara de combustão através de um sensor marca optrand incorporated modelo D32292Q, onde este possui uma frequência de resposta de 30 kHz e faixa de medição de 0 a 20 MPa, com um erro de $\pm 1\%$ do fundo de escala sob condições de combustão. O sinal de saída deste sensor é relacionado com a pressão por meio de uma curva de calibração pré-determinada pelo fabricante.

Destaca-se que o objetivo do presente trabalho de tese é verificar o comportamento da velocidade de combustão dentro da câmara de combustão a partir dos dados de pressão dentro da câmara e da resposta do sensor de ionização, com a variação de lambda, da relação de compressão e do avanço de ignição. Cada ensaio foi executado durante intervalos pequenos

de tempo para que não fossem necessárias correções em relação às condições atmosféricas, pois esta correção apenas transladaria as curvas de pressão de um valor constante na direção vertical do gráfico, não alterando os resultados ao longo do eixo das abscissas.

6.4 Cálculo da incerteza de medição dos ensaios realizados

Para o combustível MTBE, quando ensaiado utilizando-se como condições fixas de ensaio uma relação de compressão 8:1 e condição de mistura estequiométrica para as cinco condições de avanço de ignição variadas de 17° APMS a 25° APMS uma maior incerteza de medição para a condição de ensaio em que se utilizam um avanço de ignição e 17° APMS a incerteza de medição obtida para um intervalo de confiança de 95% e, com a utilização da distribuição t para os valores de pico de pressão é de $\pm 1,11 \times 10^5$ Pa, a incerteza de medição obtida quando avalia-se o ângulo em que o pico de pressão ocorre é de $\pm 1,07^\circ$. O maior valor obtido de incerteza de medição é de $\pm 1,68$ J, ao analisar-se os valores de trabalho por ciclo, para a condição de ensaio utilizando-se um avanço de ignição de 17° APMS. Para a pressão média efetiva indicada, o maior valor de incerteza de medição obtido é de $\pm 2,75$ kPa, para a mesma condição já citada. Entretanto o maior valor de incerteza de medição para o ângulo de detecção de chama ocorreu durante o ensaio onde utilizou-se e 21° APMS como avanço de ignição, sendo esta incerteza mais ou menos com $\pm 1,37^\circ$. Os valores de incerteza de medição obtidos para o combustível MTBE nas demais condições de ensaio são apresentadas na Tabela 6.1.

Tabela 6.1: Incerteza de medição para o combustível MTBE operando com relação estequiométrica e relação de compressão 8:1

| MTBE | Pico de Pressão (1E5Pa) | | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | | Trabalho por Ciclo (J) | | | IMEP (kPa) | | |
|-----------------------|-------------------------|---------------|------------|-------------------------------|---------------|------------|---------------------------------|---------------|------|------------------------|---------------|------------|-------------|---------------|------------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM |
| Avanço de Ignição (°) | | | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | 41,57 | 2,97 | $\pm 1,11$ | 378,82 | 2,87 | $\pm 1,07$ | 367,89 | $\pm 2,68$ | 1,00 | 510,03 | 4,49 | $\pm 1,68$ | 834,75 | 7,35 | $\pm 2,75$ |
| 19 | 42,35 | 1,89 | $\pm 0,70$ | 375,98 | 1,54 | $\pm 0,57$ | 364,91 | $\pm 1,26$ | 0,47 | 511,18 | 3,21 | $\pm 1,20$ | 836,63 | 5,26 | $\pm 1,96$ |
| 21 | 43,14 | 2,50 | $\pm 0,93$ | 376,38 | 2,48 | $\pm 0,92$ | 364,70 | $\pm 3,67$ | 1,37 | 493,63 | 2,41 | $\pm 0,90$ | 807,91 | 3,94 | $\pm 1,47$ |
| 23 | 43,71 | 2,64 | $\pm 0,99$ | 375,78 | 2,54 | $\pm 0,95$ | 363,73 | $\pm 3,67$ | 1,37 | 492,79 | 3,43 | $\pm 1,28$ | 806,54 | 5,61 | $\pm 2,10$ |
| 25 | 47,07 | 2,21 | $\pm 0,82$ | 372,45 | 2,13 | $\pm 0,79$ | 363,41 | $\pm 2,20$ | 0,82 | 490,53 | 3,55 | $\pm 1,33$ | 802,83 | 5,82 | $\pm 2,17$ |

A partir dos valores obtidos após os ensaios onde variou-se o avanço de ignição nos valores de 17°, 19°, 21°, 23° e 25°, mantendo-se constante a relação de compressão em 8:1 e uma mistura estequiométrica, estimou-se a incerteza de medição, com base na distribuição t, para o combustível isoocatano. Obteve-se como maior incerteza de medição para o valor do pico de pressão $\pm 0,79 \times 10^5$ Pa quando realiza-se o ensaio com a condição de 21° APMS para o avanço de ignição, para esta mesma condição, obteve-se também o maior valor de incerteza de medição para o ângulo em que o pico de pressão ocorre, sendo esta $\pm 0,75^\circ$. Quando utilizada a condição de avanço de ignição de 25° APMS, obtém-se a maior incerteza de medição tanto para o trabalho por ciclo, quanto para a pressão média efetiva indicada, onde estas são respectivamente $\pm 1,77$ J e $\pm 2,89$ kPa. A condição de ensaio onde obteve-se a maior incerteza de medição para o ângulo em que detecta-se a chama é quando utiliza-se o avanço de ignição de 17° APMS, onde a incerteza de medição apresenta um valor de $\pm 0,96^\circ$. Os demais valores de incerteza de medição obtidos são apresentados na Tabela 6.2.

Tabela 6.2: Incerteza de medição para o combustível isoocatano operando com relação estequiométrica e relação de compressão de 8:1

| ISOOC-TANO | Pico de Pressão (1E ⁵ Pa) | | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | | Trabalho por Ciclo (J) | | | IMEP (kPa) | | |
|-----------------------|--------------------------------------|---------------|------------|-------------------------------|---------------|------------|---------------------------------|---------------|------------|------------------------|---------------|------------|-------------|---------------|------------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM |
| Avanço de Ignição (°) | | | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | 42,18 | 1,71 | $\pm 0,64$ | 378,33 | 1,59 | $\pm 0,59$ | 366,80 | 2,57 | $\pm 0,96$ | 515,08 | 2,52 | $\pm 0,94$ | 843,01 | 4,13 | $\pm 1,54$ |
| 19 | 46,62 | 1,75 | $\pm 0,65$ | 374,45 | 1,71 | $\pm 0,64$ | 363,31 | 1,77 | $\pm 0,66$ | 524,88 | 2,80 | $\pm 1,04$ | 859,05 | 4,58 | $\pm 1,71$ |
| 21 | 47,26 | 2,11 | $\pm 0,79$ | 373,06 | 2,02 | $\pm 0,75$ | 361,94 | 2,22 | $\pm 0,83$ | 507,08 | 4,11 | $\pm 1,54$ | 829,92 | 6,74 | $\pm 2,52$ |
| 23 | 49,06 | 1,83 | $\pm 0,68$ | 371,13 | 1,89 | $\pm 0,70$ | 360,45 | 1,53 | $\pm 0,57$ | 503,11 | 4,37 | $\pm 1,63$ | 823,42 | 7,16 | $\pm 2,67$ |
| 25 | 50,99 | 1,57 | $\pm 0,58$ | 369,14 | 1,60 | $\pm 0,60$ | 358,29 | 1,67 | $\pm 0,62$ | 501,33 | 4,73 | $\pm 1,77$ | 820,51 | 7,74 | $\pm 2,89$ |

Com base nos resultados obtidos a partir dos ensaios com o combustível etanol hidratado, para as condições de mistura estequiométrica e relação de compressão 8:1, para as cinco condições de avanços de ignição ensaiados, estimou-se a incerteza de medição para os seguintes parâmetros de interesse valor do pico de pressão, ângulo onde este pico ocorre, ângulo de detecção da chama, trabalho realizado por ciclo e pressão média efetiva indicada, onde estes obtiveram uma maior incerteza de medição na condição de ensaio onde utilizou-se um avanço de ignição de 21° APMS, com exceção do valor do ângulo em que o pico de pressão ocorre, onde este obteve uma maior incerteza de medição para a condição de 19°

APMS. A incerteza de medição obtida para o valor do pico de pressão, ângulo de detecção de chama, trabalho por ciclo e pressão média efetiva indicada são respectivamente $\pm 1,09 \times 10^5$ Pa, $\pm 1,20^\circ$, $\pm 3,78$ J e $\pm 6,20$ kPa e a incerteza de medição para o ângulo de detecção da chama é de $\pm 0,89^\circ$. Os demais valores de incertezas de medição estão apresentados na Tabela 6.3.

Tabela 6.3: Incerteza de medição para o combustível etanol hidratado operando com relação de compressão de 8:1 e mistura estequiométrica.

| AEHC | Pico de Pressão (1E ⁵ Pa) | | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | | Trabalho por Ciclo (J) | | | IMEP (k Pa) | | |
|-----------------------|--------------------------------------|---------------|------------|-------------------------------|---------------|------------|---------------------------------|---------------|------------|------------------------|---------------|------------|-------------|---------------|------------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM |
| Avanço de Ignição (°) | | | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | 38,80 | 2,48 | $\pm 0,93$ | 374,51 | 2,19 | $\pm 0,82$ | 364,41 | 2,41 | $\pm 0,90$ | 469,74 | 10,06 | $\pm 3,76$ | 768,80 | 16,48 | $\pm 6,16$ |
| 19 | 41,36 | 2,59 | $\pm 0,97$ | 373,41 | 2,40 | $\pm 0,89$ | 362,78 | 2,22 | $\pm 0,83$ | 468,14 | 6,12 | $\pm 2,29$ | 766,19 | 10,02 | $\pm 3,75$ |
| 21 | 43,39 | 2,91 | $\pm 1,09$ | 374,73 | 2,36 | $\pm 0,88$ | 364,75 | 3,22 | $\pm 1,20$ | 469,62 | 10,12 | $\pm 3,78$ | 768,61 | 16,57 | $\pm 6,20$ |
| 23 | 48,08 | 2,11 | $\pm 0,79$ | 370,24 | 1,90 | $\pm 0,71$ | 360,29 | 2,06 | $\pm 0,77$ | 470,89 | 8,69 | $\pm 3,25$ | 770,69 | 14,22 | $\pm 5,32$ |
| 25 | 51,69 | 1,67 | $\pm 0,62$ | 365,91 | 2,00 | $\pm 0,75$ | 356,78 | 1,78 | $\pm 0,66$ | 459,64 | 9,94 | $\pm 3,72$ | 752,28 | 16,27 | $\pm 6,09$ |

Obteve-se para os ensaios onde utilizou-se como combustível etanol hidratado operando com uma relação ar+combustível estequiométrica e avanço de ignição de 21°APMS, onde vario-se a relação de compressão de 5:1 a 10:1 uma maior incerteza de medição para a condição de ensaio com menor relação de compressão. Onde os valores obtidos de incerteza de medição para o ângulo do eixo de manivelas em que o pico de pressão ocorre, bem como o ângulo em que ocorre a detecção da chama na parte oposta do cilindro são respectivamente $\pm 1,31^\circ$ e $\pm 1,77^\circ$. Os valores de trabalho desenvolvido por ciclo e pressão média efetiva indicada apresentaram também os maiores valores de incerteza de medição para esta condição de ensaio, sendo estas $\pm 4,27$ J e $\pm 6,99$ k Pa. Apesar de existir uma maior variabilidade na posição em que o pico de pressão ocorre na condição de relação de compressão 5:1, a condição de relação de compressão que apresentou maior erro na magnitude do pico de pressão corresponde a condição de relação de compressão 8:1, onde obteve-se uma incerteza de medição de $\pm 1,09 \times 10^5$ Pa. Os valores de incerteza de medição obtidos para as demais condições de ensaio estão apresentadas na Tabela 6.4.

Tabela 6.4: Incerteza de medição para o combustível etanol hidratado operando com relação estequiométrica e avanço de ignição de 21° APMS

| AEHC | Pico de Pressão (1E ⁵ Pa) | | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | | Trabalho por Ciclo (J) | | | IMEP (k Pa) | | |
|------|--------------------------------------|---------------|-------|-------------------------------|---------------|-------|---------------------------------|---------------|-------|------------------------|---------------|-------|-------------|---------------|-------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM |
| 5:1 | 21,14 | 1,69 | ±0,60 | 390,66 | 3,51 | ±1,31 | 377,39 | 4,75 | ±1,77 | 400,66 | 11,42 | ±4,27 | 655,75 | 18,72 | ±6,99 |
| 6:1 | 30,29 | 2,05 | ±0,76 | 380,61 | 2,66 | ±0,99 | 369,85 | 3,01 | ±1,12 | 439,76 | 11,04 | ±4,13 | 719,73 | 18,07 | ±6,76 |
| 7:1 | 36,34 | 2,16 | ±0,80 | 378,04 | 2,31 | ±0,86 | 367,72 | 2,69 | ±1,00 | 460,10 | 9,83 | ±3,68 | 753,04 | 16,10 | ±6,02 |
| 8:1 | 43,39 | 2,91 | ±1,09 | 374,73 | 2,36 | ±0,88 | 364,75 | 3,22 | ±1,20 | 469,62 | 10,12 | ±3,78 | 768,61 | 16,57 | ±6,20 |
| 9:1 | 50,44 | 2,78 | ±1,04 | 371,87 | 1,81 | ±0,67 | 362,75 | 2,39 | ±0,89 | 476,35 | 9,44 | ±3,53 | 779,63 | 15,45 | ±5,78 |
| 10:1 | 55,93 | 2,71 | ±1,01 | 370,96 | 1,37 | ±0,51 | 362,47 | 2,20 | ±0,82 | 478,76 | 9,47 | ±3,54 | 783,58 | 15,51 | ±5,80 |

Para os ensaios onde variou-se a condição de mistura e utilizou-se uma relação de compressão de 8:1, avanço de ignição de 19° APMS com o combustível etanol hidratado, obteve-se a maior incerteza de medição para a condição de mistura pobre (lambda 1,2) em todos os parâmetros observados onde, para o valor do pico de pressão obteve-se uma incerteza de medição de $\pm 1,73 \times 10^5$ Pa, para os ângulos do eixo de manivelas em que o pico de pressão ocorre e o ângulo em que a chama é detectada obteve-se uma incerteza de medição de $\pm 2,52^\circ$ e $\pm 2,71^\circ$ respectivamente. Para os valores calculados de trabalho por ciclo, obteve-se uma incerteza de medição, nestas condições de operação, de $\pm 5,49$ J, e $\pm 8,99$ kPa para a pressão media efetiva indicada. Todos os resultados médios obtidos em conjunto com sua incerteza de medição estão expressos na Tabela 6.5.

Tabela 6.5: Incerteza de medição para o combustível etanol hidratado operando com relação de compressão de 8:1, avanço de ignição de 19° APMS

| AEHC 19° | Pico de Pressão (1E ⁵ Pa) | | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | | Trabalho por Ciclo (J) | | | IMEP (kPa) | | |
|----------|--------------------------------------|---------------|-------|-------------------------------|---------------|-------|---------------------------------|---------------|-------|------------------------|---------------|-------|-------------|---------------|-------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM |
| 0,8 | 51,35 | 1,19 | ±0,44 | 369,93 | 1,20 | ±0,44 | 360,17 | 3,23 | ±1,21 | 503,59 | 3,56 | ±1,33 | 824,21 | 5,82 | ±2,18 |
| 0,9 | 49,67 | 1,74 | ±0,65 | 370,73 | 1,60 | ±0,60 | 361,74 | 1,87 | ±0,70 | 506,42 | 2,81 | ±1,05 | 828,85 | 4,60 | ±1,72 |
| 1 | 44,36 | 2,59 | ±0,97 | 373,41 | 2,40 | ±0,89 | 362,78 | 2,22 | ±0,83 | 468,14 | 6,12 | ±2,29 | 766,19 | 10,02 | ±3,75 |
| 1,1 | 35,40 | 2,95 | ±1,10 | 380,49 | 2,93 | ±1,09 | 369,16 | 4,53 | ±1,69 | 439,60 | 9,60 | ±3,59 | 719,49 | 15,72 | ±5,88 |
| 1,2 | 25,56 | 4,64 | ±1,73 | 382,71 | 6,75 | ±2,52 | 376,55 | 7,24 | ±2,71 | 396,97 | 14,69 | ±5,49 | 649,72 | 24,04 | ±8,99 |

Nos ensaios realizados com variação da condição de mistura, relação de compressão 8:1 e avanço de ignição 21° APMS com o combustível etanol hidratado, apresentou-se maior incerteza de medição para a condição de mistura pobre (lambda 1,2) em todos parâmetros analisados, sendo que para o valor do pico de pressão obteve-se uma incerteza de medição de $\pm 1,80 \times 10^5$ Pa, enquanto que para os ângulos do eixo de manivelas em que o pico de pressão ocorre foram obtidos o índice de $\pm 2,53^\circ$. Para o ângulo em que a chama é detectada obteve-se uma incerteza de medição de $\pm 2,71^\circ$. Os valores de trabalho desenvolvido por ciclo e pressão média efetiva indicada apresentaram também os maiores valores de incerteza de medição para esta condição de ensaio, sendo $\pm 5,50$ e $\pm 9,00$ k Pa. Os resultados médios obtidos em conjunto com sua incerteza de medição são expostos na Tabela 6.6.

Tabela 6.6: Incerteza de medição para o combustível etanol hidratado operando com relação de compressão de 8:1, avanço de ignição de 21° APMS

| AEHC 21° | Pico de Pressão (1E ⁵ Pa) | | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | | Trabalho por Ciclo (J) | | | IMEP (kPa) | | |
|-------------|---|------------------|------|----------------------------------|------------------|------|------------------------------------|------------------|------|------------------------|------------------|------|----------------|------------------|------|
| | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM | Valor Médio | Desvio Padrão | IM |
| 0,8 | 53,80 | 1,15 | 0,43 | 369,93 | 1,20 | 0,45 | 360,17 | 3,24 | 1,21 | 503,59 | 3,56 | 1,33 | 824,21 | 5,83 | 2,18 |
| 0,9 | 52,68 | 1,20 | 0,45 | 370,73 | 1,61 | 0,60 | 361,75 | 1,87 | 0,70 | 506,43 | 2,81 | 1,05 | 828,85 | 4,60 | 1,72 |
| 1 | 44,37 | 2,60 | 0,97 | 373,41 | 2,40 | 0,90 | 362,79 | 2,22 | 0,83 | 468,15 | 6,13 | 2,29 | 766,20 | 10,03 | 3,75 |
| 1,1 | 37,27 | 3,89 | 1,45 | 380,50 | 2,94 | 1,10 | 369,16 | 4,53 | 1,69 | 439,61 | 9,61 | 3,59 | 719,49 | 15,72 | 5,88 |
| 1,2 | 25,03 | 4,82 | 1,80 | 382,71 | 6,76 | 2,53 | 376,55 | 7,25 | 2,71 | 396,98 | 14,69 | 5,50 | 649,72 | 24,05 | 9,00 |

7 CONCLUSÕES

Com base nos resultados obtidos até o presente momento pode-se concluir que o motor CFR, com a instrumentação instalada no laboratório de motores da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, tem a capacidade de reproduz e monitorar fenômenos de combustão em motores de combustão interna, tais como evolução da pressão no interior da câmara de combustão, avaliação da dispersão cíclica, avaliação do ângulo de desenvolvimento da chama, podendo-se alterar apenas uma condição de ensaio e mantendo as demais fixas.

Para um dado combustível, operando sob as mesmas condições de ensaio, os principais parâmetros que influenciaram tanto na magnitude quanto no ângulo onde ocorre o pico de pressão dentro da câmara de combustão são a relação de compressão, a relação ar+combustível e o ponto de ignição.

A variação do avanço de ignição tem influência significativa no desenvolvimento da chama e, conseqüentemente, na evolução da pressão desenvolvida dentro da câmara de combustão. Na medida em que a ignição é adiantada, há um acréscimo significativo na pressão e, conseqüentemente, na velocidade de propagação da chama.

Um aumento na relação de compressão acarreta em uma significativa redução no ângulo de detecção da chama, mostrando assim que este possui forte influência no desenvolvimento da chama.

Com base nos resultados obtidos dos ensaios com a variação da relação ar+combustível, pode-se afirmar que, apesar de o valor do pico de pressão ser maior e o ângulo de detecção de chama ser menor para os dois avanços ensaiados (19°APMS e 21°APMS) na condição de $\lambda = 0,8$, a condição de mistura com $\lambda = 0,9$ resultou em maior trabalho.

Desta forma, o objetivo principal deste trabalho, que é o desenvolvimento de uma ferramenta de pesquisa, pode ser considerado plenamente alcançado, visto que com este conjunto de dispositivos, procedimentos operacionais e rotinas computacionais implementados e estruturados de modo integrado, além de permitir uma ampla visão dos diversos fenômenos que ocorrem durante a combustão dentro do motor, transformou as várias ações, até então complexas para análise de tais fenômenos, algo prático e versátil, com grande facilidade para escolher o que estudar bastando, com poucos, simples e rápidos ajustes no sistema, obter as curvas específicas para cada análise, podendo o pesquisador se concentrar

na dedução dos ensaios e elaboração dos relatórios pertinentes, facilidade que até agora não estava ao alcance do laboratório desta universidade. Considerando a relação custo/benefício envolvida neste projeto pode-se, com segurança, afirmar ser plenamente factível o desenvolvimento de uma ferramenta de pesquisa equiparável às comerciais de modo extremamente favorável pois, a despeito do tempo envolvido, a precisão, facilidade de operação e versatilidade num sistema aberto, mostrou-se absolutamente válido e coerente com a proposta de, com um mínimo de equipamentos adicionais, transformar um motor CFR da década de 50 num equipamento atualizado, capaz de executar ensaios modernos como alguns dos concorrentes comerciais disponíveis no mercado. Assim, após todos os ensaios de validação do sistema implementado, foi possível concluir na sua plena capacidade de utilização de forma intensiva para aprofundar e acelerar as pesquisas sobre combustão para o aperfeiçoamento de motores de combustão interna.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Andrade, G. S. **“Avaliação Experimental Da Duração De Combustão Para Diferentes Combustíveis Em Um Motor Padrão Ciclo Otto ASTM-CFR”**, Porto Alegre, UFRGS, Dissertação de mestrado, 2007.

ASTM, **“ASTM Manual for Rating Motor Fuels by Motor and Research Methods American Society for Testing and Materials”**, Standard Test Method, 5ª edição, 1964.

Blair, Gordon P. **“Design and Simulation of Four-Stroke Engines”**, SAE, ISBN 0-7680-0440-3, 1999.

Brunt, M. F. J.; Emtage, A. L. **“Evaluation of Burn Rate Routines and Analysis Errors”** SAE Paper 970037, 1997.

Chollet, H. M.; **“O Motor e seus acessórios”**, Hemus Editora Ltda, São Paulo, 1996.

Electromotive Engine Controls, **“Installation and Calibration Manual”**, 4ª edição, Virginia, 1998.

Farrel, J. T.; Johnston, R. J.; Androulakis, P. **“Molecular Structure Effects On Laminar Burning Velocities At Elevated Temperature And Pressure”** SAE Paper 2004-01-2936.

Foin, C., Nishiwaki, K., Yoshihara, Y., 1999, **“A Diagnostic Bi-Zonal Combustion Model for the Study of Knock in Spark-Ignition Engines”**, Society of Automotive Engineers of Japan, v.20, n. 3 (Jul), pp. 401-406.

Gautam, M., and Martin II, D. W.; **“Combustion characteristics of higher-alcohol/gasoline blends”**, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, West Virginia University, Morgantown, West Virginia, USA, 2000.

Guibet, Jean-Cloude; **“Fuels and Engines”**, Technology Energy Environment. Ed. rev. Traduzido por Frank Carr, Institut Français du Pétrole Publications, Paris: Technip, 1999.

Hasjiconstantinou, Nicolas G., **“A Model for Converting SI Engine Flame Arrival Signals Into Flame Contours”**, Massachusetts Institute of Technology, Department of Mechanical Engineering, 1995.

Heywood, John B. **“Internal combustion engine fundamentals”** USA: McGraw-Hill, 1988.

Ibrahim, N.M.I.N. Semin, Bakar R. A., Abdul R. Ismail and Ismail Ali **“Analysis of Engine Speed Effect on Temperature and Pressure of Engine Based on Experiment and Computational Simulation”** Journal of Applied Sciences Research, 4(1): 76-83, 2008.

Lanzafame, R.; **“Water Injection Effects In Single-Cylinder CFR Engine”**, SAE 1999-01-0568.

Li1, H., Karim, G. A. **“Exhaust emissions from an SI engine operating on gaseous fuel mixtures containing hydrogen”**, International Journal of Hydrogen Energy 30 (2005), 1491 – 1499.

Maltz, Nilton, 1995 **“Sistema Ótico de Monitoração de Combustão em Motores de Ciclo Otto”**, Porto Alegre, UFRGS, Dissertação de mestrado, 1995.

Martins, M. E. S. **“Investigation Of Performance And Characteristics Of A Multi-Cylinder Gasoline Engine With Controlled Auto-Ignition Combustion In Naturally Aspirated And Boosted Operation”**, Brunel University West London, Brunel, Inglaterra: 2007.

Melo, T. C. C., **“Modelagem Termodinâmica de um Motor Ciclo Otto Tipo Flex-Fuel, Funcionando com Gasolina, Álcool e Gás Natural”**, Rio de Janeiro, COPPE/UFRJ, Dissertação de mestrado, 2007.

Obert, E. F. **“Motores de Combustão Interna”**, Ed. Globo, 1971.

Oliveira, A. B. de S., Vianna, J. N. de S. Neves, F. J. R., and Sousa, M. T. **“Metrological Study on the Setting of the Top Dead Center in Internal Combustion Engines”**, 1996 SAE 962382.

Owen, K.; Coley, T.; **“Automotive Fuels Reference Book, Society of Automotive Engineers”**, Inc, 2^a ed., U.S.A., 1995.

Pfeffer, T., Bühler, P. and Meier, D. E., Hamdani, Z.; **“Influence of Intake Trumble Ratio on General Combustion Performance, Flame Speed and Propagation at a Formula one Type High-Speed Research Engine”**, SAE 2002-01-0244.

Poulopoulos, S. G.; Sâmaras, D. P.; Philippopoulos, C. J. **“Regulated and Unregulated Emissions From an Internal Combustion Engine Operating on Ethanol-Containing Fuels”** *Atm. Environ* 2001; 35: 4399-4406.

Poulopoulos, S. G.; Philippopoulos, C. J. **“MTBE, Methane, Ethylene and Regulated Exhaust Emissions From Vehicles With Deactivated Catalytic Converters”** *Atm Environ* 2004; 38: 4495-4500.

Rampe, T.; Heinzl, A.; Vogel, B. **“Hydrogen Generation From Biogenic and Fossil Fuels by Autothermal Reforming”** *Journal of Power Sources*, Volume 86, Issues 1-2, Pages 536-541 March, 2000.

Rech C., **“Estudo Experimental da Relação Ar/Combustível para Máxima Potencia em um Motor de Combustão Interna, Utilizando Diversos Combustíveis”**, Porto Alegre, UFRGS, Dissertação de mestrado, 2002.

Rech C., **“Simulação Numérica do Escoamento em Motores de Combustão Interna Referenciada a Dados Experimentais”**, Tese para obtenção do Título de Doutor em Engenharia, Porto Alegre, agosto 2010.

Sanders, N. D., and Barnett, H. C.; **“Effect of Varying Percentages of Exhaust Gas on Engine Performance”** *Wartime Report*, National Advisory Committee for Aeronautics, Aircraft Engine Research Laboratory, Cleveland, Ohio, Restricted Bulletin 3D27, 1946.

Santos, D. **Modelo Termodinâmico Para a Simulação do Ciclo de Motores de Ignição por Centelha**, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, dissertação, 2010.

Sayin, C.; Kilicaslan, I.; Canakci, M.; Ozsezen, N. **“Applied Thermal Engineering”**, SAE 1315-24, 2005.

Selamet, E. E.; Selamet, A.; Novak, J. M. **“Predicting Chemical Species in Spark-Ignition Engines”** Energy 2004; 29: 449-465.

Shiao, Y. Moskwa, J. J. **“Cylinder Pressure and Combustion Heat Release Estimation for SI Engine Diagnostics Using Nonlinear Sliding Observers”** IEEE Transactions On Control Systems Technology. Vol. 3, N°. I, 70-78, 1995.

Stiesch, G. **“Simulating Combustion”**, Springer, 2006.

Swain, M. R.; Blanco, J. A. and Swain, M N; **“A Non-Intrusive Surface Ignition Detector”**, Departament of Mechanical Engineering, University of Miami, Coral Gables, FL 33124, USA, 1989.

Taylor, C. F. **“Análise dos motores de combustão interna”**. Vol.1 e Vol.2, São Paulo: Edgard Blücher, 1988.

Tazerout, M., Corre O. Le and Rousseau, S.; **“TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature-Entropy Diagram”**, SAE 1999-01-1489.

Vuolo, J.H, 1998, **“Fundamentos da Teoria de Erros”**, Editora Edgard Blücher, São Paulo.

Wlodarczyk, M. T. **Embedded Fiber-Optic Combustion Pressure Sensor for Automotive Engine Controls**, 1998 FISITA World Automotive Congress, 27 de setembro a 1o de outubro, Paris, Franca, 1998a.

Wlodarczyk, M. T. **In-Cylinder Fiber-Optic Pressure Sensor for Monitoring and Control of Diesel Engines**, SAE Future Transportation and Technology Conference, 11 a 13 de agosto, Costa Mesa, California, E.U.A., 1998b.

Wlodarczyk, M. T., **Long-Life Fiber-Optic Pressure Sensors for Harsh Environment Applications**, 9th Trade Fair and Conference Sensor99, Maio, Nuremberg, Alemanha, 1999a.

Wlodarczyk, M. T. **Long-Life Fiber-Optic Pressure Sensors for Reciprocating Machinery Monitoring**, 53rd Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology, Virginia Beach, Virginia, E.U.A., 19 a 22 de abril de 1999b.

Wylen, G.J. e Sonntag, R.E., 1993, “**Fundamentos da Termodinâmica Clássica**”, 3ª edição – Editora Edgard Blücher Ltda – São Paulo.

Ylva, N., Eriksson, L.; “**Determining TDC Position Using Symmetry and Other Methods**”, SAE 2004-01-1458.

Zervas, Efthimios; “**Correlation between cycle-to-cycle variations and combustion parameters of a spark ignition engine**”, Applied Thermal Engineering, n° 24, 2073-2081, 2004.

Zervas, Efthimios; “**Comparative study of some experimental methods to characterize the combustion process in a SI engine**”, Energy, n° 30, 1803 – 1816, 2005”

APÊNDICE A - Procedimentos de operação padrão do Motor CFR para a determinação do número de octanas

Em sua utilização normal, o motor é operado conforme descrito a seguir:

Liga-se o motor síncrono até a pressão de operação do óleo lubrificante ser atingida. Logo após, o combustível é liberado e liga-se também o sistema de ignição. Após estes procedimentos, o motor está operando e realizando a queima do combustível. Permanece desta forma até que as condições de temperatura do líquido de arrefecimento, do óleo lubrificante, dos coletores de admissão e escape estejam estáveis.

Coloca-se o combustível do qual deseja-se determinar o número de octanas em uma das cubas, e aumenta-se a relação de compressão até que um sensor (localizado no cabeçote do motor) detecte a detonação. De posse desta informação, consulta-se uma tabela que relaciona a altura do cabeçote com a octanagem do combustível e prepara-se duas amostras misturando isooctano e n-heptano em proporções volumétricas correspondentes a duas octanas acima e duas octanas abaixo da amostra em questão, colocando-as nas cubas restantes.

Com a chave seletora de cubas, troca-se a cuba que está com o combustível a ser testado pela que possui a mistura de menor octanagem, e ajusta-se o medidor de detonação (*spread*) até que este marque 100. Logo após, passa-se para a cuba com a mistura de maior octanagem e ajusta-se o medidor de detonação (*spread*) até que este marque 0. Troca-se novamente a alimentação do motor e retorna-se à cuba que possui o combustível a ser testado. Como este possui um índice de detonação intermediário entre as amostras, o número de octanas será $(0,04 \times \text{leitura}) + \text{número de octanas da amostra com menor número de octanas}$.

APÊNDICE B – Resultados obtidos

Conforme relatado anteriormente, executou-se um total de 3 ensaios, com a aquisição de 30 ciclos consecutivos cada para o ângulo de ignição ensaiado .

Após a coleta destes dados, fez-se uma análise dos ângulos entre o início da centelha e a detecção da chama pelo sensor de ionização, bem como o ângulo em que essa fração de combustão ocorre.

B.1 Ensaio para Verificação do Comportamento da Combustão com a Variação do Avanço de Ignição

Para uma determinada relação de compressão (r_c de 8:1) e uma dada a condição de mistura ($\lambda = 1$), variou-se o ângulo de ignição (17° , 19° , 21° , 23° e 25° APMS), com o objetivo de verificar experimentalmente a variação do ângulo de detecção da combustão com alteração do ângulo de ignição. A seguir, nas Tabelas B.1, B2 e B3, são apresentados os resultados de cada ensaio com a média dos três ensaios, composto por 30 ciclos consecutivos cada.

Tabela B.1 – Resultados AEHC com variação do avanço de ignição, relação de compressão 8:1 e lambda 1,0.

| AEHC | pontos por ciclo | desv pontos por ciclo | Pico de Pressão (1E5Pa) | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | Ângulo de Início da Ignição (°) | | Trabalho por Ciclo (J) | | mep | | cov | mfb 10% | mfb 50% | mfb 90% | Duração | | | Velocidade (m/s) |
|-------|------------------|-----------------------|-------------------------|---------------|-------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|------------------------|---------------|-------------|---------------|------|---------|---------|---------|---------------|-------|--------|------------------|
| | | | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | | | | | 10% - 90% (°) | (°) | (s) | |
| 17 R1 | 3466,71 | 0,70 | 43,62 | 2,67 | 373,92 | 2,16 | 363,94 | 1,97 | 343,77 | 0,17 | 471,12 | 12,11 | 771,06 | 19,82 | 2,57 | 356 | 365 | 372 | 16,00 | 20,17 | 0,0037 | 21,85 |
| 17 R2 | 3466,68 | 0,85 | 42,75 | 2,44 | 374,79 | 2,46 | 364,91 | 3,44 | 343,71 | 0,16 | 469,81 | 9,01 | 768,92 | 14,75 | 1,92 | 357 | 366 | 374 | 17,00 | 21,19 | 0,0039 | 20,80 |
| 17 R3 | 3466,69 | 0,79 | 42,66 | 2,36 | 374,82 | 1,97 | 364,40 | 1,83 | 343,72 | 0,13 | 468,29 | 9,09 | 766,44 | 14,87 | 1,94 | 357 | 366 | 374 | 17,00 | 20,68 | 0,0038 | 21,32 |
| média | 3466,69 | 0,78 | 43,01 | 2,49 | 374,51 | 2,20 | 364,42 | 2,41 | 343,73 | 0,16 | 469,74 | 10,07 | 768,81 | 16,48 | 2,14 | 356 | 365 | 373 | 16,67 | 20,68 | 0,0038 | 21,31 |
| 19 R1 | 3466,65 | 0,46 | 43,85 | 2,39 | 373,81 | 2,18 | 363,32 | 1,97 | 341,09 | 0,12 | 467,98 | 6,24 | 765,92 | 10,21 | 1,33 | 355 | 365 | 372 | 17,00 | 22,23 | 0,0041 | 19,83 |
| 19 R2 | 3466,70 | 0,90 | 44,89 | 2,80 | 373,02 | 2,62 | 362,25 | 2,48 | 341,18 | 0,13 | 468,31 | 6,02 | 766,47 | 9,85 | 1,28 | 355 | 364 | 372 | 17,00 | 21,08 | 0,0039 | 20,92 |
| média | 3466,68 | 0,68 | 44,37 | 2,60 | 373,41 | 2,40 | 362,79 | 2,22 | 341,13 | 0,13 | 468,15 | 6,13 | 766,20 | 10,03 | 1,31 | 355 | 364 | 372 | 17,00 | 21,65 | 0,0040 | 20,36 |
| 21 R1 | 3466,67 | 0,76 | 43,12 | 2,85 | 374,97 | 2,41 | 364,72 | 2,95 | 339,75 | 0,16 | 468,18 | 9,08 | 766,24 | 14,87 | 1,94 | 356 | 367 | 374 | 18,00 | 24,96 | 0,0046 | 17,66 |
| 21 R2 | 3466,67 | 0,74 | 43,46 | 3,13 | 374,69 | 2,36 | 365,32 | 3,65 | 339,75 | 0,15 | 471,71 | 11,42 | 772,04 | 18,69 | 2,42 | 356 | 366 | 374 | 18,00 | 25,57 | 0,0047 | 17,24 |
| 21 R3 | 3466,66 | 0,89 | 43,61 | 2,77 | 374,55 | 2,33 | 364,22 | 3,06 | 339,13 | 0,44 | 468,98 | 9,89 | 767,57 | 16,18 | 2,11 | 356 | 366 | 373 | 17,00 | 25,09 | 0,0046 | 17,57 |
| média | 3466,67 | 0,80 | 43,39 | 2,91 | 374,74 | 2,37 | 364,75 | 3,22 | 339,54 | 0,25 | 469,62 | 10,13 | 768,62 | 16,58 | 2,16 | 356 | 366 | 373 | 17,67 | 25,21 | 0,0047 | 17,49 |
| 23 R1 | 3466,70 | 1,18 | 48,01 | 1,96 | 370,32 | 1,85 | 360,27 | 1,82 | 337,62 | 0,17 | 473,01 | 7,54 | 774,16 | 12,33 | 1,59 | 353 | 362 | 368 | 15,00 | 22,65 | 0,0042 | 19,46 |
| 23 R2 | 3466,71 | 1,13 | 47,24 | 2,41 | 371,30 | 2,04 | 361,17 | 2,33 | 337,63 | 0,19 | 474,71 | 9,63 | 776,94 | 15,76 | 2,03 | 353 | 363 | 369 | 16,00 | 23,54 | 0,0044 | 18,72 |
| 23 R3 | 3466,61 | 1,04 | 49,01 | 1,97 | 369,11 | 1,81 | 359,44 | 2,05 | 336,77 | 0,17 | 464,97 | 8,90 | 760,99 | 14,57 | 1,92 | 352 | 361 | 367 | 15,00 | 22,67 | 0,0042 | 19,44 |
| média | 3466,67 | 1,12 | 48,09 | 2,11 | 370,24 | 1,90 | 360,29 | 2,07 | 337,34 | 0,18 | 470,90 | 8,69 | 770,70 | 14,22 | 1,85 | 352 | 362 | 368 | 15,33 | 22,95 | 0,0042 | 19,20 |
| 25 R1 | 3466,63 | 1,16 | 52,40 | 1,46 | 365,19 | 1,73 | 356,05 | 1,57 | 334,73 | 0,16 | 459,64 | 10,54 | 752,28 | 17,25 | 2,29 | 349 | 356 | 362 | 13,00 | 21,31 | 0,0039 | 20,68 |
| 25 R2 | 3466,64 | 1,19 | 51,44 | 1,46 | 366,17 | 1,81 | 357,00 | 1,75 | 334,79 | 0,17 | 459,06 | 8,33 | 751,33 | 13,63 | 1,81 | 350 | 358 | 363 | 13,00 | 22,21 | 0,0041 | 19,84 |
| 25 R3 | 3466,64 | 1,12 | 51,26 | 2,10 | 366,38 | 2,48 | 357,29 | 2,03 | 334,75 | 0,15 | 460,23 | 10,97 | 753,24 | 17,95 | 2,38 | 349 | 358 | 364 | 15,00 | 22,54 | 0,0042 | 19,55 |
| média | 3466,63 | 1,16 | 51,70 | 1,67 | 365,91 | 2,01 | 356,78 | 1,78 | 334,76 | 0,16 | 459,64 | 9,95 | 752,28 | 16,28 | 2,16 | 349 | 357 | 363 | 13,67 | 22,02 | 0,0041 | 20,02 |

Tabela B.2 – Resultados MTBE com variação do avanço de ignição, relação de compressão 8:1 e lambda 1,0.

| MTBE | pontos por ciclo | desv pontos por ciclo | Pico de Pressão (1E5Pa) | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | Ângulo de Início da Ignição (°) | | Trabalho por Ciclo (J) | | mep | | cov | mfb 10% | mfb 50% | mfb 90% | Duração | | | Velocidade (m/s) |
|-------|------------------|-----------------------|-------------------------|---------------|-------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|------------------------|---------------|-------------|---------------|------|---------|---------|---------|---------------|-------|--------|------------------|
| | | | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | | | | | 10% - 90% (°) | (°) | (s) | |
| 17 R1 | 3466,66 | 0,49 | 41,27 | 2,45 | 379,13 | 2,39 | 367,77 | 1,96 | 342,50 | 0,68 | 508,52 | 3,05 | 832,28 | 4,99 | 0,60 | 360 | 371 | 378 | 18,00 | 25,27 | 0,0047 | 17,44 |
| 17 R2 | 3466,69 | 0,59 | 42,14 | 3,49 | 378,24 | 3,31 | 367,51 | 3,53 | 342,86 | 0,80 | 510,63 | 6,34 | 835,73 | 10,37 | 1,24 | 360 | 370 | 378 | 18,00 | 24,65 | 0,0046 | 17,88 |
| 17 R3 | 3466,62 | 0,98 | 41,33 | 2,98 | 379,12 | 2,92 | 368,41 | 2,57 | 342,46 | 0,65 | 510,95 | 4,10 | 836,25 | 6,71 | 0,80 | 360 | 371 | 379 | 19,00 | 25,96 | 0,0049 | 16,98 |
| média | 3466,65 | 0,68 | 41,58 | 2,97 | 378,83 | 2,87 | 367,90 | 2,69 | 342,61 | 0,71 | 510,03 | 4,49 | 834,75 | 7,36 | 0,88 | 360 | 370 | 378 | 18,33 | 25,29 | 0,0047 | 17,43 |
| 19 R1 | 3466,65 | 0,69 | 44,13 | 1,88 | 376,19 | 1,45 | 364,73 | 0,76 | 340,77 | 0,12 | 512,23 | 3,62 | 838,35 | 5,93 | 0,71 | 358 | 368 | 375 | 17,00 | 23,95 | 0,0045 | 18,40 |
| 19 R2 | 3466,59 | 0,83 | 44,44 | 2,50 | 375,91 | 2,17 | 365,09 | 1,59 | 340,81 | 0,16 | 511,24 | 3,10 | 836,72 | 5,08 | 0,61 | 358 | 367 | 375 | 17,00 | 24,28 | 0,0045 | 18,16 |
| 19 R3 | 3466,72 | 0,71 | 44,48 | 1,29 | 375,85 | 1,02 | 364,92 | 1,46 | 340,80 | 0,15 | 510,08 | 2,92 | 834,83 | 4,78 | 0,57 | 358 | 367 | 374 | 16,00 | 24,12 | 0,0045 | 18,28 |
| média | 3466,65 | 0,74 | 44,35 | 1,89 | 375,98 | 1,55 | 364,91 | 1,27 | 340,80 | 0,14 | 511,18 | 3,22 | 836,63 | 5,26 | 0,63 | 358 | 367 | 374 | 16,67 | 24,11 | 0,0045 | 18,28 |
| 21 R1 | 3466,66 | 0,66 | 42,12 | 3,02 | 377,18 | 2,95 | 365,33 | 5,03 | 338,66 | 0,72 | 489,94 | 2,76 | 801,87 | 4,52 | 0,56 | 358 | 369 | 377 | 19,00 | 26,67 | 0,0050 | 16,53 |
| 21 R2 | 3466,64 | 0,58 | 43,03 | 2,46 | 376,63 | 2,49 | 365,18 | 2,48 | 338,71 | 0,15 | 495,45 | 1,91 | 810,89 | 3,12 | 0,39 | 357 | 368 | 376 | 19,00 | 26,46 | 0,0050 | 16,66 |
| 21 R3 | 3466,66 | 0,64 | 44,28 | 2,02 | 375,34 | 2,00 | 363,60 | 3,53 | 338,73 | 0,18 | 495,52 | 2,56 | 810,99 | 4,20 | 0,52 | 357 | 367 | 374 | 17,00 | 24,87 | 0,0047 | 17,72 |
| média | 3466,65 | 0,63 | 43,14 | 2,50 | 376,39 | 2,48 | 364,70 | 3,68 | 338,70 | 0,35 | 493,64 | 2,41 | 807,92 | 3,95 | 0,49 | 357 | 368 | 375 | 18,33 | 26,00 | 0,0049 | 16,95 |
| 23 R1 | 3466,61 | 0,98 | 44,00 | 3,07 | 375,15 | 2,87 | 363,93 | 2,37 | 336,66 | 0,17 | 488,52 | 3,07 | 799,54 | 5,03 | 0,63 | 356 | 366 | 374 | 18,00 | 27,27 | 0,0051 | 16,16 |
| 23 R2 | 3466,64 | 0,92 | 43,87 | 1,57 | 375,96 | 1,53 | 363,46 | 3,81 | 337,52 | 0,48 | 495,03 | 3,61 | 810,20 | 5,91 | 0,73 | 357 | 367 | 374 | 17,00 | 25,94 | 0,0049 | 16,99 |
| 23 R3 | 3466,63 | 0,93 | 43,27 | 3,30 | 376,26 | 3,24 | 363,81 | 4,84 | 337,42 | 0,13 | 494,84 | 3,61 | 809,88 | 5,91 | 0,73 | 355 | 367 | 376 | 21,00 | 26,39 | 0,0049 | 16,70 |
| média | 3466,63 | 0,95 | 43,71 | 2,65 | 375,79 | 2,54 | 363,73 | 3,67 | 337,20 | 0,26 | 492,80 | 3,43 | 806,54 | 5,62 | 0,70 | 356 | 366 | 374 | 18,67 | 26,54 | 0,0050 | 16,61 |
| 25 R1 | 3466,72 | 0,80 | 46,55 | 2,29 | 372,71 | 2,06 | 369,59 | 31,31 | 334,54 | 0,12 | 490,39 | 3,52 | 802,61 | 5,76 | 0,72 | 354 | 364 | 371 | 17,00 | 35,05 | 0,0066 | 12,58 |
| 25 R2 | 3466,61 | 0,67 | 47,64 | 2,36 | 371,97 | 2,28 | 358,69 | 3,59 | 334,51 | 0,15 | 489,48 | 3,50 | 801,11 | 5,73 | 0,71 | 354 | 363 | 370 | 16,00 | 24,17 | 0,0045 | 18,23 |
| 25 R3 | 3466,62 | 0,84 | 47,04 | 2,00 | 372,70 | 2,05 | 361,96 | 1,72 | 334,67 | 0,12 | 491,73 | 3,66 | 804,80 | 5,99 | 0,74 | 354 | 364 | 371 | 17,00 | 27,29 | 0,0051 | 16,15 |
| média | 3466,65 | 0,77 | 47,08 | 2,22 | 372,46 | 2,13 | 363,41 | 12,21 | 334,57 | 0,13 | 490,53 | 3,56 | 802,84 | 5,82 | 0,73 | 354 | 363 | 370 | 16,67 | 28,84 | 0,0054 | 15,29 |

Tabela B.3 – Resultados ISOCTANO com variação do avanço de ignição, relação de compressão 8:1 e lambda 1,0.

| MTBE | pontos por ciclo | desv pontos por ciclo | Pico de Pressão (1E5Pa) | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | Ângulo de Início da Ignição (°) | | Trabalho por Ciclo (J) | | mep | | cov | mfb 10% | mfb 50% | mfb 90% | Duração | | | Velocidade (m/s) |
|-------|------------------|-----------------------|-------------------------|---------------|-------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|------------------------|---------------|-------------|---------------|------|---------|---------|---------|---------------|-------|--------|------------------|
| | | | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | | | | | 10% - 90% (°) | (°) | (s) | |
| 17 R1 | 3466,70 | 0,72 | 42,36 | 1,00 | 378,34 | 1,08 | 367,60 | 1,60 | 343,33 | 0,15 | 518,62 | 1,76 | 848,81 | 2,89 | 0,34 | 360 | 370 | 377 | 17,00 | 24,27 | 0,0045 | 18,16 |
| 17 R2 | 3466,59 | 0,90 | 41,86 | 2,13 | 378,36 | 1,73 | 366,46 | 3,08 | 342,80 | 0,15 | 508,18 | 2,43 | 831,73 | 3,97 | 0,48 | 360 | 370 | 377 | 17,00 | 23,65 | 0,0044 | 18,64 |
| 17 R3 | 3466,62 | 0,54 | 42,33 | 2,01 | 378,31 | 1,98 | 366,37 | 3,02 | 343,29 | 0,10 | 518,44 | 3,39 | 848,51 | 5,54 | 0,65 | 360 | 370 | 378 | 18,00 | 23,08 | 0,0043 | 19,10 |
| média | 3466,64 | 0,72 | 42,18 | 1,71 | 378,34 | 1,60 | 366,81 | 2,57 | 343,14 | 0,13 | 515,08 | 2,53 | 843,02 | 4,13 | 0,49 | 360 | 370 | 377 | 17,33 | 23,67 | 0,0044 | 18,62 |
| 19 R1 | 3466,71 | 0,94 | 47,16 | 1,90 | 374,19 | 1,89 | 363,43 | 1,35 | 341,29 | 0,12 | 529,73 | 2,08 | 866,99 | 3,41 | 0,39 | 356 | 366 | 373 | 17,00 | 22,14 | 0,0041 | 19,91 |
| 19 R2 | 3466,67 | 0,64 | 46,55 | 1,95 | 374,15 | 1,86 | 362,82 | 2,34 | 340,70 | 0,11 | 516,39 | 3,64 | 845,16 | 5,95 | 0,70 | 356 | 366 | 373 | 17,00 | 22,12 | 0,0041 | 19,93 |
| 19 R3 | 3466,59 | 0,93 | 46,15 | 1,40 | 375,02 | 1,39 | 363,70 | 1,64 | 341,31 | 0,13 | 528,52 | 2,68 | 865,01 | 4,39 | 0,51 | 357 | 367 | 374 | 17,00 | 22,39 | 0,0042 | 19,69 |
| média | 3466,66 | 0,84 | 46,62 | 1,75 | 374,45 | 1,71 | 363,32 | 1,78 | 341,10 | 0,12 | 524,88 | 2,80 | 859,05 | 4,58 | 0,53 | 356 | 366 | 373 | 17,00 | 22,22 | 0,0042 | 19,84 |
| 21 R1 | 3466,65 | 0,41 | 47,99 | 2,48 | 372,65 | 2,42 | 361,04 | 2,41 | 338,56 | 0,14 | 511,32 | 3,97 | 836,86 | 6,50 | 0,78 | 355 | 364 | 371 | 16,00 | 22,48 | 0,0042 | 19,61 |
| 21 R2 | 3466,64 | 0,66 | 45,52 | 2,29 | 374,18 | 2,12 | 363,31 | 2,48 | 337,75 | 0,41 | 496,98 | 4,38 | 813,39 | 7,16 | 0,88 | 356 | 365 | 373 | 17,00 | 25,56 | 0,0048 | 17,25 |
| 21 R3 | 3466,61 | 0,96 | 48,30 | 1,58 | 372,36 | 1,54 | 361,49 | 1,78 | 338,79 | 0,14 | 512,94 | 4,01 | 839,51 | 6,56 | 0,78 | 355 | 364 | 371 | 16,00 | 22,70 | 0,0043 | 19,42 |
| média | 3466,63 | 0,68 | 47,27 | 2,12 | 373,06 | 2,03 | 361,94 | 2,22 | 338,36 | 0,23 | 507,08 | 4,12 | 829,92 | 6,74 | 0,81 | 355 | 364 | 371 | 16,33 | 23,58 | 0,0044 | 18,69 |
| 23 R1 | 3466,66 | 0,75 | 49,15 | 1,64 | 371,33 | 1,77 | 360,81 | 1,48 | 337,17 | 0,52 | 508,77 | 3,74 | 832,68 | 6,13 | 0,74 | 354 | 363 | 369 | 15,00 | 23,64 | 0,0044 | 18,65 |
| 23 R2 | 3466,76 | 0,72 | 48,67 | 1,98 | 371,12 | 1,82 | 360,38 | 1,24 | 336,37 | 0,83 | 495,38 | 3,71 | 810,78 | 6,07 | 0,75 | 354 | 363 | 369 | 15,00 | 24,02 | 0,0045 | 18,36 |
| 23 R3 | 3466,62 | 0,67 | 49,36 | 1,88 | 370,95 | 2,08 | 360,17 | 1,88 | 336,14 | 0,62 | 505,19 | 5,67 | 826,83 | 9,28 | 1,12 | 353 | 362 | 369 | 16,00 | 24,04 | 0,0045 | 18,34 |
| média | 3466,68 | 0,71 | 49,06 | 1,83 | 371,13 | 1,89 | 360,46 | 1,53 | 336,56 | 0,66 | 503,11 | 4,37 | 823,43 | 7,16 | 0,87 | 353 | 362 | 369 | 15,33 | 23,90 | 0,0045 | 18,45 |
| 25 R1 | 3466,76 | 0,74 | 50,74 | 1,73 | 369,68 | 1,71 | 358,37 | 1,59 | 334,83 | 0,17 | 503,99 | 4,72 | 824,86 | 7,72 | 0,94 | 352 | 361 | 367 | 15,00 | 23,55 | 0,0044 | 18,72 |
| 25 R2 | 3466,64 | 0,63 | 51,82 | 1,35 | 368,47 | 1,48 | 358,04 | 1,78 | 334,87 | 0,15 | 504,37 | 3,82 | 825,49 | 6,25 | 0,76 | 351 | 360 | 366 | 15,00 | 23,17 | 0,0043 | 19,02 |
| 25 R3 | 3466,65 | 0,78 | 50,42 | 1,64 | 369,29 | 1,63 | 358,48 | 1,67 | 334,51 | 0,13 | 495,65 | 5,66 | 811,21 | 9,26 | 1,14 | 352 | 360 | 367 | 15,00 | 23,97 | 0,0045 | 18,39 |
| média | 3466,68 | 0,72 | 50,99 | 1,58 | 369,15 | 1,61 | 358,30 | 1,68 | 334,73 | 0,15 | 501,34 | 4,73 | 820,52 | 7,74 | 0,94 | 351 | 360 | 366 | 15,00 | 23,56 | 0,0044 | 18,71 |

B.2 Ensaio para Verificação do Comportamento da Combustão com a Variação da Relação de Compressão

Para uma dada condição de mistura ($\lambda = 1$), e um dado ângulo de ignição (21° APMS), variou-se a relação de compressão (5:1, 6:1, 7:1, 8:1, 9:1 e 10:1) com o objetivo de verificar experimentalmente a dependência do ângulo de detecção da combustão com a variação da relação de compressão. Os resultados são expostos na Tabela B.4.

Tabela B.4 – Resultados AEHC com variação da relação de compressão, avanço de ignição 21° APMS e lambda 1,0.

| AEHC | pontos por ciclo | desv pontos por ciclo | Pico de Pressão (1E5Pa) | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | Ângulo de Início da Ignição (°) | | Trabalho por Ciclo (J) | | mep | | cov | mfb 10% | mfb 50% | mfb 90% | Duração | | | Velocidade (m/s) |
|-------|------------------|-----------------------|-------------------------|---------------|-------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|------------------------|---------------|-------------|---------------|------|---------|---------|---------|---------------|-------|--------|------------------|
| | | | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | | | | | 10% - 90% (°) | (°) | (s) | |
| 5 R1 | 3466,70 | 0,69 | 21,84 | 1,39 | 389,23 | 3,06 | 375,64 | 5,05 | 339,64 | 0,13 | 404,62 | 11,11 | 662,22 | 18,19 | 2,75 | 367 | 379 | 388 | 21,00 | 36,00 | 0,0067 | 12,25 |
| 5 R2 | 3466,66 | 0,75 | 20,80 | 1,72 | 391,38 | 3,75 | 378,27 | 4,60 | 339,62 | 0,15 | 398,69 | 11,58 | 652,53 | 18,96 | 2,91 | 369 | 382 | 391 | 22,00 | 38,65 | 0,0072 | 11,40 |
| 5 R3 | 3466,76 | 0,71 | 21,70 | 1,72 | 391,38 | 3,75 | 378,27 | 4,60 | 339,62 | 0,15 | 398,69 | 11,58 | 652,53 | 18,96 | 2,91 | 369 | 382 | 391 | 22,00 | 38,65 | 0,0072 | 11,40 |
| média | 3466,71 | 0,72 | 21,44 | 1,61 | 390,67 | 3,52 | 377,39 | 4,75 | 339,62 | 0,14 | 400,67 | 11,43 | 655,76 | 18,70 | 2,85 | 368 | 381 | 390 | 21,67 | 37,77 | 0,0071 | 11,67 |
| 6 R1 | 3466,68 | 0,84 | 30,31 | 2,05 | 380,66 | 2,54 | 370,11 | 2,56 | 339,65 | 0,13 | 442,03 | 11,14 | 723,46 | 18,23 | 2,52 | 361 | 372 | 379 | 18,00 | 30,46 | 0,0057 | 14,47 |
| 6 R2 | 3466,63 | 0,79 | 30,10 | 1,97 | 380,87 | 2,58 | 370,39 | 2,55 | 339,61 | 0,14 | 438,01 | 10,41 | 716,88 | 17,03 | 2,38 | 361 | 372 | 379 | 18,00 | 30,78 | 0,0058 | 14,32 |
| 6 R3 | 3466,64 | 0,83 | 30,47 | 2,14 | 380,32 | 2,87 | 369,06 | 3,92 | 339,64 | 0,11 | 439,24 | 11,58 | 718,88 | 18,95 | 2,64 | 361 | 372 | 379 | 18,00 | 29,42 | 0,0055 | 14,98 |
| média | 3466,65 | 0,82 | 30,29 | 2,05 | 380,62 | 2,66 | 369,85 | 3,01 | 339,64 | 0,13 | 439,76 | 11,04 | 719,74 | 18,07 | 2,51 | 361 | 372 | 379 | 18,00 | 30,22 | 0,0057 | 14,59 |
| 7 R1 | 3466,67 | 0,78 | 35,78 | 2,26 | 378,61 | 2,37 | 368,75 | 3,03 | 339,74 | 0,14 | 458,33 | 8,71 | 750,13 | 14,25 | 1,90 | 360 | 370 | 377 | 17,00 | 29,02 | 0,0054 | 15,19 |
| 7 R3 | 3466,66 | 0,87 | 36,91 | 2,06 | 377,48 | 2,26 | 366,70 | 2,35 | 339,66 | 0,16 | 461,89 | 10,97 | 755,95 | 17,95 | 2,37 | 356 | 369 | 376 | 20,00 | 27,04 | 0,0051 | 16,30 |
| média | 3466,67 | 0,83 | 36,35 | 2,16 | 378,04 | 2,32 | 367,73 | 2,69 | 339,70 | 0,15 | 460,11 | 9,84 | 753,04 | 16,10 | 2,14 | 358 | 370 | 377 | 18,50 | 28,03 | 0,0052 | 15,73 |
| 8 R1 | 3466,67 | 0,76 | 43,12 | 2,85 | 374,97 | 2,41 | 364,72 | 2,95 | 339,75 | 0,16 | 468,18 | 9,08 | 766,24 | 14,87 | 1,94 | 356 | 367 | 374 | 18,00 | 24,96 | 0,0047 | 17,66 |
| 8 R2 | 3466,67 | 0,74 | 43,46 | 3,13 | 374,69 | 2,36 | 365,32 | 3,65 | 339,75 | 0,15 | 471,71 | 11,42 | 772,04 | 18,69 | 2,42 | 356 | 366 | 374 | 18,00 | 25,57 | 0,0048 | 17,24 |
| 8 R3 | 3466,66 | 0,89 | 43,61 | 2,77 | 374,55 | 2,33 | 364,22 | 3,06 | 339,13 | 0,44 | 468,98 | 9,89 | 767,57 | 16,18 | 2,11 | 356 | 366 | 373 | 17,00 | 25,09 | 0,0047 | 17,57 |
| média | 3466,67 | 0,80 | 43,39 | 2,91 | 374,74 | 2,37 | 364,75 | 3,22 | 339,54 | 0,25 | 469,62 | 10,13 | 768,62 | 16,58 | 2,16 | 356 | 366 | 374 | 17,67 | 25,21 | 0,0047 | 17,49 |
| 9 R1 | 3466,66 | 0,88 | 50,49 | 2,53 | 371,87 | 1,53 | 362,75 | 2,43 | 339,70 | 0,15 | 477,70 | 9,35 | 781,83 | 15,30 | 1,96 | 354 | 364 | 370 | 16,00 | 23,05 | 0,0043 | 19,13 |
| 9 R3 | 3466,63 | 0,70 | 50,40 | 3,04 | 371,88 | 2,10 | 362,76 | 2,36 | 339,67 | 0,16 | 475,02 | 9,54 | 777,45 | 15,61 | 2,01 | 354 | 364 | 370 | 16,00 | 23,10 | 0,0043 | 19,09 |
| média | 3466,68 | 0,7360 | 25,57 | 4,64 | 382,71 | 6,76 | 376,55 | 7,25 | 340,44 | 0,12 | 396,98 | 14,69 | 649,72 | 24,05 | 3,70 | 366 | 380 | 392 | 25,67 | 36,12 | 0,0068 | 12,20 |
| 10 R1 | 3466,63 | 0,88 | 56,48 | 2,51 | 370,53 | 1,15 | 361,91 | 2,07 | 339,69 | 0,13 | 478,49 | 10,66 | 783,12 | 17,45 | 2,23 | 353 | 363 | 369 | 16,00 | 22,22 | 0,0042 | 19,84 |
| 10 R2 | 3466,72 | 0,74 | 55,39 | 2,92 | 371,40 | 1,61 | 363,04 | 2,34 | 339,71 | 0,14 | 479,05 | 8,29 | 784,04 | 13,57 | 1,73 | 354 | 364 | 370 | 16,00 | 23,33 | 0,0044 | 18,90 |
| média | 3466,67 | 0,81 | 55,94 | 2,71 | 370,96 | 1,38 | 362,47 | 2,20 | 339,70 | 0,14 | 478,77 | 9,48 | 783,58 | 15,51 | 1,98 | 354 | 364 | 370 | 16,00 | 22,77 | 0,0043 | 19,36 |

B.3 Ensaio para Verificação do Comportamento da Combustão com a Variação da Relação Ar Combustível

Para uma determinada relação de compressão ($r_c = 8$) e dois diferentes ângulos de ignição (19° e 21° APMS) variou-se a condição de mistura ($\lambda = 0,8; 0,9; 1; 1,1; 1,2$), com o objetivo de verificar experimentalmente a dependência do ângulo de detecção de chama com as alterações da condição de mistura. Estes resultados são apresentados a seguir nas Tabelas B.5 e B.6.

Tabela B.5 – Resultados AEHC com variação de lambda, relação de compressão 8:1 e avanço de ignição 19° APMS.

| AEHC | pontos por ciclo | desv pontos por ciclo | Pico de Pressão (1E5Pa) | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | Ângulo de Início da Ignição (°) | | Trabalho por Ciclo (J) | | mep | | cov | mfb 10% | mfb 50% | mfb 90% | Duração | | | Velocidade (m/s) |
|--------|------------------|-----------------------|-------------------------|---------------|-------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|------------------------|---------------|-------------|---------------|------|---------|---------|---------|---------------|-------|--------|------------------|
| | | | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | | | | | 10% - 90% (°) | (°) | (s) | |
| 0,8 R1 | 3466,70 | 0,9134 | 51,53 | 1,21 | 369,78 | 1,18 | 360,06 | 2,84 | 341,69 | 0,17 | 503,28 | 3,36 | 823,71 | 5,50 | 0,66 | 354 | 362 | 367 | 13,00 | 18,37 | 0,0034 | 23,99 |
| 0,8 R2 | 3466,72 | 0,7853 | 51,27 | 0,92 | 370,07 | 1,10 | 359,58 | 4,57 | 341,72 | 0,18 | 504,32 | 3,95 | 825,41 | 6,47 | 0,78 | 354 | 362 | 368 | 14,00 | 17,85 | 0,0033 | 24,68 |
| 0,8 R3 | 3466,63 | 0,8946 | 51,28 | 1,44 | 369,92 | 1,31 | 360,85 | 2,29 | 341,81 | 0,15 | 503,16 | 3,36 | 823,50 | 5,50 | 0,66 | 354 | 362 | 368 | 14,00 | 19,04 | 0,0035 | 23,14 |
| média | 3466,68 | 0,8644 | 51,36 | 1,19 | 369,93 | 1,19 | 360,16 | 3,23 | 341,74 | 0,17 | 503,59 | 3,56 | 824,20 | 5,82 | 0,70 | 354 | 362 | 367 | 13,66 | 18,42 | 0,0034 | 23,92 |
| 0,9 R1 | 3466,62 | 1,0501 | 49,45 | 1,96 | 370,96 | 1,77 | 362,38 | 1,92 | 341,58 | 0,12 | 507,55 | 2,34 | 830,69 | 3,83 | 0,46 | 355 | 363 | 369 | 14,00 | 20,80 | 0,0039 | 21,20 |
| 0,9 R3 | 3466,68 | 0,9580 | 49,90 | 1,523 | 370,51 | 1,44 | 361,12 | 1,82 | 341,63 | 0,17 | 505,30 | 3,28 | 827,01 | 5,37 | 0,65 | 355 | 363 | 368 | 13,00 | 19,49 | 0,0036 | 22,62 |
| média | 3466,65 | 1,0041 | 49,67 | 1,74 | 370,73 | 1,61 | 361,75 | 1,87 | 341,61 | 0,14 | 506,43 | 2,81 | 828,85 | 4,60 | 0,56 | 355 | 363 | 368 | 13,50 | 20,14 | 0,0038 | 21,89 |
| 1 R1 | 3466,65 | 0,4556 | 43,85 | 2,39 | 373,81 | 2,18 | 363,32 | 1,97 | 341,09 | 0,12 | 467,98 | 6,24 | 765,92 | 10,21 | 1,33 | 355 | 365 | 372 | 17,00 | 22,23 | 0,0042 | 19,83 |
| 1 R2 | 3466,70 | 0,8995 | 44,89 | 2,80 | 373,02 | 2,62 | 362,25 | 2,48 | 341,18 | 0,13 | 468,31 | 6,02 | 766,47 | 9,85 | 1,28 | 355 | 364 | 372 | 17,00 | 21,08 | 0,0039 | 20,92 |
| média | 3466,68 | 0,6776 | 44,37 | 2,59 | 373,41 | 2,40 | 362,79 | 2,22 | 341,13 | 0,13 | 468,15 | 6,13 | 766,20 | 10,03 | 1,31 | 355 | 364 | 372 | 17,00 | 21,65 | 0,0041 | 20,36 |
| 1,1 R1 | 3466,63 | 0,7364 | 35,30 | 3,01 | 380,65 | 2,96 | 369,52 | 4,00 | 340,37 | 0,28 | 440,08 | 10,64 | 720,26 | 17,41 | 2,42 | 360 | 372 | 381 | 21,00 | 29,15 | 0,0055 | 15,12 |
| 1,1 R2 | 3466,64 | 0,7629 | 34,88 | 2,80 | 380,81 | 2,88 | 369,26 | 4,57 | 340,71 | 0,11 | 436,13 | 9,14 | 713,79 | 14,96 | 2,10 | 360 | 372 | 381 | 21,00 | 28,55 | 0,0053 | 15,44 |
| 1,1 R3 | 3466,66 | 0,7644 | 36,02 | 3,05 | 380,02 | 2,97 | 368,71 | 5,02 | 340,38 | 0,14 | 442,62 | 9,03 | 724,42 | 14,79 | 2,04 | 360 | 371 | 380 | 20,00 | 28,33 | 0,0053 | 15,56 |
| média | 3466,64 | 0,7545 | 35,40 | 2,95 | 380,50 | 2,94 | 369,16 | 4,53 | 340,49 | 0,18 | 439,61 | 9,61 | 719,49 | 15,72 | 2,18 | 360 | 371 | 380 | 20,67 | 28,68 | 0,0054 | 15,37 |
| 1,2 R1 | 3466,66 | 0,7040 | 26,75 | 4,68 | 385,81 | 6,95 | 376,48 | 7,51 | 340,39 | 0,14 | 400,39 | 15,91 | 655,30 | 26,03 | 3,97 | 365 | 379 | 391 | 26,00 | 36,09 | 0,0068 | 12,21 |
| 1,2 R2 | 3466,70 | 0,7047 | 24,47 | 5,94 | 374,20 | 7,93 | 377,44 | 6,82 | 340,44 | 0,13 | 395,34 | 12,44 | 647,04 | 20,36 | 3,15 | 367 | 381 | 393 | 26,00 | 37,00 | 0,0069 | 11,91 |
| 1,2 R3 | 3466,69 | 0,7992 | 25,48 | 3,29 | 388,13 | 5,40 | 375,75 | 7,41 | 340,49 | 0,10 | 395,21 | 15,73 | 646,83 | 25,74 | 3,98 | 367 | 381 | 392 | 25,00 | 35,26 | 0,0066 | 12,50 |
| média | 3466,68 | 0,7360 | 25,57 | 4,64 | 382,71 | 6,76 | 376,55 | 7,25 | 340,44 | 0,12 | 396,98 | 14,69 | 649,72 | 24,05 | 3,70 | 366 | 380 | 392 | 25,67 | 36,12 | 0,0068 | 12,20 |

Tabela B.6 – Resultados AEHC com variação de lambda, relação de compressão 8:1 e avanço de ignição 21° APMS.

| AEHC | pontos por ciclo | desv pontos por ciclo | Pico de Pressão (IE5Pa) | | Ângulo do Pico de Pressão (°) | | Ângulo de Detecção de Chama (°) | | Ângulo de Início da Ignição (°) | | Trabalho por Ciclo (J) | | mep | | cov | mfb 10% | mfb 50% | mfb 90% | Duração | | | Velocidade (m/s) |
|--------|------------------|-----------------------|-------------------------|---------------|-------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|---------------------------------|---------------|------------------------|---------------|-------------|---------------|------|---------|---------|---------|---------------|-------|--------|------------------|
| | | | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | Valor Médio | Desvio Padrão | | | | | 10% - 90% (°) | (°) | (s) | |
| 0,8 R1 | 3466,81 | 0,99 | 54,04 | 1,21 | 366,51 | 1,29 | 356,68 | 2,52 | 338,77 | 0,16 | 490,23 | 3,71 | 802,34 | 6,06 | 0,76 | 351 | 359 | 364 | 13,00 | 17,91 | 0,0034 | 24,61 |
| 0,8 R2 | 3466,60 | 0,68 | 53,86 | 0,96 | 366,48 | 1,32 | 357,06 | 3,09 | 338,79 | 0,46 | 486,56 | 4,22 | 796,33 | 6,90 | 0,87 | 351 | 359 | 364 | 13,00 | 18,27 | 0,0034 | 24,13 |
| 0,8 R3 | 3466,63 | 0,92 | 53,51 | 1,27 | 366,80 | 1,51 | 358,62 | 2,03 | 339,39 | 0,18 | 487,23 | 5,62 | 797,43 | 9,20 | 1,15 | 352 | 359 | 364 | 12,00 | 19,23 | 0,0036 | 22,93 |
| média | 3466,68 | 0,86 | 53,80 | 3,67 | 366,60 | 1,38 | 357,45 | 2,55 | 338,98 | 0,27 | 488,01 | 4,51 | 798,70 | 7,39 | 0,93 | 351 | 359 | 364 | 12,67 | 18,47 | 0,0035 | 23,89 |
| 0,9 R1 | 3466,65 | 0,79 | 52,66 | 1,30 | 367,27 | 1,62 | 364,52 | 21,71 | 338,99 | 0,11 | 492,02 | 4,20 | 805,27 | 6,87 | 0,85 | 352 | 359 | 365 | 13,00 | 25,53 | 0,0048 | 17,27 |
| 0,9 R2 | 3466,61 | 0,85 | 53,27 | 1,07 | 366,25 | 1,31 | 357,47 | 0,69 | 338,96 | 0,11 | 487,28 | 2,25 | 797,52 | 3,69 | 0,46 | 351 | 358 | 363 | 12,00 | 18,51 | 0,0035 | 23,81 |
| 0,9 R3 | 3466,67 | 0,67 | 52,10 | 1,21 | 367,71 | 1,39 | 358,48 | 1,32 | 339,05 | 0,14 | 490,50 | 2,97 | 802,78 | 4,85 | 0,60 | 352 | 360 | 365 | 13,00 | 19,43 | 0,0036 | 22,69 |
| média | 3466,64 | 0,77 | 52,68 | 1,19 | 367,07 | 1,44 | 360,16 | 7,91 | 339,00 | 0,12 | 489,93 | 3,14 | 801,86 | 5,14 | 0,64 | 352 | 359 | 364 | 12,67 | 21,16 | 0,0040 | 21,26 |
| 1 R1 | 3466,65 | 0,49 | 43,85 | 2,39 | 373,76 | 2,18 | 363,27 | 1,98 | 339,04 | 0,15 | 466,59 | 5,94 | 763,66 | 9,73 | 1,27 | 355 | 365 | 372 | 17,00 | 24,23 | 0,0045 | 18,19 |
| 1 R2 | 3466,72 | 0,92 | 44,89 | 2,80 | 375,01 | 2,63 | 364,24 | 2,45 | 339,16 | 0,14 | 507,66 | 7,27 | 830,86 | 11,90 | 1,43 | 356 | 366 | 374 | 18,00 | 25,08 | 0,0047 | 17,58 |
| média | 3466,68 | 0,70 | 44,37 | 2,59 | 374,38 | 2,41 | 363,76 | 2,22 | 339,10 | 0,15 | 487,13 | 6,61 | 797,26 | 10,82 | 1,35 | 356 | 366 | 373 | 17,50 | 24,65 | 0,0046 | 17,89 |
| 1,1 R1 | 3466,61 | 0,97 | 36,33 | 3,89 | 379,65 | 4,04 | 367,86 | 6,51 | 339,12 | 0,15 | 436,39 | 7,87 | 714,22 | 12,88 | 1,80 | 359 | 370 | 380 | 21,00 | 28,74 | 0,0054 | 15,34 |
| 1,1 R2 | 3466,57 | 0,53 | 37,63 | 3,76 | 378,46 | 3,46 | 367,75 | 3,28 | 339,05 | 0,11 | 441,00 | 8,00 | 721,76 | 13,09 | 1,81 | 359 | 370 | 379 | 20,00 | 28,71 | 0,0054 | 15,36 |
| 1,1 R3 | 3466,74 | 0,97 | 37,86 | 4,00 | 377,95 | 3,71 | 364,02 | 7,20 | 338,24 | 0,12 | 438,11 | 8,15 | 717,03 | 13,34 | 1,86 | 358 | 369 | 378 | 20,00 | 25,78 | 0,0048 | 17,10 |
| média | 3466,64 | 0,82 | 37,27 | 3,88 | 378,69 | 3,74 | 366,54 | 5,66 | 338,80 | 0,12 | 438,50 | 8,01 | 717,67 | 13,11 | 1,83 | 359 | 370 | 379 | 20,33 | 27,74 | 0,0052 | 15,93 |
| 1,2 R1 | 3466,68 | 0,66 | 24,89 | 4,79 | 387,19 | 7,72 | 372,13 | 7,93 | 338,52 | 0,15 | 391,07 | 19,57 | 640,04 | 32,03 | 5,00 | 366 | 381 | 394 | 28,00 | 33,61 | 0,0063 | 13,11 |
| 1,2 R2 | 3466,63 | 0,61 | 25,03 | 4,82 | 386,63 | 10,35 | 371,77 | 9,31 | 338,37 | 0,17 | 390,27 | 21,25 | 638,73 | 34,78 | 5,44 | 366 | 381 | 394 | 28,00 | 33,40 | 0,0063 | 13,20 |
| média | 3466,63 | 0,61 | 25,03 | 4,82 | 386,63 | 10,35 | 371,77 | 9,31 | 338,37 | 0,17 | 390,27 | 21,25 | 638,73 | 34,78 | 5,44 | 366 | 381 | 394 | 28,00 | 33,40 | 0,0063 | 13,20 |