

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

ANÁLISE QUALITATIVA DO CICLO REAL E TEMPO DE COMBUSTÃO
EM UM MOTOR PADRÃO ASTM-CFR OPERANDO COM
MISTURA DE GASOLINA E ETANOL HIDRATADO

por

Laércio Malfatti

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, julho de 2009.

ANÁLISE QUALITATIVA DO CICLO REAL E TEMPO DE COMBUSTÃO
EM UM MOTOR PADRÃO ASTM-CFR OPERANDO COM
MISTURA DE GASOLINA E ETANOL HIDRATADO

por

Laércio Malfatti
Engenheiro Mecânico

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

Mestre em Engenharia

Área de concentração: Energia

Orientador: Prof. Dr. Pedro Barbosa Mello

Aprovada por:

Prof. Dr. Horácio Antônio Vielmo, PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Luciano Caldeira Vilanova, UFSM

Prof. Dr. Paulo Otto Beyer, PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Horácio Antônio Vielmo
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 31 de julho de 2009.

RESUMO

A duração da combustão tem implicação direta na determinação do trabalho negativo no ciclo motor. A duração da combustão tem relação inversa com a velocidade de propagação da chama. Assim, quanto maior a velocidade de propagação da chama, menor a duração da combustão. Além disto, a duração da combustão está relacionada com a relação volumétrica de compressão, com a razão de mistura e com o tipo de combustível, entre outros fatores. Neste sentido, quanto maior a velocidade de queima da mistura ar-combustível, menor o trabalho negativo no ciclo. Neste contexto, foram ensaiadas 3 relações de compressão e 3 razões de mistura, para 6 combustíveis de composição conhecida: gasolina comum tipo C, álcool etílico hidratado combustível (AEHC) e AEHC adicionado à gasolina comum tipo C nas proporções de 20%, 40%, 60% e 80%. A variação da pressão no interior da câmara de combustão, para todos os combustíveis, e a posição da centelha de ignição foram determinadas com a utilização da base angular e com variação da relação volumétrica de compressão e da razão de mistura. O diagrama $p - v$, para fins de cálculo de área, foi traçado por pós-processamento. Os resultados obtidos indicam que a duração da combustão aumenta com o aumento da razão de mistura e diminui com o aumento da relação volumétrica de compressão, para todos os combustíveis ensaiados. Verificou-se que a amplitude da pressão, no interior da câmara de combustão, se comporta inversamente à duração da combustão. Mostrou-se que o aumento da razão de mistura implica na redução do trabalho líquido entregue ao êmbolo ao longo de todo o ciclo do motor. Opostamente ocorre com o aumento da relação volumétrica de compressão, que implica no aumento do trabalho líquido por ciclo. Concluiu-se que o máximo valor para o trabalho líquido ao longo de todo o ciclo foi obtido para a maior relação volumétrica de compressão (8:1) e a menor razão de mistura ($\lambda = 0,9$). O combustível que representou este resultado foi o álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina comum tipo C em 80% (AEHC80). O mínimo valor para o trabalho líquido, ao longo de todo o ciclo foi obtido, para a menor relação volumétrica de compressão (6:1) e a maior razão de mistura dos ensaios ($\lambda = 1,1$). O combustível que representou este resultado foi o álcool etílico hidratado combustível (AEHC).

Palavras-chave: Duração da combustão; velocidade de propagação da chama; relação volumétrica de compressão; razão de mistura; trabalho líquido do ciclo; diagrama $p - v$.

ABSTRACT

The duration of the combustion is directly implicative on determining the negative work of the motor cycle. The duration of the combustion has an inverse relation with the flame propagation speed. Thus, the higher propagation of the flame, the shorter duration of the combustion. Besides that, the duration of the combustion is related to the relation of compression, to the air/fuel relation and to the type of fuel, among other factors. In this way, the higher burning speed of the air/fuel mixture, the smallest negative work in the cycle. In such a context, there were tried three compression relations and three mixture ratios for six fuels of know compositions: ordinary gasoline C type, combustible hydrated ethyl alcohol and combustible hydrated ethyl alcohol added to ordinary gasoline C type in the proportions of 20%, 40%, 60% and 80%. The pressure variation inside the combustion chamber, for all fuels, and the position of the ignition spark were determined using the angular base and with variation of the compression relation and the mixture ratio. The $p - v$ diagram, for area calculation, was traced by post processing. The obtained results indicate that the combustion duration increases with the rising of the mixture ratio and decreases with the rising of the compression relation, for all the tried combustibles. It was found that the pressure amplitude inside the combustion chamber behaves inversely to the combustion duration behavior. It was shown that the rising of the mixture ratio implies on the reduction of the net work delivered by the piston all through the cycle of the motor. The opposite occurs with the rising of the compression relation, that implies on the increase of the net work by cycle. It was concluded that the maximum value for the net work all through the cycle was obtained for the higher compression relation (8:1) and the least mixture ratio of the tests ($\lambda = 0,9$). The combustible that achieved such a result was the combustible hydrated ethyl alcohol added to ordinary gasoline C type in 80%. The least value for the net work all through the cycle was obtained by the least compression relation (6:1) and the highest mixture ratio of the tests ($\lambda = 1,1$). The fuel that achieved that result was the combustible hydrated ethyl alcohol.

Keywords: Duration of the combustion; flame propagation speed; volumetric ratio of compression; mixture ratio; net work all through the cycle; $p - v$ diagram.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1	Efeito da admissão da carga parcial nos motores de ignição por centelha.....	4
2.2	Trabalho e velocidade de propagação da chama	4
2.3	Desempenho de motores operando com mistura de etanol e gasolina	6
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	7
3.1	Motores de combustão interna	7
3.1.1	Motores de combustão interna com êmbolo alternativo	7
3.1.2	Motores ciclo operacional de ignição por centelha de quatro tempos	8
3.2	Parâmetros geométricos de motores alternativos	9
3.3	O ângulo de avanço da ignição e sua influência na abertura do controle de carga do motor.	12
3.4	Torque e potência	13
3.5	Eficiência mecânica.....	14
3.6	Pressão média efetiva	15
3.7	Consumo específico de combustível	16
3.8	Relação ar/combustível e relação combustível/ar	16
3.9	Efeitos da razão de mistura ar-combustível	17
3.10	Eficiência volumétrica.....	19
3.11	Duração da combustão	19
3.12	Trabalho por ciclo no diagrama $p - v$	21
3.13	Efeito da mistura combustível-ar sobre o diagrama $p - v$	24
3.14	Ciclos teóricos	24

3.14.1	Ciclo de Carnot.....	25
3.14.2	Ciclo padrão a ar Otto	26
3.15	Calor latente	27
3.16	Poder calorífico	29
3.17	Combustão.....	29
3.17.1	Combustão normal	30
3.17.2	Combustão anormal.....	31
3.17.2.1	Auto-ignição	31
3.17.2.2	Ignição superficial	32
3.17.3	Eficiência da combustão em um motor de combustão interna.....	33
3.17.4	Eficiência térmica de conversão.....	34
3.17.5	Combustão estequiométrica	34
3.18	Combustíveis.....	38
3.18.1	Tipos de combustíveis	38
3.18.2	Família dos parafínicos	39
3.18.3	Família dos olefínicos	40
3.18.4	Família dos diolefínicos	40
3.18.5	Família dos naftenos.....	41
3.18.6	Família dos aromáticos.....	41
3.18.7	Gasolina.....	41
3.18.8	Alcoóis.....	42
3.19	Tipos de álcool combustível em uso no Brasil.....	42
3.19.1	Álcool etílico anidro combustível (AEAC).....	43
3.19.2	Álcool etílico hidratado combustível (AEHC).....	43
3.20	Qualidade antidetonante dos combustíveis	43

4	ESTUDO EXPERIMENTAL.....	45
4.1	Materiais e métodos.....	45
4.1.1	Motor usado neste trabalho	45
4.1.2	Características de um motor padrão ASTM-CFR.....	46
4.1.2.1	Sensor de detonação	47
4.1.2.2	Sistema de ignição e alimentação de combustível	48
4.1.2.3	Razão da mistura ar-combustível (λ).....	49
4.1.2.4	Coletor de admissão da mistura ar-combustível.....	50
4.1.2.5	Temperatura do líquido de arrefecimento, da mistura ar-combustível admitida e dos gases da exaustão.....	50
4.1.3	Determinação da relação volumétrica de compressão	51
4.1.4	Aquisição e tratamento dos dados	51
4.1.4.1	Sistema de aquisição de dados	51
4.1.4.2	Tratamento dos dados.....	54
4.1.5	Análise de erros	54
4.1.5.1	Fontes de erros experimentais	54
4.1.5.2	Tratamento estatístico das medidas com erros aleatórios	55
4.1.5.3	Cálculo dos resultados.....	56
4.2	Combustíveis utilizados (tipos e propriedades).....	62
4.3	Condições de ensaio	63
4.4	Procedimento experimental.....	64
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	67
5.1	Duração da combustão e trabalho líquido por ciclo.....	67
5.1.1	Duração da combustão	67
5.1.1.1	Gasolina comum tipo C.....	67
5.1.1.2	Álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina comum em 20%.....	70

5.1.1.3	Álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina tipo C em 40%.....	72
5.1.1.4	Álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina tipo C em 60%.....	74
5.1.1.5	Álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina tipo C em 80%.....	77
5.1.1.6	Álcool etílico hidratado combustível	79
5.1.2	Trabalho líquido por ciclo	84
5.1.2.1	Gasolina comum tipo C.....	85
5.1.2.2	Álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina tipo C em 20%.....	89
5.1.2.3	Álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina tipo C em 40%.....	93
5.1.2.4	Álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina tipo C em 60%.....	96
5.1.2.5	Álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina tipo C em 80%.....	100
5.1.2.6	Álcool etílico hidratado combustível	104
5.2	Comparação entre os combustíveis	110
6	CONCLUSÃO	113
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	114
	APÊNDICE A	116

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1	Duração da combustão (tempo) para o etanol.....	6
Figura 3.1	Ciclo operacional Otto 4 tempos.....	8
Figura 3.2	Geometria do cilindro, êmbolo, biela e eixo de manivelas.....	9
Figura 3.3	Influência do ponto de ignição no ciclo Otto real.....	13
Figura 3.4	Esquema do princípio de operação do dinamômetro.....	13
Figura 3.5	Curva de Hook em um motor ciclo Otto a gasolina.....	18
Figura 3.6	Diagramas $p - v$ e $T - s$ do ciclo padrão de ar Otto	22
Figura 3.7	Trabalho de bombeamento no diagrama $p - v$	22
Figura 3.8	Diagrama $p - v$ e a relação de sua formação com o movimento do êmbolo	23
Figura 3.9	Efeito da mistura combustível-ar sobre o diagrama $p - v$	24
Figura 3.10	Pressão-volume dos processos do ciclo ideal de Carnot	25
Figura 3.11	Ciclo padrão a ar Otto	26
Figura 4.1	Motor padrão ASTM-CFR utilizado nos testes	45
Figura 4.2	Sensor de pressão modelo D-1, fabricado pela Waukesha Motor Co.....	47
Figura 4.3	Detalhe da TEC-II formada pelos sistemas de injeção e ignição.....	48
Figura 4.4	FuelTech WB-O2 Datalogger	49
Figura 4.5	Coletor de admissão.....	50
Figura 4.6	Encoder modelo BA 3022 utilizado nos ensaios	52
Figura 4.7	Sensor indutivo de posição angular	52
Figura 4.8	Diagrama esquemático do sistema utilizado para a realização dos testes ...	53
Figura 4.9	Perfil característico dos sinais do ângulo de avanço da centelha e da variação da pressão no interior da câmara de combustão.....	65
Figura 5.1	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição, para a gasolina comum tipo C para rc 6:1.....	69
Figura 5.2	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição, para a gasolina comum tipo C para rc 7:1.....	69
Figura 5.3	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição, para a gasolina comum tipo C para a rc 8:1.....	71
Figura 5.4	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC20, para a relação volumétrica de compressão 6:1.....	70

Figura 5.5	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC20, para a relação volumétrica de compressão 7:1.....	71
Figura 5.6	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC20, para a relação volumétrica de compressão 8:1.....	71
Figura 5.7	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC40, para a relação volumétrica de compressão 6:1.....	73
Figura 5.8	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC40, para a relação volumétrica de compressão 7:1.....	73
Figura 5.9	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC40, para a relação volumétrica de compressão 8:1.....	74
Figura 5.10	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC60, para a relação volumétrica de compressão 6:1.....	75
Figura 5.11	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC60, para a relação volumétrica de compressão 7:1.....	76
Figura 5.12	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC60, para a relação volumétrica de compressão 8:1.....	76
Figura 5.13	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC80, para a relação volumétrica de compressão 6:1.....	78
Figura 5.14	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC80, para a relação volumétrica de compressão 7:1.....	78
Figura 5.15	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC80, para a relação volumétrica de compressão 8:1.....	79
Figura 5.16	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC, para a relação volumétrica de compressão 6:1.....	80
Figura 5.17	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC, para a relação volumétrica de compressão 7:1.....	81
Figura 5.18	Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC, para a relação volumétrica de compressão 8:1.....	81
Figura 5.19	Diagramas $p - v$ para a gasolina comum tipo C traçados durante os ensaios, para as relações volumétricas de compressão 6:1, 7:1 e 8:1 e para as razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.....	85
Figura 5.20	Diagramas $p - v$ médios para a gasolina comum tipo C, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1..	86

Figura 5.21	Diagramas $p - v$ médios para a gasolina comum tipo C, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1..	87
Figura 5.22	Diagramas $p - v$ médios para a gasolina comum tipo C, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1..	88
Figura 5.23	Diagramas $p - v$ médios para o AEHC20, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1	90
Figura 5.24	Diagramas $p - v$ médios para o AEHC20, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1	91
Figura 5.25	Diagramas $p - v$ médios para o AEHC20, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1	92
Figura 5.26	Diagramas $p - v$ médios para o AEHC40, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1	93
Figura 5.27	Diagramas $p - v$ médios para o AEHC40, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1	94
Figura 5.28	Diagramas $p - v$ médios para o AEHC40, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1	95
Figura 5.29	Diagramas $p - v$ médios para o AEHC60, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.....	97
Figura 5.30	Diagramas $p - v$ médios para o AEHC60, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1	98
Figura 5.31	Diagramas $p - v$ médios para o AEHC60, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1	99
Figura 5.32	Diagramas $p - v$ médios para o AEHC80, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1	101
Figura 5.33	Diagramas $p - v$ médios para o AEHC80, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1	102
Figura 5.34	Diagramas $p - v$ médios para o AEHC80, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1	103
Figura 5.35	Diagramas $p - v$ médios para o AEHC, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1	105
Figura 5.36	Diagramas $p - v$ médios para o AEHC, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1	106

Figura 5.37	Diagramas $p - v$ médios para o AEHC, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1	107
Figura 5.38	Diagrama $p - v$ correspondente aos 30 ciclos traçados para o AEHC80 ($r_c = 8:1$ e $\lambda = 0,9$).	112
Figura 5.39	Diagrama $p - v$ correspondentes aos 30 ciclos traçados para o AEHC ($r_c = 6:1$ e $\lambda = 1,1$)	112
Figura A.1	Diagramas $p - v$ de todos os combustíveis, relações volumétricas de compressão e razões de mistura ensaiadas.....	116

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	Pontos de ebulição e correspondentes valores de calor latente de vaporização de algumas substâncias	28
Tabela 3.2	Condições de ϕ e de λ para mistura rica, pobre e estequiométrica	36
Tabela 3.3	Dados sobre as propriedades dos combustíveis	37
Tabela 3.4	Características de algumas famílias de hidrocarbonetos	39
Tabela 3.5	Denominações da família parafínica, de acordo com o número de carbonos	40
Tabela 4.1	Especificações do motor padrão ASTM-CFR	46
Tabela 4.2	Duração da combustão, amplitude da pressão, desvios padrão e incertezas para a gasolina comum tipo C.....	58
Tabela 4.3	Duração da combustão, amplitude da pressão, desvios padrão e incertezas para o AEHC.....	58
Tabela 4.4	Duração da combustão, amplitude da pressão desvios padrão e incertezas para o AEHC20.....	59
Tabela 4.5	Duração da combustão, amplitude da pressão desvios padrão e incertezas para o AEHC40.....	60
Tabela 4.6	Duração da combustão, amplitude da pressão desvios padrão e incertezas para o AEHC60.....	61
Tabela 4.7	Duração da combustão, amplitude da pressão desvios padrão e incertezas para o AEHC80.....	62
Tabela 4.8	Propriedades antidetonantes dos combustíveis utilizados.	63
Tabela 4.9	Algumas propriedades dos combustíveis utilizados.	63
Tabela 5.1	Duração da combustão e desvios padrão para a gasolina comum tipo C. ...	68
Tabela 5.2	Duração da combustão e desvios padrão para o AEHC20	70
Tabela 5.3	Duração da combustão e desvios padrão para o AEHC40	72
Tabela 5.4	Duração da combustão e desvios padrão para o AEHC60	75
Tabela 5.5	Duração da combustão e desvios padrão para o AEHC80	77
Tabela 5.6	Duração da combustão e desvios padrão para o AEHC	80
Tabela 5.7	Trabalho líquido por ciclo, integral da pressão, amplitude da pressão e correspondentes desvios padrão, para a gasolina comum tipo C.....	89

Tabela 5.8	Trabalho líquido por ciclo, integral da pressão, amplitude da pressão e correspondentes desvios padrão, para o AEHC20.....	92
Tabela 5.9	Trabalho líquido por ciclo, integral da pressão, amplitude da pressão e correspondentes desvios padrão, para o AEHC40.....	96
Tabela 5.10	Trabalho líquido por ciclo, integral da pressão, amplitude da pressão e correspondentes desvios padrão, para o AEHC60.....	100
Tabela 5.11	Trabalho líquido por ciclo, integral da pressão, amplitude da pressão e correspondentes desvios padrão, para o AEHC80.....	104
Tabela 5.12	Trabalho líquido por ciclo, integral da pressão, amplitude da pressão e correspondentes desvios padrão, para o AEHC.....	108

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

AEAC	álcool etílico anidro combustível
AEHC	álcool etílico hidratado combustível
AEHC20	álcool etílico hidratado combustível adicionado em 20% à gasolina
AEHC40	álcool etílico hidratado combustível adicionado em 40% à gasolina
AEHC60	álcool etílico hidratado combustível adicionado em 60% à gasolina
AEHC80	álcool etílico hidratado combustível adicionado em 80% à gasolina
APMI	antes do ponto morto inferior
APMS	antes do ponto morto superior
CFR	<i>cooperative fuel research</i>
DPMI	depois do ponto morto inferior
DPMS	depois do ponto morto superior
EVC	<i>exhaust valve close</i>
EVO	<i>exhaust valve open</i>
HC	hidrocarbonetos não queimados
IVC	<i>intake valve close</i>
IVO	<i>intake valve open</i>
MON	<i>motor octane number</i>
nr	número de revoluções do eixo de manivelas por cada tipo de ciclo
PCI	poder calorífico inferior, kJ/kg
PMS	ponto morto superior
PMI	ponto morto inferior
$p - v$	pressão-volume
R	razão entre os comprimentos da biela e da manivela do eixo de manivelas
rc	relação volumétrica de compressão
R_{DL}	razão entre o diâmetro do cilindro e o deslocamento do êmbolo
RON	<i>research octane number</i>
S	centelha
$T - s$	temperatura-entropia
ua	unidade arbitrária de pressão e tensão
ua.cm ³	unidade de trabalho

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área da superfície interna da câmara de combustão, m ²
A_{ch}	área do topo da câmara de combustão, m ²
A_p	área da superfície do êmbolo, m ²
a	comprimento da manivela do eixo de manivelas, m
b	braço de alavanca na medição em dinamômetro de freio, m
$bsfc$	consumo específico de combustível, kg/kW.h
C_aH_b	composição relativa do elemento combustível
CH_y	fórmula reduzida do combustível
D	diâmetro do cilindro, m
ds/dt	derivada da posição do êmbolo em relação ao tempo
F	carga do motor
f.e.m	força eletromotriz, V
H	calor de combustão, kJ/mol
l	comprimento da biela, m
L	comprimento do deslocamento, m
L_v	calor latente de vaporização, kJ/kg
m_a	fluxo de massa de ar, kg/s
m_f	fluxo de massa de combustível, kg/s
N	velocidade de rotação do eixo de manivelas, rev/s
p	pressão, Pa
P	potência entregue pelo motor e absorvida pelo dinamômetro, W
P_b	potência de freio, W
$P_{c,j}$	potência indicada por ciclo, W
$P_{c,ig}$	potência bruta indicada por ciclo, W
P_f	potência dissipada pelo atrito, W
P_{me}	pressão média efetiva, Pa
P_{meb}	pressão média efetiva no freio, Pa
rpm	velocidade de rotação do eixo de manivelas, rev/min
s	distância entre as linhas de centro do eixo de manivelas e pino do êmbolo, m

\overline{S}_p	velocidade média do êmbolo, cm/s
S_p	velocidade instantânea do êmbolo, cm/s
T_A	temperatura ambiente, °C
T_{ar}	temperatura de entrada de ar de combustão, °C
T_b	torque no freio, J
V	volume do cilindro para cada posição do eixo de manivelas, cm ³
\overline{v}	velocidade média do fluxo de gás, cm/s
V_c	volume da câmara de combustão, cm ³
V_d	volume total deslocado pelo êmbolo, cm ³
$W_{c,ig}$	trabalho entregue pelo êmbolo 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
θ	posição do eixo de manivelas [radianos]
θ_{ig}	ângulo de ignição
ω	frequência do motor, rad/s
λ	razão de mistura ar-combustível
ϕ	relação equivalente ou relação combustível/ar real e combustível/ar estequiométrica
η	eficiência
ρ	densidade, kg/m ³

1 INTRODUÇÃO

Há muito tempo a evolução tecnológica acompanha o homem, como consequência da necessidade gerada pela sociedade. As demandas por bens e serviços motivaram perseguições a ofertas capazes de atender a todos. Houve o tempo em que tudo era satisfeito, localmente, no menor núcleo da sociedade. Mas, o crescimento, analisado genericamente, exigiu maior capacidade de atender às necessidades que deixaram de ser individuais para serem coletivas e, quando individuais, passaram a ter imposição pelo coletivo. Neste contexto, a origem e a evolução dos motores permitiram atender em muito as aspirações da humanidade.

Os motores de combustão interna têm o propósito de gerar energia, através da conversão de energia química, contida no combustível, em calor e o calor, assim produzido, em trabalho mecânico. A conversão da energia química em calor é realizada através da combustão, enquanto a conversão subsequente em trabalho mecânico é realizada permitindo-se que a energia do calor aumente a pressão dentro de um meio, que então realiza o trabalho na medida em que se expande [Bosch, 2005].

A seqüência de operações típica dos motores de ignição por centelha foi proposta por Alphonse Beau de Rochas, em 1862. É composta pelo: curso de aspiração (1º tempo); curso de compressão (2º tempo); curso de expansão (3º tempo); curso de descarga (4º tempo).

A maioria dos motores de combustão interna utiliza o princípio do êmbolo alternativo, em que o êmbolo é dotado de movimento de vai-e-vem no interior de um cilindro, produzindo trabalho através de uma biela e de um eixo de manivelas.

Nos motores de combustão interna, o fluido de trabalho que lhes permite o funcionamento pode ser líquido ou gasoso. A transformação da energia calorífica em trabalho ocorre através da combustão, tanto de combustível líquido, quanto gasoso.

A duração da combustão está relacionada, principalmente, com a velocidade de propagação da chama, com a relação volumétrica de compressão, com a razão de mistura, com a turbulência no interior da câmara de combustão e com o tipo de combustível. Sendo menor a duração da combustão, maior será a velocidade de propagação da chama. Neste sentido, quanto maior a velocidade de queima da mistura ar-combustível, menor o trabalho negativo no ciclo.

Dados de pressão do gás no cilindro, durante o ciclo operacional dos motores, podem ser usados para calcular o trabalho transferido do gás para o êmbolo. O trabalho por ciclo é

obtido pela integração da área fechada da curva do diagrama $p - v$ para todo o ciclo. O diagrama $p - v$ é o diagrama das pressões medidas no cilindro. As curvas traçadas se referem aos eixos de coordenadas, cujas abscissas representam espaços percorridos pelo êmbolo, portanto os volumes e cujas ordenadas representam as pressões.

O trabalho líquido por ciclo se refere ao trabalho entregue para o êmbolo durante os quatro tempos, ou ao trabalho bruto por ciclo menos o de bombeamento.

A mistura ar-combustível tem efeito nos diagramas $p - v$. A razão de mistura da carga influencia a razão da combustão e a quantidade de calor envolvido. Quando a mistura é empobrecida, ou mais enriquecida, a velocidade da chama diminui. Mistura pobre libera menos energia térmica, resultando em baixa temperatura da chama e, por conseguinte, menor velocidade da chama.

Embora finito, não renovável e com conseqüências ambientais danosas, o petróleo é universalmente reconhecido como a principal fonte de combustíveis para motores. Mas há uma crescente tendência pela busca de combustíveis alternativos aos derivados do petróleo. Desde 1894, quando a Alemanha iniciou pesquisas laboratoriais para o desenvolvimento de combustíveis alternativos, o uso do álcool combustível está vinculado à disponibilidade e ao preço do petróleo.

Os registros brasileiros indicam o início do século XX como período da primeira experiência com o uso do álcool para fins automotivos. Na época, automóveis e caminhões das usinas de açúcar eram abastecidos com o álcool por elas produzido.

Programas incentivadores da produção de álcool, aumento da produtividade por área plantada e o surgimento, em 2003, dos veículos de combustível flexível, motivaram o uso e a concorrência de preços. Em razão disto, atualmente, a produção e o licenciamento de veículos novos no Brasil estão, essencialmente, formados por veículos de combustível flexível.

O objetivo geral deste trabalho é analisar, qualitativamente, o ciclo real e o tempo de combustão em um motor padrão CFR, operando com gasolina comum tipo C e álcool etílico hidratado combustível.

Os objetivos específicos deste trabalho são: determinar a variação da pressão no interior da câmara de combustão; determinar a amplitude da pressão e a duração da combustão; traçar o diagrama $p - v$; integrar as áreas do diagrama $p - v$ para determinar o trabalho líquido por ciclo; verificar as relações do trabalho líquido por ciclo com os demais parâmetros dos ensaios.

Os ensaios, realizados em motor padrão ASTM-CFR, envolvem os dois combustíveis típicos para motores de automóveis no Brasil: a gasolina comum tipo C e o álcool etílico hidratado combustível (AEHC). Além destes, os resultantes da composição de ambos: 20% de AEHC adicionado à gasolina comum tipo C, 40% de AEHC adicionado à gasolina comum tipo C, 60% de AEHC adicionado à gasolina comum tipo C e 80% de AEHC adicionado à gasolina comum tipo C.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Efeito da admissão da carga parcial nos motores de ignição por centelha

Kutlar et alli, 2005, investigaram os métodos para aumentar a eficiência de um motor de ignição por centelha em condições de carga parcial.

Os autores fundamentam que o diagrama de pressão-volume ($p - v$), dos motores de ignição por centelha de quatro tempos, contém duas partes principais. Elas são: a compressão - combustão - expansão (circuito de alta pressão) e a exaustão - admissão (circuito de baixa pressão). A principal razão para a diminuição da eficiência, em carga parcial, para esses tipos de motores é a restrição de fluxo na área transversal do sistema de admissão, por parte do fechamento do controlador de carga. Esta atitude leva ao aumento das perdas por bombeamento e aumento da área no circuito de baixa pressão do diagrama $p - v$.

A condição do controlador de carga do motor, em termos de efeito na parte inferior do diagrama $p - v$, implica na eficiência do motor. À plena carga, ou seja, controlador de carga completamente aberto, a perda por bombeamento tem apenas um efeito desprezível. Em condições de carga parcial, a área de perda de bombeamento no diagrama $p - v$ aumenta relativamente à parte superior, ou seja, ocorre diminuição da eficiência.

O controlador de carga parcialmente fechado causa uma diminuição significativa no trabalho líquido indicado, na pressão média efetiva líquida e na eficiência indicada. A redução do bruto trabalho indicado, ou pressão média efetiva indicada bruta, é um resultado natural de operação com carga parcial, mas o resultado indesejado é a diminuição da eficiência. A principal razão para esta diminuição na eficiência da carga em motores convencionais é a restrição de fluxo de admissão da mistura ar-combustível, para mantê-la dentro dos limites inflamáveis.

2.2 Trabalho e velocidade de propagação da chama

Bayraktar, 2005, investigou, teoricamente, a propagação da chama em um motor de ignição por centelha abastecido com gasolina, etanol e diferentes percentuais de etanol (6, 12, 25, 50 e 75) em volume adicionado à gasolina. Os ensaios foram realizados em um motor de automóvel com relação volumétrica de compressão 9,2:1, velocidade de 5.800 rpm e ângulos de avanço de ignição de 10° APMS, PMS e 10° DPMS.

O trabalho sustenta que o etanol tem menor poder calorífico, maior calor latente de vaporização e maior relação de estequiometria que a gasolina. Como resultado de tais propriedades, o etanol pode produzir um efeito de resfriamento sobre a carga admitida. Assim, a eficiência volumétrica do motor tende a aumentar.

A conclusão apontou a maior velocidade de propagação da chama para a mistura de 25% de etanol e 75% de gasolina. Para a mesma composição foi obtida a máxima pressão no interior da câmara de combustão. O autor afirma que o aumento da pressão no interior da câmara de combustão resulta em maior trabalho e, portanto, maior potência e eficiência térmica.

Gautam e Martin, 2000, avaliaram as características da combustão de misturas de gasolina e alcoóis e compararam essas características com as do desempenho da gasolina pura.

O motor utilizado foi um CFR operado a 900 rpm e razão de mistura estequiométrica. O ângulo de avanço da ignição foi variável, entre 30 e 0° APMS com incremento de 2,5°.

Os testes compreenderam 6 combustíveis, todos com 90% de gasolina e 10% de misturas, em variados percentuais, de alcoóis (metanol, etanol, propanol, butanol e pentanol).

A conclusão apontou para a redução da duração da combustão com o aumento do oxigênio, contido no combustível ensaiado. Isto indicou que as misturas álcool/gasolina tendem a ter velocidades de chama mais rápidas. Misturas de combustíveis com maior teor de oxigênio tenderam à velocidades de chama mais rápidas do que misturas com menor conteúdo de oxigênio.

Andrade, 2007, avaliou o tempo de combustão de vários combustíveis, entre eles o álcool etílico hidratado combustível, para as relações volumétricas de compressão 8:1, 9:1, 10:1 e 11:1 e para as razões de mistura 0,7, 0,8, 0,9, 1,0, 1,1 e 1,2. Como resultado, o autor da pesquisa obteve: o menor tempo de combustão ficou na região ligeiramente rica ($\lambda = 0,9$); com o aumento da relação volumétrica de compressão houve diminuição da duração da combustão. A figura 2.1 representa o tempo de combustão obtido para o etanol para as rc 8:1, 9:1, 10:1 e 11:1 e razões de mistura 0,7, 0,8, 0,9, 1,0, 1,1 e 1,2.

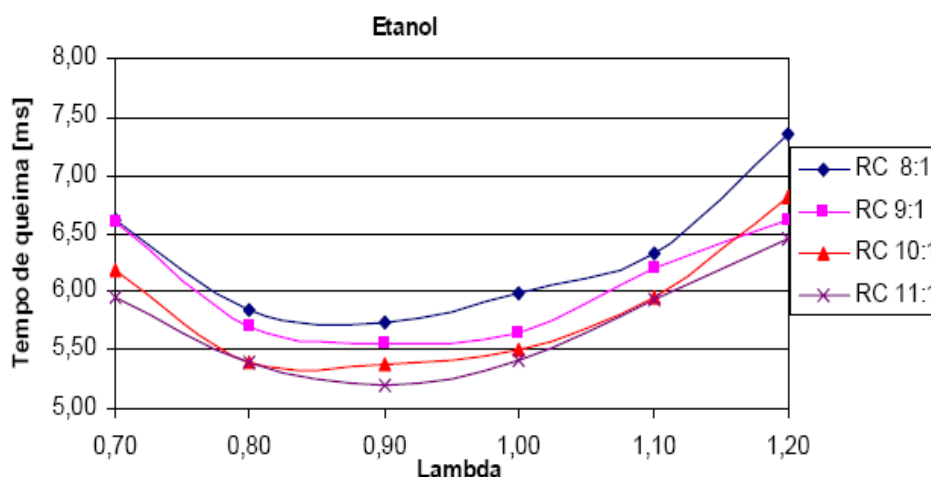


Figura 2.1. Duração da combustão (tempo) para o etanol para as relações de compressão 8:1, 9:1, 10:1 e 11:1 e razões de mistura 0,7, 0,8, 0,9, 1,0, 1,1 e 1,2

Fonte: Andrade, 2007

2.3 Desempenho de motores operando com mistura de etanol e gasolina

Yüksel, F. e Yüksel, B., 2003, investigaram o desempenho e as emissões de poluentes por um motor comercial, operando com mistura de gasolina e etanol. Os resultados indicaram que o uso da mistura etanol-gasolina como combustível aumenta, ligeiramente, o torque de saída do motor.

Na fundamentação do trabalho consta que a temperatura de auto-ignição e o ponto de fulgor do etanol são maiores que os da gasolina. O calor latente de vaporização do etanol é maior que o da gasolina, o que torna a temperatura do coletor de admissão mais baixa e aumenta a eficiência volumétrica.

Koç et alli, 2009, avaliaram o desempenho de um motor monocilíndrico de ignição por centelha, cujas relações volumétricas de compressão foram 10:1 e 11:1. A velocidade do motor variou de 1.500 a 5.000 rpm e o regulador de carga foi mantido totalmente aberto durante os ensaios. Foram testados os combustíveis: gasolina e misturas de etanol (50% e 85%) e gasolina.

Os resultados mostraram que a adição de etanol à gasolina proporcionou aumento do torque do motor, da potência e consumo de combustível.

O torque do motor foi maior para as misturas etanol-gasolina devido, segundo os autores, ao maior calor latente de vaporização do etanol adicionado e por tratar-se de combustível oxigenado.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Motores de combustão interna

Motores térmicos são dispositivos construídos com o propósito de transformar qualquer tipo de energia térmica em energia mecânica. Nos motores de combustão interna, os produtos da combustão são os próprios agentes executores do trabalho [Obert, 1971].

Os motores de combustão interna transformam energia, através da conversão de energia química contida no combustível, em calor e o calor assim produzido em trabalho mecânico. A conversão da energia química em calor é realizada através da combustão, enquanto a conversão subsequente em trabalho mecânico é realizada, permitindo-se que o calor aumente a pressão dentro de um meio, que então realiza o trabalho na medida em que se expande [Bosch, 2005].

A maioria dos motores de combustão interna utiliza o princípio do êmbolo alternativo, em que o êmbolo é dotado de movimento de vai-e-vem no interior de um cilindro, produzindo trabalho através de uma biela e de um eixo de manivelas. Por outro lado, existem motores rotativos, cujo movimento se baseia no giro. A seqüência de operações típica para a maioria dos motores de ignição por centelha é: curso de aspiração (1º tempo); curso de compressão (2º tempo); curso de expansão (3º tempo); e curso de descarga (4º tempo).

Em 1876, Nicolaus Otto, utilizando as idéias de Beau de Rochas, construiu um motor de combustão interna de quatro tempos. Desde então, a seqüência de operação proposta por Beau de Rochas passou a ser conhecida como ciclo de Otto ou ciclo Otto [Obert, 1971].

3.1.1 Motores de combustão interna com êmbolo alternativo

Os motores de êmbolo alternativo, ou simplesmente motores alternativos, são operados com uma mistura ar/combustível no cilindro, ou através da injeção de combustível no ar comprimido quente para iniciar a combustão espontaneamente. O conjunto de árvore de manivelas converte o serviço gerado neste processo em torque disponível na extremidade do eixo de manivelas.

3.1.2 Motores ciclo operacional de ignição por centelha de quatro tempos

Os quatro tempos ocorrem em quatro cursos do êmbolo, ou seja, duas voltas completas da árvore de manivelas ou 720° . O funcionamento passa por quatro fases, ou tempos do fluido de trabalho. A figura 3.1 apresenta esquematicamente o ciclo operacional Otto quatro tempos.

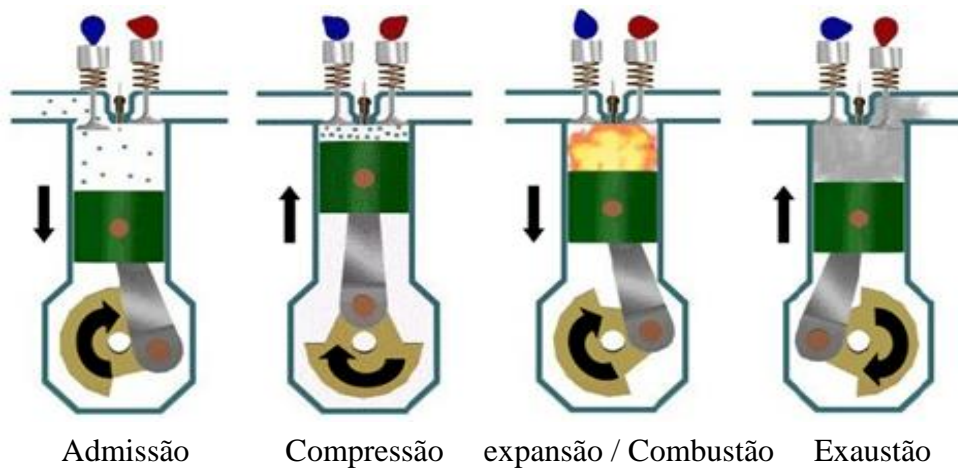


Figura 3.1 - Ciclo operacional Otto 4 tempos

Fonte: Baêta, 2006.

- 1º tempo - Admissão: A diferença de pressão resultante entre o sistema de admissão e a pressão atmosférica externa faz com que a mistura seja aspirada para o interior do cilindro. Combustível é adicionado na quantidade necessária para formar a mistura ar-combustível antes da sua entrada no cilindro.
- 2º tempo - Compressão: A mistura de ar-combustível é comprimida, elevando a pressão e temperatura no interior do cilindro. Próximo ao final da compressão, a vela de ignição fornece a centelha e a combustão é iniciada.
- 3º tempo - Combustão e expansão: A combustão da mistura ar-combustível ocorre em um pequeno intervalo de tempo com o pistão próximo ao PMS. Ela se inicia próximo ao final da compressão e termina no início da expansão. A combustão eleva a temperatura no cilindro até atingir a temperatura máxima, elevando, também, a pressão até atingir seu máximo valor. Com as válvulas fechadas, a alta pressão criada pela combustão empurra o pistão até o PMI, produzindo o trabalho do ciclo do motor e diminuindo a temperatura e a pressão dentro do cilindro antes do pistão atingir o PMI.

- 4º tempo - Exaustão: Quando o pistão alcança o PMI, o cilindro ainda está com os gases resultantes da combustão, aproximadamente, igual à pressão atmosférica. Como a válvula de descarga permanece aberta e o pistão é deslocado do PMI ao PMS, a maioria dos gases de exaustão remanescentes é expelida, deixando somente o volume da câmara de combustão ocupado por esses gases. Ao final da exaustão, o ciclo se reinicia.

3.2 Parâmetros geométricos de motores alternativos

A figura 3.2 mostra o conjunto cilindro, êmbolo, biela e eixo de manivelas, onde V_d é o volume deslocado pelo êmbolo, V_c o volume da câmara de combustão, D o diâmetro do cilindro, L o curso do êmbolo, l o comprimento da biela, a o comprimento da manivela e θ o ângulo do eixo de manivelas.

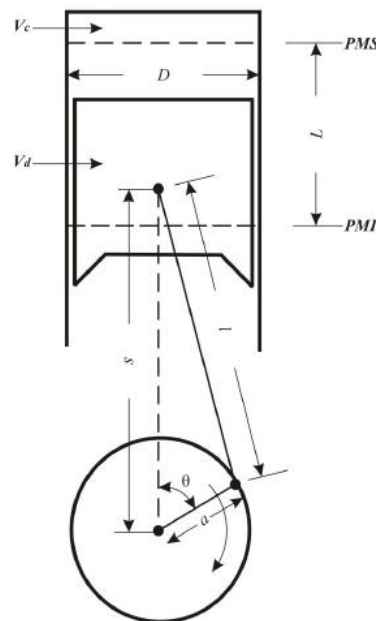


Figura 3.2 - Geometria do cilindro, êmbolo, biela e eixo de manivelas.

Fonte: Heywood, 1988.

Os parâmetros seguintes definem a geometria básica de um motor alternativo:

A relação volumétrica de compressão r_c é:

$$r_c = \frac{\text{volume máximo do cilindro}}{\text{volume mínimo do cilindro}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (3.1)$$

A relação entre diâmetro do cilindro D e o curso de êmbolo L é dada por

$$R_{DL} = \frac{D}{L} \quad (3.2)$$

A relação entre o comprimento da biela l e o comprimento da manivela a é dada por

$$R = \frac{l}{a} \quad (3.3)$$

Adicionalmente, a relação entre o comprimento do deslocamento e o raio do eixo de manivelas é dada por

$$L = 2a \quad (3.4)$$

O volume V do cilindro, para qualquer posição θ do eixo de manivelas, é:

$$V = V_c + \frac{\pi D^2}{4} (l + a - s) \quad (3.5)$$

onde s é a distância entre o centro do eixo de manivelas e o centro do pino do êmbolo, sendo dada por:

$$s = a \cos \theta (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \quad (3.6)$$

A partir das definições constantes na figura 3.2, a equação 3.5 pode ser rearranjada da seguinte forma:

$$V = V_c \left\{ 1 + \frac{1}{2} (r_c - 1) \left[R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{1/2} \right] \right\} \quad (3.7)$$

onde V_c é a variável dependente de r_c .

Em virtude de V_a ser constante, V_c pode ser escrito a partir da equação 3.1 para ser inserido na equação 3.7:

$$V_c = \frac{V_d}{(r_c - 1)} \quad (3.8)$$

Portanto, a equação 3.7 fica:

$$V = \frac{V_d}{(r_c - 1)} \left\{ 1 + \frac{1}{2} (r_c - 1) [R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)] \right\}^{1/2} \quad (3.9)$$

A superfície total da câmara de combustão, para uma dada posição θ do eixo de manivelas, é dada por:

$$A = A_{ch} + A_p + \pi D(l + a - s) \quad (3.10)$$

onde A_{ch} é a área compreendida pelo cabeçote e A_p é superfície da cabeça do êmbolo.

A velocidade média do êmbolo é definida por:

$$\bar{S}_p = 2LN \quad (3.11)$$

onde N é a velocidade angular do eixo de manivelas. Para se analisar o comportamento do motor em relação à velocidade, a velocidade média do êmbolo é um parâmetro mais apropriado que a velocidade angular. A velocidade instantânea do êmbolo é obtida pela equação:

$$S_p = \frac{ds}{dt} \quad (3.12)$$

A partir destas relações obtém-se:

$$\frac{S_p}{\bar{S}_p} = \frac{\pi}{2} \sin \theta \left[1 + \frac{\cos \theta}{(R^2 - \sin^2 \theta)^{1/2}} \right] \quad (3.13)$$

A velocidade do êmbolo é zero no início do ciclo, mas, atinge um máximo no meio deste e volta para zero no fim do ciclo.

3.3 O ângulo de avanço da ignição e sua influência na abertura do controle de carga do motor.

O ângulo de avanço é o ângulo formado entre a manivela e o eixo do cilindro, no momento em que a centelha é disparada. À medida que o êmbolo se aproxima do PMS a centelha da vela de ignição é liberada e a combustão da mistura ar-combustível acontece. Ocorrendo esta suposição, a combustão é completada somente depois de o êmbolo percorrer uma considerável distância do PMS no ciclo de expansão.

No caso geral, a máxima potência é obtida, quando o ângulo de avanço permite alcançar no PMS, aproximadamente, a metade do aumento da pressão devido à combustão. O centelhamento deve ocorrer antes do PMS para que a combustão ocorra da maneira mais próxima possível da teórica, ou seja, quase a volume constante. Se a centelha ocorre com atraso, a combustão acontece significativamente depois do PMS, a pressão máxima é alcançada quando o êmbolo está notadamente distanciado do PMS e seu valor é, portanto, menor que o normal. Assim, a área do ciclo é reduzida como representado na figura 3.3a. A mesma deformação do diagrama do ciclo real ocorre no caso de combustão lenta. Quando o centelhamento acontece com antecipação, a combustão ocorre, em grande parte, antes do PMS, a pressão máxima alcança seu valor superior ao normal e o ciclo se forma como mostrado na figura 3.3b [Giacosa, 1988].

Supondo a liberação da centelha muito avançada, a ignição acontece prematuramente no ciclo de compressão, muito antes do êmbolo atingir o PMS. Neste caso, é necessário trabalho suplementar para comprimir o fluido de trabalho, de modo que, mais uma vez, a área de trabalho é menor e, assim, a potência e a eficiência são baixas.

Por outro lado, um avanço moderado da ignição dá um melhor resultado. Haverá somente pequenas perdas sobre os ciclos de compressão e expansão, dando, assim, potência e eficiência máximas [Gupta, 2006].

A área clara do diagrama das figuras 3.3a e 3.3b representa o trabalho positivo. A abertura completa do controle de carga do motor, que diminui a resistência à passagem do fluido de trabalho, contribui para a maximização do trabalho útil e, conseqüentemente, redução do trabalho perdido por bombeamento. O estrangulamento do controle de carga contribui para o aumento do trabalho negativo.

Nos ensaios para este trabalho foi utilizada a abertura completa do controle de carga do motor. Quanto ao avanço da ignição, foi seguida a recomendação do Manual de Avaliação de Combustíveis para Motores pelos Métodos Pesquisa e Motor Padrão, da ASTM.

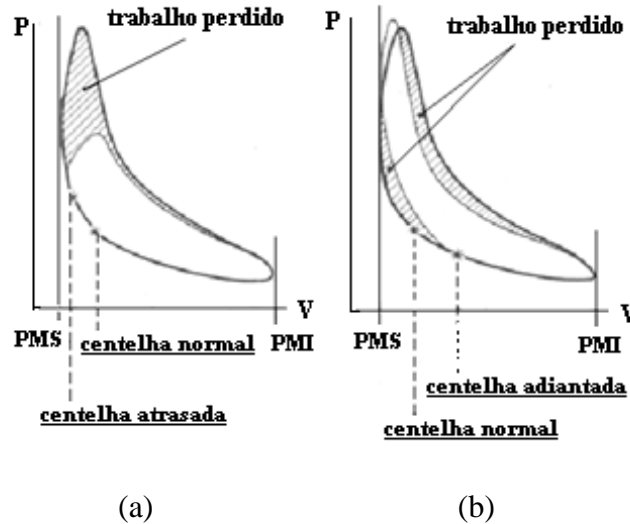


Figura 3.3 – Influência do ponto de ignição no ciclo Otto real: (a) refere-se à centelha atrasada; (b) refere-se à centelha adiantada.

Fonte: Giacosa, 1988.

3.4 Torque e potência

O torque é, normalmente, medido com um dinamômetro. O motor é preso sobre um banco de testes e o eixo é conectado ao rotor do dinamômetro. O torque exercido sobre o estator é medido, balanceando o estator com pesos, molas ou meios pneumáticos. A figura 3.4 representa, esquematicamente, o princípio de operação do dinamômetro. O rotor é acoplado eletromagneticamente, hidraulicamente ou por fricção mecânica ao estator, o qual é suportado em rolamentos de baixo atrito. O estator é balanceado com o rotor estacionário [Heywood, 1988].

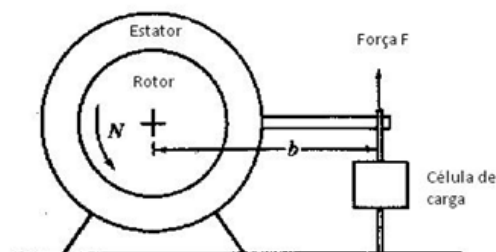


Figura 3.4 - Esquema do princípio de operação do dinamômetro.

Fonte: Heywood, 1988.

A partir da notação da figura 3.4, o torque exercido pelo motor é:

$$T_b = F \times b \quad (3.14)$$

onde F é a força medida no transdutor do dinamômetro e b é o braço de alavanca da posição da célula de carga.

A potência P entregue pelo motor e absorvida pelo dinamômetro é o produto do torque T_b e a velocidade angular:

$$P [kW] = 2\pi N \left[\frac{rev}{s} \right] T [N.m] \times 10^{-3} \quad (3.15)$$

onde N é a velocidade de rotação do eixo de manivelas.

3.5 Eficiência mecânica

Parte do trabalho bruto indicado por ciclo ou potência é usada para a descarga dos gases quentes e admissão da mistura fresca. Uma porção adicional é usada para superar o atrito dos rolamentos, êmbolos e outros componentes mecânicos do motor e para acionar os acessórios do motor. Toda esta potência requerida está agrupada e chamada de potência de atrito ou potência gasta nas resistências passivas P_f .

$$P_{c,ig} = P_b + P_f \quad (3.16)$$

onde $P_{c,ig}$ é a potência bruta indicada por ciclo e P_b é a potência, também chamada de potência efetiva ou potência no freio.

Há dificuldade para se determinar precisamente a potência gasta nas resistências passivas. Uma aproximação comum para motores de alta velocidade é submetê-los ao dinamômetro sem a queima de combustível e medir a potência que tem de ser fornecida pelo dinamômetro para superar todas estas perdas por atrito.

A razão entre a potência entregue no freio pelo motor e a potência indicada é chamada de eficiência mecânica η_m .

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_{c,ig}} = 1 - \frac{P_f}{P_{c,ig}} \quad (3.17)$$

Uma vez que a potência dissipada pelo atrito pode incluir a potência necessária para bombear o gás para dentro e para fora do motor, a eficiência mecânica depende da posição do controlador de carga, bem como do projeto e da velocidade do motor. Valores típicos para motores automotivos modernos com controlador de carga totalmente aberto é 90% para velocidade inferior a 30 a 40 rev/s, diminuindo para 75% com a velocidade nominal máxima [Heywood, 1988].

Como a eficiência mecânica envolve apenas as perdas mecânicas, enquanto a eficiência global, ou total, considera todas as perdas, sendo aquela um componente desta, esta é maior que aquela.

3.6 Pressão média efetiva

A pressão média efetiva representa a pressão constante virtual que, se aplicada sobre o êmbolo, resultaria no mesmo trabalho que o entregue pelo motor [Guibet et alli, 1999].

Enquanto o torque é uma medida útil de um determinado motor produzir trabalho, ele depende de cilindrada. Uma medida de desempenho relativo do motor mais útil é obtida pela divisão do trabalho por ciclo pelo volume deslocado do cilindro, por ciclo. O parâmetro assim obtido possui unidade de força por unidade de área e é chamado de pressão média efetiva [Heywood, 1988].

A pressão média efetiva é obtida, dividindo-se o trabalho efetivo por ciclo pelo volume deslocado pelo motor. Assim, tem-se que:

$$\text{Trabalho por ciclo} = \frac{P_{c,ig} n_r}{N} \quad (3.18)$$

onde n_r é dado de acordo com ciclo do motor (dois para ciclo de quatro tempos e um para ciclo de dois tempos).

$$P_{me} = \frac{P_{c,ig} \times n_r}{V_d \times N} \quad (3.19)$$

onde V_d é o volume deslocado por ciclo medido em metros cúbicos [m^3] e P_{me} é a pressão média efetiva medida de Pascal [P_a].

A pressão média efetiva no freio é um parâmetro mais utilizado, uma vez que pode ser facilmente obtida em dinamômetros.

$$P_{meb} = \frac{P_b \times n_r}{V_d \times N} \quad (3.20)$$

onde P_{meb} é a potência média efetiva no freio medida em Pascal [P_a].

3.7 Consumo específico de combustível

O consumo específico de combustível é um parâmetro de comparação, muito usado, para mostrar quão eficientemente um motor está transformando combustível em trabalho. O emprego deste parâmetro tem maior aceitação que o rendimento térmico, porque todas as variáveis envolvidas são medidas em unidades padrão: tempo, potência e peso [Obert, 1971].

Em testes de motores, o consumo de combustível é medido como o fluxo de massa de combustível por unidade de tempo. O parâmetro mais usado é o consumo específico de combustível – a razão do fluxo de combustível pela unidade de potência de saída. Ele mede o quanto eficientemente um motor está usando o combustível, fornecido para produzir trabalho [Heywood, 1988].

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (3.21)$$

onde $bsfc$ é o consumo específico e combustível no freio [$kg/kW.h$] e \dot{m}_f é o fluxo de massa de combustível [kg/s].

3.8 Relação ar/combustível e relação combustível/ar

Na avaliação de motores, normalmente são medidos o fluxo da massa de ar e o fluxo da massa de combustível. A relação destes fluxos é usada na definição das condições operacionais dos motores.

$$\text{Relação ar/combustível (A/F)} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (3.22)$$

$$\text{Relação combustível/ar (F/A)} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (3.23)$$

A variação destas relações para um motor de ignição por centelha usando gasolina, operando normalmente, é:

$$12 \leq A/F \leq 18 \quad (3.24)$$

$$0,056 \leq F/A \leq 0,083 \quad (3.25)$$

3.9 Efeitos da razão de mistura ar-combustível

Um motor ciclo Otto a gasolina pode operar em razões de mistura ar/combustível na faixa de 8:1 a 20:1, ou seja, desde mistura rica à mistura pobre. A relação entre a potência e o consumo específico de combustível pode ser medida variando as razões da mistura ar-combustível com o controlador de carga totalmente aberto e a rotação constante. Os resultados podem ser apresentados na forma de Curva de Hook (figura 3.5) que mostra a relação entre o consumo específico de combustível no freio ($bsfc$) e a pressão média efetiva no freio (P_{meb}) [Plint & Martyr, 1997, citado por Wildner, 2006].

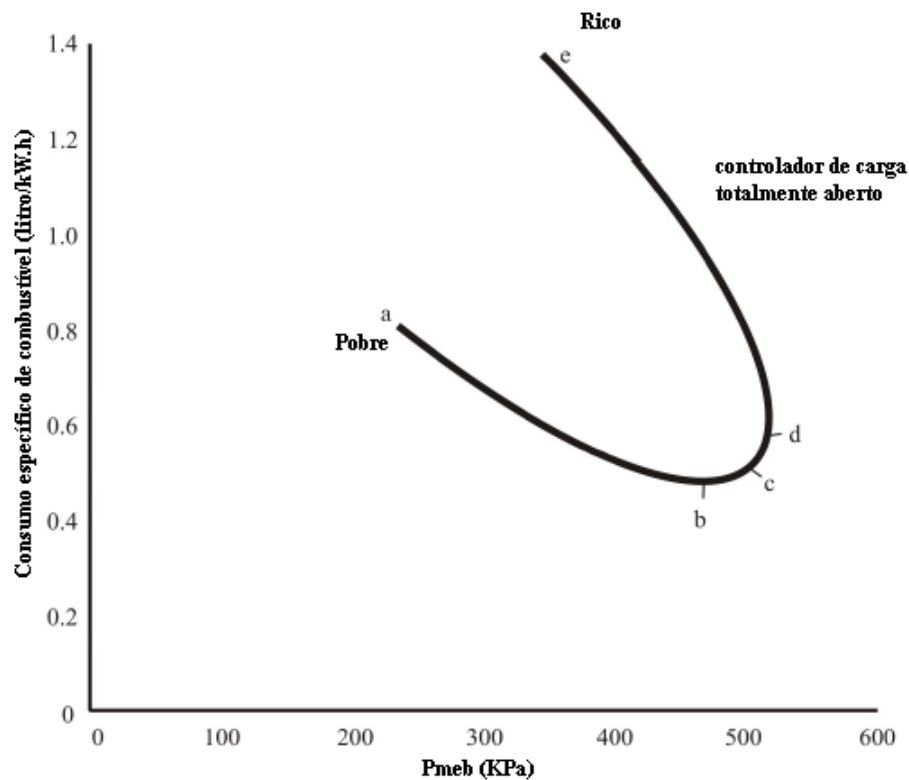


Figura 3.5 - Curva de Hook em um motor ciclo Otto a gasolina.

Fonte: Plint & Martyr, 1997, citado por Wildner, 2006.

onde:

- o ponto *a* corresponde à mistura pobre, na qual o motor está operando. Nesse ponto, a potência é bastante reduzida e o consumo específico de combustível no freio pode chegar a duas vezes mais do que o consumo específico de freio de melhor eficiência;
- o ponto *b* corresponde ao melhor desempenho do motor (maior eficiência térmica);
- o ponto *c* corresponde à razão estequiométrica da mistura;
- o ponto *d* corresponde à máxima potência, mas o consumo específico de combustível no freio é cerca de 10% maior do que o consumo específico de combustível no freio do ponto *e* e maior eficiência térmica (ponto *b*);
- o ponto *e* corresponde ao máximo valor de mistura rica em que o motor pode operar.

Algumas características relacionadas à razão ar/combustível precisam ser ressaltadas, como:

- para misturas ricas, a partir na zona de máxima potência em direção à mistura estequiométrica, tem-se uma combustão rápida e de chama azul, que cessa rapidamente no ciclo de expansão;

- admitindo a mistura ainda mais pobre, esta se propagará durante o ciclo de expansão, ocasionando retorno das explosões no coletor de admissão;

Por outro lado, tomando a mistura mais rica que a de máxima potência ocorrerá formação de chama amarela devido a partículas incandescentes de carbono, que se propagam até a abertura da válvula de descarga, podendo ocasionar explosões no sistema de descarga.

3.10 Eficiência volumétrica

A eficiência volumétrica tem efeito predominante sobre as perdas sistemáticas. O sistema de admissão restringe a quantidade de ar com a qual um motor de dado deslocamento volumétrico pode induzir. O parâmetro usado para medir a efetividade de um processo de indução do motor se chama a eficiência volumétrica. A eficiência volumétrica somente é usada em motores de ciclo de quatro tempos, os quais têm um distinto processo de admissão. É definida como a taxa do fluxo de ar admitido pelo motor dividido pela taxa com a qual o volume é deslocado pelo êmbolo.

$$\eta_v = \frac{2 \times \dot{m}_a}{\rho_{a,i} \times V_d \times N} \quad (3.26)$$

onde η_v é o rendimento volumétrico, \dot{m}_a é o fluxo de ar admitido pelo motor [kg/s] e $\rho_{a,i}$ é a densidade do ar admitido [kg/m^3].

3.11 Duração da combustão

A duração da combustão está relacionada com a velocidade de propagação da chama, com a relação volumétrica de compressão, com a razão da mistura, com a turbulência no interior da câmara de combustão e com o tipo de combustível, entre outros fatores. Sendo menor a duração da combustão, maior será a velocidade de propagação da chama. Neste sentido, quanto maior a velocidade de queima da mistura ar-combustível, menor o trabalho negativo no ciclo. Isto se deve ao fato de que o tempo de compressão da mistura, já em combustão, antes do ponto morto superior, é menor.

Segundo Giacosa, 1988, se a mistura não estiver em movimento, a chama se propaga a uma velocidade inesperadamente baixa. Há duas situações que devem ser consideradas: uma se refere à mistura inflamável em um meio de fluxo laminar e a outra se refere à mesma mistura em um meio turbulento.

A máxima velocidade laminar é usualmente alcançada próxima da estequiometria e sua diminuição ocorre com razões de mistura pobres. A velocidade de propagação laminar aumenta junto com a temperatura inicial da mistura ar-combustível e diminui, quando a diluição com gases é aumentada.

É de grande importância para o rendimento do ciclo o momento em que começa a combustão e o tempo necessário para esta completar-se. A combustão não se produz instantaneamente no PMS como está previsto no ciclo ideal, sendo que começa um pouco antes e se desenvolve até um pouco depois do PMS. Por isto, a pressão rumo ao final do ciclo de compressão aumenta, incrementando o trabalho de compressão, e diminui no começo do ciclo de expansão, reduzindo o trabalho útil [Giacosa, 1988].

Como parâmetro comparativo, a duração da combustão pode ser definida como o ângulo da árvore de manivelas entre o início da centelha e o pico de máxima pressão no interior da câmara de combustão. Esta condição está delimitada pelas hipóteses: a combustão inicia com a centelha da vela de ignição e a combustão termina no pico de máxima pressão no interior da câmara de combustão.

A turbulência não somente acelera a propagação da frente de chama, mas também restringe os limites de inflamabilidade e torna a ignição mais difícil. Isto explica o fato que a combustão de uma mistura homogênea no cilindro do motor tornar-se irregular e incompleta para relações de mistura de 0,70 a 0,80 para combustível líquido, enquanto ocorrem misturas de fácil inflamação em meio laminar [Guibet et alli, 1999].

A forma do coletor de admissão e da câmara de combustão influi no grau final da turbulência, a qual tende a aumentar com o aumento da velocidade do motor e, por consequência, também tende a aumentar a velocidade de propagação da chama.

A razão de mistura ar-combustível é outro parâmetro de relevante importância na propagação da chama. No caso dos combustíveis líquidos, a velocidade de propagação da chama alcança seu máximo valor quando a relação ar-combustível for mais rica que a estequiométrica. Todavia, se for demasiadamente rica, a velocidade de propagação da chama diminui.

3.12 Trabalho por ciclo no diagrama $p - v$.

O diagrama $p - v$ é o diagrama das pressões medidas no cilindro. As curvas traçadas se referem aos eixos de coordenadas, cujas abscissas representam espaços percorridos pelo êmbolo, portanto os volumes e as ordenadas representam as pressões.

Dados de pressão do gás no cilindro, durante o ciclo operacional dos motores, podem ser usados para calcular o trabalho transferido do gás para o êmbolo. O trabalho por ciclo é obtido pela integração da área fechada da curva do diagrama $p - v$ para todo o ciclo, cuja expressão é dada por:

$$W_{c,j} = \oint p dV \quad (3.27)$$

sendo $W_{c,ij}$ o trabalho por ciclo medido em Joule [J], p a pressão medida em Pascal [Pa] e v o volume medido em metros cúbicos [m³].

Para motores de ciclo de quatro tempos, o trabalho bruto por ciclo $W_{c,ig}$ é definido como o trabalho entregue para o êmbolo, somente nos tempos de compressão e expansão (trabalho positivo). O trabalho líquido por ciclo $W_{c,in}$ se refere ao trabalho entregue para o êmbolo durante os quatro tempos, ou ao trabalho bruto por ciclo menos o trabalho de bombeamento (trabalho negativo). O trabalho de bombeamento W_F se refere ao trabalho transferido entre o êmbolo e os gases, durante os processos de admissão e descarga.

Nas figuras 3.6a e 3.6b estão representados o trabalho bruto por ciclo $W_{c,ig}$, que é correspondente ao somatório das áreas A e B, e o trabalho líquido por ciclo $W_{c,in}$, que é correspondente à subtração das áreas A e B. A área B representa o trabalho transferido entre o êmbolo e os gases do cilindro, durante a admissão e a descarga. Este trabalho, feito pelo motor para realizar a admissão e a descarga e, geralmente, avaliado como trabalho perdido, compreende-se como trabalho de bombeamento.

O trabalho de bombeamento será transferido para os gases do cilindro, se a pressão durante a admissão for menor que a pressão durante a descarga. Esta é a situação que, naturalmente, corre com os motores aspirados. O trabalho de bombeamento será transferido dos gases do cilindro para o êmbolo se a pressão da descarga for menor que a pressão de admissão. Este caso, normalmente, ocorre com os motores superalimentados.

A figura 3.6b representa uma modelagem do ciclo, no qual são consideradas à exaustão dos gases quentes e a admissão da mistura não queimada. A pressão na exaustão é

ligeiramente superior à atmosférica e à pressão, na admissão, é ligeiramente abaixo da atmosférica. Observando que esta parte do ciclo é percorrida em sentido contrário à primeira parte, deduz-se, imediatamente, que ela consome trabalho (energia), daquele produzido pelo próprio motor.

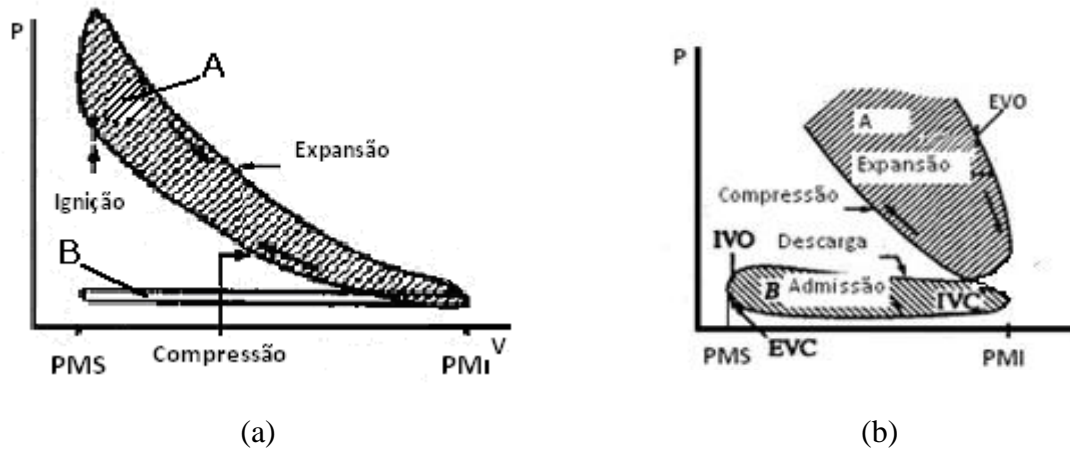


Figura 3.6 - Diagrama $p - v$ de um ciclo de quatro tempos.

Fonte: Heywood, 1988.

A figura 3.7 representa o trabalho de bombeamento no diagrama $p - v$.

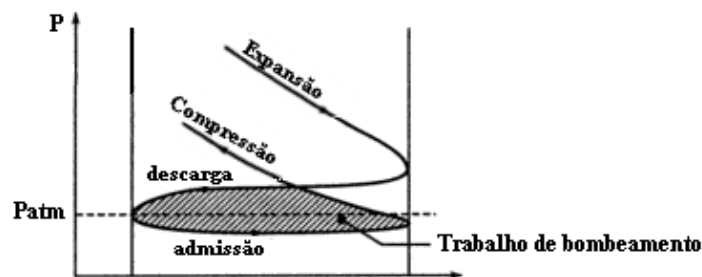


Figura 3.7 - Trabalho de bombeamento no diagrama $p - v$.

Fonte: Gupta, 2006.

Assim, o trabalho líquido por ciclo pode ser representado pela equação:

$$W_{c,in} = W_{c,ig} - W_F \quad (3.28)$$

A potência por cilindro é relacionada com o trabalho indicado por ciclo por:

$$P_{c,j} = \frac{W_{c,i} \times N}{\eta_r} \quad (3.29)$$

Na fórmula $P_{c,j}$ é a potência indicada por ciclo em watt [W]; η_r é o número de cursos de potência para cada ciclo (dois para quatro tempos e um para dois tempos) e N é o número de giros do motor [rad/s] [Heywood, 1988].

É oportuno mencionar um aspecto em que o ciclo real difere do ciclo ideal: durante o curso de admissão a pressão, no cilindro é inferior àquela tida durante o curso de descarga. De regra, durante a admissão a pressão é inferior à atmosférica e durante a descarga é superior. Por conta disso, cria-se no diagrama do ciclo real uma área negativa que corresponde ao trabalho perdido, ou de bombeamento.

No curso de compressão, o trabalho é realizado sobre o fluido de trabalho e é considerado negativo. Na expansão o trabalho é realizado pelo fluido de trabalho, isto é, pelos gases da combustão, e é considerado positivo [Giacosa, 1988].

A partir dos diagramas $p - v$ gerados durante os ensaios, as áreas correspondentes ao trabalho bruto por ciclo foram integradas separadamente. Assim, foi possível obter o trabalho líquido por ciclo. A figura 3.8 representa do diagrama $p - v$ e a relação de sua formação com o movimento do êmbolo.

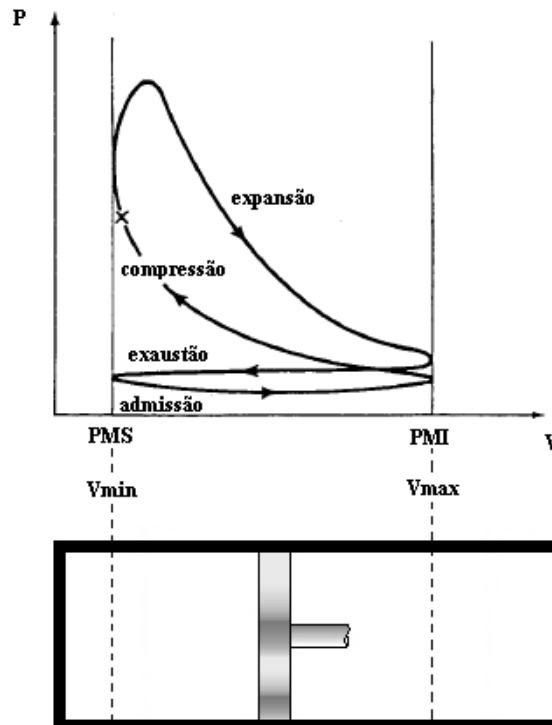


Figura 3.8 - Diagrama $p - v$ e a relação de sua formação com o movimento do êmbolo.

3.13 Efeito da mistura combustível-ar sobre o diagrama $p - v$

A figura 3.9 mostra o efeito da mistura combustível-ar nos diagramas $p - v$. A razão de mistura da carga influencia a razão da combustão e quantidade de calor envolvido. A máxima velocidade da chama ocorre, quando a mistura combustível-ar para combustível de hidrocarboneto for aproximadamente 10% rica. Quando a mistura é empobrecida ou mais enriquecida, a velocidade da chama diminui. Mistura pobre libera menos energia térmica, resultando em baixa temperatura da chama e, por conseguinte, menor velocidade da chama. Mistura ar-combustível muito rica experimenta combustão incompleta, resultando em baixa velocidade da chama. Na figura 3.9, o diagrama indicador para misturas rica, estequiométrica e pobre corresponde à relação equivalente 1,1, 1,0 e 0,9, respectivamente.

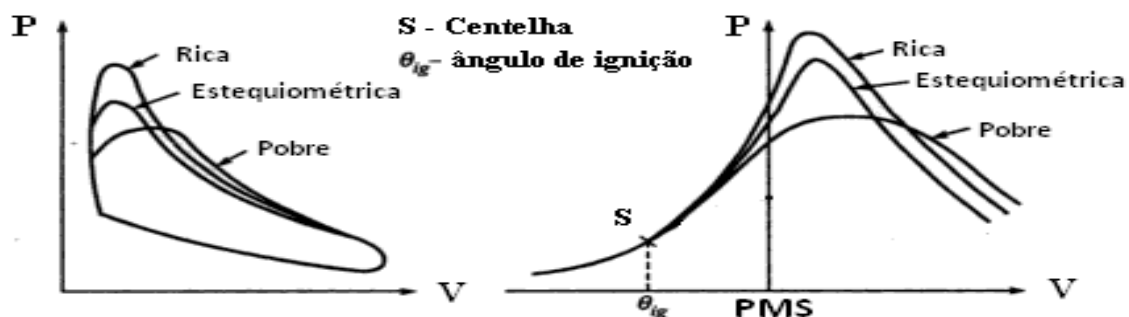


Figura 3.9 - Efeito da mistura combustível-ar sobre o diagrama $p - v$.
Fonte: Gupta, 2006.

3.14 Ciclos teóricos

O ciclo do motor é constituído de uma série de transformações químicas e físicas. A análise quantitativa desses fenômenos, de forma simplificada, é feita por meio de aproximações teóricas.

Usualmente, para ciclos teóricos, empregam-se as aproximações. Estes ciclos são confrontados com os ciclos reais, ou indicados, obtidos experimentalmente.

Os valores máximos de temperatura e pressão e, portanto, trabalho e rendimento térmico calculados para o ciclo ideal, são maiores que os dos outros tipos de ciclos.

Por conta disto, o ciclo ideal representa o limite teórico máximo que o motor pode alcançar e permite um estudo matemático, baseado nas leis dos gases perfeitos.

3.14.1 Ciclo de Carnot

O ciclo de Carnot é o ciclo mais eficiente que pode operar entre dois reservatórios de temperatura constante. Supõe um motor térmico que recebe calor de um reservatório térmico a alta temperatura e rejeita calor para um a baixa temperatura. As temperaturas destes reservatórios são constantes e assim permanecem, independentes das quantidades de calor transferidas. Esse motor térmico funciona segundo um ciclo no qual todos os processos são reversíveis, sendo cada processo reversível, o ciclo também é reversível.

O primeiro processo do ciclo de Carnot é um processo isotérmico reversível, no qual calor é transferido do reservatório a alta temperatura para o fluido de trabalho.

O processo seguinte é adiabático reversível, durante o qual a temperatura do fluido de trabalho diminui desde a do reservatório a alta temperatura até a do reservatório a baixa temperatura.

O próximo processo é isotérmico reversível, no qual calor é rejeitado para o reservatório a baixa temperatura. Neste processo, a temperatura do fluido de trabalho é, infinitesimalmente, maior do que a do reservatório à baixa temperatura.

O processo que completa o ciclo é adiabático reversível, no qual a temperatura do fluido de trabalho aumenta, desde a do reservatório à baixa temperatura, até a temperatura do outro reservatório.

O ciclo de Carnot pode ser realizado de várias maneiras diferentes e arranjos possíveis, entre os quais um que ocorra, totalmente, dentro de um cilindro, utilizando gás como substância de trabalho.

A figura 3.10 representa os processos do ciclo de Carnot no diagrama pressão-volume.

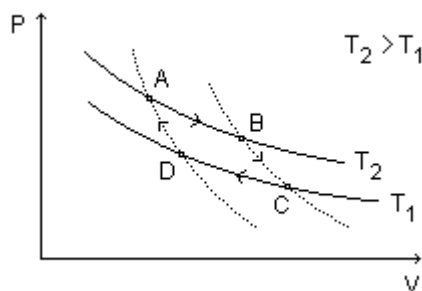


Figura 3.10 - Diagrama pressão-volume dos processos do ciclo ideal de Carnot.

A representação gráfica do ciclo de Carnot em um diagrama pressão-volume é a seguinte:

A-B: Expansão isotérmica (T_2 constante). O sistema recebe a quantidade de energia Q_2 na forma de calor e realiza trabalho contra a vizinhança.

B-C: Expansão adiabática (T_2 para T_1). O sistema não troca energia na forma de calor, mas realiza trabalho contra a vizinhança.

C-D: Compressão isotérmica (T_1 constante). O sistema perde a quantidade de energia Q_1 na forma de calor e recebe trabalho da vizinhança.

D-A: Compressão adiabática (T_1 para T_2). O sistema não troca energia na forma de calor, mas recebe trabalho da vizinhança.

3.14.2 Ciclo padrão a ar Otto

A partir do ciclo de Carnot foram definidos vários ciclos, entre eles o ciclo Otto, ciclo motor ou termodinâmico básico de referência para os motores de ignição por centelha. É um ciclo que se aproxima do motor de combustão interna de ignição por centelha. Para a análise deste ciclo, considera-se que somente ar, comportando-se como gás ideal, é admitido para dentro do cilindro. Os diagramas de $p - v$ e $T - s$ são apresentados na figura 3.11 e mostram as fases do ciclo Otto, composto por dois processos isovolumétricos e dois processos isentrópicos.

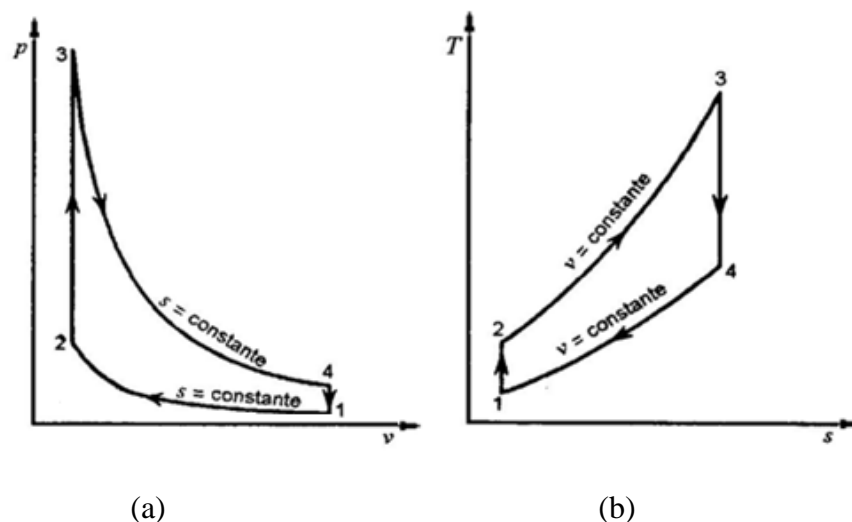


Figura 3.11 - Ciclo-Padrão a ar Otto: (a) refere-se ao diagrama $p - v$; (b) refere-se ao diagrama $T - s$.

Fonte: Van Wylen et alli, 1995.

Nos diagramas $p - v$ e $T - s$ deste ciclo, o processo 1-2 é uma compressão isentrópica do ar, quando o êmbolo se move, do ponto morto do lado da manivela (inferior) para o ponto morto do lado do cabeçote (superior). O calor é, então, transferido para o ar, a volume constante, enquanto o êmbolo permanece momentaneamente em repouso no ponto morto superior (num motor real, este processo corresponde à ignição da mistura ar-combustível pela centelha e à queima subsequente). O processo 3-4 é uma expansão isentrópica e o processo 4-1 é o de rejeição de calor do ar, enquanto o êmbolo está no ponto morto inferior [Van Wylen et alli, 1995].

Os ciclos de admissão e de descarga normalmente não são considerados, nos diagramas ideais, em coordenadas $p - v$ e o ciclo Otto se representa como um ciclo fechado no qual o fluido de trabalho retorna ao estado inicial no final da fase de expulsão do calor [Giacosa, 1988].

O rendimento do ciclo-padrão Otto é função, apenas, da relação volumétrica de compressão e o rendimento aumenta com o aumento desta relação. Igualmente, para um motor real de ignição por centelha, o rendimento térmico aumenta, quando a relação volumétrica de compressão é aumentada. A tendência para a utilização de relações de compressão maiores, induzida pelo esforço de se obter maiores rendimentos térmicos, deve considerar a máxima relação volumétrica de compressão que pode ser utilizada sem a ocorrência de detonação [Van Wylen et alli, 1995].

3.15 Calor latente

Entre as propriedades de um combustível que determinam seu valor para uso em motores de combustão interna está o calor latente.

Sempre que uma substância muda de estado há troca de calor com o ambiente. Esta quantidade de calor necessária para que ocorra uma mudança de estado é chamada de calor latente. No caso da evaporação, ou condensação, o calor recebido ou cedido, respectivamente, para o ambiente é o calor latente de troca de fase.

Calor latente é a grandeza física que determina a quantidade de calor que uma unidade de massa de determinada substância deve receber para mudar de estado físico. É o calor ganho ou perdido por um corpo durante uma mudança de estado, quando não resulta em nenhuma mudança de temperatura.

A temperatura absoluta no início do tempo de compressão é dependente da quantidade de calor externo aplicado e do calor latente de vaporização. Isto é largamente independente da temperatura da mistura durante sua admissão no cilindro. De fato, a temperatura absoluta final e o peso da carga no cilindro são dependentes da quantidade e calor latente do combustível e a quantidade de calor adicionado a ela, externo ao cilindro.

Os componentes disponíveis do grupo do álcool, em consequência de conterem oxigênio na molécula e do maior calor latente de vaporização, têm comportamento um pouco diferente do que o dos demais hidrocarbonetos. Devido ao seu elevado calor latente e baixa temperatura da chama, toda a temperatura do ciclo é menor, enquanto novamente devido ao seu elevado calor latente de vaporização e, portanto, da reduzida temperatura de admissão, a eficiência volumétrica de um motor usando álcool é consideravelmente maior do que quando usando gasolina. O resultado da menor temperatura da chama é que o motor opera com maior eficiência térmica [Ricardo, 1931].

A tabela 3.1 fornece os pontos de ebulição e o correspondente calor latente de vaporização de algumas substâncias à pressão atmosférica.

Tabela 3.1 - Pontos de ebulição e correspondentes valores de calor latente de vaporização de algumas substâncias.

Substância	Temperatura de ebulição (° C)	Calor latente de vaporização $L_V(kJ/kg)$
água	100	2259,2
metanol	64,7	1100,3
etanol	78,3	854,1
éter	35	372,6
nitrogênio	-195,5	199,3
oxigênio	-182,9	213,1
hidrogênio	-252,8	452,2
hélio	-269	25,1

Fonte: Ricardo, 1931.

3.16 Poder calorífico

Poder calorífico é a energia contida no combustível. Ela varia segundo as quantidades de hidrogênio e carbono. Quanto maior a quantidade de hidrogênio, tanto mais elevado é o poder calorífico, ou energia interna específica, dado que esta vale para o hidrogênio 120,16 kJ/kg, enquanto que para o carbono vale 34,08 kJ/kg. Um dos produtos da combustão é a água; como esta se encontra em estado líquido, ou em estado de vapor, varia o valor do poder calorífico do combustível. Tem-se, portanto, dois poderes caloríficos [Giacosa, 1988].

O poder calorífico de um combustível é a magnitude do calor da reação com pressão constante ou volume constante em uma temperatura padrão (usualmente 25°C) para uma combustão completa por unidade de massa de combustível [Heywood, 1988].

O poder calorífico superior e o poder calorífico inferior fornecem um índice para o teor de energia dos combustíveis. O termo poder calorífico superior é usado, quando a água formada é toda condensada na fase líquida. O termo poder calorífico inferior é usado quando a água formada está toda na fase de vapor.

Somente o poder calorífico inferior é significativo no que tange a combustíveis que geram água como um subproduto da combustão.

Os constituintes oxigenados do combustível que contêm oxigênio - como o álcool, por exemplo - apresentam um poder calorífico mais baixo que os hidrocarbonetos puros. A potência comparável àquela que pode ser atingida com combustíveis sem oxigênio, só pode ser atingida através de taxas mais altas de consumo de combustível [Bosch, 2005].

O poder calorífico da mistura ar-combustível influencia o rendimento do motor. É o poder calorífico da mistura de combustível e ar, na proporção requerida para ocorrer a combustão completa, do qual depende a potência de saída de um motor. Na sua conexão encontra-se que todo combustível hidrocarboneto dá dentro de limites muito estreitos o mesmo poder calorífico por volume padrão da mistura correta [Ricardo, 1931].

3.17 Combustão

O processo de combustão envolve a oxidação dos constituintes do combustível que são oxidáveis. Durante este processo, a massa de cada um dos constituintes permanece inalterada, bem como são formados muitos produtos intermediários [Van Wylen et alli, 1995].

Uma mistura ar-combustível participa em uma reação de combustão por cada oxidação lenta ou combustão rápida. No primeiro caso, um pequeno aumento na temperatura é tudo o que é necessário para ver o aparecimento progressivo dos produtos intermediários da oxidação. A velocidade da transformação é sempre limitada e, depois, atingindo um máximo, decrescendo progressivamente, quando os reagentes são consumidos.

A combustão rápida é, claramente, distinguível da oxidação lenta pela presença de concentrações não-equilibradas de espécies atômicas transitórias (átomos e radicais) na zona de reação. A velocidade da reação é muito elevada e a transformação completa, sem a oportunidade de analisar a espécie ativa, ou interromper a reação em uma fase intermediária.

Se a composição inicial da mistura estiver correta, referida como uma mistura inflamável, a combustão pode continuar ponto a ponto, a partir do ponto de ignição. Este processo é chamado de propagação. A frente de chama é muito estreita e ela separa a mistura a cada instante em duas zonas, contendo reagentes (carga fresca) e produtos (gases queimados).

A velocidade de propagação da chama depende, significativamente, da natureza da mistura e condições experimentais. Uma velocidade de uma propagação subsônica é referida como deflagração e ela é distinta da detonação, a qual ocorre com velocidade supersônica [Guibet et alli, 1999].

3.17.1 Combustão normal

A combustão normal em motores de ignição por centelha resulta da deflagração num meio turbulento, a qual é iniciada pela centelha da vela de ignição e que não é interferida por fenômenos parasitários, ou descontrolados.

O combustível, que pode estar na forma de gotículas dispersas no ar, continua vaporizando durante a compressão. A centelha ocorre em meio supostamente homogêneo, mas, este meio é também muito turbulento, quando a velocidade do motor está entre 600 e 6.000 rpm. A centelha ocorre num ponto 10 a 40° APMS e uma chama se propaga através de um volume que está sendo instantaneamente modificado com o movimento do êmbolo.

A chama, cuja forma é controlada pelas paredes da câmara, consiste de uma superfície que separa a zona, contendo os produtos da combustão (gases queimados) da zona contendo a carga inicial (combustível e ar).

A partir do PMS, o movimento descendente do êmbolo tende a reduzir a pressão na câmara, enquanto a energia liberada tende a ter o efeito oposto. A pressão atinge seu máximo valor depois do ponto morto superior.

Alguns parâmetros de controle e funcionamento agem no processo de combustão normal: velocidade do motor, eficiência volumétrica, geometria do motor, razão de mistura e composição do combustível.

Não há aditivo conhecido que pode aumentar a velocidade de propagação laminar de hidrocarbonetos e, em consequência, a velocidade de liberação de energia em motores [Guibet et alii, 1999].

3.17.2 Combustão anormal

A combustão nos motores ciclo Otto é anormal, quando, uma vez ocorrida a centelha, não avança de maneira regular, ou quando não é provocada diretamente pela centelha, mas obedece a outras causas.

A combustão anormal pode afetar, inteiramente ou em parte, a carga combustível-ar e ela não resultar a partir da propagação da frente de chama iniciada pela centelha da vela de ignição. Sua duração pode ser temporária, episódica ou pode ocorrer, continuamente, com resultados potencialmente severos. A combustão anormal, baseada na classificação do modo de ignição, pode ser dividida em duas categorias principais:

- A auto-ignição, caracterizada pela ignição espontânea de toda, ou parte da mistura combustível-ar como consequência de condições especiais de pressão e temperatura;
- A propagação de uma ou mais frentes de chama originadas de fontes anormais (ignição superficial), tais como: pontos quentes sobre as paredes, vela de ignição ou válvula de descarga, podendo ocorrer antes da centelha (pré-ignição) ou depois da centelha (pós-ignição).

3.17.2.1 Auto-ignição

A auto-ignição somente pode ocorrer em determinado limite de temperatura e pressão. Neste caso a combustão, que tanto pode ocorrer antes, quanto depois da centelha, desenvolve-

se com maior rapidez que a combustão normal. Dificilmente a auto-ignição ocorre por toda a carga.

Sob certas condições de operação, parte da carga não queimada no avanço da frente de chama auto-inflama e queima instantaneamente, ou em alta velocidade. O resultado é um aumento local da pressão seguida de vibrações da massa de gases, que continua até a pressão ser equalizada em todas as áreas da câmara de combustão. As ondas de pressão criam um ruído característico que soa, parecendo um toque metálico, o qual é distinto do som característico da combustão. Este ruído é conhecido por detonação.

A detonação gera uma propagação da chama supersônica, que é acompanhada por ondas de choque. Uma curva de pressão normal é perturbada em um ponto do ciclo por intensa oscilação da pressão, que continua para parte do ciclo de descida

A detonação produz diminuição do rendimento, irregularidades no diagrama de pressão e superaquecimento de algumas partes do motor [Guibet et alli, 1999].

3.17.2.2 Ignição superficial

O funcionamento do motor sob particulares condições pode levar ao superaquecimento de determinadas zonas, especialmente os eletrodos da vela de ignição e as válvulas de descarga, ou a formação de partículas incandescentes de carbono. Estas partes superaquecidas podem iniciar a combustão da mistura ar-combustível em suas circunvizinhanças. Nestas condições, tem-se uma ignição superficial, cuja frente de chama é diversa da normal.

Se a ignição superficial ocorre antes da emissão da centelha, o caso é de pré-ignição. Quando este fenômeno acontece, a ignição indesejada ocorre, regularmente, com cada ciclo e ela se torna mais ou menos prematura. A evolução na direção da ignição extremamente avançada pode ser lenta, ou muito rápida. A máxima pressão, a qual sempre ocorre depois do PMS com combustão normal, se move para o PMS, ou ligeiramente, antes dele, uma vez iniciada a pré-ignição. Pressões alcançam valores muito elevados. Evidência de dispersão cíclica é visível, não só em torno do PMS, mas muito cedo no ciclo.

A pré-ignição causa considerável aumento no calor transferido entre os gases da combustão e as paredes, que, muitas vezes, leva a sérios e espetaculares incidentes: maior redução na potência, derretimento parcial das válvulas, furo de êmbolos e o fluxo de retorno de gases queimados no coletor de admissão e sistema de combustível.

Supondo a produção de ignição superficial depois da ocorrência da centelha, a forma especial de combustão anormal é chamada de pós-ignição [Guibet et alli, 1999].

3.17.3 Eficiência da combustão em um motor de combustão interna

A necessidade de definição de eficiência da combustão reside no fato de uma fração da energia química dos combustíveis não ser completamente liberada dentro do motor durante o processo de combustão.

Os gases da descarga dos motores de combustão interna são formados por produtos da combustão incompleta (CO, H_2 , hidrocarbonetos não queimados e fuligem) e produtos da combustão completa (CO_2 e H_2O).

Para um processo de combustão completo e adiabático, a temperatura dos produtos é a temperatura adiabática da chama. Denomina-se a relação combustível/ar necessária para alcançar essa temperatura, sob tais condições, como a relação combustível/ar ideal. Na câmara de combustão real, a combustão é incompleta e ocorre transferência de calor para o meio. Portanto, é necessário mais combustível para alcançar a temperatura considerada, sendo a relação combustível/ar correspondente chamada de relação real [Van Wylen et alli, 1995].

Assim, a eficiência da combustão é definida como a relação entre a energia química ideal (adiabática) do combustível e a energia química real do processo.

Considerando a massa m , a qual passa através de volume de controle circundante do motor, a energia química líquida liberada devido à combustão dentro do motor é dada por

$$[H_R(T_A) - H_P(T_A)] = m \left(\sum_{i, reagentes} n_i \Delta \tilde{h}_{f,i}^{\circ} - \sum_{i, produtos} n_i \Delta \tilde{h}_{f,i}^{\circ} \right) \quad (3.30)$$

onde n_i é o número de moles da espécie i dos reagentes ou dos produtos por unidade de massa do fluido de trabalho, T_A é a temperatura ambiente, $\Delta \tilde{h}_{f,i}^{\circ}$ é a entalpia de formação padrão da espécie i .

A quantidade de energia do combustível fornecida para o volume de controle em torno do motor, a qual pode ser liberada pela combustão, é $m_f Q_{HV}$. Assim, a eficiência da combustão é dada por:

$$\eta_c = \frac{H_R(T_A) - H_P(T_A)}{m_f Q_{HV}} \quad (3.31)$$

3.17.4 Eficiência térmica de conversão

Nem toda a energia fornecida pelo combustível ao motor é liberada pelo processo de combustão, uma vez que a combustão é incompleta: a eficiência da combustão (equação 3.31) é menor do que a unidade.

A eficiência térmica η_t relaciona o trabalho real por ciclo para a quantidade de energia química do combustível fornecido no processo de combustão. Deste modo, a equação da eficiência da conversão térmica fica:

$$\eta_t = \frac{W_c}{H_R(T_A) - H_P(T_A)} = - \frac{W_c}{(\Delta H)_{T_A}} = \frac{W_c}{\eta_c m_f Q_{HV}} \quad (3.32)$$

A relação entre eficiência da conversão de combustível η_f , da conversão térmica η_t e da combustão η_c é:

$$\eta_f = \eta_c \eta_t \quad (3.33)$$

A eficiência da conversão de combustível é comumente usada na definição de eficiência de motores, porque ela usa uma quantidade facilmente medida, o poder calorífico, para definir a quantidade de energia do combustível fornecida ao motor [Heywood, 1988].

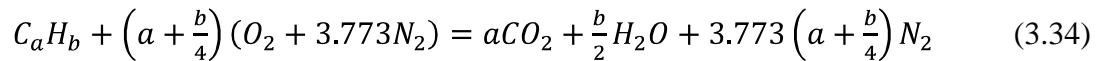
Segundo Heywood, 1988, a eficiência da conversão de combustível é o inverso do consumo específico de combustível que, por sua vez, é a relação do fluxo de massa de combustível e a unidade de potência de saída. Assim, com o enriquecimento da mistura, aumenta o fluxo de massa de combustível, aumenta o consumo específico de combustível e decresce a eficiência da conversão de combustível. Por outro lado, a eficiência da conversão de combustível aumenta com o empobrecimento da mistura.

3.17.5 Combustão estequiométrica

Desde que a relação entre a composição dos reagentes de uma mistura combustível e a composição dos seus produtos dependa somente da conservação de massa de cada elemento químico nos reagentes, somente a composição elementar relativa do combustível e da proporção relativa de combustível e ar são necessários.

Se a suficiência de oxigênio é constatada, um combustível hidrocarboneto pode ser completamente oxidado. O carbono no combustível é então convertido em dióxido de carbono e o hidrogênio em água.

O ar contém nitrogênio, mas quando os produtos estão a baixas temperaturas, o nitrogênio não é suficientemente afetado pela reação. Sendo a combustão completa de um combustível hidrocarboneto de média composição molecular C_aH_b com ar, a equação correspondente é:



Esta equação 3.34 define a proporção estequiométrica entre o combustível e o ar, ou seja, a quantidade de ar necessária para converter toda a quantidade de combustível em produto completamente oxidado. As relações estequiométricas ar/combustível e combustível/ar dependem da composição do combustível. A partir da equação 3.34 obtém-se:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \left(\frac{F}{A}\right)_s^{-1} = \frac{(1+y/4)(32+3.773 \times 28.16)}{12.001+1.008y} = \frac{34.56(4+y)}{12.001+1.008y} \quad (3.35)$$

onde A representa a massa de ar, F a massa de combustível, s a condição estequiométrica e y a relação entre o número de átomos de carbono e o número de átomos de hidrogênio do combustível ($y = b/a$, presente na expressão C_aH_b que representa a composição do hidrocarboneto CH_y).

A relação ar/combustível estequiométrica $(A/F)_s$ depende somente de y ou, em outras palavras, da composição do hidrocarboneto CH_y .

Com menos ar do que o requerido pela relação estequiométrica, isto é, com excesso de combustível na combustão, há oxigênio insuficiente para oxidar completamente o carbono e o hidrogênio do combustível, para formar CO_2 e H_2O . Os produtos são a mistura de CO_2 e H_2O com monóxido de carbono (CO) e hidrogênio (H_2), bem como nitrogênio (N_2).

Em razão da composição dos produtos da combustão ser significativamente diferente para misturas pobres e ricas em combustível e devido à relação combustível/ar estequiométrica depender da composição do combustível, a razão da relação combustível/ar real para a relação estequiométrica (ou sua inversa) é um parâmetro mais informativo para definir a composição da mistura. A relação combustível/ar é representada por ϕ ,

$$\phi = \frac{(F/A)_{real}}{(F/A)_s} \quad (3.36)$$

O inverso de ϕ é a relação ar/combustível, representada por λ ,

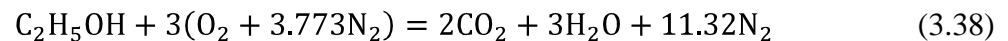
$$\lambda = \phi^{-1} = \frac{(A/F)_{real}}{(A/F)_s} \quad (3.37)$$

Tabela 3.2 - Condições de ϕ e de λ para mistura rica, pobre e estequiométrica.

Mistura	λ	ϕ
rica	<1	>1
pobre	>1	<1
estequiométrica	=1	=1

Fonte: Heywood, 1988.

Quando o combustível contém oxigênio, como no caso do álcool, o procedimento para determinação da equação da combustão em todas as direções é o mesmo, exceto que o oxigênio é incluído no balanço entre reagentes e produtos. Para o álcool etílico, a equação da combustão estequiométrica é:



$$e \left(\frac{A}{F} \right)_s = 9.0$$

A tabela 3.3 relaciona as razões estequiométricas (A/F) e (F/A) de combustíveis comuns e hidrocarbonetos típicos, entre outras propriedades.

Tabela 3.3 - Dados sobre as propriedades dos combustíveis.

Combustível	Fórmula	Peso molecular	Densidade (kg/m^3)	Calor de Vaporização (kJ/kg)	Calor Específico		Poder Calorífico		$(A/F)_s$	$(F/A)_s$	Octanagem	
					Líquido ($kJ/kg.K$)	Vapor C_p ($kJ/kg.K$)	Superior (MJ/kg)	Inferior (MJ/kg)			RON	MON
Gasolina	$C_nH_{1.87n}$	~110	720-780	350	2.4	~1.7	47.3	44.0	14.6	0.0685	91-99	82-89
Gás natural	$C_nH_{3.87n}N_0$	~18	~0.79	-	-	~2	50	45	14.5	0.069	-	-
Metano	CH_4	16.04	0.72	509	0.63	2.2	55.5	50.0	17.23	0.0580	120	120
Propano	C_3H_8	44.10	501	426	2.5	1.6	50.4	46.4	15.67	0.0638	112	97
Isooctano	C_8H_{18}	114.23	692	308	2.1	1.63	47.8	44.3	15.13	0.0661	100	100
Cetano	$C_{16}H_{34}$	226.44	773	358	-	1.6	47.3	44.0	14.82	0.0675	-	-
Benzeno	C_6H_6	78.11	879	433	1.72	1.1	41.9	40.2	13.27	0.0753	-	115
Tolueno	C_7H_8	92.14	867	412	1.68	1.1	42.5	40.6	13.50	0.0741	120	109
Metanol	CH_4O	32.04	792	1103	2.6	1.72	22.7	20.0	6.47	0.155	106	92
Etanol	C_2H_5OH	46.07	785	840	2.5	1.93	29.7	26.9	9.00	0.111	107	89

Fonte: Heywood, 1988.

3.18 Combustíveis

Um combustível pode ser definido como qualquer substância capaz de reagir com um comburente, geralmente oxigênio, produzindo calor, chama e gases. Esta reação, a combustão, implica na liberação de energia de sua forma potencial a uma forma utilizável.

As necessidades decorrentes da atividade humana impuseram, inicialmente, uso de combustíveis de fácil obtenção e baixa qualidade. Neste contexto, a lenha e a gordura animal tiveram papel importante e suficiente. Com a evolução, as demandas passaram a ter dimensões maiores e os combustíveis passaram a ter caracterização por poder calorífico, a quantidade de energia por unidade de massa libertada na oxidação.

Junto à massificação do uso, as atividades precisaram de maiores velocidades e potências e exigiram fontes de grande capacidade de obtenção de combustíveis. Neste aspecto, o petróleo, um recurso natural não renovável, apresentou-se como opção. Seu uso permitiu a expansão econômica, especialmente pela industrialização e transportes.

Junto a outros combustíveis, o uso coletivizado do petróleo passou a incorporar ao poder calorífico outras características, especialmente, a capacidade de geração de vapor e as impurezas provenientes da descarga.

3.18.1 Tipos de combustíveis

A partir do século XX surgiram os combustíveis minerais, considerados fósseis, derivados do petróleo como óleo diesel, o querosene e a gasolina. Entre os combustíveis gasosos estão o gás natural, ou os GLP (Gases Liquefeitos de Petróleo), representados pelo Propano e o Butano. As gasolinas e até os gases são utilizados para os motores de combustão interna.

Os combustíveis fósseis são misturas de compostos orgânicos que se extraem do subsolo com o propósito de produzir energia por combustão. Consideram-se combustíveis fósseis o carvão, o petróleo e o gás natural, procedente de outros organismos.

Quase todos os combustíveis para o motor a ignição são derivados do petróleo, o qual é uma complexa mistura de hidrocarbonetos [Obert, 1971].

Petróleo cru é conhecido apenas como petróleo. O petróleo é um combustível fóssil, o que significa que ele é formado pelo processo de decomposição de matéria orgânica, restos

vegetais, algas, alguns tipos de plâncton e restos de animais marinhos - ocorrido durante centenas de milhões de anos na história geológica da Terra.

O petróleo é o ponto de partida para muitas substâncias diferentes, porque contém hidrocarbonetos. Os hidrocarbonetos compõem a quase integralidade do petróleo e podem se apresentar em diferentes estados: desde um gás, como o metano (CH_4); líquidos, com cinco ou mais carbonos; até sólidos, como cera, isso já nas cadeias muito longas.

Combustíveis automotivos derivados do petróleo podem ser classificados nas categorias de hidrocarbonetos líquidos e hidrocarbonetos gasosos.

A maioria dos combustíveis compostos por carbono e hidrogênio, líquidos e gasosos, é formada por uma mistura de muitos hidrocarbonetos diferentes. Por exemplo, a gasolina é composta por uma mistura de cerca de 40 hidrocarbonetos diferentes e com traços de muitos outros [Van Wylen et alli, 1995].

A tabela 3.4 reúne as famílias mais importantes de hidrocarbonetos e apresenta as características mais importantes de cada uma.

Tabela 3.4 - Características de algumas famílias de hidrocarbonetos.

Família	Fórmula	Estrutura	Saturado
Parafínicos	C_nH_{2n+2}	cadeia	sim
Olefínicos	C_nH_{2n}	cadeia	não
Diolefínicos	C_nH_{2n-2}	cadeia	não
Naftenos	C_nH_{2n}	cíclica	sim
Aromáticos			
Benzenos	C_nH_{2n-6}	cíclica	não
Naftalenos	C_nH_{2n-12}	cíclica	não

Fonte - Van Wylen et alli, 1995.

3.18.2 Família dos parafínicos

Os compostos da família parafínica terminam todos em “ano” [Van Wylen et alli, 1995]. A família parafínica de hidrocarbonetos começa com o metano (CH_4) e os termos seguintes têm um átomo a mais de carbono ligado a dois átomos de hidrogênio e recebem as denominações expressas na tabela 3.5, de acordo com o número de carbonos [Penido, 1981].

Tabela 3.5 - Denominações da família parafínica, de acordo com o número de carbonos.

Hidrocarboneto	Quantidade de carbono
Metano	1
Etano	2
Propano	3
Butano	4
Pentano	5
Hexano	6
Heptano	7
Octano	8
Nonano	9
Decano	10

Fonte - Penido, 1981.

3.18.3 Família dos olefínicos

Os compostos da família dos olefínicos terminam todos em “eno” (como propeno e octeno) [Van Wylen et alli, 1995]. Os olefínicos são compostos insaturados, de cadeia aberta com a fórmula geral C_nH_{2n} . A insaturação é mostrada por uma ligação dupla os átomos de carbono [Obert, 1971]. Pode unir-se com facilidade ao hidrogênio, formando parafina, ou com oxigênio, formando resíduos chamados borras ou gomas [Penido, 1981]. As olefinas que reagem, facilmente, com o oxigênio são componentes mais desejáveis da gasolina do que as n-parafinas, porque os olefínicos têm octanagem mais alta.

3.18.4 Família dos diolefínicos

Os compostos da família dos diolefínicos terminam todos em “dieno” (como butadieno) [Van Wylen et alli, 1995]. Duas ligações duplas entre átomos de carbono caracterizam os diolefínicos. São indesejáveis como componentes dos combustíveis, porque, em estocagem, sofrem reações, escurecem o combustível e formam borras [Obert, 1971].

3.18.5 Família dos naftenos

Os compostos da família dos naftenos têm a mesma fórmula que a família dos olefínicos, mas são compostos saturados, com estrutura cíclica e, também, atendidos pelo nome de cicloparafinas. Os compostos são denominados adicionando o prefixo “ciclo-” ao nome da parafina de cadeia reta correspondente (como ciclohexano e ciclopentano). Os naftenos são componentes desejáveis na gasolina para motores [Obert, 1971].

3.18.6 Família dos aromáticos

Os compostos da família dos aromáticos incluem as séries do benzeno (C_nH_{2n-6}) e do naftaleno (C_nH_{2n-12}) [Van Wylen et alli, 1995]. Os aromáticos têm como estrutura central a molécula do benzeno. Vários outros compostos aromáticos são formados pela substituição de um ou mais dos átomos de hidrogênio da molécula de benzeno com o radical orgânico (como o tolueno, C_6H_5CH) [Taylor, 1988]. Apesar de insaturados, as ligações duplas não são fixas, mas alternam-se em posição entre os átomos de carbono, dando, assim, origem ao nome ligação aromática. Devido a esta ligação particular, os aromáticos são, quimicamente, mais estáveis que os compostos insaturados. De fato, eles suportam auto-ignição forte e resistem à reação durante o curso de compressão do motor ainda melhor que o isooctano [Obert, 1971].

3.18.7 Gasolina

A gasolina é um produto obtido a partir do refino do petróleo. A composição química de seus constituintes varia bastante, dependendo do petróleo básico e dos métodos usados em seu refino [Taylor, 1988].

A gasolina automotiva é uma mistura de hidrocarbonetos contendo desde 6 até 12 átomos de carbono.

Os hidrocarbonetos presentes na gasolina pertencem às séries parafínica, olefínica, naftênica e aromática e suas quantidades relativas dependem do petróleo e do processo de obtenção utilizados. Atualmente, as gasolinas que saem das refinarias são compostas de misturas obtidas a partir de diferentes processos, balanceadas de modo a obter determinadas características que atendam aos requisitos de desempenho dos motores, de acordo com a composição desses hidrocarbonetos.

De acordo com regulamentação da Agência nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), a gasolina automotiva brasileira é classificada em comum e Premium, cada uma do tipo A ou C.

A gasolina tipo A, isenta de componentes oxigenados, é produzida pelas refinarias de petróleo e entregue diretamente às distribuidoras. Não possui adição de antidetonantes e não se destina, portanto, ao consumidor. Já a gasolina tipo C é a gasolina tipo A recebida pelas distribuidoras adicionada de álcool etílico anidro combustível (AEAC). Essa gasolina é a que se encontra disponível no mercado, sendo comercializada nos postos revendedores.

A popular gasolina aditivada é a gasolina comum tipo C, adicionada dos compostos como tolueno ou xilenos, além de outros aditivos com finalidades específicas, como os antioxidantes, detergentes, anticongelantes, desativadores de metal, corantes, etc.

3.18.8 Alcoóis

Os alcoóis são combustíveis líquidos que podem ser obtidos tanto da oxidação parcial do petróleo, quanto a partir da bioconversão. Os compostos são saturados com uma estrutura de cadeia de fórmula geral R-OH, onde o radical R é o grupo parafínico ligado ao radical hidroxila OH [Obert, 1971].

A denominação dos alcoóis é dada pelo nome do hidrocarboneto fundamental seguido pelo sufixo *-ol*. Assim, o álcool metílico, CH_3OH , é também chamado de metanol.

No Brasil, o álcool combustível, em uso descontínuo desde o início de século XX e hoje em larga escala, concorrendo com a gasolina, é produzido a partir do caldo da cana-de-açúcar. Neste caso, o álcool é uma forma de combustível derivada dos carboidratos complexos das plantas.

Embora esteja em curso, no Brasil, o uso de combustível automotivo gasoso, são os combustíveis líquidos, tanto álcool, quanto gasolina, que têm profundidade de uso. Esta condição foi oportunizada em grande parte pela oferta dos veículos de combustível flexível.

3.19 Tipos de álcool combustível em uso no Brasil

O álcool etílico para fins automotivos, composto por dois átomos de carbono, cinco átomos de hidrogênio e uma hidroxila (C_2H_5OH), recebe, de acordo com a quantidade de água nele contida, as denominações:

3.19.1 Álcool etílico anidro combustível (AEAC)

Apresenta teor alcoólico mínimo de 99,3° INPM¹. É utilizado, em mistura com a gasolina tipo A, para produção da gasolina tipo C, conforme estabelecido pela Portaria ANP n.º 309/01. O percentual de AEAC adicionado à gasolina tipo A pode variar de 20 a 25% em volume, conforme Lei n.º 10.696/2003. De 2004 até 02/2006, o percentual de AEAC adicionado à gasolina tipo A foi de 25%; até 19/11/2006 foi de 20%; até 06/2007 foi de 23% e a partir de 07/2007 de 25% [Portaria MAPA² n.º 143/2007].

A adição do álcool etílico anidro combustível à gasolina tipo A tem o propósito de aumentar sua octanagem, habilitando-a ao consumo automotivo.

3.19.2 Álcool etílico hidratado combustível (AEHC)

Apresenta teor alcoólico entre 92,6 a 94,7° INPM. Sua fórmula química é $C_2H_5OH \cdot 19H_2O$. É utilizado como combustível de forma isolada em motores dedicados a álcool, ou de forma isolada e em qualquer proporção com a gasolina comum tipo C em motores de combustível flexível.

3.20 Qualidade antidetonante dos combustíveis

O teor de octana define a qualidade antidetonante de um combustível, ou a sua capacidade de resistir à detonação e é determinado em um motor padrão que consiste, essencialmente, de um motor monocilíndrico, com relação volumétrica de compressão variável e que foi desenvolvido pelo Cooperative Fuel Research Committee - CFR. Quanto maior for o teor de octana, maior será a resistência à detonação do motor. Dois procedimentos são usados, internacionalmente, para determinar o teor de octana: o Método de Pesquisa e o Método de Motor.

O número, determinado no teste com o uso de Método de Pesquisa, é o Número de Octana da Pesquisa ou RON (*Research Octane Number*).

O Número de Octana do Motor, ou MON (*Motor Octane Number*), é derivado do teste conforme o Método de Motor.

¹ °INPM – Percentagem de álcool em peso para uma mistura hidroalcoólica à temperatura de 20°C

² MAPA - Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento

Quanto mais elevado o número de octana de um combustível, tanto maior é a sua capacidade de resistir à detonação e tanto maior pode ser a relação volumétrica de compressão no motor. Como a potência e o consumo específico dependem da relação volumétrica de compressão, pode dizer-se que dependem também do número de octana [Giacosa, 1988].

Conforme Portaria ANP n.º 309/2005, a gasolina comum tipo C, utilizada como padrão nos ensaios de consumo de combustível e emissões veiculares, deve ter MON entre 82 e 86 e RON entre 93 e 98.

Comercialmente, nos postos de venda de combustíveis, o número de octana usado é o Índice Antidetonante (IAD), que é a média aritmética dos valores das octanagens determinadas pelos métodos MON e RON. Assim, a gasolina comum tipo C comercializada no Brasil tem IAD mínimo de 87 octanas.

Para determinação dos números RON e MON são usados os métodos ASTM³ 2699 e ASTM 2700, respectivamente.

³ ASTM: sigla da American Society for Testing and Materials

4 ESTUDO EXPERIMENTAL

4.1 Materiais e métodos

Este capítulo tem o propósito de descrever os equipamentos e componentes utilizados no sistema experimental, as adequações feitas e os procedimentos seguidos para a obtenção dos resultados.

4.1.1 Motor usado neste trabalho

Para a realização dos testes foi utilizado o motor monocilíndrico ASTM-CFR, designação D 1948-64, fabricado pela empresa Waukesha Motor Co., *Fuel Research Division*. Este motor é utilizado para medição do número de octanas de combustíveis para veículos e para aviões, de acordo com o método ASTM D 2700, padrão universal de medição de número de octanas pelo método MON. A figura 4.1 representa o motor padrão ASTM-CFR utilizado nos testes.



Figura 4.1 - Motor Padrão ASTM-CFR utilizado nos testes.

Fonte: Wildner, 2006.

4.1.2 Características de um motor padrão ASTM-CFR

Este motor de teste permite a variação da relação volumétrica de compressão (de 4:1 a 16:1) por meio de um mecanismo simples. Além disso, esta variação não implica em mudança na geometria básica da câmara de combustão e não implica em ajuste das válvulas de admissão e de descarga.

O motor CFR é acoplado a um motor elétrico, síncrono, de forma a manter estabilizada a rotação deste, permitindo a constância do funcionamento. Dessa forma, ora o CFR está sendo acelerado e ora está sendo freado. A substituição da polia do motor elétrico síncrono implica na mudança de rotação, que pode ser de 900 rpm (para testes MON) ou 600 rpm (para testes RON).

O avanço da ignição pode ser constante (método RON) ou variável (método MON), de acordo com a relação volumétrica de compressão.

Na tabela 4.1 constam as especificações do motor padrão ASTM-CFR.

Tabela 4.1 - Especificações do motor padrão ASTM-CFR

Motor Padrão ASTM-CFR	
Cilindro	Monocilíndrico
Diâmetro	82,55 mm
Curso	114,3 mm
Volume deslocado	611,3 cm ³
Abertura da válvula de admissão	10° DPMS
Fechamento da válvula de admissão	214° DPMS = 34° DPMI
Abertura da válvula de descarga	140° DPMS = 40° APMI
Fechamento da válvula de descarga	15° DPMS
Comprimento de abertura das válvulas	6,05 mm

Fonte - ASTM, 1964

Originalmente, esse motor é equipado com um carburador de três cubas de nível ajustável e reservatórios de combustível. Para a realização dos testes, o carburador de três cubas foi substituído por um sistema eletrônico de injeção de combustível. Além disto, foi montado um sistema de instrumentação do CFR, cujos componentes, como também o sistema de alimentação, são a seguir descritos.

4.1.2.1 Sensor de detonação

A variação da pressão dentro da câmara de combustão é medida através do sensor de detonação tipo D-1 (22,22 mm de diâmetro e 18 fios por 25,4 mm). Este componente é padrão do CFR e está ilustrado na figura 4.2.

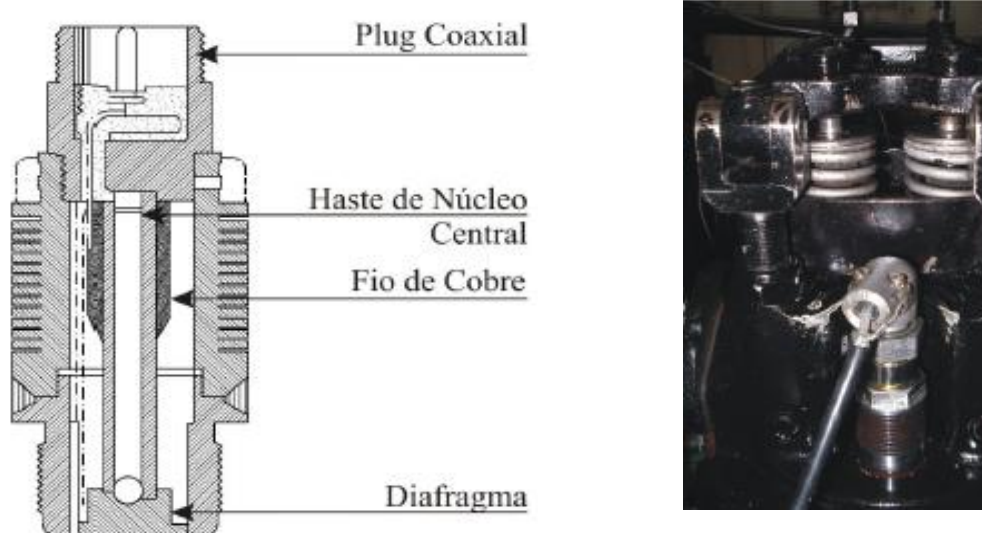


Figura 4.2 - Sensor de detonação modelo D-1, fabricado pela Waukesha Motor Co.

Fonte: Wildner, 2006.

Este sensor, que tem um fundo delgado de aço inoxidável que serve como diafragma que se deforma em função dos impulsos de pressão, gera uma tensão proporcional à relação de variação da força no núcleo central, formado por uma haste de liga magnetostritiva. Um corpo oco de aço exterior é permanentemente magnetizado ao longo do seu eixo longitudinal. Um fluxo magnético passa através da haste magnetostritiva do núcleo e uma bobina de fio de cobre em torno dela. Neste sensor, variações de pressão atuando sobre o diafragma são transmitidas mecanicamente a haste do núcleo, alterando o fluxo magnético e induzindo uma tensão na haste do núcleo da bobina. A magnitude desta tensão é proporcional à taxa de variação de pressão sobre o diafragma. Assim, o sensor de detonação D-1 não mede diretamente a pressão no interior da câmara de combustão, mas sua variação (taxa).

Na temperatura ambiente, a resistência entre o corpo e o pino do condutor central do sensor de pressão é aproximadamente 480 ohms.

4.1.2.2 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*, 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 devido sua constituição compreender dois aspectos básicos: a ignição eletrônica e a injeção eletrônica de combustível.

O carburador de três cubas foi substituído por um sistema de injeção eletrônica de combustível monoponto, cuja válvula injetora é incorporada a um sistema chamado de TBFI - *Throttle Body Fuel Injection*, popular corpo da borboleta. No TBFI o combustível é pressurizado a 3 bar e pulverizado pela válvula injetora. O propósito desta troca reside na necessidade de 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.

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, gerencia os atuadores, como atuador da marcha lenta e atomizador de combustível. É através deste sistema que são estabelecidos o avanço da ignição e a razão de mistura ar-combustível, esta variável durante os ensaios. A figura 4.3 representa a TEC-II utilizada nos ensaios.



Figura 4.3 - Detalhe da TEC-II formada pelos sistemas de injeção e ignição.

Fonte: Andrade, 2007.

4.1.2.3 Razão da mistura ar-combustível (λ)

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-02 Datalogger, fabricado pela empresa FuelTech Ltda. EPP. A memória interna do equipamento possui 6 canais, 4 dos quais analógicos configuráveis. A figura 4.4 ilustra o equipamento WB-02 Datalogger utilizado nos ensaios.

O FuelTech WB-02 Datalogger mede o valor de Lambda (razão da mistura ar-combustível real/ar-combustível estequiométrico) para uma ampla faixa de misturas e apresenta ainda uma saída analógica isolada, de valor proporcional ao Lambda medido. Esta proporcionalidade é definida pela equação $\lambda = 0,141V + 0,621$, onde λ é a razão da mistura e V a tensão 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 da TEC-II.

As especificações do FuelTech WB-02 Datalogger são:

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

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



Figura 4.4 - FuelTech WB-02 Datalogger.

4.1.2.4 Coletor de admissão da mistura ar-combustível

A instalação do corpo da borboleta não exigiu a retirada do carburador de três cubas, nem mesmo fazer adaptações. O carburador foi ligado, verticalmente, ao coletor, enquanto o corpo da borboleta foi ligado horizontalmente, onde originalmente havia o aquecedor do coletor. Enquanto o carburador estiver em uso o corpo da borboleta deve ser retirado, sendo fechada a abertura agora utilizada para recebê-lo. A figura 4.5 ilustra o coletor de admissão.

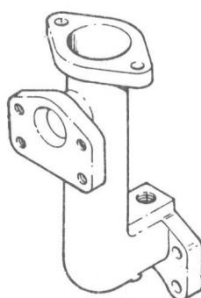


Figura 4.5 - Coletor de admissão.

Fonte: ASTM, 1964.

4.1.2.5 Temperatura do líquido de arrefecimento, da mistura ar-combustível admitida e dos gases da exaustão.

O sistema de arrefecimento instalado conta com uma tubulação de aço galvanizado, com uma bomba d'água, com um radiador automotivo com ventilador e um controlador programável de temperatura. Durante os ensaios, a temperatura do líquido de arrefecimento permaneceu constante (80 °C).

Para as temperaturas do líquido de arrefecimento, da mistura ar-combustível admitida e dos gases da exaustão foram utilizados termopares do tipo K (cromo/alumínio).

Termopares são sensores, cujo princípio de funcionamento reside no fato de que a junção de dois metais gera uma tensão elétrica, a qual é função da temperatura. A tensão gerada é diretamente proporcional à diferença de temperatura entre as junções.

A opção pelo termopar tipo K se deve a sua faixa de temperatura de utilização (de – 270° C a 1.200° C), que atende perfeitamente a necessidade dos testes. A sensibilidade deste termopar é de aproximadamente 41 $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$, f.e.m. produzida entre -6,458 mV a 48,838 mV e seu tempo de resposta depende do tipo de montagem, que pode ser aberta, ou em cápsula.

A temperatura do líquido de arrefecimento foi lida diretamente no controlador programável, enquanto as temperaturas da mistura ar-combustível admitida e dos gases da exaustão foram enviadas à placa de aquisição de dados e lidas no monitor do computador.

4.1.3 Determinação da relação volumétrica de compressão

A movimentação do cabeçote para cima ou para baixo, em relação ao bloco de motor, implica em aumento ou diminuição da relação volumétrica de compressão. Esta operação é realizada através de um mecanismo simples de ajuste. A leitura da altura do cabeçote é definida por um micrômetro, cuja correspondência com a relação volumétrica de compressão é obtida no Manual de Avaliação de Combustíveis para Motores pelos Métodos Pesquisa e Motor, da ASTM.

4.1.4 Aquisição e tratamento dos dados

4.1.4.1 Sistema de aquisição de dados

Foram utilizados dois computadores. O primeiro computador foi utilizado para controlar o sistema de ignição e injeção eletrônica de combustível programável *Total Engine Control II – TEC-II*.

Outro computador serviu para registro dos sinais dos sensores. Foi utilizada uma placa de aquisição de dados modelo DAQ MX 6159, fabricada pela *National Instruments Corporation*. Esta placa de aquisição possui 16 canais com 12 bits de resolução, tensões de entrada variáveis de 0 a 5 V e velocidade máxima de conversão de 200 kHz (200.000 amostras por segundo). O condicionamento dos sinais de entrada foi feito através de um módulo condicionador desenvolvido pelo Laboratório de Mecatrônica e Controle – LAMECC/UFRGS. Um conversor A/D, integrado à placa de aquisição, recebe os sinais de entrada condicionados. Exceção ocorre com a rotação do eixo de manivelas, cujo sinal (frequência) é fornecido a um canal contador, também integrado à placa de aquisição. O programa utilizado para a aquisição dos dados foi o LabVIEW 8.6 (*Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*), desenvolvido pelo mesmo fabricante da placa de aquisição de dados. A partir deste programa foi desenvolvida uma aplicação de medição totalmente funcional com análise e uma interface com o usuário.

Para a realização dos ensaios foi utilizado um transdutor de posição angular (*encoder*) acoplado ao eixo de manivelas por meio de uma correia dentada. Este *encoder* foi fabricado pela Danaher Sensors & Controls, modelo BA 3022, e está ilustrado na figura 4.6. Possui código do sinal incremental, resolução de 1.000 pulsos por volta e as engrenagens utilizadas possuem uma relação de transmissão de 26/15. Em conseqüências destas características, a resolução do sistema de medição angular foi de 1.733 pulsos por volta, equivalente a $0,2077^\circ$.



Figura 4.6 - Encoder modelo BA 3022 utilizado nos ensaios.

O sistema de determinação do ponto morto superior e da posição angular do eixo de manivelas é composto de uma roda dentada de aço carbono, de 600 mm de diâmetro e 304 dentes retos (menos 1), montada sobre o eixo de manivelas e de um sensor magnético, conforme ilustrado na figura 4.7. O sinal deste sensor foi enviado para a placa de aquisição de dados, onde também foi conectado o *encoder*. Este sensor tem revestimento de malha de aço e de material plástico para proteção de perturbações eletromagnéticas e de altas temperaturas, respectivamente.

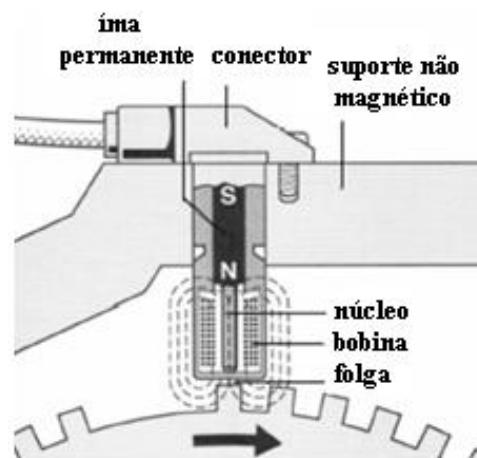


Figura 4.7 - Sensor magnético e roda dentada.

Fonte: Wildner, 2006.

O sinal do pico do sensor magnético foi sincronizado com o ponto de maior pressão no cilindro sem combustão, sendo considerado este o PMS.

Os dados foram adquiridos com base na posição angular. Assim, a cada pulso do *encoder* foi realizada uma leitura simultânea de todas as grandezas registradas durante o ensaio (sensor magnético da roda dentada, variação de pressão no interior da câmara, sinal da bobina de ignição, volume total do cilindro).

As aquisições foram realizadas durante 4 segundos, obtendo-se, neste intervalo, leituras de 30 ciclos.

Um diagrama esquemático do sistema de instrumentação utilizado para a realização dos testes é mostrado na figura 4.8.

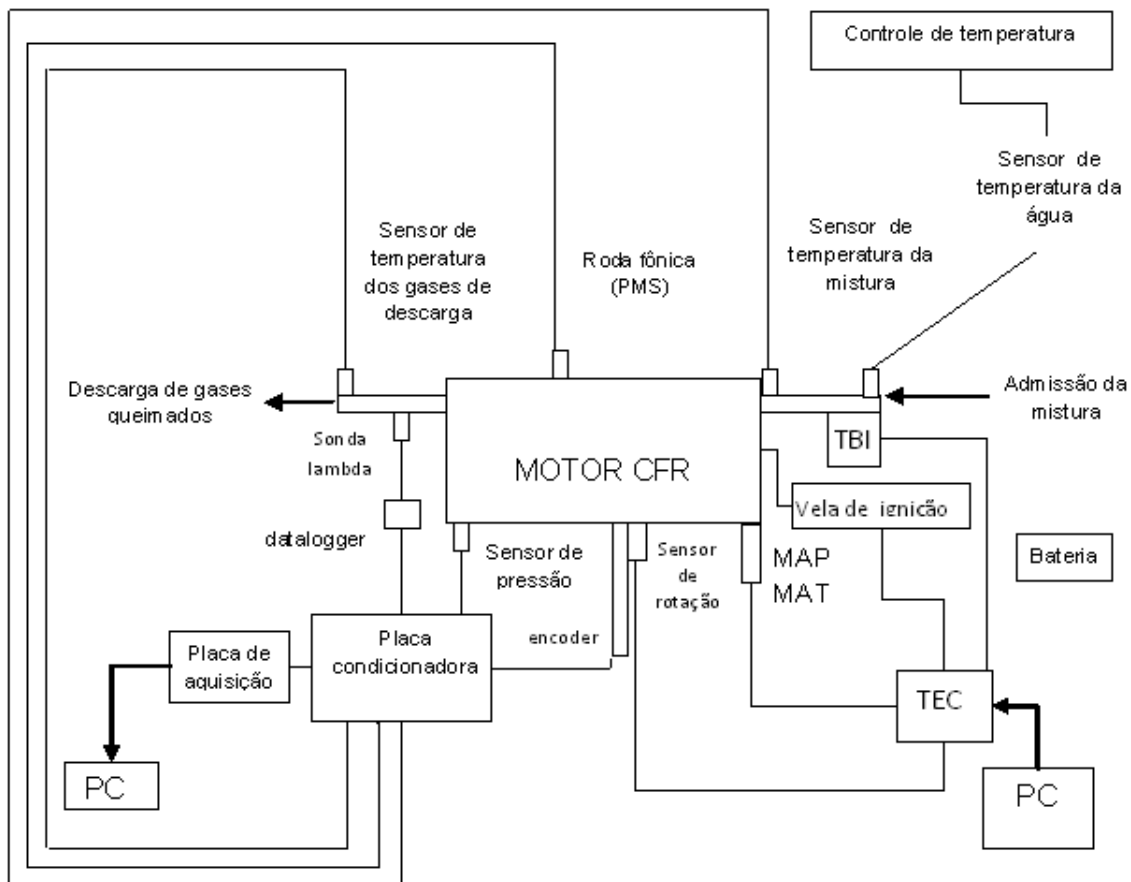


Figura 4.8 - Diagrama esquemático do sistema utilizado para a realização dos testes.

4.1.4.2 Tratamento dos dados

Após o término da aquisição, foram determinados os PMS durante os ciclos adquiridos.

Foi considerado o primeiro PMS como 0° e o sinal adquirido foi separado em seguimentos de 720° .

Para cada seguimento de 720° , correspondente a um ciclo completo de combustão, foi montada uma matriz de 3.466 valores para cada grandeza registrada, denominados de índice "i". Nesta mesma matriz, os ciclos lidos nos 4 segundos foram denominados pelo índice "j".

Assim, para cada grandeza registrada durante os ensaios de cada combustível, relação volumétrica de compressão e razão de mistura foi construída uma matriz com 30 colunas e 3.466 linhas.

A média do sinal foi calculada pelo somatório dos valores de $i = 0$ até 3.466, para o índice $j = 1$ até 30, resultando em uma matriz com a média da grandeza com 3.466 valores de cada grandeza.

A partir dos valores médios dos 30 ciclos consecutivos, tomados para cada parâmetro, foi estabelecido o correspondente desvio padrão. Este procedimento foi rigorosamente observado para cada combustível ensaiado, relacionado a cada relação volumétrica de compressão e a cada razão de mistura.

4.1.5 Análise de erros

4.1.5.1 Fontes de erros experimentais

Conceitualmente, o erro experimental é a 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); decaimento radiativo.

4.1.5.2 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})

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (4.1)$$

b) variância experimental (s^2)

$$s^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1} \quad (4.2)$$

c) desvio padrão experimental (s)

$$s = \sqrt{s^2} \quad (4.3)$$

d) incerteza da medição (IM)

$$IM = t_{n-1, \frac{\alpha}{2}} \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (4.4)$$

e) resultado da medição (RM)

$$RM = \bar{x} \pm IM \quad (4.5)$$

4.1.5.3 Cálculo dos resultados

Um resultado da medição (RM) é caracterizado por um valor numérico base (\bar{x}) e por uma indeterminação (IM). Esse valor base representa a quantidade mais provável daquilo que se pretende determinar. Por sua vez, a indeterminação é um desvio do valor verdadeiro, cuja probabilidade de enquadramento é de 95%.

A indeterminação expressa a incerteza da medição, equação 4.4, cujos termos significam:

$t_{n-1, \frac{\alpha}{2}}$: coeficiente de Student, cujo valor a partir de 120 leituras e intervalo de confiança de 95% é de 1,645. Como o *encoder* usado nos ensaios dispara 1.733 pulsos por volta e cada amostra foi composta pela leitura em duas voltas (720°), houve 3.466 leituras de dados por amostra.

s: desvio padrão amostral

n: número de leituras

A incerteza total da medição, que associa as incertezas que compõem o processo de medição, é dada pela equação 4.6.

$$IM_T = \sqrt{IM_1^2 + IM_2^2 + IM_3^2 + \dots} \quad (4.6)$$

A incerteza da medição está associada à exatidão do instrumento, especificada pelo fabricante como valores percentuais de fundo de escala.

A rotação foi medida a partir de um conjunto formado por uma roda de 60 dentes, acoplada ao eixo do motor e de um sensor indutivo com resolução de 0,028%, obtendo-se $\pm 1,7$ rpm para a rotação de 6.000 rpm de fundo de escala.

A posição da árvore de manivelas também foi medida por um conjunto formado por uma roda de 304 dentes e um sensor indutivo que, para a resolução de 0,028%, permitiu a leitura da posição a cada $1,18^\circ$.

A razão de mistura foi medida por uma sonda de banda larga (λ entre 0,65 e 1,3), cuja incerteza de medição é descrita pelo fabricante como 1,5%.

O propósito deste trabalho é analisar, através da variação da razão de mistura e da relação volumétrica de compressão, para seis combustíveis, a variação da pressão no interior da câmara de combustão, a duração da combustão, a amplitude da pressão e o pico de máxima pressão. Por pós-processamento a pretensão é traçar o diagrama pressão-volume para determinar o trabalho através do cálculo de sua área. A duração da aquisição de cada amostra de dados foi de 4 segundos, sendo o intervalo entre as aquisições de 1 minuto rigorosamente controlado. Este procedimento manteve estáveis as condições atmosféricas que, por sua vez, garantiram a constância gráfica vertical da curva de pressão, não alterando seu deslocamento horizontal e, conseqüentemente, mantendo a leitura angular correta.

Para a gasolina comum tipo C, a menor incerteza de medição foi de: $\pm 0,026$ para a duração na combustão e $\pm 0,0002$ para a amplitude da combustão, no ensaio com relação volumétrica de compressão 6:1 e razão de mistura 0,9. Todos os valores de medição, desvio padrão e incerteza de medição para a gasolina comum tipo C estão expressos na tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Duração da combustão, amplitude da pressão, desvios padrão e incertezas para a gasolina comum tipo C.

rc	λ	Duração da combustão (°)		Incerteza na medição	Amplitude da pressão (ua)		Incerteza da medição
		média	desvio padrão		média	desvio padrão	
6:1	0,9	39,78	0,94	$\pm 0,026$	0,343	0,0067	$\pm 0,0002$
	1,0	42,83	1,15	$\pm 0,032$	0,305	0,0098	$\pm 0,0003$
	1,1	53,33	3,44	$\pm 0,096$	0,212	0,0187	$\pm 0,0005$
7:1	0,9	38,10	1,01	$\pm 0,028$	0,389	0,0096	$\pm 0,0003$
	1,0	41,50	1,76	$\pm 0,049$	0,336	0,0151	$\pm 0,0004$
	1,1	46,06	2,16	$\pm 0,060$	0,285	0,0165	$\pm 0,0005$
8:1	0,9	35,10	1,08	$\pm 0,030$	0,450	0,0114	$\pm 0,0003$
	1,0	38,37	1,33	$\pm 0,037$	0,393	0,0145	$\pm 0,0004$
	1,1	45,21	1,90	$\pm 0,053$	0,309	0,0185	$\pm 0,0005$

Para o álcool etílico hidratado combustível (AEHC), a menor incerteza de medição foi de: $\pm 0,030$ para a duração na combustão e $\pm 0,0003$ para a amplitude da combustão, no ensaio com relação volumétrica de compressão 7:1 e razão de mistura 0,9.

Todos os valores de medição, desvio padrão e incerteza de medição para o AEHC estão expressos na tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Duração da combustão, amplitude da pressão, desvios padrão e incertezas para o AEHC.

rc	λ	duração da combustão (°)		incerteza na medição	amplitude da pressão (ua)		incerteza da medição
		média	desvio padrão		média	desvio padrão	
6:1	0,9	40,51	1,50	$\pm 0,042$	0,3230	0,0142	$\pm 0,0004$
	1,0	45,05	2,90	$\pm 0,081$	0,2701	0,0236	$\pm 0,0006$
	1,1	52,29	4,55	$\pm 0,369$	0,2140	0,0301	$\pm 0,0008$
7:1	0,9	38,15	1,08	$\pm 0,030$	0,3765	0,0131	$\pm 0,0003$
	1,0	44,12	2,40	$\pm 0,067$	0,3039	0,2270	$\pm 0,0063$
	1,1	49,87	4,06	$\pm 0,113$	0,2466	0,0304	$\pm 0,0008$
8:1	0,9	36,91	1,14	$\pm 0,032$	0,4437	0,0134	$\pm 0,0004$
	1,0	40,37	2,01	$\pm 0,056$	0,3744	0,0248	$\pm 0,0007$
	1,1	46,07	3,17	$\pm 0,089$	0,3032	0,0311	$\pm 0,0009$

Para o álcool etílico hidratado combustível adicionado em 20% na gasolina comum tipo C (AEHC20), a menor incerteza de medição foi de: $\pm 0,024$ para a duração na combustão no ensaio com relação volumétrica de compressão 6:1 e razão de mistura 0,9; $\pm 0,0003$ para a amplitude da combustão no ensaio com relação volumétrica de compressão 7:1 e razão de mistura 0,9. Embora o valor da incerteza da medição da amplitude da pressão para a relação volumétrica de compressão 6:1 e razão de mistura 1,0 também esteja anotado como $\pm 0,0003$, o desvio padrão ligeiramente superior mostra que esta é maior que a correspondente à relação volumétrica de compressão 7:1 e razão de mistura 0,9. Todos os valores de medição, desvio padrão e incerteza de medição para o AEHC20 estão expressos na tabela 4.4.

Tabela 4.4 - Duração da combustão, amplitude da pressão, desvios padrão e incertezas para o AEHC20.

rc	λ	duração da combustão (°)		incerteza na medição	amplitude da pressão (ua)		incerteza da medição
		média	desvio padrão		média	desvio padrão	
6:1	0,9	40,24	0,88	$\pm 0,024$	0,3333	0,0812	$\pm 0,0023$
	1,0	44,04	1,39	$\pm 0,034$	0,2876	0,0111	$\pm 0,0003$
	1,1	48,85	2,64	$\pm 0,074$	0,2442	0,0162	$\pm 0,0004$
7:1	0,9	38,81	1,19	$\pm 0,033$	0,3799	0,0106	$\pm 0,0003$
	1,0	42,34	1,40	$\pm 0,039$	0,3240	0,0119	$\pm 0,0004$
	1,1	48,61	2,29	$\pm 0,064$	0,2617	0,0166	$\pm 0,0005$
8:1	0,9	35,10	2,28	$\pm 0,064$	0,4494	0,0290	$\pm 0,0008$
	1,0	38,52	1,88	$\pm 0,052$	0,3941	0,0148	$\pm 0,0004$
	1,1	45,22	1,08	$\pm 0,030$	0,3084	0,0201	$\pm 0,0006$

Para o álcool etílico hidratado combustível adicionado em 40% na gasolina comum tipo C (AEHC40), a menor incerteza de medição foi de: $\pm 0,027$ para a duração na combustão e $\pm 0,0002$ para a amplitude da combustão, no ensaio com relação volumétrica de compressão 6:1 e razão de mistura 0,9. Todos os valores de medição, desvio padrão e incerteza de medição para AEHC40 estão expressos na tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Duração da combustão, amplitude da pressão, desvios padrão e incertezas para o AEHC40.

rc	λ	Duração da combustão (°)		incerteza na medição	Amplitude da pressão (ua)		incerteza da medição
		média	desvio padrão		média	desvio padrão	
6:1	0,9	40,21	0,97	$\pm 0,027$	0,3287	0,0088	$\pm 0,0002$
	1,0	45,11	1,90	$\pm 0,053$	0,2736	0,0134	$\pm 0,0004$
	1,1	52,27	2,56	$\pm 0,071$	0,2173	0,1539	$\pm 0,0043$
7:1	0,9	38,79	1,34	$\pm 0,037$	0,3688	0,0109	$\pm 0,0003$
	1,0	43,95	1,83	$\pm 0,051$	0,3033	0,0146	$\pm 0,0004$
	1,1	48,11	2,10	$\pm 0,059$	0,2653	0,0164	$\pm 0,0005$
8:1	0,9	36,21	1,14	$\pm 0,032$	0,4391	0,0141	$\pm 0,0004$
	1,0	39,62	1,50	$\pm 0,042$	0,3852	0,0177	$\pm 0,0005$
	1,1	43,84	4,42	$\pm 0,123$	0,3215	0,0316	$\pm 0,0009$

Para o álcool etílico hidratado combustível adicionado em 60% na gasolina comum tipo C (AEHC60), a menor incerteza de medição foi de: $\pm 0,027$ para a duração na combustão no ensaio com relação volumétrica de compressão 8:1 e razão de mistura 0,9; $\pm 0,0003$ para a amplitude da combustão no ensaio com relação volumétrica de compressão 7:1 e razão de mistura 0,9. Embora o valor da incerteza da medição da amplitude da pressão para as relações volumétricas de compressão 6:1 e 8:1 e razões de mistura 0,9 também estejam anotados como $\pm 0,0003$, o desvio padrão ligeiramente superior mostra que estas são maiores que a correspondente a relação volumétrica de compressão 7:1 e razão de mistura 0,9. Todos os valores de medição, desvio padrão e incerteza de medição para o AEHC60 estão expressos na tabela 4.6.

Tabela 4.6 - Duração da combustão, amplitude da pressão, desvios padrão e incertezas para o AEHC60.

rc	λ	Duração da combustão (°)		incerteza na medição	Amplitude da pressão (ua)		incerteza da medição
		média	desvio padrão		média	desvio padrão	
6:1	0,9	39,89	1,29	$\pm 0,036$	0,3256	0,0107	$\pm 0,0003$
	1,0	45,56	1,91	$\pm 0,053$	0,2658	0,0140	$\pm 0,0004$
	1,1	49,47	2,58	$\pm 0,072$	0,2128	0,0156	$\pm 0,0004$
7:1	0,9	37,42	1,12	$\pm 0,031$	0,3818	0,0098	$\pm 0,0003$
	1,0	42,94	2,37	$\pm 0,066$	0,3133	0,0201	$\pm 0,0006$
	1,1	49,33	3,42	$\pm 0,095$	0,2519	0,0247	$\pm 0,0007$
8:1	0,9	35,54	0,96	$\pm 0,027$	0,4483	0,0114	$\pm 0,0003$
	1,0	39,72	1,56	$\pm 0,043$	0,3776	0,0168	$\pm 0,00050$
	1,1	44,49	2,29	$\pm 0,064$	0,3113	0,0247	$\pm 0,0007$

Para o álcool etílico hidratado combustível adicionado em 80% na gasolina comum tipo C (AEHC80), a menor incerteza de medição foi de: $\pm 0,028$ para a duração na combustão e $\pm 0,0003$ para a amplitude da combustão no ensaio com relação volumétrica de compressão 6:1 e razão de mistura 0,9. Embora o valor da incerteza da medição da amplitude da pressão para a relação volumétrica de compressão 7:1 e razão de mistura 0,9 também esteja anotado como $\pm 0,0003$, o desvio padrão ligeiramente superior mostra que esta é maior que a correspondente à relação volumétrica de compressão 6:1 e razão de mistura 0,9. Todos os valores de medição, desvio padrão e incerteza de medição para o AEHC80 estão expressos na tabela 4.7.

Tabela 4.7 - Duração da combustão, amplitude da pressão, desvios padrão e incertezas para o AEHC80.

rc	λ	Duração da combustão (°)		Incerteza na medição	Amplitude da pressão (ua)		Incerteza da medição
		média	desvio padrão		média	desvio padrão	
6:1	0,9	39,99	1,02	$\pm 0,028$	0,3278	0,0095	$\pm 0,0003$
	1,0	46,89	2,31	$\pm 0,064$	0,2570	0,0146	$\pm 0,0004$
	1,1	54,18	3,15	$\pm 0,088$	0,2033	0,0172	$\pm 0,0005$
7:1	0,9	38,21	1,14	$\pm 0,032$	0,3672	0,0115	$\pm 0,0003$
	1,0	42,53	2,07	$\pm 0,058$	0,3121	0,0180	$\pm 0,0005$
	1,1	47,46	3,06	$\pm 0,085$	0,2665	0,0229	$\pm 0,0006$
8:1	0,9	35,83	2,95	$\pm 0,082$	0,4347	0,0296	$\pm 0,0008$
	1,0	41,82	2,28	$\pm 0,064$	0,3519	0,0243	$\pm 0,0007$
	1,1	45,82	2,32	$\pm 0,065$	0,2958	0,0223	$\pm 0,0006$

4.2 Combustíveis utilizados (tipos e propriedades)

Para a realização dos testes foi utilizada gasolina comum tipo C com 25% de álcool etílico anidro combustível (AEAC) adicionado e álcool etílico hidratado combustível (AEHC). O AEHC foi adquirido em posto de comercialização de combustíveis de bandeira BR e as octanagens MON e RON foram fornecidas pela Refap, conforme consta na bibliografia. Não foi realizado teste de octanagem deste combustível em razão da composição se manter inalterada ao longo do tempo, portanto mantendo constantes as octanagens. A gasolina comum tipo C, em razão da variabilidade de sua composição e da desabilitação do CFR para a realização dos testes de octanagem, foi obtida da seguinte forma: Gasolina comum tipo A foi adquirida junto à Refap, que certificou os valores MON e RON para a adição de 25% de AEAC, segundo as normas ASTM D 2699 (RON) e ASTM D 2700 (MON). O AEAC foi adquirido em empresa que comercializa produtos para laboratório. A composição da gasolina comum tipo C foi realizada no Laboratório de Motores da UFRGS.

Os testes compreenderam, além de gasolina comum tipo C e álcool etílico hidratado combustível, as misturas de AEHC na gasolina comum tipo C nas proporções de 20% (AEHC20), 40% (AEHC40), 60% (AEHC60) e 80% (AEHC80). Assim, seis combustíveis compuseram os testes realizados.

A determinação da octanagem das misturas gasolina comum tipo C - álcool etílico hidratado combustível ocorreu a partir do conhecimento das octanagens dos dois constituintes, como descrito. A partir desses dados e dos percentuais em volume de cada constituinte, calcularam-se as correspondentes octanagens MON e RON. Esta regra de proporcionalidade é referida por Guibet et alli como suficiente, já que apresenta variação de 0,5 pontos para as octanagens medidas.

A tabela 4.8 apresenta as propriedades antidetonantes dos combustíveis utilizados, tanto da gasolina comum tipo C e do álcool etílico hidratado combustível, quanto das misturas de ambos.

Tabela 4.8 - Propriedades antidetonantes dos combustíveis utilizados.

Propriedade antidetonante	Gasolina C	AEHC	AEHC20	AEHC40	AEHC60	AEHC80
MON	83,3	95	85,6	88	90,3	92,7
RON	95,7	115	99,6	103,4	107,3	111,1
Índice antidetonante (IAD)	89,5	105	92,6	95,7	98,8	101,9

A tabela 4.9 apresenta algumas propriedades dos combustíveis utilizados.

Tabela 4.9 - Algumas propriedades dos combustíveis utilizados

Propriedade	Gasolina C	AEHC
Densidade (kg. m⁻³)	726	789
Poder Calorífico Inferior (MJ/kg)	43,42	26,82
Densidade de energia (MJ/l)	31,52	21,16
Calor latente de vaporização (MJ/kg)	0,305	0,840

Fonte: Rech, 2002

4.3 Condições de ensaio

Antes de se iniciarem os ensaios, aguardou-se a estabilização das temperaturas do líquido de arrefecimento, da mistura ar-combustível admitida e dos gases da exaustão. A partir desta condição foi mantida constante a temperatura do líquido de arrefecimento, através do controlador programável de temperatura. As temperaturas da mistura ar-combustível admitida e dos gases da exaustão foram estabilizadas para cada ensaio. O procedimento

descrito foi adotado em razão da influência das condições ambientais sobre os resultados de experimentos de queima de combustível.

Cada combustível foi ensaiado com cada uma das relações de compressão e com cada uma das razões de mistura definidas. Cada ensaio foi composto pela aquisição de três amostras. Cada amostra compreendeu a leitura de todos os parâmetros por 30 ciclos consecutivos em 4 segundos. Cada amostra obedeceu, criteriosamente, ao intervalo de coleta de um minuto. Do total de ciclos de cada ensaio foi estabelecida a média de cada parâmetro medido, resultando nos valores usados para traçar as curvas médias dos diagramas e para registro em tabelas para fins comparativos.

4.4 Procedimento experimental

Este experimento tem o propósito de analisar a variação da pressão no interior da câmara de combustão, o pico de máxima pressão, a amplitude da pressão e o ponto de ignição para cada combinação de combustível, relação volumétrica de compressão e razão da mistura definidas. A partir do avanço da ignição fixo, a proposta é obter os parâmetros de acordo com o método descrito para determinar a duração da combustão, a amplitude da pressão e traçar os diagramas $p - v$. Com isto, avaliar a duração da combustão, a dispersão cíclica e o trabalho líquido.

Foram definidas as relações volumétricas de compressão de 6:1, 7:1 e 8:1 para todos os combustíveis. Estas relações foram estabelecidas com base na análise de detonação para o combustível menos resistente, a gasolina comum tipo C. Estes valores não correspondem à faixa típica de motores comerciais, a qual, para o motor utilizado, somente seria obtida à custa de elevados avanços de ignição. Por outro lado, a faixa de variação das razões de mistura corresponde à faixa típica de operação de motores comerciais: $\lambda = 0,9$ (mistura rica), $\lambda = 1$ (mistura estequiométrica), $\lambda = 1,1$ (mistura pobre).

A finalidade da ignição é inflamar a mistura ar-combustível no ponto exato. A ignição desajustada leva ao funcionamento defeituoso do motor, representado por valores ruins de emissões, consumo mais elevado de combustível e menor potência. O ponto de ignição é sempre referido ao PMS do tempo de combustão, devendo ocorrer antes dele para que a combustão possa completar-se. Ocorrendo a ignição antes do ponto adequado diz-se que é adiantada, o que gera aumento do trabalho de compressão (negativo). Se a ignição ocorre depois do ponto adequado, diz-se que é atrasada, o que gera redução do trabalho positivo.

Neste trabalho, o avanço da ignição foi estabelecido em 20° APMS, conseqüência da recomendação constante no Manual de Avaliação de Combustíveis para Motores pelos Métodos Pesquisa e Motor, da ASTM. Depois de estabilizadas as condições operacionais, os sinais da ignição, variação da pressão no interior da câmara de combustão e posição da árvore de manivelas foram adquiridos como descrito. A figura 4.9 apresenta os perfis característicos dos sinais relativos variação da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição.

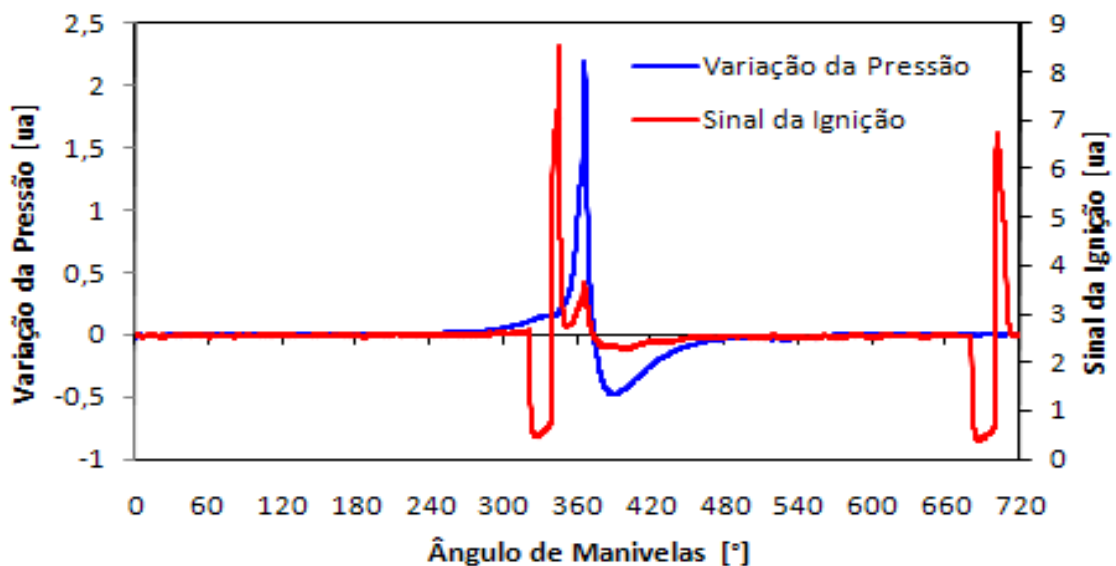


Figura 4.9 - Perfil característico dos sinais da variação da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição (centelha).

A partir do motor padrão CFR em funcionamento com cada um dos seis combustíveis, associados às relações de compressão definidas e com as condições de temperatura e relação ar-combustível estabilizadas, além do ângulo de avanço da ignição estabelecido, foram iniciados os ensaios. A partir desta condição foram coletados os dados de posição do eixo de manivelas, sinal da ignição e variação da pressão no interior da câmara de combustão.

O diagrama $p - v$ para cada teste foi traçado concomitantemente com a realização dos ensaios. Para tanto, foram inseridas na aplicação de medição desenvolvida a partir do LabVIEW: a fórmula de cálculo do volume do cilindro em função da relação volumétrica de compressão, do volume deslocado, da relação biela/manivela e da posição angular da árvore de manivelas; a fórmula de integração da variação da pressão.

Os testes foram realizados a partir de um dos combustíveis associado a uma das relações volumétricas de compressão e uma das razões de mistura definidas. Coletados os

dados de uma amostra, observado o intervalo de um minuto, repetiu-se a operação mais duas vezes. Manteve-se a relação volumétrica de compressão e o combustível e alterou-se a razão de mistura. Depois de estabilizadas as condições de operação, fez-se o ensaio para o novo conjunto de parâmetros. O procedimento foi repetido até a finalização das opções de relação ar-combustível, quando então foi alterada a relação volumétrica de compressão e reiniciado o ciclo de testes. Este procedimento de alteração da relação volumétrica de compressão ocorreu com o motor em funcionamento. Finalizadas as opções de relação volumétrica de compressão, foi alterado o combustível e reiniciados os testes até se esgotarem as possibilidades.

A partir dos diagramas $p - v$ traçados, as áreas correspondentes ao cálculo do trabalho entregue pelo êmbolo, considerando os quatro tempos do motor, foram integradas. Esta tarefa de pós-processamento possibilitou a determinação do trabalho líquido por ciclo para cada um dos combustíveis, em cada uma das condições de ensaio. Para a integração das curvas dos diagramas, partiu-se dos valores médios de todos os as amostras colhidas. Assim, um diagrama que foi traçado com trinta curvas passou a ter uma curva média. A integração desta curva seguiu a distribuição das áreas referida por Heywood, 1988.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo, serão apresentados os resultados obtidos para os testes realizados com os combustíveis: gasolina comum tipo C, álcool etílico hidratado combustível (AEHC) e as misturas de AEHC na gasolina comum tipo C nas proporções de 20% (AEHC20), 40% (AEHC40), 60% (AEHC60) e 80% (AEHC80). Todos os combustíveis foram ensaiados para as relações de compressão 6:1, 7:1 e 8:1, bem como para as razões de mistura 0,9, 1,0, e 1,1.

Os resultados obtidos para a duração da combustão, amplitude da pressão, integral da pressão e trabalho líquido são a seguir apresentados.

5.1 Duração da combustão e trabalho líquido por ciclo.

5.1.1 Duração da combustão

Nas tabelas 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, 5.5 e 5.6 estão expressos os valores em ângulo da duração da combustão de cada um dos combustíveis ensaiados, para cada relação volumétrica de compressão e razão de mistura que compuseram os testes.

As figuras 5.1 a 5.18 representam as curvas de pressão e o sinal da ignição. Estas figuras estão associadas às tabelas referidas no parágrafo anterior, relacionadas aos correspondentes combustíveis ensaiados.

5.1.1.1 Gasolina comum tipo C

Na tabela 5.1 estão expressos os valores da duração da combustão para a gasolina comum tipo C, acompanhados dos respectivos desvios padrão.

Tabela 5.1 - Duração da combustão e desvios padrão para a gasolina comum tipo C.

rc	lambda	Duração da combustão (°)	
		média	desvio padrão
6:1	0,9	39,78	0,94
	1,0	42,83	1,14
	1,1	53,33	3,44
7:1	0,9	38,11	1,00
	1,0	41,51	1,75
	1,1	46,06	2,16
8:1	0,9	35,10	1,08
	1,0	38,38	1,33
	1,1	45,22	1,90

Na figura 5.1 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e o sinal da ignição para a gasolina comum tipo C, para a relação volumétrica de compressão 6:1.

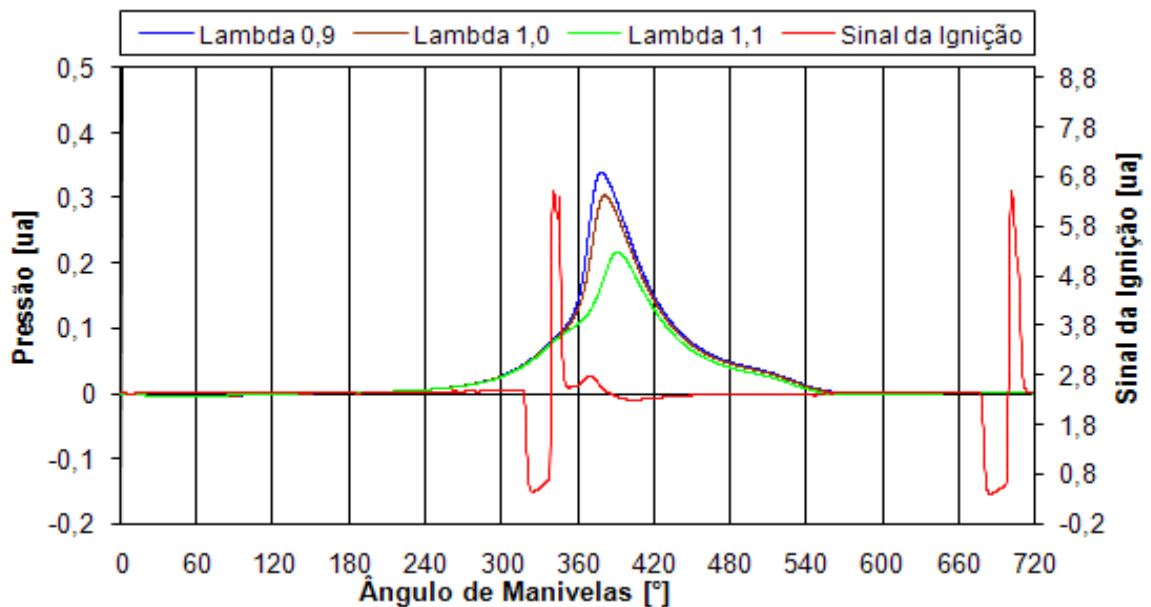


Figura 5.1 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para a gasolina comum tipo C, para a relação volumétrica de compressão 6:1.

Na figura 5.2 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e o sinal da ignição para a gasolina comum tipo C, para a relação volumétrica de compressão 7:1.

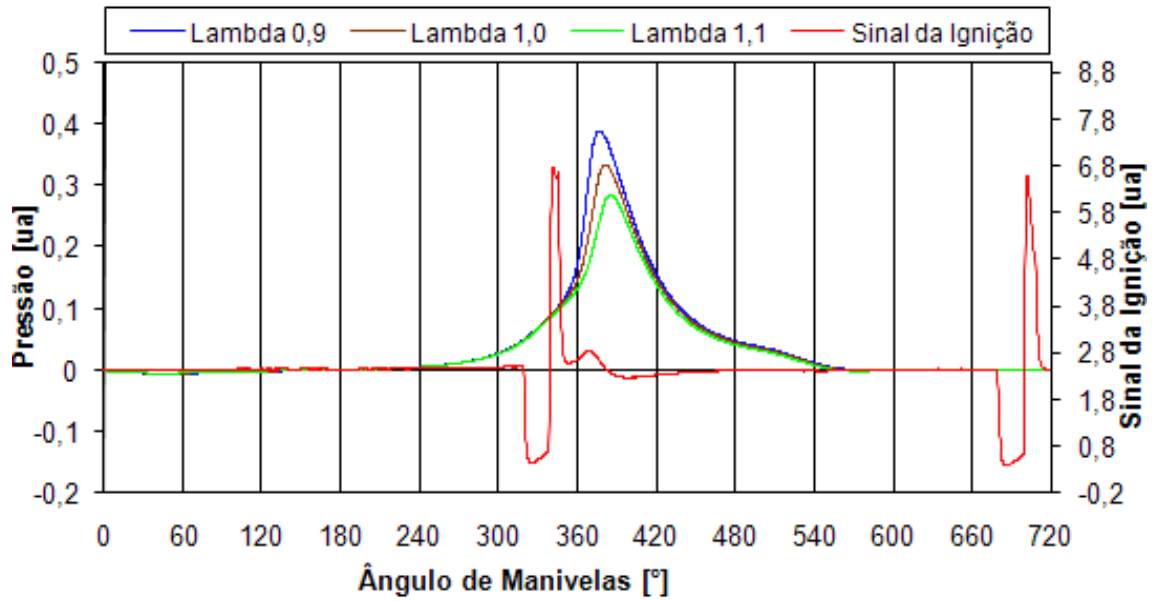


Figura 5.2 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para a gasolina comum tipo C, para a relação volumétrica de compressão 7:1.

Na figura 5.3 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e o sinal da ignição para a gasolina comum tipo C, para a relação volumétrica de compressão 8:1.

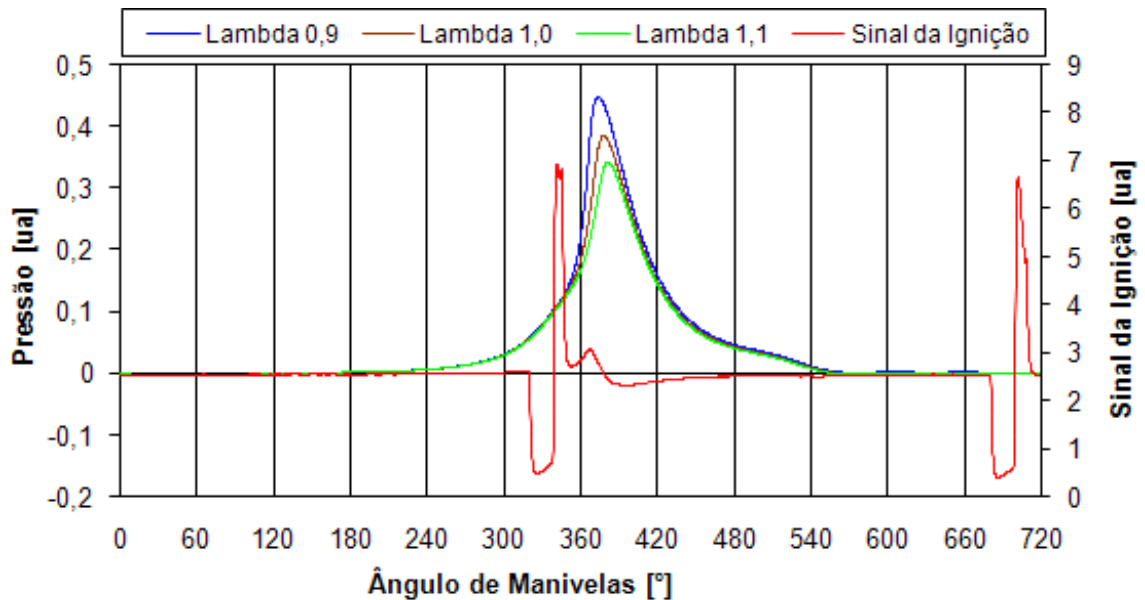


Figura 5.3 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para a gasolina comum tipo C, para a relação volumétrica de compressão 8:1.

5.1.1.2 Álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina tipo C em 20%

Na tabela 5.2 estão expressos os valores da duração da combustão para o álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina comum tipo C em 20%, acompanhados dos respectivos desvios padrão.

Tabela 5.2 - Duração da combustão e desvios padrão para o AEHC20.

rc	lambda	Duração da combustão (°)	
		média	desvio padrão
6:1	0,9	40,24	0,88
	1,0	44,04	1,38
	1,1	48,86	2,63
7:1	0,9	38,81	1,18
	1,0	42,34	1,39
	1,1	48,61	2,28
8:1	0,9	35,11	2,27
	1,0	38,52	1,88
	1,1	45,22	1,08

Na figura 5.4 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e o sinal da ignição para o AEHC2 para a relação volumétrica de compressão 6:1.

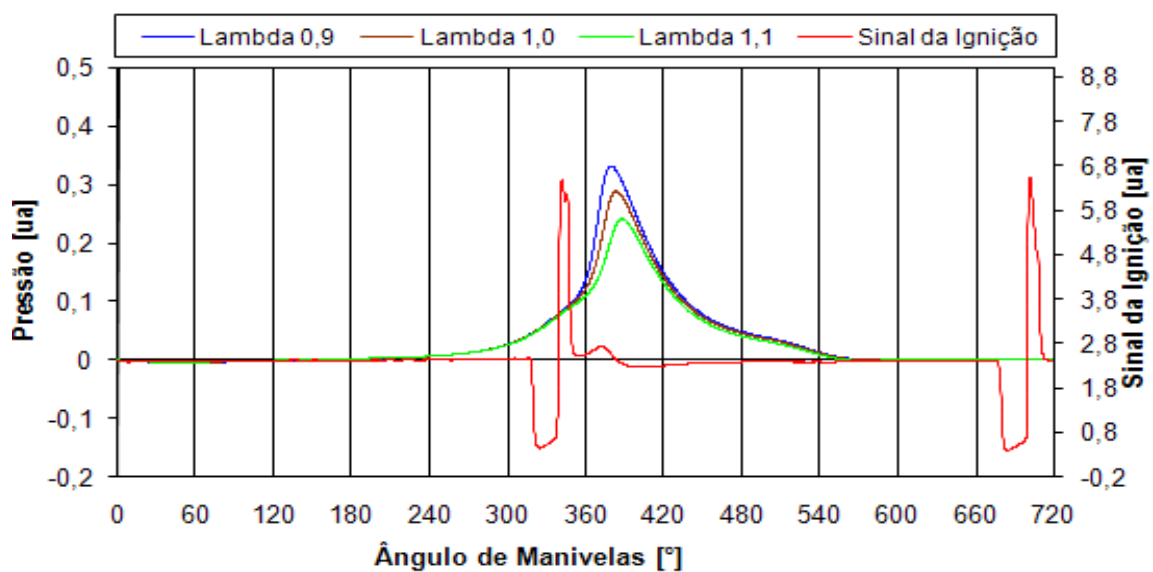


Figura 5.4 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC20, para a relação volumétrica de compressão 6:1.

Na figura 5.5 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e o sinal da ignição para o AEHC20, para a relação volumétrica de compressão 7:1.

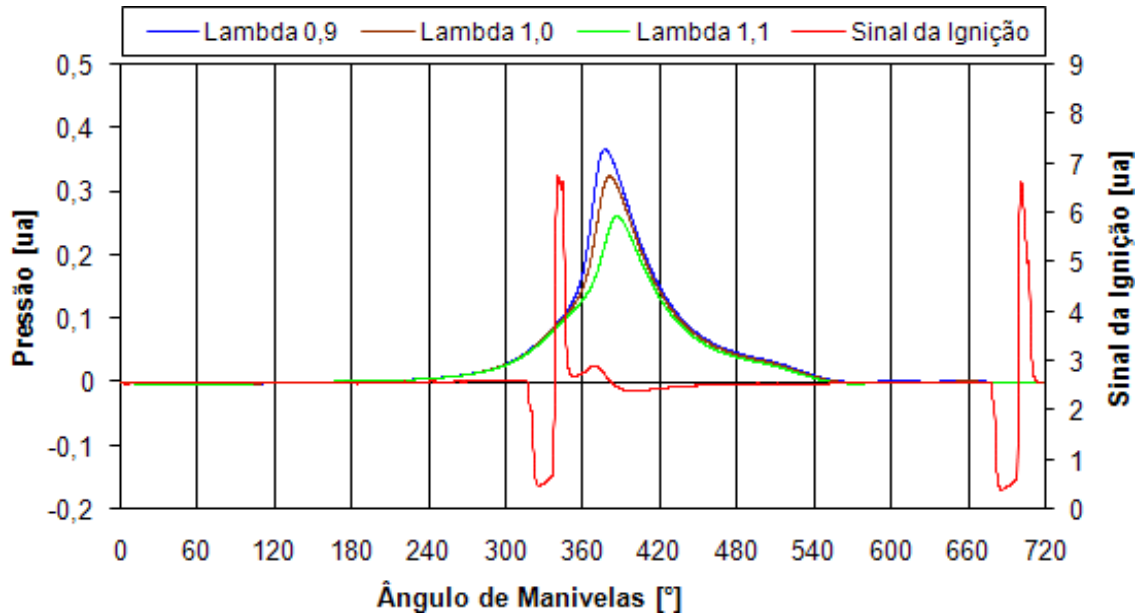


Figura 5.5 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC20, para a relação volumétrica de compressão 7:1.

Na figura 5.6 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e o sinal da ignição para o AEHC20, para a relação volumétrica de compressão 8:1.

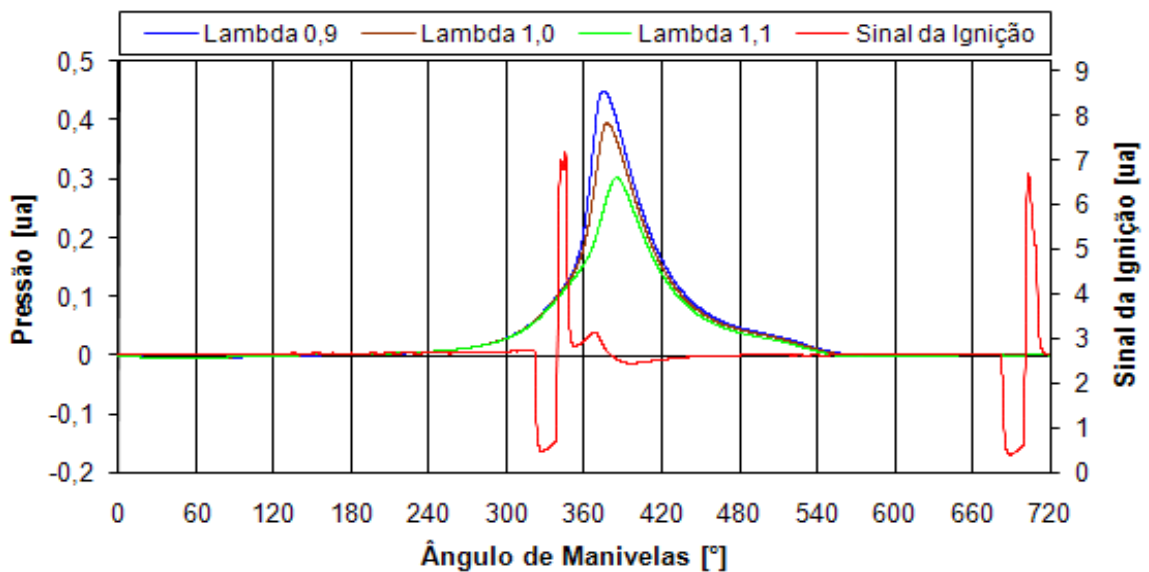


Figura 5.6 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC20, para a relação volumétrica de compressão 8:1.

5.1.1.3 Álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina tipo C em 40%

Na tabela 5.3 estão expressos os valores da duração da combustão para o álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina comum tipo C em 40%, acompanhados dos respectivos desvios padrão.

Tabela 5.3 - Duração da combustão e desvios padrão para o AEHC40.

rc	lambda	Duração da combustão (°)	
		média	desvio padrão
6:1	0,9	40,21	0,96
	1,0	45,11	1,90
	1,1	52,27	2,56
7:1	0,9	38,79	1,34
	1,0	43,96	1,82
	1,1	48,11	2,10
8:1	0,9	36,21	1,13
	1,0	39,62	1,49
	1,1	43,84	4,42

Na figura 5.7 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC40, para a relação volumétrica de compressão 6:1.

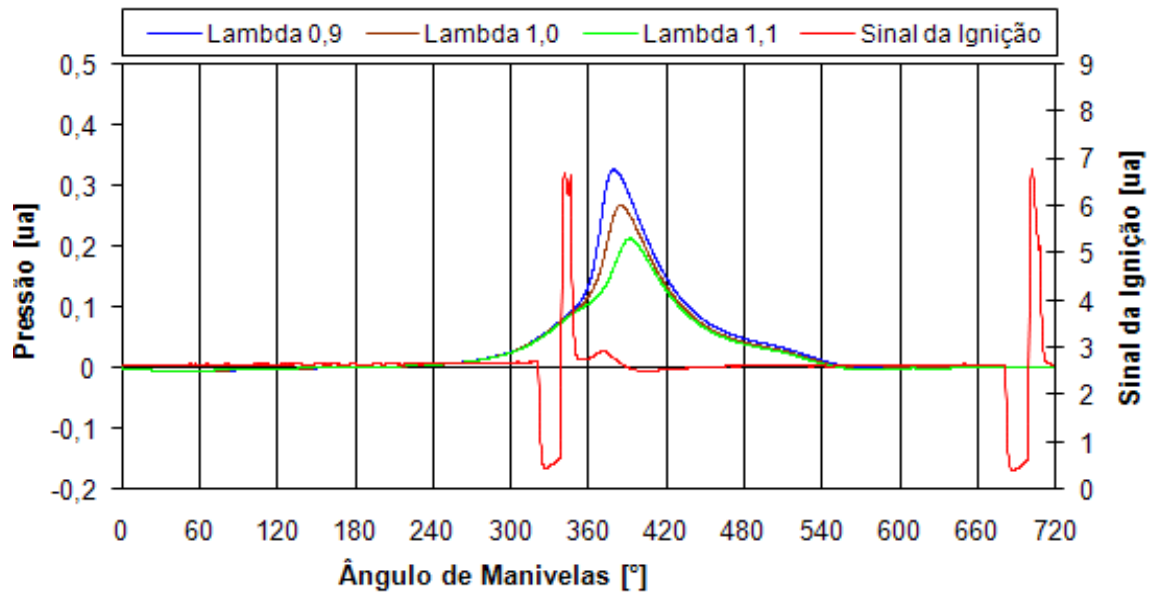


Figura 5.7 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC40, para a relação volumétrica de compressão 6:1.

Na figura 5.8 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC40, para a relação volumétrica de compressão 7:1.

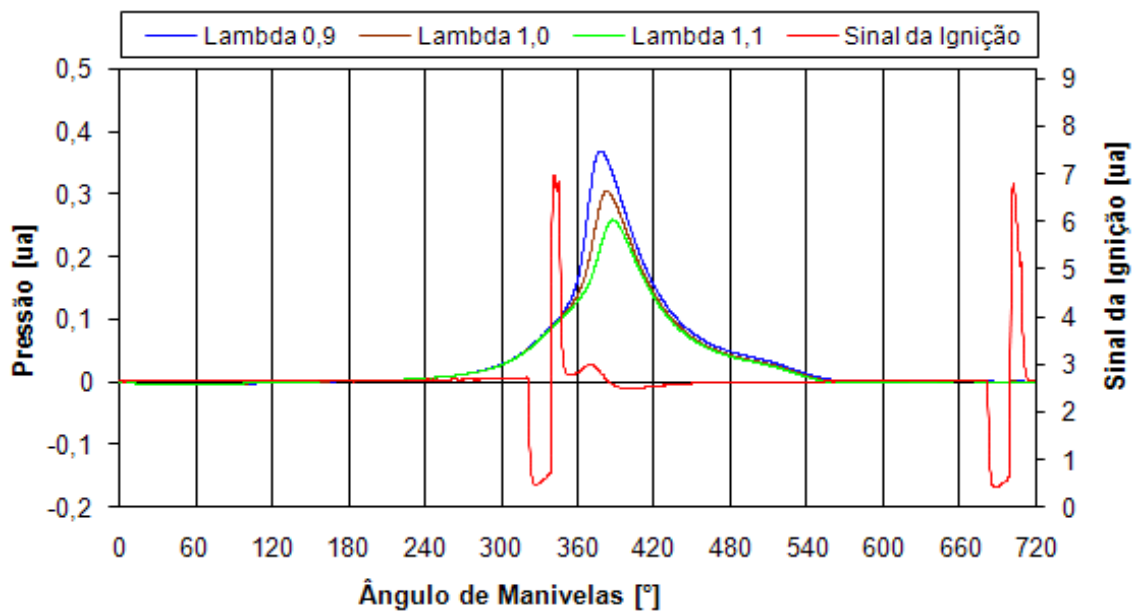


Figura 5.8 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC40, para a relação volumétrica de compressão 7:1.

Na figura 5.9 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC40, para a relação volumétrica de compressão 8:1

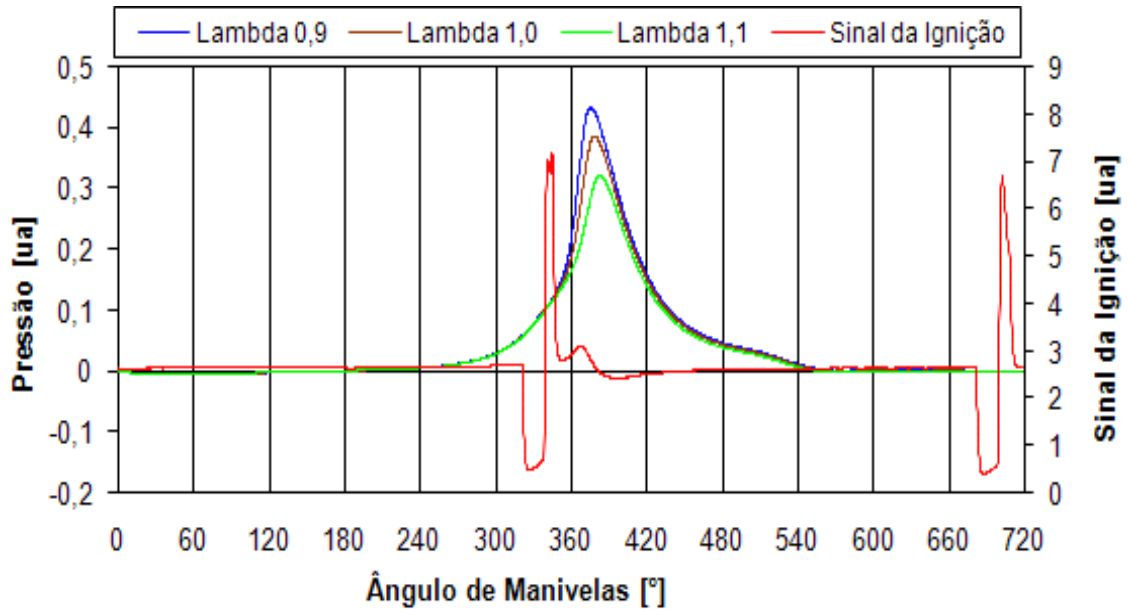


Figura 5.9 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC40, para a relação volumétrica de compressão 8:1.

5.1.1.4 Álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina tipo C em 60%

Na tabela 5.4 estão expressos os valores da duração da combustão para o álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina comum tipo C em 60%, acompanhados dos respectivos desvios padrão.

Tabela 5.4 - Duração da combustão e desvios padrão para o AEHC60.

rc	lambda	Duração da combustão (°)	
		média	desvio padrão
6:1	0,9	39,89	1,28
	1,0	45,56	1,91
	1,1	49,47	2,58
7:1	0,9	37,42	1,12
	1,0	42,94	2,36
	1,1	49,33	3,42
8:1	0,9	35,54	0,95
	1,0	39,71	1,55
	1,1	44,49	2,29

Na figura 5.10 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC60, para a relação volumétrica de compressão 6:1.

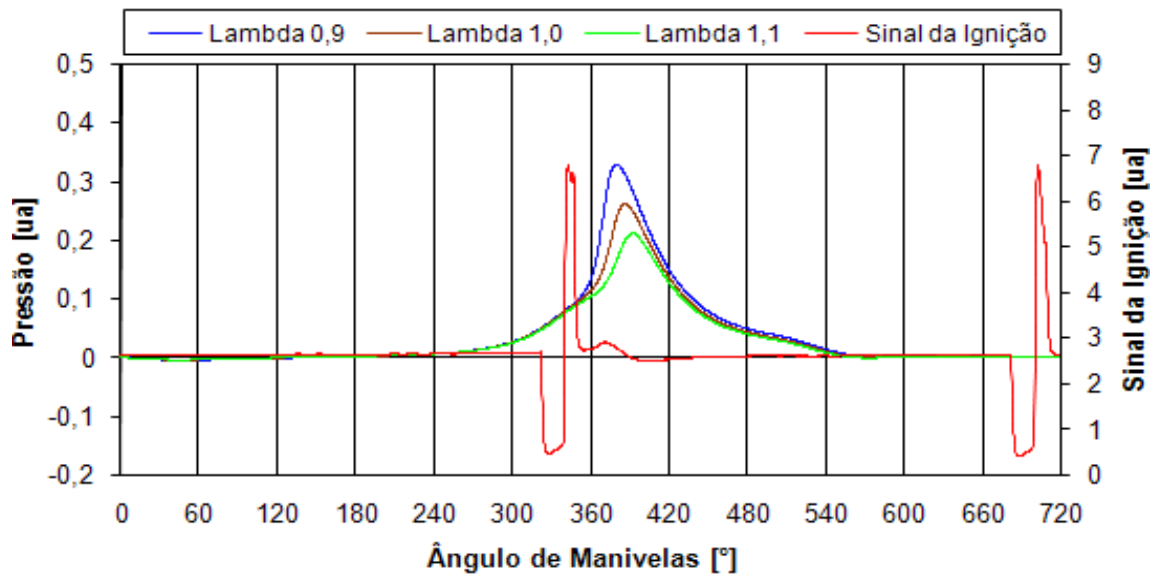


Figura 5.10 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC60, para a relação volumétrica de compressão 6:1.

Na figura 5.11 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC60, para a relação volumétrica de compressão 7:1.

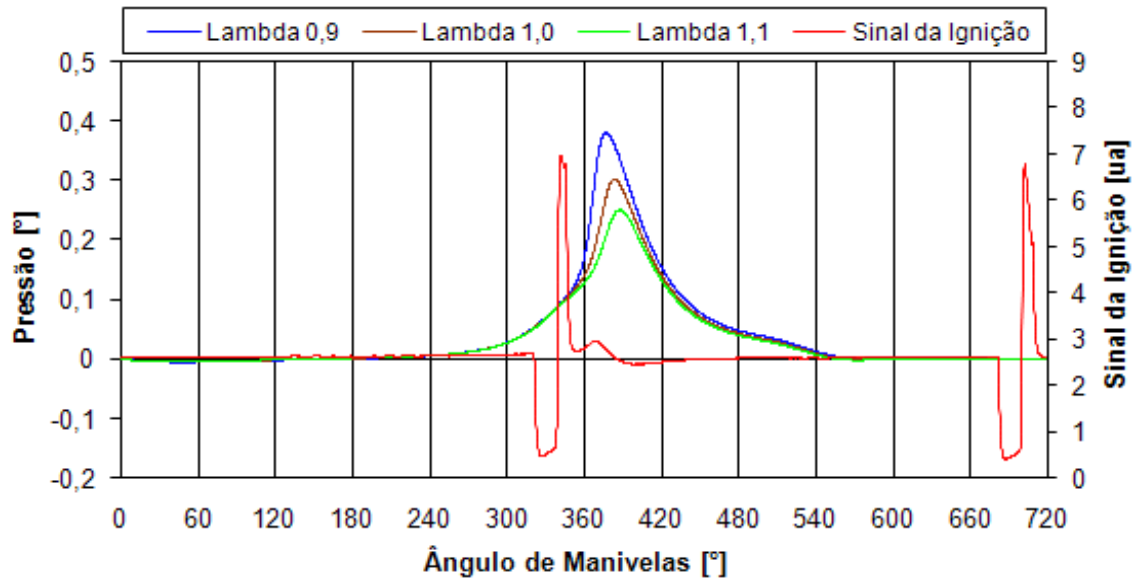


Figura 5.11 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC60, para a relação volumétrica de compressão 7:1.

Na figura 5.12 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC60, para a relação volumétrica de compressão 8:1

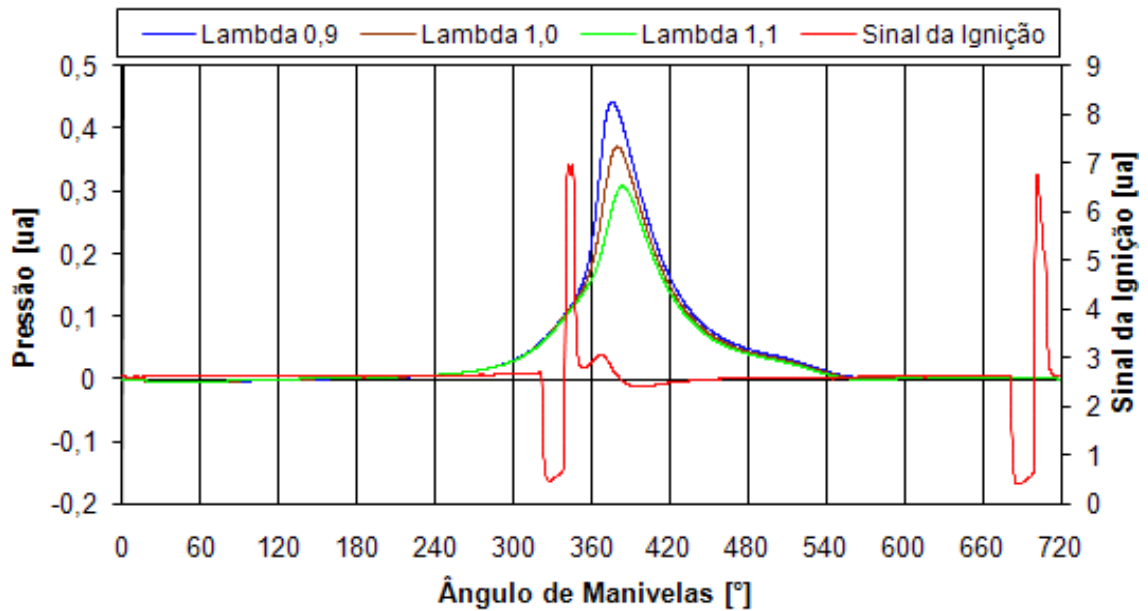


Figura 5.12 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC60, para a relação volumétrica de compressão 8:1.

5.1.1.5 Álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina tipo C em 80%

Na tabela 5.5 estão expressos os valores da duração da combustão para o álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina comum tipo C em 80%, acompanhados dos respectivos desvios padrão.

Tabela 5.5 - Duração da combustão e desvios padrão para o AEHC80.

rc	lambda	Duração da combustão (°)	
		média	desvio padrão
6:1	0,9	39,99	1,02
	1,0	46,89	2,30
	1,1	54,18	3,14
7:1	0,9	38,20	1,13
	1,0	42,53	2,07
	1,1	47,46	3,06
8:1	0,9	35,83	2,95
	1,0	41,82	2,27
	1,1	45,82	2,32

Na figura 5.13 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC80, para a relação volumétrica de compressão 6:1.

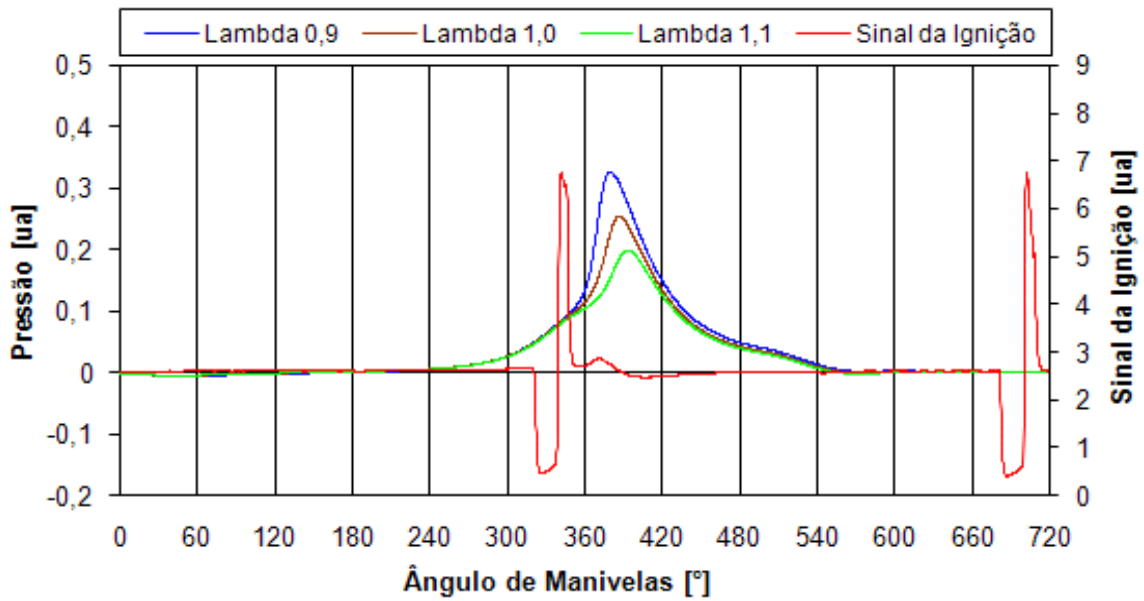


Figura 5.13 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC80, para a relação volumétrica de compressão 6:1.

Na figura 5.14 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC80, para a relação volumétrica de compressão 7:1.

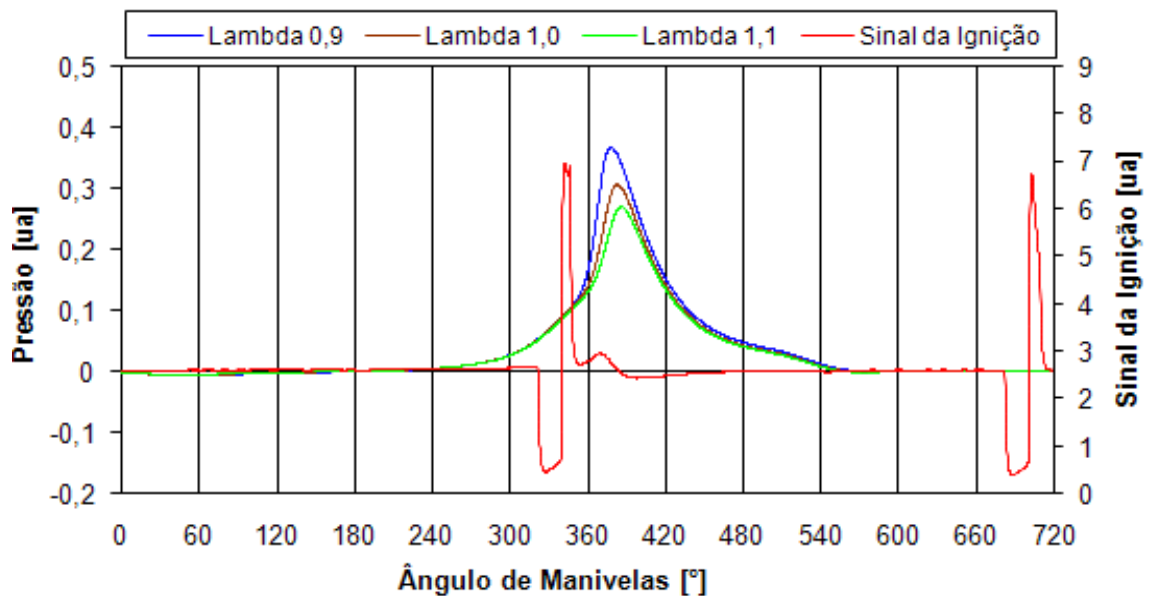


Figura 5.14 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC80, para a relação volumétrica de compressão 7:1.

Na figura 5.15 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC80, para a relação volumétrica de compressão 8:1

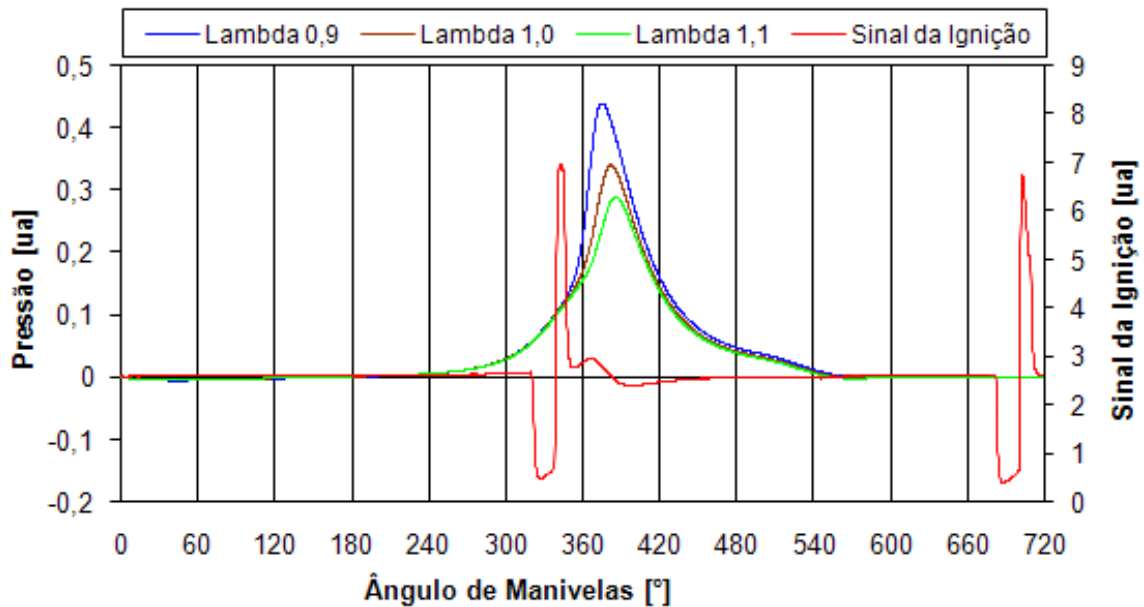


Figura 5.15 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC80, para a relação volumétrica de compressão 8:1.

5.1.1.6 Álcool etílico hidratado combustível

Na tabela 5.6 estão expressos os valores da duração da combustão para o álcool etílico hidratado combustível, acompanhados dos respectivos desvios padrão.

Tabela 5.6 - Duração da combustão e desvios padrão para o AEHC.

rc	Lambda	Duração da combustão (°)	
		média	desvio padrão
6:1	0,9	40,51	1,50
	1,0	45,05	2,89
	1,1	52,29	4,54
7:1	0,9	38,15	1,08
	1,0	44,13	2,39
	1,1	49,88	4,06
8:1	0,9	36,91	1,14
	1,0	40,37	2,01
	1,1	46,07	3,17

Na figura 5.16 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC, para a relação volumétrica de compressão 6:1.

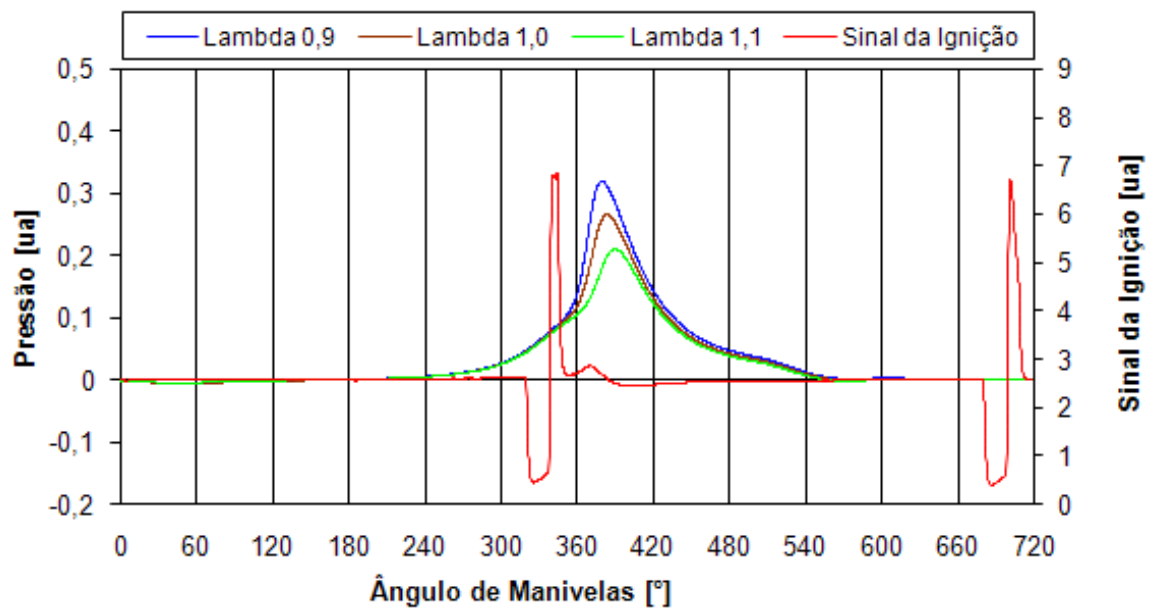


Figura 5.16 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC, para a relação volumétrica de compressão 6:1.

Na figura 5.17 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC, para a relação volumétrica de compressão 7:1.

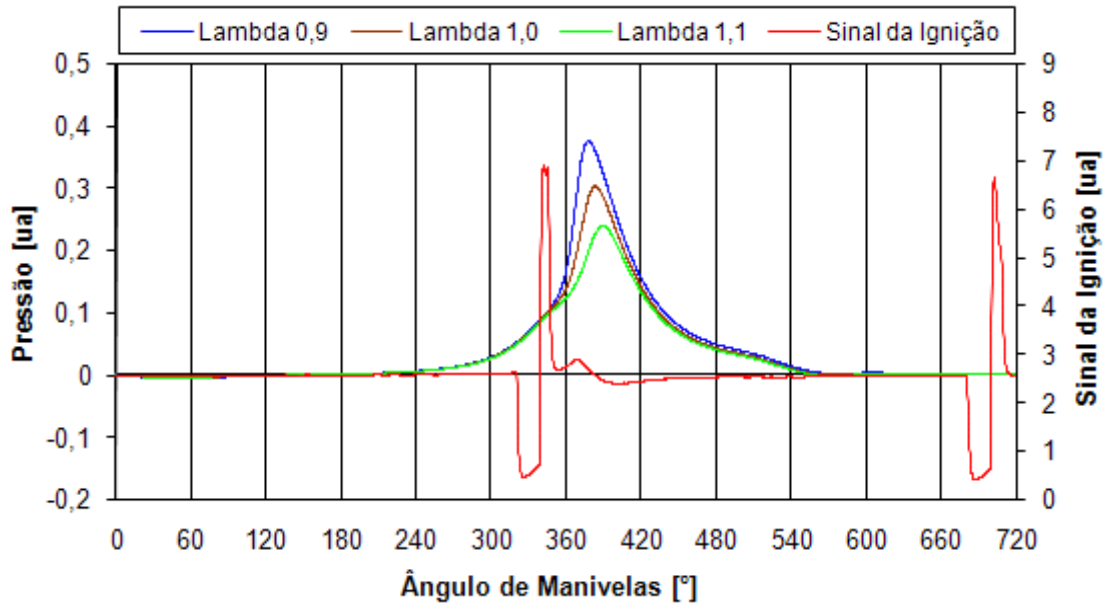


Figura 5.17 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC, para a relação volumétrica de compressão 7:1.

Na figura 5.18 estão representadas as curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC, para a relação volumétrica de compressão 8:1

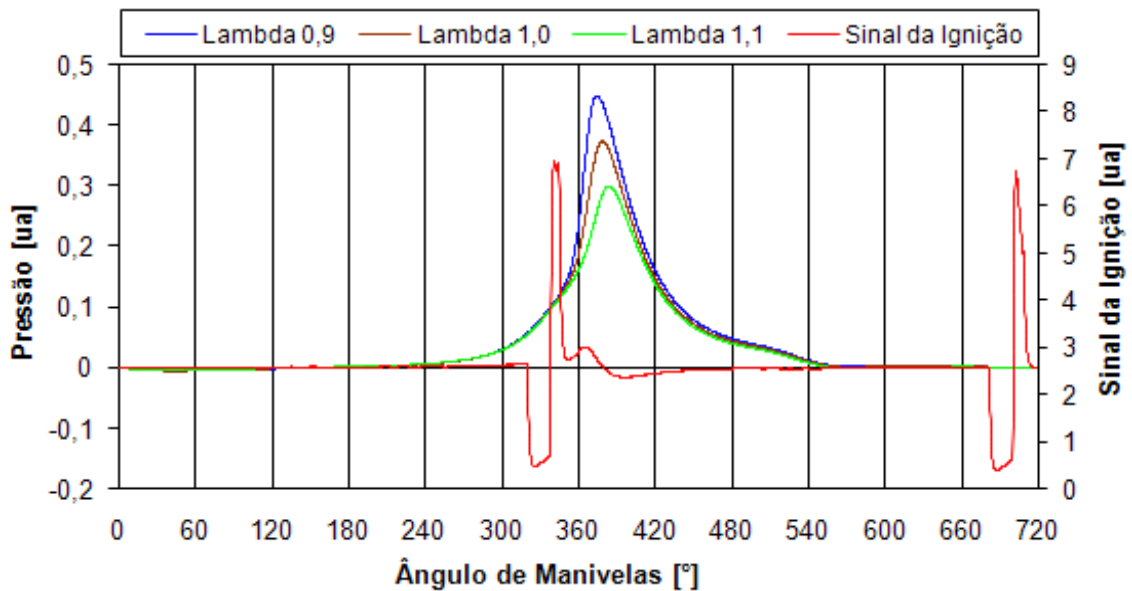


Figura 5.18 - Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição para o AEHC, para a relação volumétrica de compressão 8:1.

No caso da gasolina comum tipo C, como também dos outros combustíveis ensaiados, a curva de pressão traçada nas figuras é fruto da integração da curva de variação da pressão.

Isto se deve ao fato de que, efetivamente, foi registrada a variação da pressão ao longo do deslocamento angular. O uso da curva de pressão tem por propósito, também, facilitar a visualização da duração da combustão e da diferença de área entre curvas.

Percebe-se, analisando as figuras, que a máxima pressão obtida no ciclo aumenta com o aumento da relação volumétrica de compressão, para todas as razões de mistura. Este aumento de pressão é decorrente da redução do volume da câmara de combustão, devido ao aumento da relação volumétrica de compressão. Por conta da diminuição da razão de mistura também há aumento de pressão. O motivo deste comportamento reside no fato de que razões de mistura menores (ricas) têm menor quantidade de ar e isto implica em menor quantidade de matéria inerte na mistura admitida. Neste sentido, a mistura rica permite a obtenção de maior pressão no interior da câmara de combustão, mesmo mantendo a relação volumétrica de compressão inalterada.

Também está evidenciado nas figuras que quanto menor o pico de máxima pressão, maior a duração da combustão. A menor velocidade de propagação da frente de chama implica em maior duração da combustão e é consequência direta do empobrecimento da razão de mistura e da baixa relação volumétrica de compressão. As tabelas mostram o crescimento da duração da combustão com o empobrecimento da razão de mistura e com a diminuição da relação volumétrica de compressão.

Associada ao aumento da duração da combustão está o aumento da dispersão cíclica, evidenciada pelo maior desvio padrão. Ferrari, 2000, cita que mesmo quando um motor funciona em condições estacionárias, um ciclo não se repete de maneira idêntica ao precedente, dando lugar à dispersão cíclica. O autor condiciona o funcionamento adequado com mistura mais pobre à repetibilidade dos ciclos identicamente ao médio.

Ferrari, 2000, analisa o aumento da velocidade de propagação da frente de chama com o aumento a relação volumétrica de compressão. Para a diminuição instantânea dos valores da velocidade de propagação da frente de chama, corresponde uma maior duração angular da combustão. O mesmo autor vincula a redução da densidade da carga admitida como um dos motivos de redução da velocidade de propagação da frente de chama. A redução da densidade de carga tanto pode ocorrer devido à redução da massa aspirada de mistura fresca quanto ao empobrecimento desta mistura.

No caso do AEHC20, na comparação com a gasolina comum tipo C, para a mesma relação volumétrica de compressão, verifica-se que houve variação muito pequena da amplitude da pressão e da duração da combustão para todas as razões de mistura. A adição de

álcool na gasolina representa a melhora da condição de combustão e a redução da temperatura no coletor de admissão. O aumento da resistência à detonação, embora pequeno em relação à gasolina comum tipo C, representa maior facilidade de propagação da frente de chama na medida em que a relação volumétrica de compressão é aumentada.

O acréscimo de mais álcool hidratado combustível à gasolina comum tipo C trouxe um pequeno aumento da duração da combustão, especificamente para razão de mistura pobre, e uma diminuição da amplitude da curva de pressão. O aumento da proporção de álcool representa aumento do teor de água na composição da mistura de combustíveis, o que provoca uma dificuldade de propagação da chama principalmente em baixas relações volumétricas de compressão.

A pressão, nestas figuras, é representada por uma curva média. O decréscimo da amplitude desta curva com o empobrecimento da razão de mistura representa o aumento da dispersão cíclica. Sobre este aspecto, Ferrari, 2000, afirma que a dispersão cíclica é mínima para a razão de mistura para a qual a velocidade de propagação da mistura é máxima.

O gradativo aumento do pico de máxima pressão, a partir do aumento da relação volumétrica de compressão e da diminuição da razão de mistura, é conseqüência da diminuição da duração da combustão e da diminuição da dispersão cíclica. Este comportamento tende a tornar-se mais efetivo, quanto melhor forem as condições de combustão. Neste aspecto, a natureza do combustível exerce grande influência, especialmente sobre a velocidade laminar de combustão.

As razões da evolução do comportamento da combustão para o AEHC seguem a dos demais combustíveis analisados. Relativo à dispersão cíclica, verifica-se, através do desvio padrão, que houve aumento e os maiores valores se concentram nas razões de misturas pobres e relações volumétricas de compressão menores. Estes são fatores que desfavorecem o processo da combustão.

O AEHC, assim como a gasolina comum tipo C, é um combustível que possui uma relação volumétrica de compressão característica que lhe garante melhor processo de combustão. Esta relação volumétrica de compressão é mais elevada para o AEHC do que para a gasolina. Considerando-se o ângulo de avanço da ignição fixo e que não houve registro de detonação para a gasolina comum tipo C, há indicativo de que os resultados de duração da combustão para o AEHC seriam menores para maiores relações de compressão que as ensaiadas. Esta condição fundamenta a proximidade dos resultados de duração da combustão dos AEHC e da gasolina comum tipo C. Por outro lado, o correspondente desvio padrão para

o AEHC foi maior que para a gasolina, conseqüência da maior dispersão cíclica relacionada à relação volumétrica de compressão.

5.1.2 Trabalho líquido por ciclo

O trabalho líquido por ciclo, calculado através da integração das áreas médias do diagrama $p - v$, é apresentado para cada combustível ensaiado, associado às relações de compressão e razões de mistura ar-combustível definidas para este experimento. A integral da e amplitude da pressão, também, são apresentadas neste item, cujo motivo repousa no vínculo com a área do diagrama, conforme será mostrado na análise dos gráficos e valores das tabelas.

A figura 5.19 mostra todos os diagramas $p - v$ para a gasolina comum tipo C, traçados durante os ensaios para cada relação volumétrica de compressão e para cada razão de mistura. A disposição destes diagramas tem o objetivo de mostrar a evolução da área e da dispersão cíclica com a variação da relação volumétrica de compressão e da razão de mistura. Com a pretensão de permitir apenas a visualização qualitativa da mudança destes parâmetros, os eixos dos diagramas não foram traçados. Neste sentido, para cada diagrama a ordenada representa a pressão e abscissa representa o volume do cilindro. As linhas de diagramas correspondem à relação volumétrica de compressão especificada, ao passo que as colunas de diagramas correspondem à razão de mistura especificada.

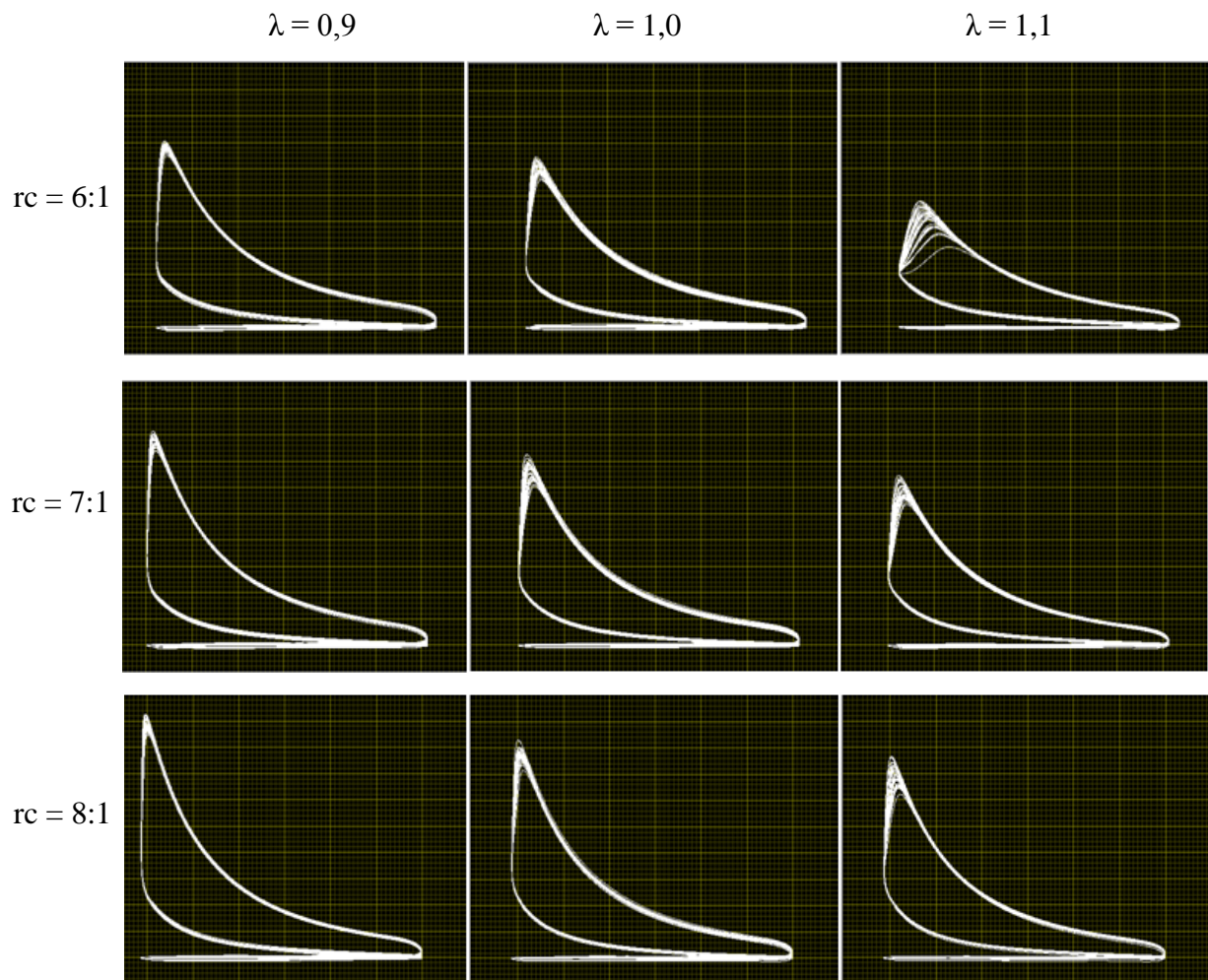


Figura 5.19 - Diagramas $p - v$ para a gasolina tipo C traçados durante os ensaios, para as relações volumétricas de compressão 6:1, 7:1 e 8:1 e para as razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

Para cada combustível ensaiado são apresentados os diagramas $p - v$ pós-processados, separadamente para as relações volumétricas de compressão 6:1, 7:1 e 8:1. Para cada relação volumétrica de compressão estão traçados os diagramas $p - v$ correspondentes às razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1. Estes diagramas representam a média dos diagramas traçados por 30 ciclos, como representado na figura 5.19. O cálculo das áreas correspondentes ao trabalho líquido por ciclo foi realizado a partir destes diagramas médios.

5.1.2.1 Gasolina comum tipo C

A figura 5.20 mostra os diagramas $p - v$ médios para a gasolina comum tipo C, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

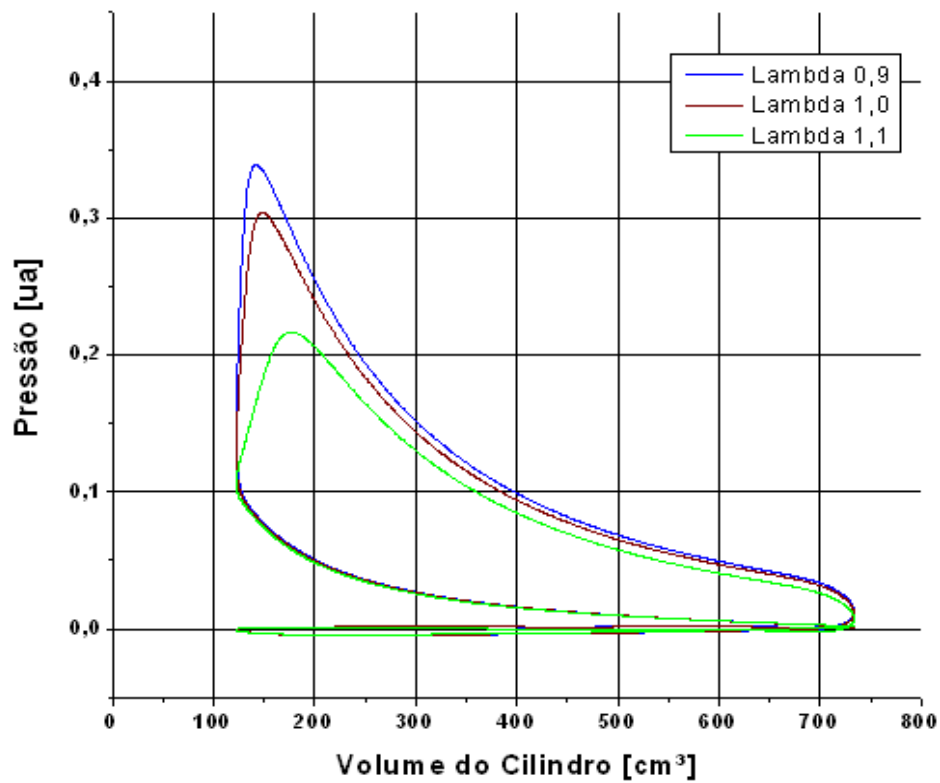


Figura 5.20 - Diagramas $p - v$ médios para a gasolina comum tipo C, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

A figura 5.21 mostra os diagramas $p - v$ médios para a gasolina comum tipo C, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

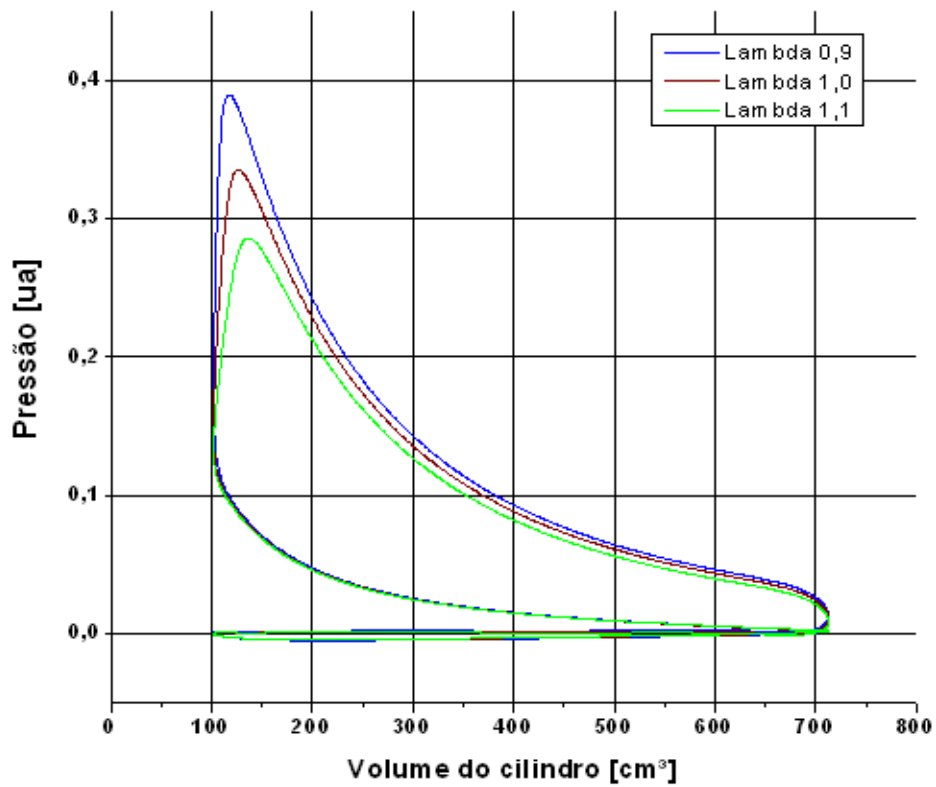


Figura 5.21 - Diagramas $p - v$ médios para a gasolina comum tipo C, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

A figura 5.22 mostra os diagramas $p - v$ médios para a gasolina comum tipo C, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

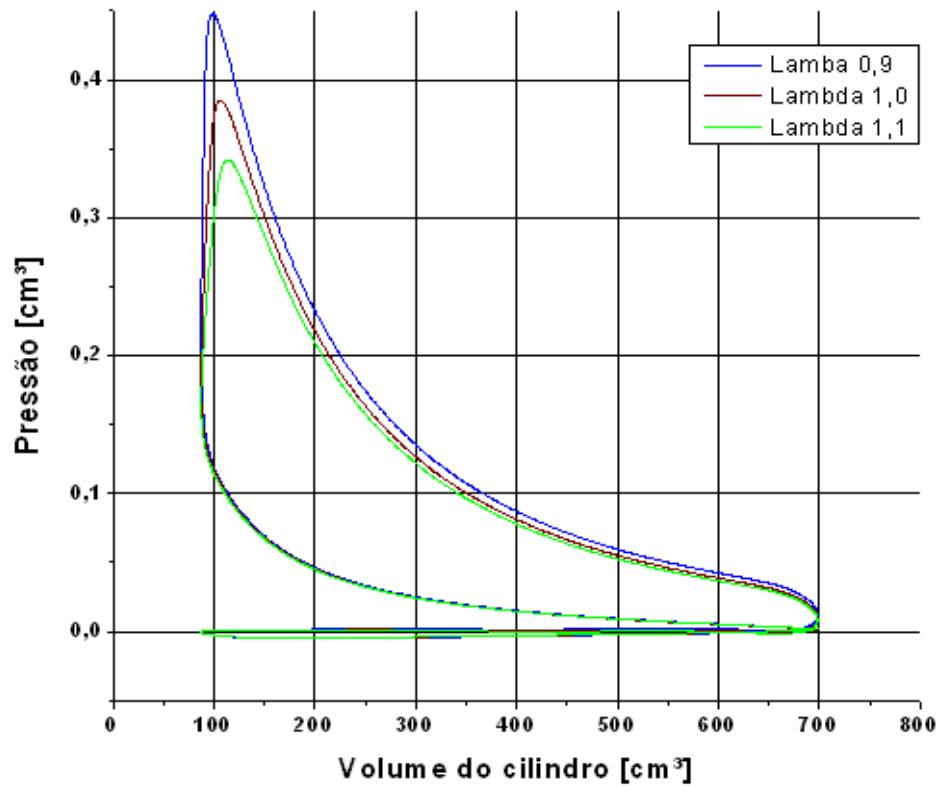


Figura 5.22 - Diagramas $p - v$ médios para a gasolina comum tipo C, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

Na tabela 5.7 constam os valores do trabalho líquido por ciclo para a gasolina comum tipo C, a integral da pressão, a amplitude da pressão e os correspondentes desvios padrão para cada relação volumétrica de compressão e razão de mistura definidas para o experimento.

Tabela 5.7 - Trabalho líquido por ciclo, integral da pressão, amplitude da pressão e correspondentes desvios padrão, para a gasolina comum tipo C.

rc	lambda	integral da pressão (ua)		amplitude da pressão (ua)		trabalho líquido (ua.cm ³)
		média	desvio padrão	média	desvio padrão	
6:1	0,9	0,472	0,014	0,3427	0,0067	56,54
	1,0	0,436	0,018	0,3056	0,0099	53,69
	1,1	0,345	0,020	0,2123	0,0187	41,09
7:1	0,9	0,514	0,032	0,3894	0,0096	58,81
	1,0	0,460	0,021	0,3357	0,0151	52,86
	1,1	0,415	0,020	0,2848	0,0165	49,71
8:1	0,9	0,562	0,017	0,4494	0,0114	61,59
	1,0	0,507	0,020	0,3931	0,0145	58,43
	1,1	0,439	0,020	0,3089	0,0185	51,38

5.1.2.2 Álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina comum tipo C em 20%.

A figura 5.23 mostra os diagramas $p - v$ médios para o AEHC20, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

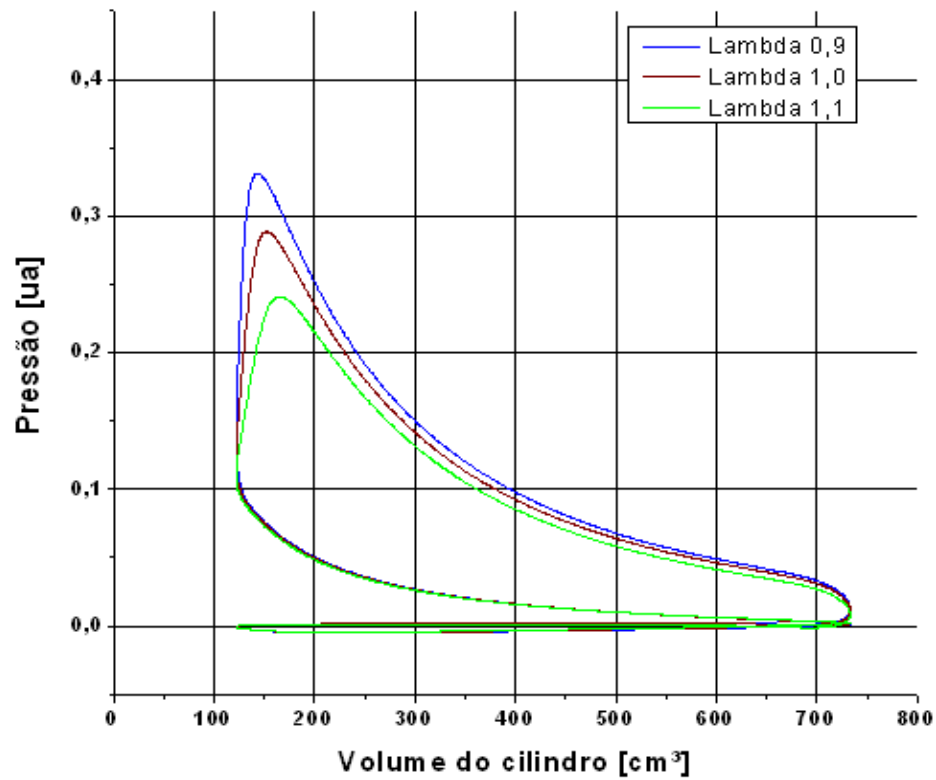


Figura 5.23. Diagramas $p - v$ médios para o AEHC20, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

A figura 5.24 mostra os diagramas $p - v$ médios para o AEHC20, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

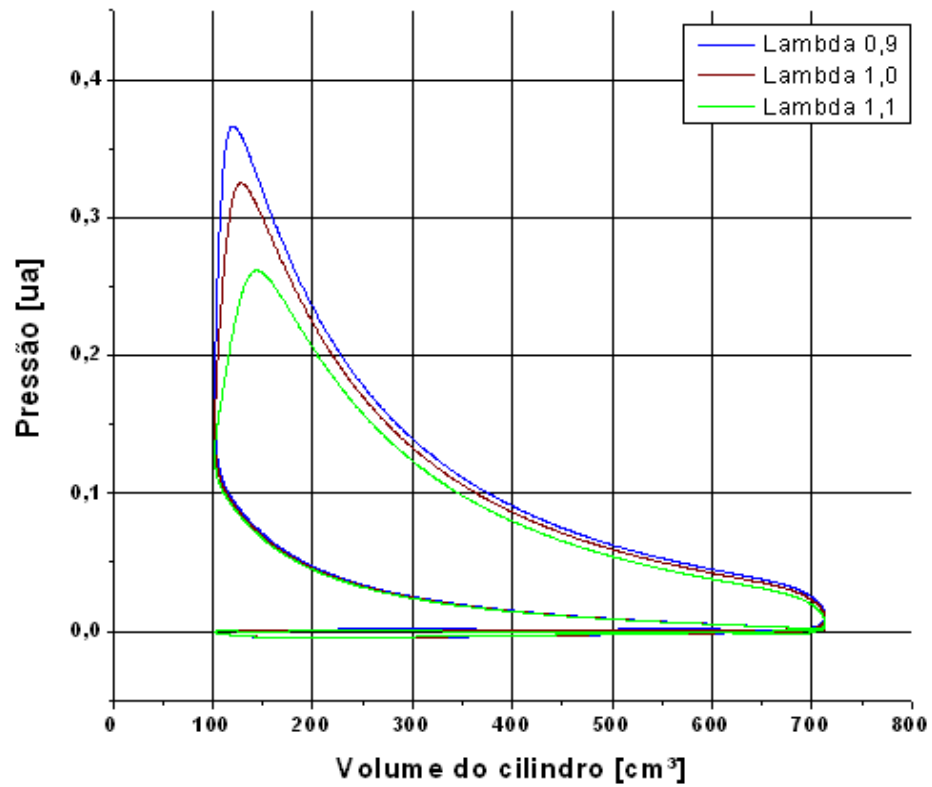


Figura 5.24 - Diagramas $p - v$ médios para o AEHC20, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

A figura 5.25 mostra os diagramas $p - v$ médios para o AEHC20, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

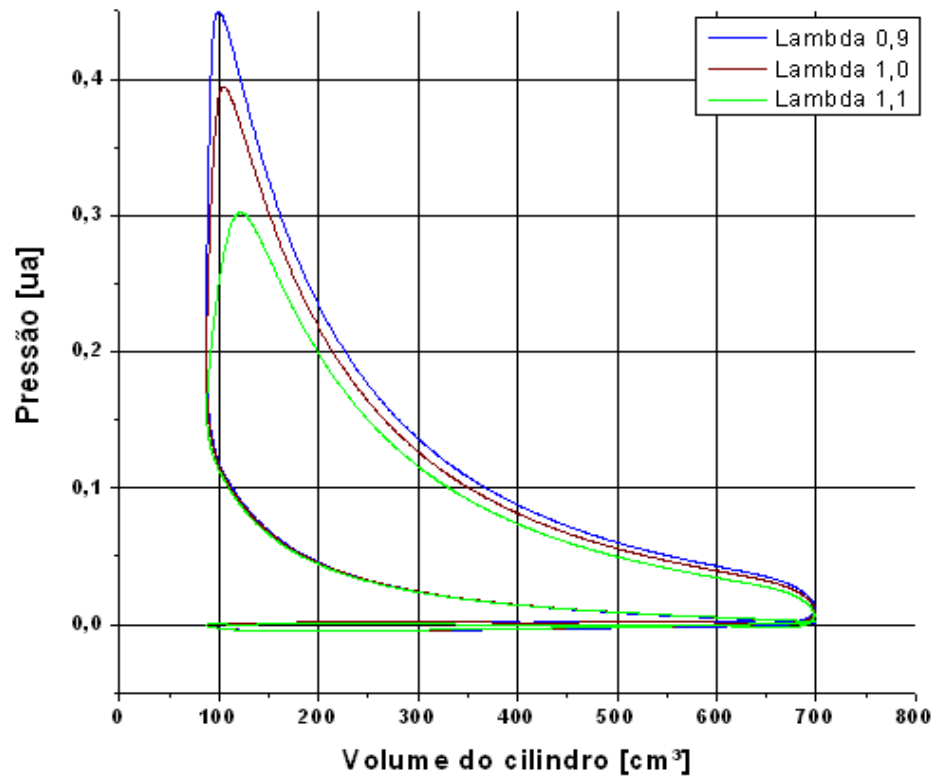


Figura 5.25 - Diagramas $p - v$ médios para o AEHC20, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

Na tabela 5.8 constam os valores do trabalho líquido por ciclo para o AEHC20, a integral da pressão, a amplitude da pressão e os correspondentes desvios padrão para cada relação volumétrica de compressão e razão de mistura definidas para o experimento.

Tabela 5.8 - Trabalho líquido por ciclo, integral da pressão, amplitude da pressão e correspondentes desvios padrão, para o AEHC20.

rc	lambda	integral da pressão (ua)		amplitude da pressão (ua)		trabalho líquido (ua.cm ³)
		média	desvio padrão	média	desvio padrão	
6:1	0,9	0,465	0,018	0,3334	0,0812	56,33
	1,0	0,416	0,020	0,2876	0,0111	49,83
	1,1	0,373	0,019	0,2442	0,0162	44,51
7:1	0,9	0,509	0,016	0,3799	0,0106	58,46
	1,0	0,448	0,019	0,3240	0,0119	53,51
	1,1	0,394	0,019	0,2617	0,0166	45,47
8:1	0,9	0,562	0,017	0,4495	0,0290	63,87
	1,0	0,512	0,020	0,3941	0,0148	55,38
	1,1	0,439	0,019	0,3084	0,0201	46,81

5.1.2.3 Álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina comum tipo C em 40%.

A figura 5.26 mostra os diagramas $p - v$ médios para o AEHC40, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

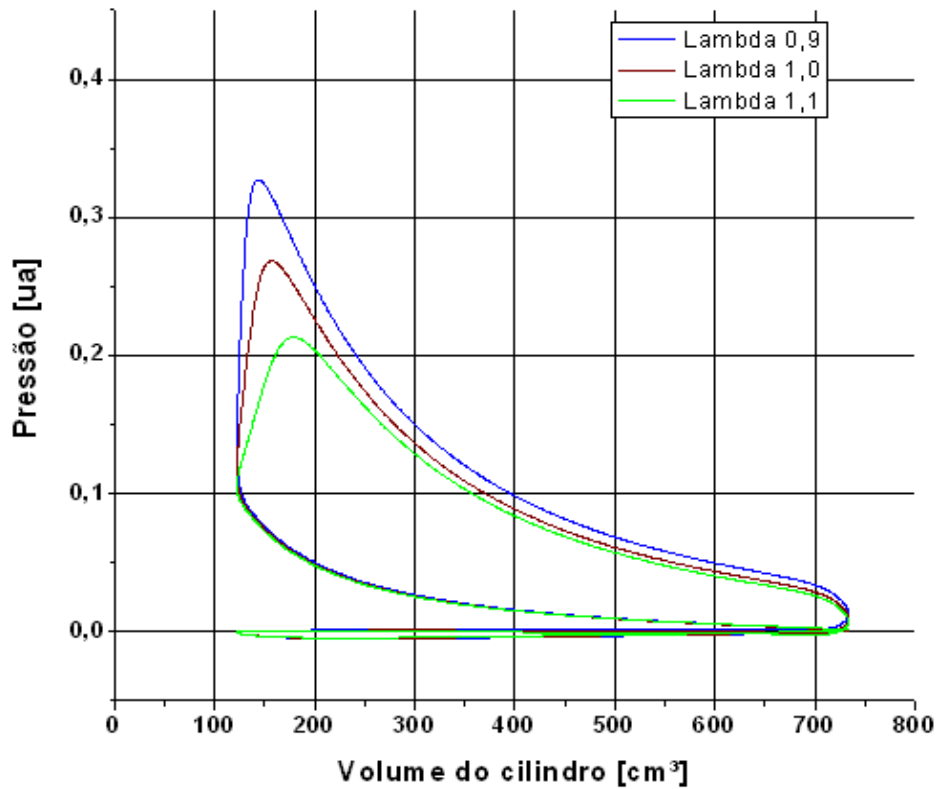


Figura 5.26 - Diagramas $p - v$ médios para o AEHC40, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

A figura 5.27 mostra os diagramas $p - v$ médios para o AEHC40, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

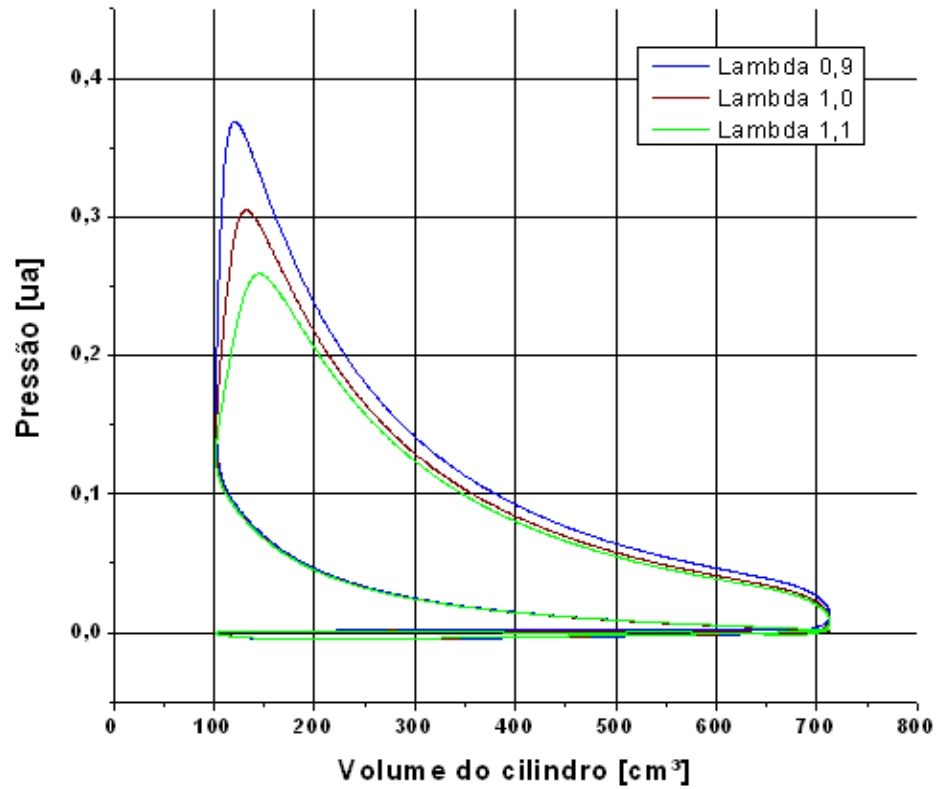


Figura 5.27 - Diagramas $p - v$ médios para o AEHC40, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

A figura 5.28 mostra os diagramas $p - v$ médios para o AEHC40, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

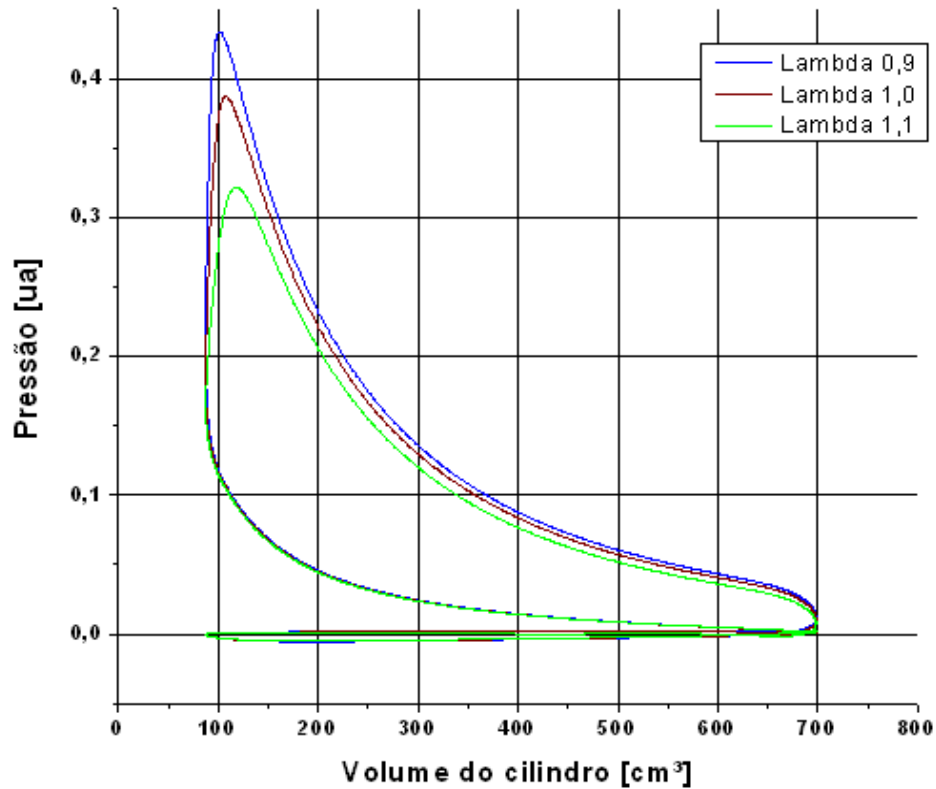


Figura 5.28 - Diagramas $p - v$ médios para o AEHC40, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

Na tabela 5.9 constam os valores do trabalho líquido por ciclo para o AEHC40, para cada relação volumétrica de compressão e razão de mistura definidas para o experimento. A integral da pressão e a amplitude da pressão, para cada conjunto de parâmetros dos ensaios, acompanhadas dos correspondentes desvios padrão, também fazem parte da tabela 5.9.

Tabela 5.9 - Trabalho líquido por ciclo, integral da pressão, amplitude da pressão e correspondentes desvios padrão, para o AEHC40.

rc	lambda	integral da pressão (ua)		amplitude da pressão (ua)		trabalho líquido (ua.cm ³)
		média	desvio padrão	média	desvio padrão	
6:1	0,9	0,461	0,018	0,3287	0,0088	57,19
	1,0	0,400	0,026	0,2736	0,0134	48,31
	1,1	0,349	0,022	0,2173	0,1539	41,83
7:1	0,9	0,498	0,020	0,3688	0,0109	57,47
	1,0	0,430	0,022	0,3033	0,0146	52,15
	1,1	0,397	0,024	0,2653	0,0164	47,18
8:1	0,9	0,561	0,019	0,4391	0,0141	63,11
	1,0	0,510	0,025	0,3852	0,0177	58,67
	1,1	0,462	0,027	0,3215	0,0316	51,42

5.1.2.4 Álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina comum tipo C em 60%.

A figura 5.29 mostra os diagramas $p - v$ médios para o AEHC60, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

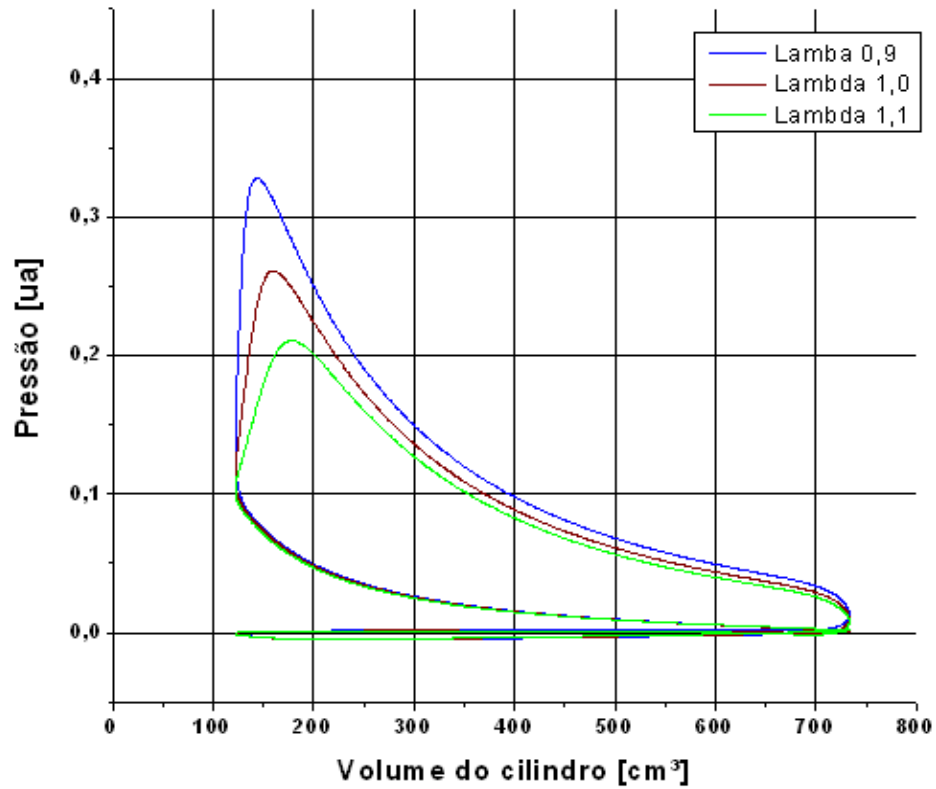


Figura 5.29 - Diagramas $p - v$ médios para o AEHC60, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

A figura 5.30 mostra os diagramas $p - v$ médios para o AEHC60, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

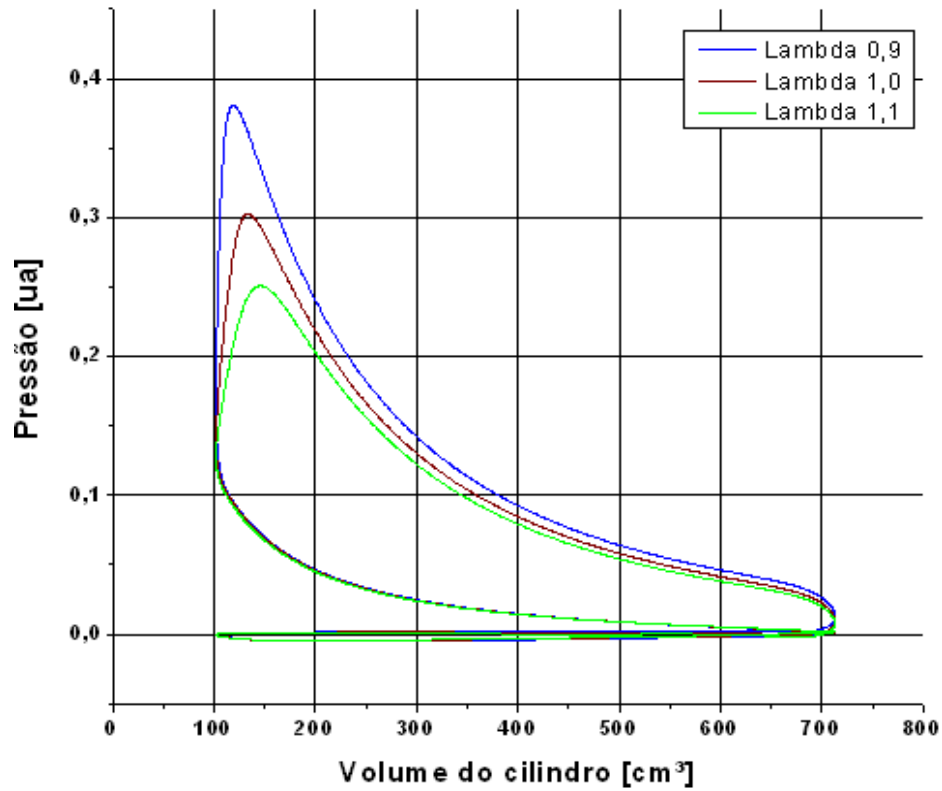


Figura 5.30 - Diagramas $p - v$ médios para o AEHC60, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

A figura 5.31 mostra os diagramas $p - v$ médios para o AEHC60, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

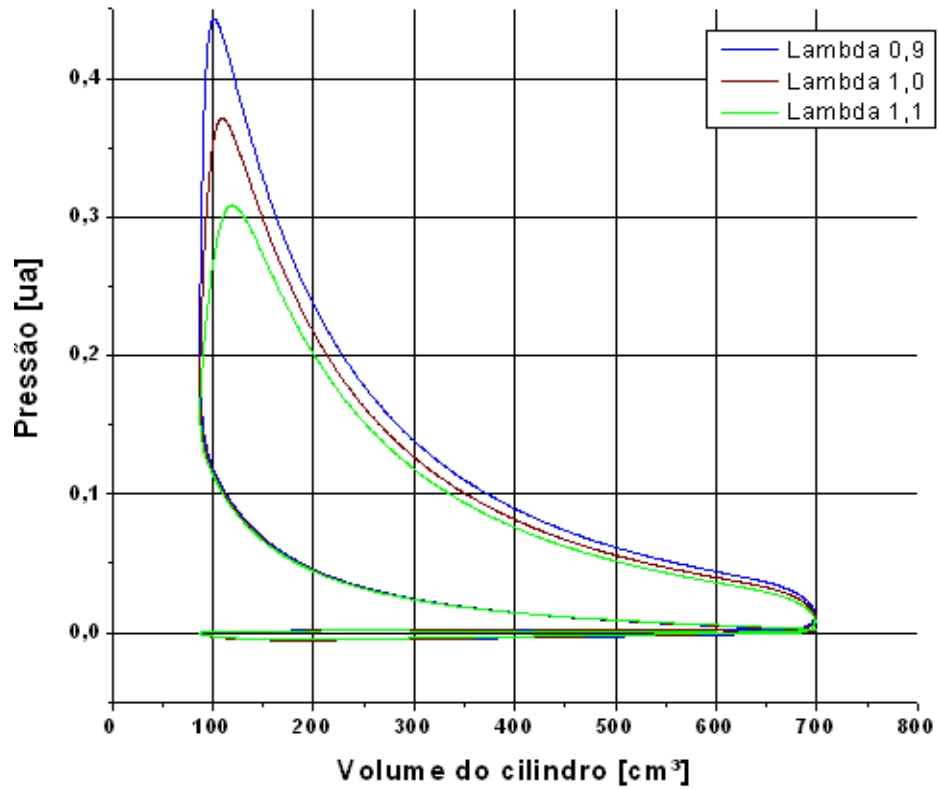


Figura 5.31 - Diagramas $p - v$ médios para o AEHC60, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

Na tabela 5.10 constam os valores do trabalho líquido por ciclo para o AEHC60, a integral da pressão, a amplitude da pressão e os correspondentes desvios padrão para cada relação volumétrica de compressão e razão de mistura definidas para o experimento.

Tabela 5.10 - Trabalho líquido por ciclo, integral da pressão, amplitude da pressão e correspondentes desvios padrão, para o AEHC60.

rc	lambda	integral da pressão (ua)		amplitude da pressão (ua)		trabalho líquido (ua.cm ³)
		média	desvio padrão	média	desvio padrão	
6:1	0,9	0,457	0,019	0,3256	0,0107	55,16
	1,0	0,392	0,024	0,2658	0,0140	45,71
	1,1	0,320	0,023	0,2128	0,0156	41,91
7:1	0,9	0,508	0,018	0,3818	0,0098	58,94
	1,0	0,442	0,026	0,3133	0,0201	50,17
	1,1	0,388	0,027	0,2519	0,0247	40,96
8:1	0,9	0,566	0,019	0,4483	0,0114	63,22
	1,0	0,350	0,024	0,3776	0,0168	56,14
	1,1	0,444	0,027	0,3113	0,0247	50,93

5.1.2.5 Álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina comum tipo C em 80%.

A figura 5.32 mostra os diagramas $p - v$ médios para o AEHC80, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

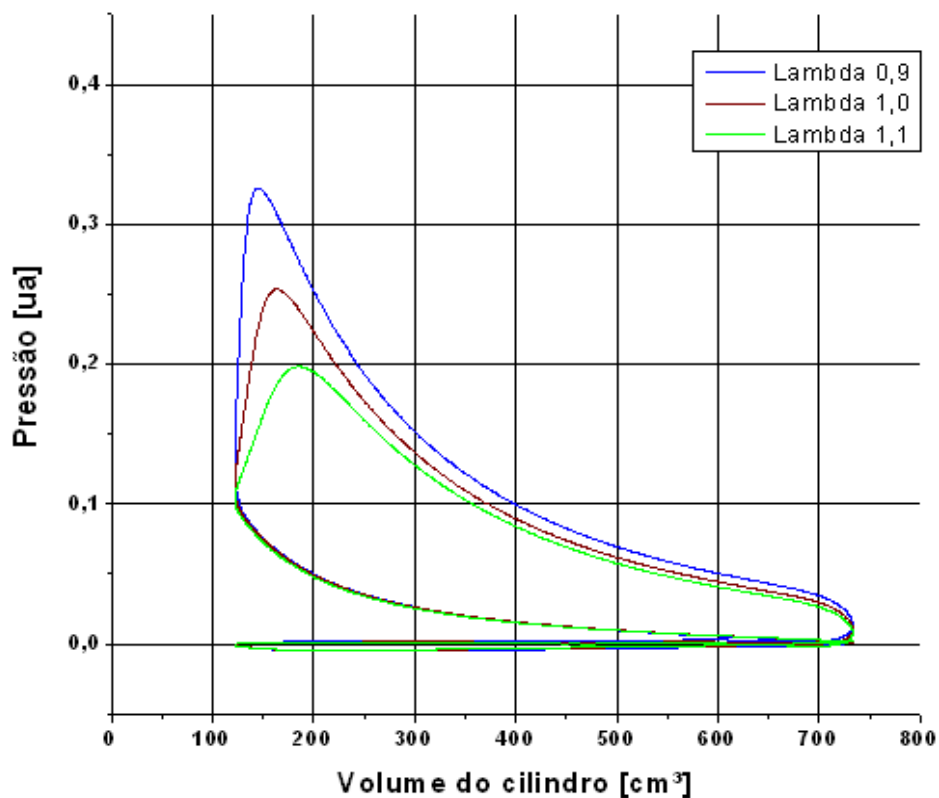


Figura 5.32 - Diagramas $p - v$ médios para o AEHC80, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

A figura 5.33 mostra os diagramas $p - v$ médios para o AEHC80, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

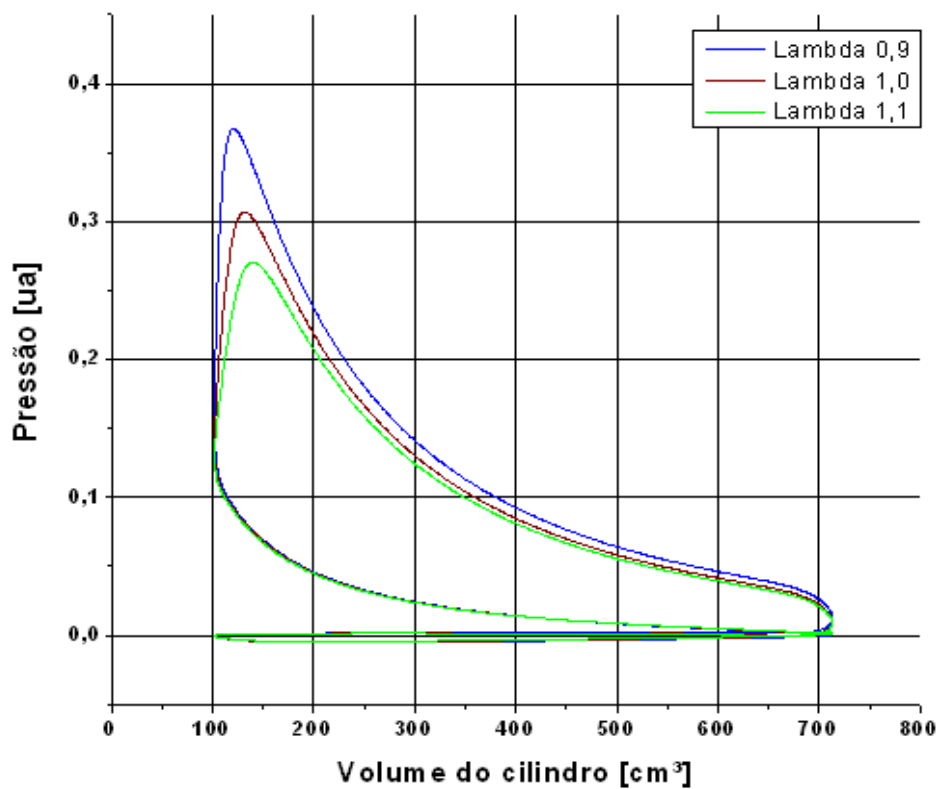


Figura 5.33 - Diagramas $p - v$ médios para o AEHC80, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

A figura 5.34 mostra os diagramas $p - v$ médios para o AEHC80, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

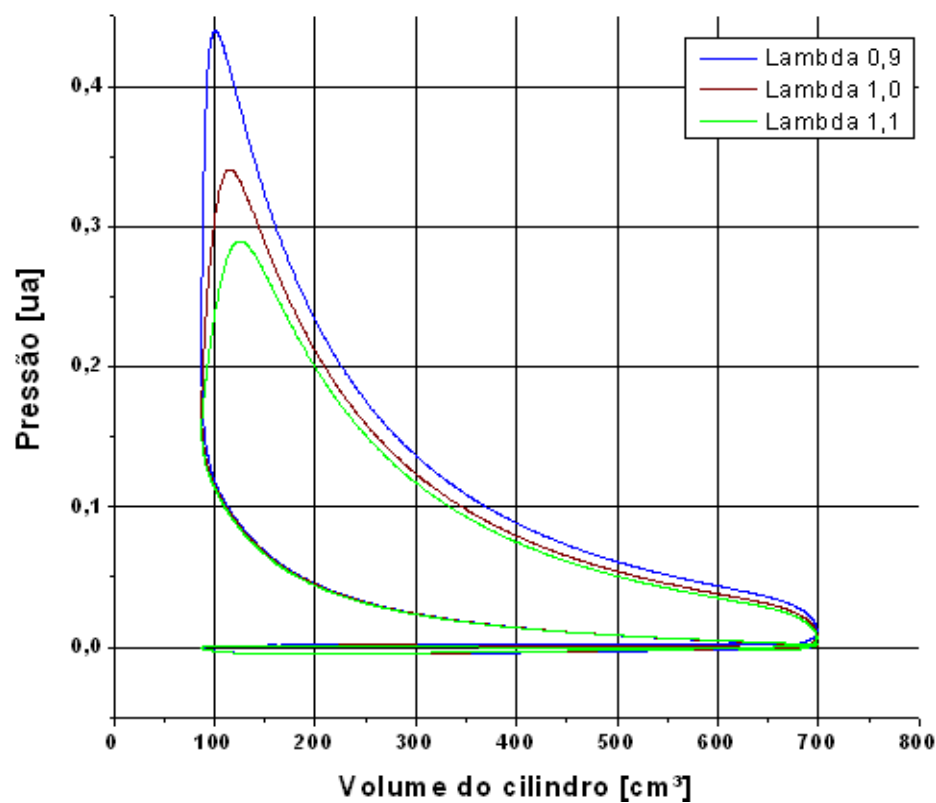


Figura 5.34 - Diagramas $p - v$ médios para o AEHC80, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

Na tabela 5.11 constam os valores do trabalho líquido por ciclo para o AEHC80, a integral da pressão, a amplitude da pressão e os correspondentes desvios padrão para cada relação volumétrica de compressão e razão de mistura definidas para o experimento.

Tabela 5.11 - Trabalho líquido por ciclo, integral da pressão, amplitude da pressão e correspondentes desvios padrão, para o AEHC80.

rc	lambda	integral da pressão (ua)		amplitude da pressão (ua)		trabalho líquido (ua.cm ³)
		média	desvio padrão	média	desvio padrão	
6:1	0,9	0,462	0,016	0,3278	0,0095	55,09
	1,0	0,391	0,020	0,2570	0,0146	47,78
	1,1	0,339	0,020	0,2033	0,0172	42,53
7:1	0,9	0,495	0,019	0,3672	0,0115	58,22
	1,0	0,439	0,025	0,3121	0,0180	51,95
	1,1	0,396	0,028	0,2665	0,0229	48,17
8:1	0,9	0,556	0,018	0,4347	0,0296	64,59
	1,0	0,478	0,027	0,3519	0,0243	53,26
	1,1	0,431	0,023	0,2958	0,0223	47,27

5.1.2.6 Álcool etílico hidratado combustível

A figura 5.35 mostra os diagramas $p - v$ médios para o AEHC, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

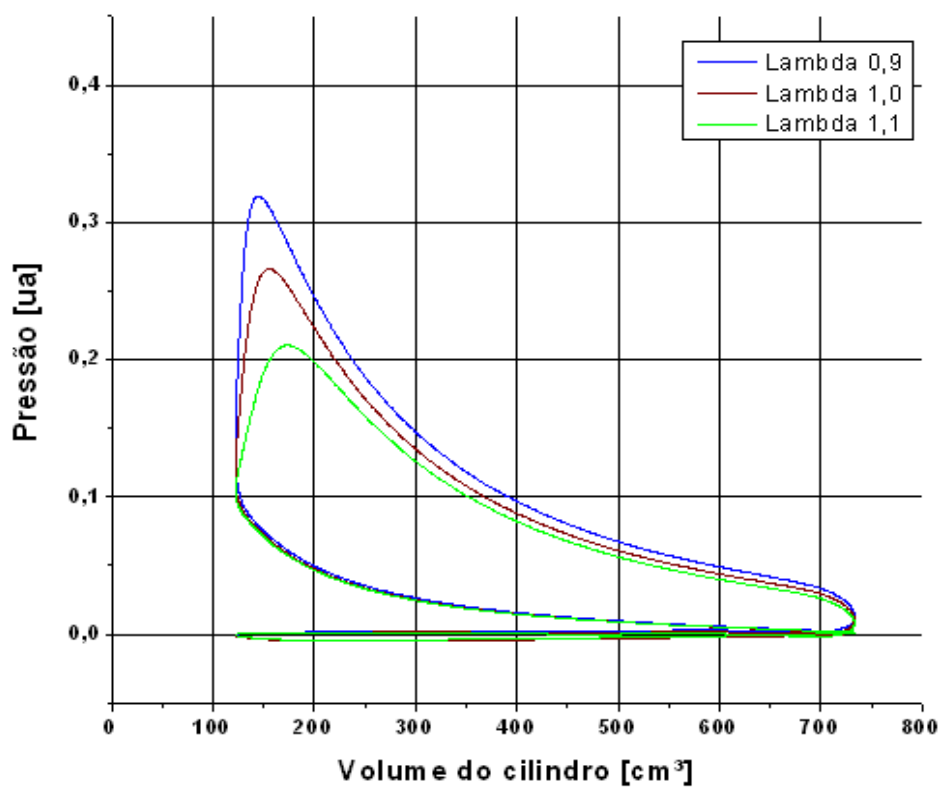


Figura 5.35 - Diagramas $p - v$ médios para o AEHC, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 6:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

A figura 5.36 mostra os diagramas $p - v$ médios para o AEHC, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

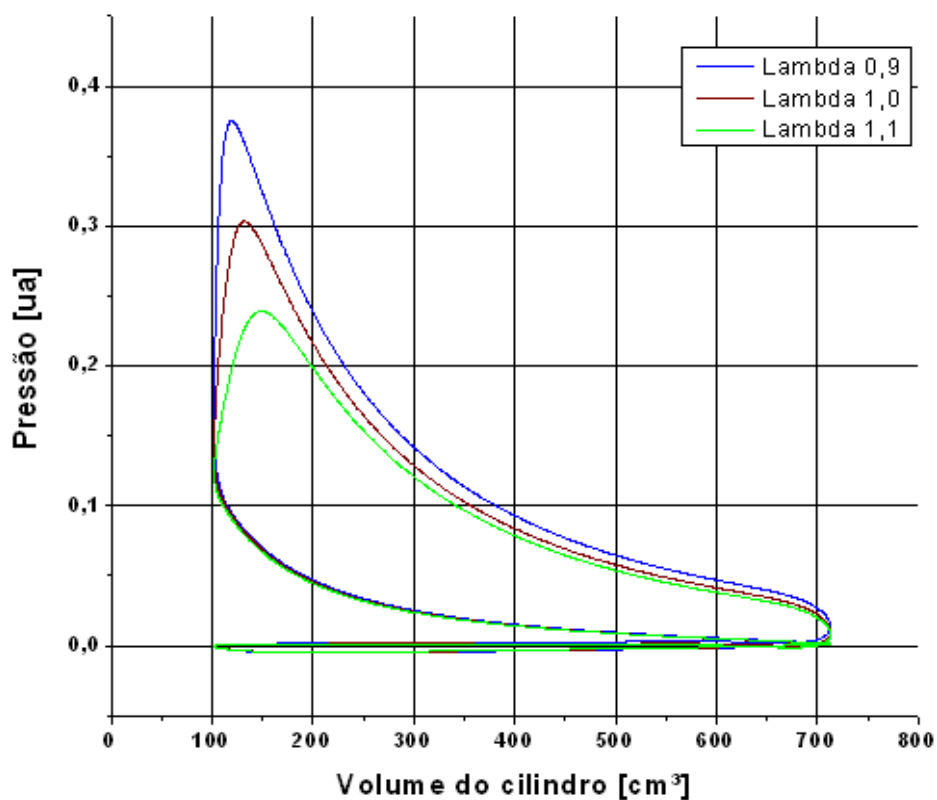


Figura 5.36 - Diagramas $p - v$ médios para o AEHC, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 7:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

A figura 5.37 mostra os diagramas $p - v$ médios para o AEHC, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

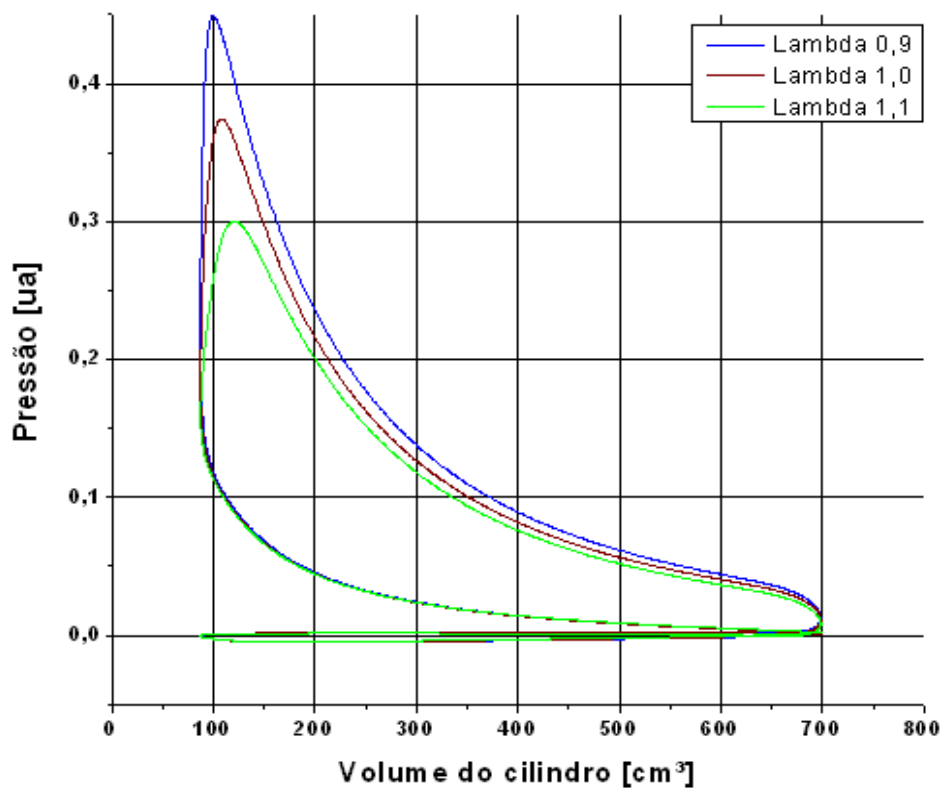


Figura 5.37 - Diagramas $p - v$ médios para o AEHC, traçados a partir da relação volumétrica de compressão 8:1 e razões de mistura 0,9, 1,0 e 1,1.

Na tabela 5.12 constam os valores do trabalho líquido por ciclo para o AEHC, a integral da pressão, a amplitude da pressão e os correspondentes desvios padrão para cada relação volumétrica de compressão e razão de mistura definidas para o experimento.

Tabela 5.12 - Trabalho líquido por ciclo, integral da pressão, amplitude da pressão e correspondentes desvios padrão, para o AEHC.

rc	lambda	integral da pressão (ua)		amplitude da pressão (ua)		trabalho líquido (ua.cm ³)
		média	desvio padrão	média	desvio padrão	
6:1	0,9	0,455	0,021	0,3230	0,0142	54,25
	1,0	0,393	0,032	0,2701	0,0236	43,53
	1,1	0,343	0,042	0,2140	0,0301	38,59
7:1	0,9	0,507	0,022	0,3765	0,0131	59,38
	1,0	0,433	0,034	0,3039	0,0227	51,05
	1,1	0,383	0,036	0,2466	0,0304	46,5
8:1	0,9	0,563	0,022	0,4437	0,0134	62,83
	1,0	0,499	0,033	0,3744	0,0248	55,99
	1,1	0,439	0,033	0,3032	0,0311	45,68

As tabelas 5.7 a 5.12 contêm, além dos valores do trabalho líquido relacionado a cada combustível ensaiado, dados que permitem a análise qualitativa dos ensaios. As figuras 5.20 a 5.37 permitem visualizar o que é representado numericamente nas referidas tabelas.

Para cada combustível houve crescimento da amplitude da pressão com o aumento da relação volumétrica de compressão. Este comportamento ocorreu para todas as razões de mistura. Sendo maior a relação volumétrica de compressão, menor a duração da combustão. Estas observações corroboram com os apontamentos feitos por Ferguson, 1986. Isto implica que a velocidade de propagação da chama apresenta crescimento na ordem direta do aumento da relação volumétrica de compressão. Diminuindo-se o tempo disponível para a combustão através da elevação da relação de combustão é conseqüência ter-se, genericamente, aumento da velocidade de propagação da chama.

O aumento da amplitude da pressão está associado ao aumento da área dos diagramas $p - v$, o que representa, de regra, maior trabalho.

Para determinado combustível ensaiado à determinada relação volumétrica de compressão, o diagrama $p - v$ correspondente à razão de mistura pobre é menor que os correspondentes às menores razões de misturas ($\lambda = 0,9$ e $\lambda = 1,0$). O empobrecimento da razão de mistura carrega consigo maior dispersão cíclica pela condição desfavorável à combustão, o que é representado por um diagrama $p - v$ com menor área. E quanto menor a

relação volumétrica de compressão, menor a área e maior a deformação do diagrama, fruto de maior dispersão cíclica. Neste aspecto, deve-se ter presente que os diagramas traçados representam os ciclos médios.

No mesmo sentido, conforme referido por Guibet et alli, 1999, para razões de mistura ricas ($\lambda < 1$) o tempo de combustão é menor que para misturas pobres ($\lambda > 1$). Assim, os menores diagramas $p - v$, correspondentes às razões de misturas pobres, representam, também, menores velocidades de propagação da frente de chama. Este comportamento anuncia a existência de maiores perdas e aumento da duração da combustão. À medida que a relação volumétrica de compressão diminui, a duração da combustão aumenta. Este comportamento é bem claro nestas figuras, especialmente em razão do ângulo de avanço da ignição ser fixo. Sendo maior a duração da combustão, uma maior antecipação da ignição é requerida.

A gasolina comum tipo C é o combustível que apresentou melhor evolução dos diagramas $p - v$ com o aumento da relação volumétrica de compressão, especificamente para $\lambda = 1,0$ e $\lambda = 1,1$. Com a adição de AEHC, houve menor crescimento da área dos diagramas $p - v$ e manutenção da correspondente dispersão cíclica com o aumento da relação volumétrica de compressão. Este comportamento foi crescente com o aumento do teor de AEHC na gasolina comum tipo C. Neste contexto, a ocorrência da dispersão cíclica encontra duas principais razões: a primeira razão diz respeito à característica do AEHC, que requer maior relação volumétrica de compressão para o desenvolvimento da combustão; a segunda razão está relacionada à duração da combustão, que é mínima para razões de misturas ligeiramente ricas. Sobre este segundo aspecto, Ferrari, 2000, afirma que o aumento da duração da combustão é pouco acentuado para razões de misturas mais ricas do que a representante da mínima duração da combustão. Por outro lado, conclui o mesmo autor, o crescimento da duração da combustão é mais acentuado para razões de mistura mais pobres que a dessa mínima duração.

A maior integral da pressão de todas as relações volumétricas de compressão, para a razão de mistura rica, bem como seu aumento com o aumento da relação volumétrica de compressão, ocorreu em consequência do aumento da pressão interna, decorrente da redução do espaço onde a mistura ar-combustível é comprimida. No mesmo sentido, havendo menor quantidade de ar na mistura há menor quantidade de matéria inerte diante do combustível, o que efetivamente contribui para o desenvolvimento da pressão.

O trabalho líquido é consequência direta da maior velocidade de propagação da frente

de chama, representada pela menor duração da combustão. É nesta condição que o processo de combustão se desenvolve mais adequadamente.

As maiores velocidades de propagação da chama, representadas pelas menores durações da combustão, ocorreram para a mistura rica de cada relação volumétrica de compressão. Ainda neste aspecto, quanto maior a relação volumétrica de compressão, menor a duração da combustão. A consequência da redução da duração da combustão é o aumento da integral e da amplitude da pressão. Com o aumento do percentual de gasolina adicionada ao AEHC, os parâmetros em questão melhoraram de maneira geral. Com relação ao trabalho líquido fornecido pelos diagramas $p - v$, manteve-se o crescimento com o aumento da relação volumétrica de compressão e o enriquecimento da mistura ar-combustível admitida. Assim, o maior trabalho líquido foi obtido com a relação volumétrica de compressão 8:1 e a razão de mistura 0,9.

O trabalho líquido calculado é crescente com o aumento da relação volumétrica de compressão e decrescente com o aumento da razão de mistura.

No Apêndice A, figura A.1, constam, para fins de comparação qualitativa da evolução, os diagramas $p - v$, em tamanho reduzido, de todos os combustíveis, relações volumétricas de compressão e razões de mistura que compuseram este trabalho.

5.2 Comparação entre os combustíveis

Analisando os dados da variação da pressão verifica-se, para a relação volumétrica de compressão 6:1, que para a razão de mistura 0,9 o menor valor obtido refere-se à gasolina comum tipo C, embora a diferença para os demais combustíveis seja muito pequena. Por outro lado, o álcool etílico hidratado combustível (AEHC) apresentou a maior duração da combustão. Para a razão de mistura estequiométrica, mantendo-se a relação volumétrica de compressão 6:1, a gasolina comum tipo C manteve o menor valor de duração da combustão entre os combustíveis ensaiados, tendo o AEHC80 obtido a combustão mais demorada. Para a razão de mistura pobre ($\lambda=1,1$), o AEHC20 obteve a menor duração da combustão, ao passo que o AEHC80 obteve a maior, seguido pela gasolina comum tipo C. Todos os combustíveis apresentaram aumento da duração da combustão com o empobrecimento da razão de mistura. Na comparação da evolução da duração da combustão de $\lambda = 0,9$ para $\lambda = 1,1$, o AEHC obteve o menor aumento e o AEHC80 o maior, seguido pela gasolina comum tipo C.

Para a relação volumétrica de compressão 7:1 foi mantido o aumento da duração da combustão com o empobrecimento da mistura ar-combustível admitida. Para a razão de mistura 0,9, o AEHC60 apresentou a menor duração da combustão, ao passo que o AEHC20 foi o mais lento entre os combustíveis ensaiados. Para a razão de mistura 1,0, a gasolina comum tipo C, que apresentou comportamento bem próximo ao do AEHC60 para $\lambda = 0,9$, apresentou a menor duração da combustão. Já o AEHC foi o combustível que apresentou a combustão mais lenta para $\lambda = 1,0$. No caso da razão de mistura mais pobre, a menor duração da combustão se manteve com a gasolina comum tipo C, bem como o AEHC manteve-se como o mais lento.

No contexto das três razões de mistura que compuseram estes ensaios, a gasolina comum tipo C apresentou maior desempenho na combustão e o AEHC o menor desempenho, caracterizado como o mais lento.

Para a relação volumétrica de compressão 8:1, a maior duração da combustão se manteve com o AEHC para as razões de mistura 0,9 e 1,1, ao passo que para $\lambda = 1,0$ o AEHC80 foi o que apresentou combustão mais lenta. Já a gasolina comum tipo C, acompanhada do AEHC20, foi a que menos demorou a combustão para $\lambda = 0,9$. Para $\lambda = 1,0$ a gasolina comum tipo C manteve a maior velocidade de combustão entre os combustíveis ensaiados. Para a mistura admitida mais pobre foi o AEHC40 quem apresentou a mais rápida combustão.

Analisando os dados relativos ao trabalho líquido por ciclo, para a relação volumétrica de compressão 6:1 o maior valor foi obtido pelo AEHC40 ($\lambda = 0,9$), enquanto o menor resultado foi obtido pelo AEHC ($\lambda = 1,1$). Também para as razões de mistura 0,9 e 1,0, o AEHC manteve-se como o que produziu o menor trabalho líquido. O maior trabalho para $\lambda=1,0$ ficou com a gasolina comum tipo C. Para a mistura admitida pobre ($\lambda = 1,1$), o maior resultado de trabalho foi obtido com o AEHC20. Para todos os combustíveis, os valores de trabalho decresceram com o empobrecimento da razão de mistura.

No caso da relação volumétrica de compressão 7:1, o maior trabalho foi obtido com AEHC ($\lambda = 0,9$), ficando o menor valor com o AEHC60 ($\lambda = 1,1$). Com o AEHC60 também foi obtido o menor valor de trabalho líquido para $\lambda = 1,0$. Com o AEHC20 foi obtido o melhor valor de trabalho para $\lambda = 1,0$ e para $\lambda = 1,1$ o melhor resultado de trabalho foi obtido com a gasolina comum tipo C.

Para a relação volumétrica de compressão 8:1, o melhor valor de trabalho foi obtido com o AEHC80 para ($\lambda = 0,9$). O menor valor ficou com o AEHC ($\lambda = 1,1$). A gasolina

comum tipo C permitiu a obtenção dos melhores valores de trabalho para as razões de mistura 1,0 e 1,1. Para esta última razão de mistura, o AEHC40 teve o melhor resultado junto com a gasolina comum tipo C.

De todos os ensaios realizados, o maior trabalho líquido por ciclo foi obtido com o AEHC80 para a relação volumétrica de compressão 8:1 e razão de mistura 0,9. O menor valor para o trabalho líquido por ciclo foi obtido com o AEHC para a relação volumétrica de compressão 6:1 e razão de mistura 1,1. As figuras 5.38 e 5.39 representam o diagrama $p - v$ e da variação da pressão, respectivamente para o AEHC80 ($rc = 8:1$ e $\lambda = 0,9$) e AEHC ($rc = 6:1$ e $\lambda = 1,1$), traçados para os sobrepostos 30 ciclos que compuseram uma das 3 correspondentes amostras.

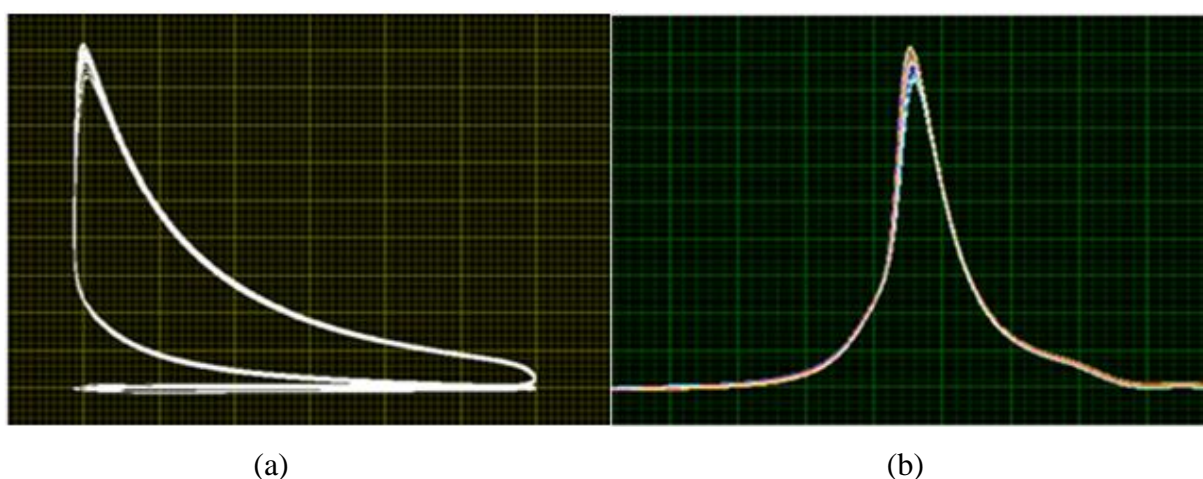


Figura 5.38 - (a) refere-se ao diagrama $p - v$; (b) refere-se a pressão no interior da câmara de combustão, correspondentes aos 30 ciclos traçados para o AEHC80 ($rc = 8:1$ e $\lambda = 0,9$).

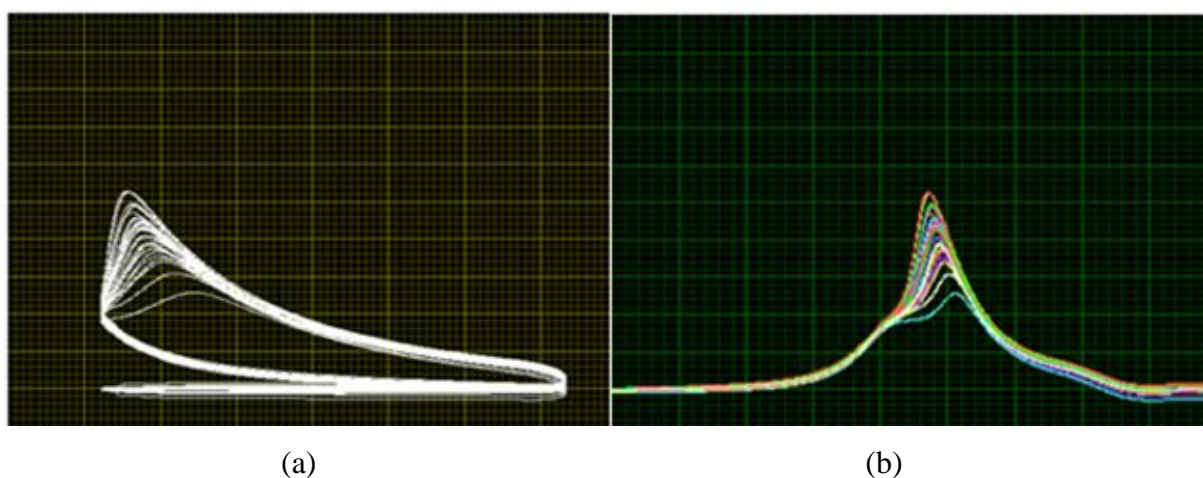


Figura 5.39 - (a) refere-se ao diagrama $p - v$; (b) refere-se à pressão no interior da câmara de combustão, correspondentes aos 30 ciclos traçados para o AEHC ($rc = 6:1$ e $\lambda = 1,1$).

6 CONCLUSÃO

A duração da combustão aumenta com o aumento da razão de mistura e diminui com o aumento da relação volumétrica de compressão, para todos os combustíveis ensaiados. Assim, na mesma relação volumétrica de compressão há aumento da duração da combustão com o aumento da razão de mistura. Em outra relação volumétrica de compressão, maior que a anterior, também há aumento da duração da combustão com o aumento da razão de mistura, mas os valores são menores. Como consequência do comportamento da duração da combustão, a velocidade de propagação da chama no interior da câmara de combustão diminui com o aumento da razão de mistura e aumenta com o aumento da relação volumétrica de compressão.

A amplitude da pressão no interior da câmara de combustão se comporta inversamente ao comportamento da duração da combustão, ou seja, diminui com o aumento da razão de mistura e aumenta com o aumento da relação volumétrica de compressão.

O aumento da razão de mistura implica na redução do trabalho líquido entregue pelos gases ao êmbolo, ao longo de todo o ciclo do motor. Opostamente, ocorre com o aumento da relação volumétrica de compressão, que implica no aumento do trabalho líquido por ciclo. Desta forma, o aumento do trabalho líquido por ciclo está associado ao aumento da relação volumétrica de compressão e diminuição da razão de mistura. Consequências da mesma condição são o aumento da amplitude da pressão no interior da câmara de combustão e a redução da duração da combustão.

O máximo valor para o trabalho líquido ao longo de todo o ciclo foi obtido para a maior relação volumétrica de compressão (8:1) e a menor razão de mistura dos ensaios (0,9). O combustível que representou este resultado foi o álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina comum tipo C em 80% (AEHC80). Nesta condição, a gasolina comum tipo C forneceu o menor resultado, cuja diferença para o AEHC80 foi de 4,9%.

O mínimo valor para o trabalho líquido, ao longo de todo o ciclo, foi obtido para a menor relação volumétrica de compressão (6:1) e a maior razão de mistura dos ensaios (1,1). O combustível que representou este resultado foi o álcool etílico hidratado combustível (AEHC). Nesta condição, o álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina comum tipo C em 20% (AEHC20) forneceu o melhor resultado, cuja diferença para o AEHC foi de 15,3%.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Andrade, G. S. **Avaliação Experimental da Duração da Combustão para Diferentes Combustíveis em um Motor Padrão Ciclo Otto ASTM-CFR**, Dissertação de Mestrado, UFRGS, 2006.

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

Baêta, J. G. C. **Metodologia experimental para a Maximização do Desempenho de um Motor Multicombustível Turboalimentado sem Prejuízo à Eficiência Energética Global**, Tese de Doutorado, UFMG, 2006.

Bayraktar, H. Theoretical investigation of flame propagation process in an SI engine running on gasoline–ethanol blends, **Journal Renewable Energy**, v. 32, p. 758-771, 2006.

Bosch, R. **Manual de Tecnologia Automotiva**, Editora Edgard Blücher, São Paulo, 2005.

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

Ferguson, C. R. **International Combustion Engines Applied Thermosciences**, John Wiley & Sons, New York, 1986.

Ferrari, G. **Motori a Combustione Interna**, Edizione Il Capitello Torino, Torino, 2000;

Gautam, M.; Martin, D. W. Combustion characteristics of higher-alcohol/gasoline blends, **Journal Power and Energy**, v. 214, p. 497-511, 2000.

Giacosa, D. **Motores Endotérmicos**, Ediciones Omega, Barcelona, 1988.

Guibet, J. C.; Faure-Birchem, E. **Fuels and Engines**, Editions Technip, Paris, 1999.

Gupta, H. N. **Fundamentals of Internal Combustion Engines**, Prentice Hall of India, Nova Delhi, 2006.

Heywood, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**, McGraw-Hill, Estados Unidos da América, 1988.

Koç, M.; Sekmen, Y.; Topgül, T.; Yücesu, H. S. The effects of ethanol–unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition engine, **Journal Renewable Energy**, v. 34, p. 3101-2106, 2009.

Kutlar, O. A.; Arslan, H.; Calik A. T.; Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load, **Energy Conversion and Management**, v. 46, p. 3202–3220, 2005.

Obert, E. F. **Motores de Combustão Interna**, Editora Globo, Porto Alegre, 1971.

Penido, P. **O Álcool Combustível: Obtenção e Aplicação nos Motores**, Editora Nobel, São Paulo, 1981.

Rech, C. **Relação Ar/Combustível para a Máxima Potência Efetiva**, Dissertação de Mestrado, UFRGS, 2002.

Ricardo, H. R. **The Internal High Speed Internal Combustion Engine**, Blackie & Son Limited, Londres, 1931.

Taylor, C. F. **Análise de Motores de Combustão Interna**, Editora Edgard Blücher, São Paulo, 1988.

Van Wyllen, G. J.; Sonntag, R. E.; Borgnakke, C. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**, Edgard Blücher, 4ª edição, São Paulo, 1995.

Wildner, F. D. **Estudo Experimental da Variação da Velocidade de Combustão para Diferentes Combustíveis, Relações de Mistura e Relações de Compressão em um Motor ASTM CFR**, Dissertação de Mestrado, UFRGS, 2006.

Yürksel, F.; Yürksel, B. The use of ethanol–gasoline blend as a fuel in an SI engine, **Journal Renewable Energy**, v. 29, p. 1181-1191, 2004.

Zaro, M. A.; Borchardt, I. G. **Instrumentação - Guia de Aulas Práticas**. Editora da Universidade, Porto Alegre, 1982.

APÊNDICE A

Com a finalidade de permitir visualização qualitativa da evolução dos diagramas $p - v$, como auxílio do que consta no capítulo 5 deste trabalho, a figura A.1 apresenta os diagramas $p - v$ reduzidos de todos os combustíveis, relações volumétricas de compressão e razões de mistura ensaiadas. Com este viés, os eixos dos diagramas não foram traçados. Para cada diagrama, a ordenada representa a pressão e a abscissa representa o volume do cilindro. As linhas de diagramas correspondem aos diferentes combustíveis ensaiados e as colunas de diagramas correspondem às relações volumétricas de compressão.

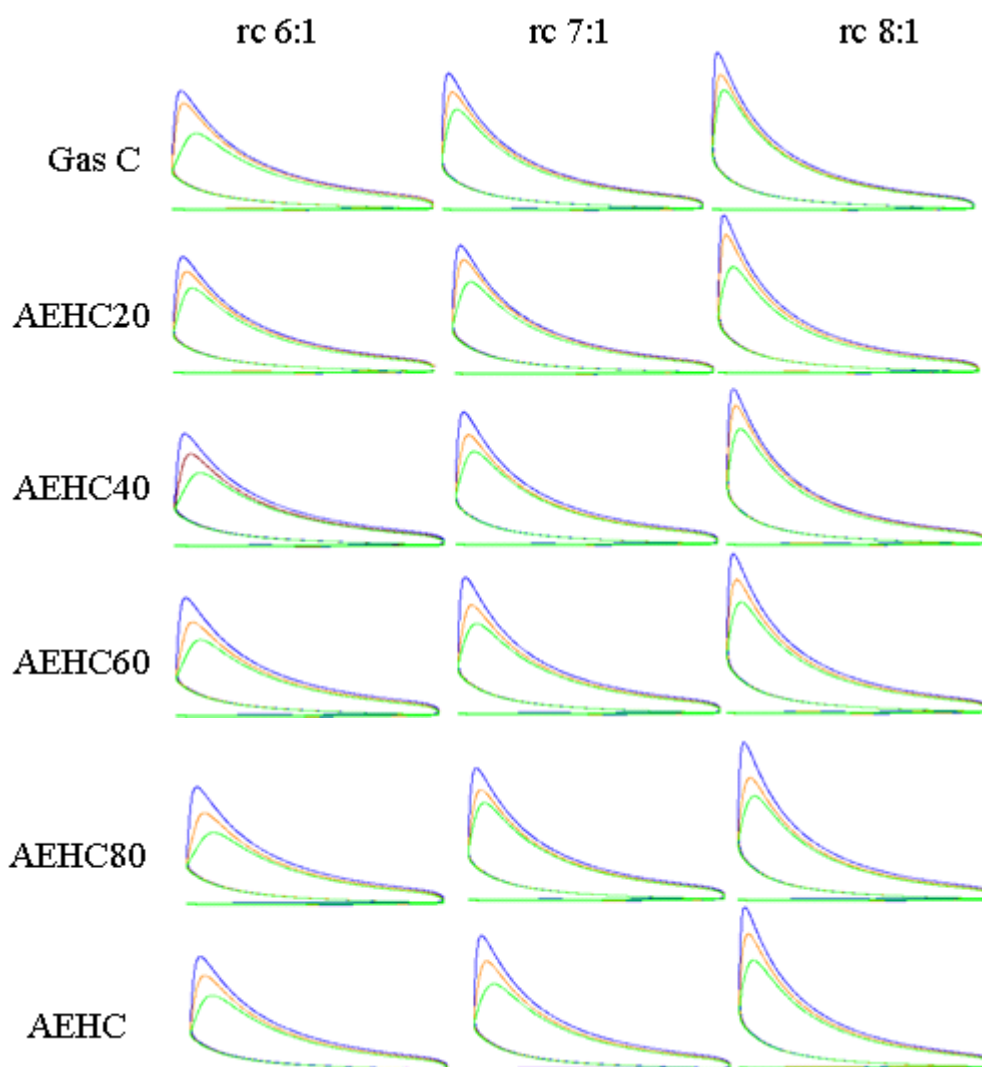


Figura A.1 – Diagramas $p - v$ de todos os combustíveis, relações volumétricas de compressão e razões de mistura ensaiadas