

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

ESTUDO EXPERIMENTAL DA VARIAÇÃO DE VELOCIDADE DE COMBUSTÃO PARA
DIFERENTES COMBUSTÍVEIS, RELAÇÕES DE MISTURA E RELAÇÕES DE
COMPRESSÃO EM UM MOTOR ASTM CFR

por

Fabiano Disconzi Wildner

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, abril de 2006

ESTUDO EXPERIMENTAL DA VARIAÇÃO DE VELOCIDADE DE COMBUSTÃO PARA
DIFERENTES COMBUSTÍVEIS, RELAÇÕES DE MISTURA E RELAÇÕES DE
COMPRESSÃO EM UM MOTOR ASTM CFR

por

Fabiano Disconzi Wildner

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 a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Pedro Barbosa Mello

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Adriane Prisco Petry

Prof. Dr. Luiz Carlos Gertz

Prof. Dr. Paulo Otto Beyer

Prof. Dr. Flavio José Lorini
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 10, maio de 2006.

RESUMO

Uma das principais preocupações dos pesquisadores na otimização do par combustível motor é a de encontrar a velocidade de propagação da chama em motores de combustão interna, sendo de importância fundamental para esta definição o avanço de ignição, a relação de compressão, e a relação ar/combustível. Sabendo-se que, quanto maior a velocidade de propagação, menor deverá ser o trabalho negativo necessário para comprimir a mistura antes do ponto morto superior, e conseqüentemente maior deverá ser a eficiência do ciclo, foram ensaiados 5 relações ar/combustível e 3 relações de compressão, para 5 diferentes combustíveis de composição química conhecida. Para o combustível gás natural veicular realizou-se a análise de emissões dos resíduos de combustão, cujos resultados demonstram variações significativas entre as medidas de tempo, a ignição do combustível e a máxima variação de pressão na câmara de combustão, em um motor CFR (*Cooperative Fuel Research*). As medidas do tempo de combustão foram realizadas utilizando-se combustíveis líquidos oxigenados como o metil terc butil éter (MTBE), terc amil etil éter (TAEE) e a gasolina comum, e não oxigenados como o isooctano e como combustível gasoso o GNV (gás natural veicular), em função da relação de compressão e razão de mistura ar + combustível. Os resultados obtidos indicaram que os combustíveis de cadeias ramificadas e combustíveis oxigenados apresentam menores velocidades de propagação da chama na câmara de combustão. Verificou-se um acréscimo na velocidade de combustão entre os diversos combustíveis ensaiados, que mostrou-se diretamente proporcional à relação de compressão. Comprovou-se a existência de uma variação da velocidade de combustão devido as variações da relação ar + combustível, onde esta passa por um valor máximo próximo a λ 0,9 para os combustíveis líquidos e 1 para o gás natural veicular, tendo seu valor reduzido para relações de mistura ar + combustível diferentes destes valores até tornar-se instável.

ABSTRACT

Essential considerations from researcher that works on the motor-fuel optimization problem, is find out the best flame speed from internal combustion engines. To establish this propagation speed is essential to know: the ignition advancement, the compression link, and the air/fuel relation. As higher as the ignition speed, lower is the need of a negative work to compress the mixture before the top dead center, and than the best cyclic efficiency point. Five relations air/fuel, at three different compression rate where tested, for five different fuel types, with a known chemical composition. For the vehicle natural gas, the combustion residue remaining for the emission was also analyzed, and the results are presented on this paper. The analytical results allow us to demonstrate deep variations between the time table, the fuel ignition and the maximum pressure variation inside the internal combustion chamber on a CFR engine (Cooperative Fuel Research). The combustion time table data were acquired on a high oxygen liquid metil terc butil éter (MTBE) and terc amil etil éter (TAEE) fuels, on a normal gasoline, on no oxygen isooctano fuel, and on a vehicle fuel gas as GNV (natural gas), as a function of the relation in between the compression and the air/fuel mixture proportion. The lab results expressed that the branched of chains and high oxygen fuel have lower speed flame propagation inside the combustion chambers. A speed up on the combustion fuel tested could be appraised, and shows that have a strait and direct proportional connection with the compression rate. We could confirm a speed variation on the combustion connected with the air + fuel relation, giving evidences that the high values are near the lambda 0.9 value for the liquid fuels and near 1.0 for the natural gas, that have a reduction on the values for different air + fuel relations till an instable point.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. PRINCÍPIOS BÁSICOS / FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	4
2.1. CICLO OPERACIONAL.....	4
2.1.1. CICLO OPERACIONAL OTTO 4 TEMPOS.....	4
2.1.1. CICLO OPERACIONAL DE 2 TEMPOS.....	5
2.1.2. MOTORES ROTATIVOS	6
2.2. PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DOS MOTORES ALTERNATIVOS.....	7
2.3. PARÂMETROS DE PROJETO E OPERAÇÃO DE MOTORES.....	8
2.4. VELOCIDADE MÉDIA DO ÊMBOLO.....	9
2.5. PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE FREIO.....	10
2.6. RAZÃO DE MISTURA	12
2.7. TIPOS DE COMBUSTÍVEIS.....	14
2.7.1. FAMÍLIA DOS PARAFÍNICOS.....	15
2.7.2. FAMÍLIA DOS OLEFÍNICOS.....	15
2.7.3. FAMÍLIA DOS NAFTALENOS	15
2.7.4. FAMÍLIA DOS AROMÁTICOS.....	16
2.7.5. ÁLCOOIS.....	16
2.8. DETERMINAÇÃO DO PODER ANTI-DETONANTE DE UM COMBUSTÍVEL.....	16
2.9. OCTANAGEM E NÚMERO DE METANO DO GÁS NATURAL.....	18
2.10. EFEITOS DA RAZÃO DE MISTURA AR / COMBUSTÍVEL - CURVA DE HOOK.....	18
2.11. MOVIMENTO DA CARGA NO CILINDRO.....	20
2.11.1. TURBILHONAMENTO (SWIRL).....	21
2.11.2. MOVIMENTO DA CARGA (SQUISH).....	22
2.11.3. FLUXOS EM FENDAS E BLOWBY.....	23
2.11.4. BLOWBY.....	26
3. COMBUSTÃO.....	27
3.1. PRINCÍPIOS DA COMBUSTÃO.....	27
3.2. TEMPERATURA DE CHAMA.....	27
3.3. TEORIA DA COMBUSTÃO	30
3.4. INFLAMABILIDADE DOS GASES.....	35
3.5. VELOCIDADE DE QUEIMA.....	37
3.5.1. VELOCIDADE DE PROPAGAÇÃO EM REGIME LAMINAR.....	38
3.5.2. VELOCIDADE DE PROPAGAÇÃO EM REGIME TURBULENTO.....	40

3.6. COMBUSTÃO ANORMAL.....	42
3.6.1. DETONAÇÃO.....	42
3.6.2. PRÉ-IGNIÇÃO.....	42
4. ESTUDO EXPERIMENTAL.....	43
4.1. MATERIAIS E MÉTODOS.....	43
4.1.1. CARACTERÍSTICAS DO MOTOR PADRÃO CFR.....	43
4.1.1. SENSOR DE PRESSÃO NA CÂMARA DE COMBUSTÃO.....	46
4.1.2. IGNIÇÃO.....	47
4.1.3. RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL	47
4.1.4. POSIÇÃO ANGULAR DO EIXO DE MANIVELAS.....	48
4.1.5. TEMPERATURAS DO LÍQUIDO DE ARREFECIMENTO, DO AMBIENTE, DO OLÉO E DO AR DE ADMISSÃO.....	48
4.1.6. SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS	49
4.1.7. GASES DE ESCAPE.....	49
4.2. COMBUSTÍVEIS (TIPOS UTILIZADOS E PROPRIEDADES).....	51
4.2.1. CARACTERÍSTICAS DO COMBUSTÍVEL GNV.....	51
4.3. CONDIÇÕES DE ENSAIO.....	53
4.4. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	53
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	56
5.1. ISOCTANO.....	56
5.2. GNV.....	60
5.3. Metil terc butil éter (MTBE).....	70
5.4. TAEE.....	74
5.5. GASOLINA COMUM.....	78
5.6. ANÁLISE DE ERROS.....	83
5.6.1. Fontes de Erro.....	83
5.7. ANÁLISE DE ERROS experimentais.....	84
5.8. EQUAÇÕES ENVOLVIDAS NO CÁLCULO DA INCERTEZA PARA LABORATÓRIOS INDUSTRIAIS.....	85
5.9. CÁLCULO DOS RESULTADOS.....	86
5.10. COMPARAÇÃO ENTRE OS COMBUSTÍVEIS.....	90
6. CONCLUSÕES.....	94
7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	96
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	97

9. ANEXO I.....	99
10. ANEXO II.....	100
11. ANEXO III.....	104

Lista de Símbolos Arábicos

A	massa de ar	[kg]
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/kWh]
C	deslocamento do êmbolo ("curso")	[m]
C	massa de combustível	[kg]
C_aH_b	composição relativa do elemento combustível	
CFR	Cooperative Fuel Research	
CH_y	fórmula reduzida do combustível	
CO_2	dióxido de carbono	
$C_{p,b}$	calor específico da mistura queimada à pressão constante	[kJ/kgK]
cp_g	calor específico dos gases de combustão	[kJ/(kgK)]
D	diâmetro do êmbolo [m]	
$\frac{ds}{dt}$	derivada da posição do êmbolo em relação ao tempo	
$\frac{d\theta}{dt}$	relação entre a velocidade angular ω e a variação do ângulo do eixo de manivelas θ	
F	carga no motor	
F	fluxo de gás	[cm ³ /s]
GNV	gás natural veicular	
H	calor de combustão	[kJ/mol]
H_2O	água	
l	comprimento da biela	[m]
L	comprimento de deslocamento	[m]
LI_t	limite inferior ou superior de inflamabilidade na temperatura de interesse	[°C]
LI_{25}	limite inferior ou superior de inflamabilidade a 25°C	
m_c	massa do combustível queimado	[kg/s]

m_g	massa dos gases de combustão	[kg/s]
MON	Motor Octane Number	
N	velocidade de rotação do eixo de manivelas	[rev/s]
N_2	nitrogênio	
NM	número de metano	
nr	o número de revoluções do eixo de manivela para cada tipo de ciclo	
O_2	oxigênio	
P_b	potência de freio	[W]
PCI	poder calorífico inferior	[kJ/kg]
P_{mep}	pressão média efetiva	[kPa]
PMS	ponto morto superior	
PMI	ponto morto inferior	
R	razão entre o comprimento da biela e o comprimento da manivela do eixo de manivelas	
r_c	relação de compressão	
R_{DC}	razão entre o diâmetro do cilindro e o deslocamento do êmbolo	
RPM	velocidade de rotação do eixo de manivelas	[rev/min]
RON	Research Octane Number	
s	distância entre a linha de centro do eixo de manivelas e a linha de centro do pino no êmbolo	[m]
S	superfície da frente de chama	[cm ²]
S_a	superfície aparente da chama	[cm ²]
\overline{S}_p	velocidade média do êmbolo	[m/s]
S_p	velocidade instantânea do êmbolo	
S_r	superfície ondulada da chama	[cm ²]
T	momento torçor	[N·m]
t	temperatura	[°C]
T_{ar}	temperatura de entrada do ar de combustão	[K]
T_b	torque no freio	[N·m]
T_{chama}	temperatura de chama	[K]
u	flutuação da velocidade média do fluxo de gás	[cm/s]
u'	intensidade de turbulência	[cm/s]

V	volume do cilindro para cada posição do ângulo de manivela	[m ³]
\bar{v}	velocidade média do fluxo de gás	[cm/s]
$V_{câmara}$	volume da câmara de combustão	[m ³]
$V_{cilindro}$	volume deslocado pelo êmbolo	[m ³]
Vd	volume total deslocado pelo motor	[dm ³]
Vg	gás fresco ou deslocamento	
v_i	velocidade instantânea	[m/s]
Vl	velocidades de propagação laminar	[cm/s]
Vn	velocidade relativa da zona de reação em relação aos gases não queimados	[cm/s]
Vs	velocidade espacial da chama em relação a um ponto fixo	[cm/s]
Vt	velocidades de propagação turbulenta	[cm/s]
$W_{r,b}$	trabalho executado pelo motor em cada revolução	[J]

Lista de Símbolos Gregos

π	pi 3,1415
θ	posição do ângulo de manivela [radianos]
ω	freqüência do motor [rad/s]
λ	relação ar/combustível real e a relação ar/combustível estequiométrica
ϕ	relação ar/combustível estequiométrica e a relação ar/combustível real

Lista de Sub índices

a	número de átomos de carbono no combustível
b	número de átomos de hidrogênio no combustível
y	relação carbono/hidrogênio
s	representa a condição estequiométrica
a	coeficiente para o balanço químico
b	coeficiente para o balanço químico
c	coeficiente para o balanço químico
d	coeficiente para o balanço químico
w	coeficiente para o balanço químico

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Ciclo Otto 4 tempos.....	4
Figura 2.2: Ciclo operacional 2 tempos.....	5
Figura 2.3: Motor Wankel.....	7
Figura 2.4: Geometria do cilindro.....	8
Figura 2.5: Curva de Hook, consumo em um motor ciclo Otto, conforme Plint & Martyr, 1997 19	
Figura 2.6: Calor específico à pressão constante de gases queimados em equilíbrio em função da composição da mistura combustível/ar (ϕ) para as temperaturas de 1750K, 2250K e 2750K a 30 atm. Combustível isoocatano, conforme [Heywood, 1988].....	20
Figura 2.7: Turbilhonamento.....	21
Figura 2.8: Figura esquemática de como o movimento do êmbolo gera o squish: (a) câmara de combustão wedge-shaped; (b) câmara de combustão bol-in-piston de um motor diesel de injeção direta conforme [Heywood, 1988].....	22
Figura 2.9: esquema do êmbolo e anéis montados em um motor SI. [Heywood, 1988].....	24
Figura 2.10: (a) pressões na câmara de combustão (1), na região atrás do anel superior (2), região entre os anéis (3), e atrás do segundo anel (4); (b) posição relativa do topo e segundo anel; (c) porcentagem da massa total do cilindro que entram e saem de diferentes regiões através dos planos a, b, c, e d e através do anel g na figura 2.8, e a porcentagem de massa abaixo destes planos, como função do ângulo do eixo de manivelas. 200 rev/min. [Heywood, 1988].....	25
Figura 2.11: Medidas de blowby em um cilindro de um motor SI em relação a área de passagem pelos anéis (blowby) calculado baseado no modelo de fluxo descrito no texto).....	26
Figura 3.1: Temperatura adiabática de chama para o gás de médio poder calorífico produzido no processo Koppers-Totzek à partir do carvão mineral, [Garcia, 2002].....	29
Figura 3.2: Influência da temperatura nos limites de inflamabilidade de um combustível [Garcia,2002].....	37
Figura 3.3: Velocidade de propagação laminar da chama V_n no ar para várias condições de mistura para alguns combustíveis (condições iniciais: 25°C e 1 bar).....	39
Figura 3.4: Variação da velocidade de propagação da chama (λ) em função da intensidade da turbulência [Guibet 1999].....	40
Figura 3.5: Modelo de frente de chama enrugada.....	41
Figura 4.1: motor padrão ASTM CFR.....	45
Figura 4.2: Carburador do motor CFR.....	46
Figura 4.3. Sensor de captação de detonação D-1.....	46

Figura 4.4: Foto do PLM LSU4.....	47
Figura 4.5: Foto do sensor de posição angular do eixo de manivelas.....	48
Figura 4.6: Analisador de 4 gases modelo MEXA 574GE, da Horiba.....	50
Figura 4.7: Representação esquemática do experimento.....	50
Figura 4.8: Velocidade de queima de diferentes combustíveis de acordo com a relação ar/combustível (λ) [Guibet,1998].....	52
Figura 4.9. Perfis característicos dos sinais relativos aos sensores de posição, de variação da pressão e de ignição em função do tempo de aquisição.....	54
Figura 5.1 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e temperatura do líquido de arrefecimento para o isoocatano.....	56
Figura 5.2: Resultados obtidos para rc 8:1 para o isoocatano.....	57
Figura 5.3 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o isoocatano.....	57
Figura 5.4: Resultados obtidos para rc 10:1 para o isoocatano.....	58
Figura 5.5 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o isoocatano.....	58
Figura 5.6: Resultados obtidos para rc 12:1 para o isoocatano.....	59
Figura 5.7: Ensaio de medida de velocidade da propagação da chama em condições turbulentas para o isoocatano em função da relação ar/combustível e das relações de compressão.....	60
Figura 5.8 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o GNV.....	61
Figura 5.9: Resultados obtidos para rc 8:1 para o GNV.....	61
Figura 5.10 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o GNV.....	62
Figura 5.11: Resultados obtidos para rc 10:1 para o GNV.....	62
Figura 5.12 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o GNV.....	63
Figura 5.13: Resultados obtidos para rc 12:1 para o GNV.....	63
Figura 5.14 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o GNV.....	64
Figura 5.15: Resultados obtidos para rc 14:1.....	64
Figura 5.16: Ensaio de medida de velocidade da propagação da chama em condições turbulentas para o GNV em função da relação ar/combustível e das relações de compressão. ...	66

Figura 5.17: Variação da emissão de monóxido de carbono em função da variação do Lambda para diferentes relações de compressão para o GNV.....	68
Figura 5.18: Variação da emissão de dióxido de carbono em função da variação do Lambda para diferentes relações de compressão para o GNV.....	69
Figura 5.19: Variação da emissão de hidrocarbonetos em função da variação do Lambda para diferentes relações de compressão para o GNV.....	70
Figura 5.20 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o MTBE.....	71
Figura 5.21: Resultados obtidos para rc 8:1 para o MTBE.....	71
Figura 5.22 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o MTBE.....	72
Figura 5.23: Resultados obtidos para rc 10:1 para o MTBE.....	72
Figura 5.24 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o MTBE.....	72
Figura 5.25: Resultados obtidos para rc 12 para o MTBE.....	73
Figura 5.26. Ensaio de medida de velocidade da propagação da chama em condições turbulentas para o MTBE em função da relação ar/combustível e da relação de compressão.....	74
Figura 5.27 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o combustível TAEE.....	75
Figura 5.28: Resultados obtidos para rc 8:1 para o TAEE.....	75
Figura 5.29 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o combustível TAEE.....	76
Figura 5.30: Resultados obtidos para rc 10:1 para o TAEE.....	76
Figura 5.31 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o combustível TAEE.....	76
Figura 5.32: Resultados obtidos para rc 12:1 para o TAEE.....	77
Figura 5.33: Ensaio de medida de velocidade da propagação da chama em condições turbulentas para o TAEE em função da relação ar/combustível e das relações de compressão....	78
Figura 5.34 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o combustível gasolina comum.....	79
Figura 5.35: Resultados obtidos para rc 8:1 para a gasolina comum.....	79
Figura 5.36 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o combustível gasolina comum.....	80
Figura 5.37: Resultados obtidos para rc 10:1 para a gasolina comum.....	80

Figura 5.38 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para a gasolina comum.....	80
Figura 5.39: Resultados obtidos para rc 12:1 para a gasolina comum.....	81
Figura 5.40: Ensaio de medida de velocidade da propagação da chama em condições turbulentas para a gasolina comum em função da relação ar/combustível e das relações de compressão.	82
Figura 5.41: Comparação entre os combustíveis para a rc 8:1.....	91
Figura 5.42: Comparação entre os combustíveis para a rc 10:1.....	92
Figura 5.43: Comparação entre os combustíveis para a rc 12:1.....	93

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1: Valores típicos de projeto e operação para motores:.....	8
Tabela 2.2: Valores típicos de pressão para motores em torque máximo:.....	12
Tabela 2.3. Condições de λ e de ϕ para mistura pobre, rica e estequiométrica.....	13
Tabela 2.4. Características de algumas famílias de hidrocarbonetos. Fonte [Heywood, 1988]....	14
Tabela 2.5: Condições de operação para os métodos Research e Motor [ASTM, 1964].....	17
Tabela 2.6: Tamanho e importância relativa das regiões de fenda em um cilindro de um motor V-6 de ignição por centelha. Fonte [Heywood, 1988].....	23
Tabela 3.1 Poderes caloríficos de elementos e compostos puros [Garcia, 2002].....	28
Tabela 3.2: Temperatura de chama no ar [Garcia,2002].....	29
Tabela 3.3 Limites de inflamabilidade de várias substâncias.....	36
Tabela 3.4 : Velocidade de propagação laminar da chama V_n no ar para várias condições de mistura para alguns combustíveis (condições iniciais: 25°C e 1 bar) [Guibet 1999].....	39
Tabela 4.1 Especificações do motor padrão ASTM-CFR [ASTM, 1964].....	44
Tabela 4.2. Características físico químicas dos combustíveis líquidos utilizados.....	51
Tabela 5.1 médias e seus desvios padrão dos tempos entre o fim da centelha e a máxima variação de pressão e ângulo de queima médio para o isoctano.....	59
Tabela 5.2 médias e seus desvios padrão dos tempos entre o fim da centelha e a máxima variação de pressão e ângulo de queima médio para o GNV.....	65
Tabela 5.3. Condições ambiente durante os ensaios realizados para a coleta dos dados de emissões para o GNV.....	67
Tabela 5.4. Resultado do experimento realizado para o GNV.....	67
Tabela 5.5 médias e seus desvios padrão dos tempos entre o fim da centelha e a máxima variação de pressão e ângulo de queima médio para o combustível MTBE.....	73
Tabela 5.6: Médias e seus desvios padrão dos tempos entre o fim da centelha e a máxima variação de pressão e ângulo de queima médio.....	77
Tabela 5.7: Médias e seus desvios padrão dos tempos entre o fim da centelha e a máxima variação de pressão e ângulo de queima médio.....	81
Tabela 5.8: Valores das incertezas de medição para os ensaios com o combustível Isooctano....	87
Tabela 5.9: Valores das incertezas de medição para os ensaios com o combustível GNV.....	88
Tabela 5.10: Valores das incertezas de medição para os ensaios com o combustível MTBE.....	89
Tabela 5.11: Valores das incertezas de medição para os ensaios com o combustível TAEE.....	89

Tabela 5.12: Valores das incertezas de medição para os ensaios com o combustível Gasolina Comum.90

Tabela 1 - Condições de operação do cromatógrafo gasoso com detector por ionização de chama para análise de hidrocarbonetos..... 99

Tabela 2. Densidades da gasolina comum, MTBE, TAEE e isooctano.....100

1.INTRODUÇÃO

O advento da revolução industrial desencadeou uma mudança significativa nos processos de produção, onde a força motriz de trabalho baseada no esforço animal é substituído pelo maquinário pesado. Neste processo, os motores de combustão interna desempenham um papel importante na geração e transmissão de força e energia. Ainda nos dias de hoje desempenham um papel primordial na sociedade, principalmente na indústria automobilística e no transporte de passageiros e carga, seja terrestre, aéreo ou marítimo.

Ao longo dos anos poucas alterações houveram no que se refere ao processo da combustão. Basicamente o processo é realizado através da compressão de um material combustível em uma câmara fechada, onde é adicionado oxigênio e provoca-se a queima do material através do disparo de uma centelha ou por combustão espontânea.

No que se refere ao material combustível, utiliza-se predominantemente compostos orgânicos derivados de materiais fósseis, que são classificados como fonte de energia não renovável. A utilização de fontes de energia alternativas tem sido um tema de pesquisa em muitos estudos científicos nos últimos anos, como por exemplo os motores elétricos.

A queima de combustíveis fósseis gera como subproduto da combustão água e dióxido de carbono. Estes compostos são entre outros os responsáveis pela poluição, causando o aquecimento global, dito efeito estufa, chuva ácida, e outras alterações climáticas. Este fato é a principal preocupação atual da sociedade. Tratados como o protocolo de Kyoto entre outros refletem esta busca por processos energéticos alternativos e diminuição da emissão de poluentes.

Entretanto a utilização de recursos energéticos alternativos é uma solução a ser adotada a longo prazo, não sendo possível ser implementada a curto prazo em sua totalidade devido à quantidade de motores de combustão interna existentes. Como solução a curto prazo adota-se a busca por processos mais eficientes e menos poluentes na utilização de materiais fósseis.

Na procura de formas mais eficientes de se realizar a combustão são feitos estudos baseados na variação geométrica no motor, bem como alterações de pressão e pontos de ignição. Todos estes estudos são ainda feitos com vários tipos de materiais combustíveis, buscando assim relacionar um combustível mais eficiente com um motor também mais eficiente.

A ausência de uma metodologia aplicada a fim de se determinar procedimentos de testes de combustível e combustão nos motores é um dos problemas encontrados na literatura sobre o assunto.

A criação de uma metodologia aplicada de testes a fim de determinar relações de eficiências entre motor e combustível surge como motivação genérica deste trabalho e a busca de uma relação mais eficiente entre motor e combustível é o objetivo principal deste estudo.

Em um motor de ignição por centelha convencional, o combustível e o ar são misturados no sistema de admissão. A mistura passa à câmara de combustão através da válvula de entrada do cilindro. No cilindro ocorre nova mistura, agora com o gás residual, e realiza-se a compressão da combinação de gases. Sob circunstâncias de operação normais, a combustão é iniciada durante o curso da compressão por uma centelha elétrica. A frente de chama propaga-se através da mistura ar-combustível até alcançar as paredes da câmara de combustão para então se extinguir. No início da combustão, provocado pela centelha da vela, a propagação da chama é pequena, observando-se um pequeno aumento da pressão devido à combustão. A frente de chama aumenta progressivamente e propaga-se através da câmara de combustão até que a pressão no interior do cilindro alcança o seu valor máximo depois do Ponto Morto Superior (PMS).

O processo de combustão pode ser dividido em quatro fases distintas: ignição, desenvolvimento, propagação e término da chama. A máxima pressão devido à combustão deve ocorrer em um ponto de operação que forneça a potência máxima ou o torque máximo. A combustão começa antes do fim da compressão, continua ao longo do início da expansão e cessa após o pico de pressão. Se o início da combustão for avançado progressivamente para antes do Ponto Morto Superior, o trabalho negativo de compressão aumenta. Se a ignição for atrasada, o pico de pressão ocorre mais tarde e terá uma redução no seu valor. Estas alterações reduzem a produção de trabalho no curso de expansão. O tempo adequado para o início do processo de combustão depende da velocidade de propagação da chama e configurações geométricas da câmara de combustão. Estas dependem do projeto do motor, das condições de operação e das propriedades da mistura ar/combustível [Guibet e Faure-Birchem, 1999, Chollet, 1996].

A combustão completa é descrita como aquela na qual a frente de chama move-se através da câmara de combustão até que a mistura ar/combustível seja consumida inteiramente e transformada em dióxido de carbono e água. Fatores como composição do combustível, relação ar/combustível, parâmetros geométricos, temperatura, pressão, relação de compressão e depósitos na câmara, determinam as características físicas e químicas do processo de combustão [Zervas et alli, 2004, Sayin et alli, 2005]. As reações que ocorrem durante o processo de combustão são determinados através de mecanismos em série e em paralelo com etapas iniciadoras através da formação de radicais e reações em equilíbrio. Em muitos casos, em virtude

da elevada liberação de energia e conseqüente elevação da temperatura, a velocidade da reação aumenta de forma exponencial, podendo ocorrer detonação. A ocorrência de detonação depende da temperatura, pressão do sistema e características físico-químicas do combustível. Em pressões muito baixas, o sistema está fora da região de detonação e a mistura reage suavemente. Com a elevação da pressão e temperatura do sistema, os produtos intermediários reagem entre si antes da extinção da chama nas proximidades da parede do cilindro, favorecendo a detonação [Heywood, 1988, Selamet et alli, 2004, Farrel et alli, 2004].

A turbulência na câmara de combustão é proporcional à rotação do motor e aumenta a velocidade de propagação da chama. Elevadas rotações requerem um grande avanço da ignição. Os parâmetros geométricos afetam a turbulência e a área superficial da frente de chama. Parâmetros aerodinâmicos do sistema de admissão contribuem para a criação de um fluxo de gás direcionado, mudando a área superficial e o caminho da chama. A forma da câmara de combustão também afeta outros critérios como eficiência volumétrica, tendência à detonação e emissões poluentes. Medidas de velocidade de combustão em regime laminar, utilizando hidrocarbonetos puros, indicaram que, para uma mesma relação ar-combustível, a velocidade de combustão varia em função da estrutura química do combustível. As variações não são muito grandes e a diferença na velocidade da chama entre o benzeno (que apresenta elevada velocidade) e o isooctano não é superior 25%. Para combustíveis convencionais, os quais consistem de uma mistura de compostos, as variações desta magnitude podem apresentar grandes variações [Guibet e Faure-Birchem, 1999, Owen e Coley, 1995].

Devido ao constante aumento do custo dos combustíveis líquidos derivados do petróleo e as crescentes restrições com relação à contaminação ambiental, o interesse em combustíveis alternativos tem aumentado [Poulopoulos et alli, 2004, Rampe et alli, 2000]. Estes combustíveis podem ser classificados em gasolinas sintéticas, gasolinas aditivadas com compostos oxigenados como metil terc butil éter (MTBE), terc amil etil éter (TAEE), etil terc butil éter (ETBE), álcoois e combustíveis gasosos. O presente trabalho tem como objetivo analisar a variação da velocidade de combustão de uma gasolina comercial brasileira, isooctano, MTBE, TAEE e gás natural veicular (GNV) para distintas relações de compressão e relações ar/combustível. As relações de compressão utilizadas neste trabalho são de 8:1, 10:1, 12:1 para os combustíveis líquidos e de 14:1 para o GNV. As relações ar/combustível utilizadas para cada relação de compressão foram de 0.8 e 0.9 (mistura rica), 1.0 (mistura estequiométrica), 1.1 e 1.2 (mistura pobre). Os intervalos da relação de compressão e relações estequiométricas abrangem as faixas típicas de operação dos motores comerciais.

2.PRINCÍPIOS BÁSICOS / FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1.CICLO OPERACIONAL

É a sucessão de transformações termodinâmicas que o fluido de trabalho experimenta no interior do cilindro e que se repete com periodicidade.

2.1.1.CICLO OPERACIONAL OTTO 4 TEMPOS

O ciclo inicia com o êmbolo no PMS e constitui-se de quatro cursos sucessivos com duas rotações da árvore de manivelas por ciclo. A entrada e saída dos gases são comandadas pelas válvulas de admissão e escape, conforme mostrado na figura 2.1.

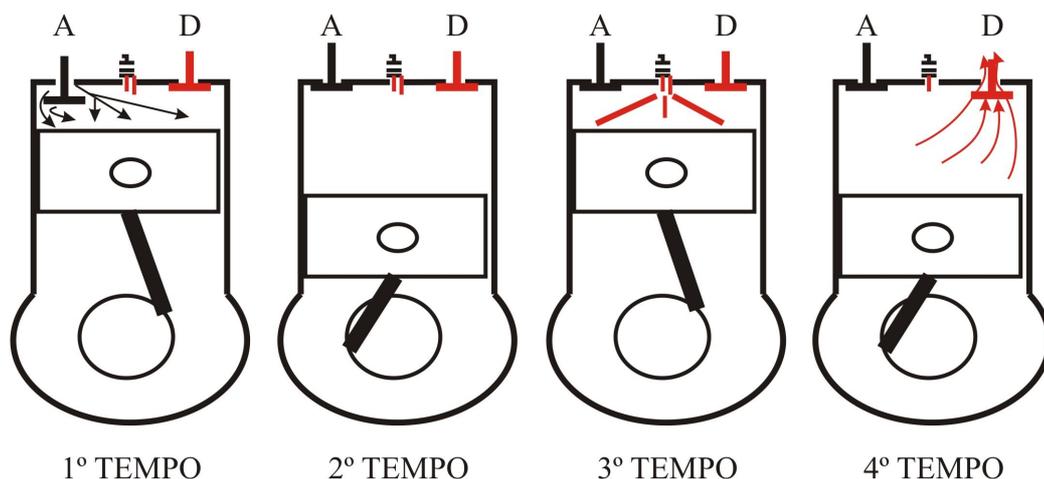


Figura 2.1. Ciclo Otto 4 tempos.

1º TEMPO: ADMISSÃO. Acionado pela biela e pelo eixo de manivelas, o êmbolo afasta-se do cabeçote e cria uma depressão provocando a aspiração de uma certa quantidade de mistura ar/combustível. Esta mistura ar/combustível entra no cilindro via válvula de admissão que durante todo o curso do êmbolo se mantém aberta.

2º TEMPO: COMPRESSÃO. Inicia com o êmbolo no PMI e se desloca até o PMS. Ao iniciar este movimento, a válvula de admissão é fechada e os gases no cilindro sofrem uma forte compressão. No final do 2º tempo, o eixo de manivelas efetuou uma rotação completa; o êmbolo

encontra-se novamente no PMS. As válvulas são fechadas e os gases ficam comprimidos na câmara de combustão.

3º TEMPO: COMBUSTÃO E EXPANSÃO. A inflamação da mistura ar/combustível na câmara de combustão efetua-se no final do 2º tempo, antes do êmbolo ter atingido o PMS. A queima de toda a massa de gás provoca uma considerável elevação da temperatura, o que dá origem a um grande aumento de pressão. Esta pressão desloca o êmbolo do PMS ao PMI, transmitindo deste modo ao eixo de manivelas uma força motriz favorável à rotação. É o curso de trabalho utilizado no ciclo.

4º TEMPO: DESCARGA. Antes de o êmbolo atingir o PMI no final do 3º tempo, a válvula de escape começa a abrir-se e os gases queimados são liberados para o exterior do cilindro. A expulsão completa realiza-se durante todo o espaço de tempo em que o êmbolo faz o seu retorno ao PMS. Neste momento a válvula de descarga fecha-se, e a de admissão abre-se e logo se inicia um novo ciclo.

2.1.1.CICLO OPERACIONAL DE 2 TEMPOS

O ciclo a 2 tempos, mostrado na figura 2.2, inicia no PMS. Completa-se em uma rotação do eixo de manivelas e permite obter uma expansão cada vez que o êmbolo atinge o PMS. Os gases são previamente comprimidos, quer no cárter do motor, quer pelo êmbolo. A entrada e a saída dos gases são comandadas pelo êmbolo.

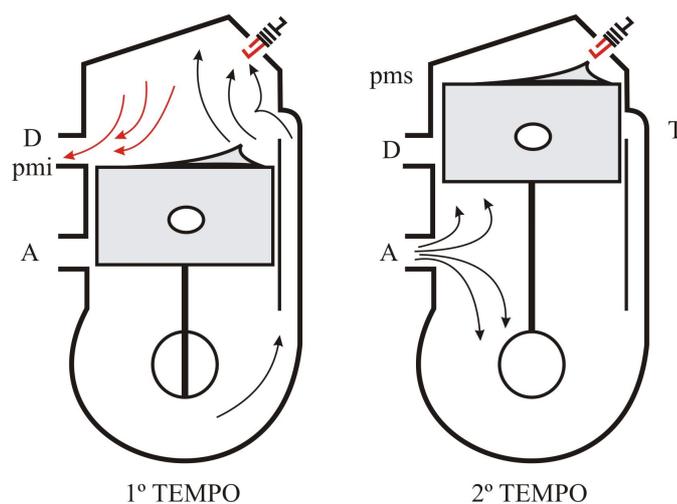


Figura 2.2: Ciclo operacional 2 tempos

1° TEMPO: Corresponde ao curso de trabalho, expansão, que inicia-se com a ignição da mistura ar-combustível e a combustão, e continua com a expansão até que o êmbolo abra as janelas de escape. Os gases da combustão começam neste ponto a sair, e, devido à pressão, cria-se uma corrente direta em direção a saída, logo depois abrem-se as janelas de admissão e a carga é empurrada pela pressão criada no cárter e é também arrastada pela corrente dos gases queimados que saem pela janela de descarga, entrando assim no cilindro.

2° TEMPO. Corresponde ao retorno do êmbolo ao PMS. Sua primeira parte é dedicada a fase de lavagem (retirada dos gases queimados e entrada de mistura fresca) e admissão, e a segunda parte é destinada à compressão da carga. Antes que o curso termine, a parte inferior do êmbolo libera a entrada de fluido no cárter, este entra em função da pressão criada pelo movimento do êmbolo e é logo comprimido durante o curso seguinte, começando assim novamente o ciclo.

2.1.2.MOTORES ROTATIVOS

São motores nos quais um órgão rotativo por meio de um movimento trocoidal de um rotor em um espaço cilíndrico (usualmente não circular).

O principal objetivo dos projetos de motores de deslocamento rotativo é o de reduzir as vibrações mecânicas, o tamanho, o peso e o custo em comparação com os motores alternativos convencionais.

A principal vantagem desse tipo de motor está no fato de ser alta a relação volume de deslocamento para volume total do motor, obtendo-se assim, maiores potências para um mesmo volume. Outra vantagem consiste na possibilidade de aumento de giro, uma vez que não há válvulas para controlar a entrada e a saída de gases da câmara de combustão.

A dificuldade crítica em tais motores é a vedação da câmara de combustão contra vazamento sem excessivo atrito e desgaste. Esse problema é bem mais complexo do que o de anéis de segmento convencionais, devido às seguintes razões:

O motor WANKEL mostrado na figura 2.3 é um motor que ainda encontra-se sob desenvolvimento apesar do problema de selagem ter sido aprimorado, embora seja razoável aceitar que a solução seja tão satisfatória quanto a do moderno anel de segmento.

“Contato de linha” em lugar de contato de superfície;

As superfícies a selar são descontínuas, com arestas vivas;

O movimento do elemento é elevado durante parte do ciclo de alta pressão, em contraste com anéis de segmento, cuja velocidade é pequena na máxima pressão no cilindro.

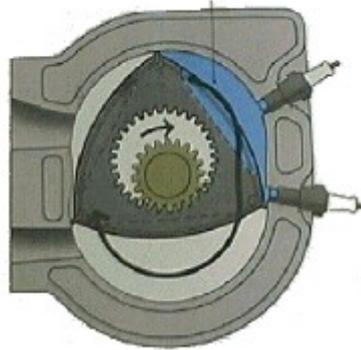


Figura 2.3: Motor Wankel

2.2. PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DOS MOTORES ALTERNATIVOS

O volume máximo do cilindro é dado pela soma do volume deslocado pelo êmbolo ($V_{cilindro}$) e o volume da câmara de combustão ($V_{câmara}$).

A relação volumétrica de compressão (r_c) é a razão entre o volume máximo do cilindro e o volume da câmara de combustão. Assim,

$$r_c = \frac{V_{cilindro} + V_{câmara}}{V_{câmara}} \quad (2.1)$$

A razão entre o diâmetro do cilindro ("D") e o comprimento de deslocamento do êmbolo ("curso") C, é dada por

$$R_{DC} = \frac{D}{C} \quad (2.2)$$

Enquanto que a razão entre o comprimento da biela l e o comprimento da manivela a é expressa por,

$$R = \frac{l}{a} \quad (2.3)$$

Note ainda que a relação entre o comprimento de deslocamento e o raio do eixo de manivelas é

$$L = 2a \quad (2.4)$$

Estas relações podem ser melhor visualizadas na figura (2.4) abaixo.

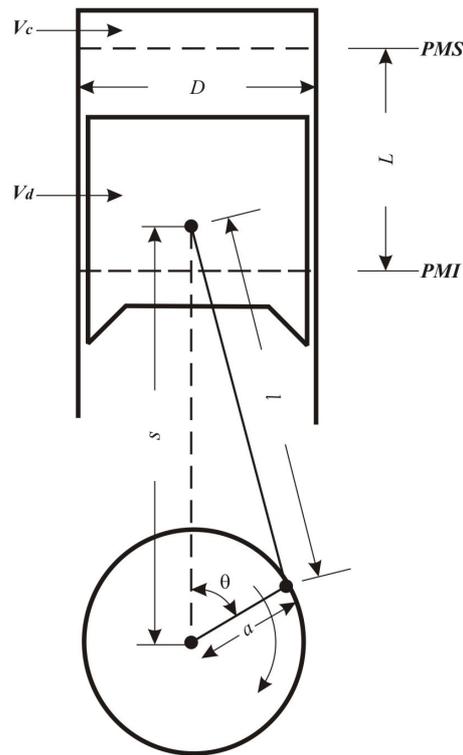


Figura 2.4: Geometria do cilindro.

2.3. PARÂMETROS DE PROJETO E OPERAÇÃO DE MOTORES

Valores típicos (aproximados) dos parâmetros de projeto e operação de motores são mostrados na tabela 2.1:

Tabela 2.1: Valores típicos de projeto e operação para motores:

R_c	
8 a 12	para motores de ignição por centelha
16 a 24	para motores de ignição por compressão
R_{DC}	
0,8 a 1,2	para motores pequenos e médios
0,5	para motores CI grandes
R	
3 a 4	para motores pequenos e médios
5 a 9	para motores CI grandes

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

$$V = V_{câmara} + \frac{\pi D^2}{4}(l + a - s) \quad (2.5)$$

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

$$s = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \quad (2.6)$$

Assim,

$$\frac{V}{V_{câmara}} = 1 + \frac{1}{2}(rc - 1) \left[R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{1/2} \right] \quad (2.7)$$

A área da superfície interna da câmara de combustão é

$$A = A_{ch} + A_p + \pi D(l + a - s) \quad (2.8)$$

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

$$A = A_{ch} + A_p + \frac{\pi DL}{2} \left[R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{1/2} \right] \quad (2.9)$$

2.4. VELOCIDADE MÉDIA DO ÊMBOLO

A velocidade média do êmbolo é, freqüentemente, um parâmetro mais utilizado que rotação, pois tem grande influência na eficiência volumétrica, no grau de solitação dos órgãos em movimento e na dinâmica do motor. A velocidade média do êmbolo \overline{S}_p é calculada por

$$\overline{S}_p = 2LN \quad (2.10)$$

onde N é a velocidade de rotação do eixo de manivelas em rotações/segundo.

Por exemplo, o enchimento do cilindro depende da velocidade média do êmbolo.

A velocidade instantânea do êmbolo S_p é a derivada da posição com o tempo

$$S_p = \frac{ds}{dt} \quad (2.11)$$

A partir das relações geométricas, obtém-se

$$\frac{S_p}{S_p} = \frac{\pi}{2} \sin \theta \left[1 + \frac{\cos \theta}{(R^2 - \sin^2 \theta)^{1/2}} \right] \quad (2.12)$$

A velocidade instantânea do êmbolo é zero nos pontos mortos superior e inferior e é máxima no ponto médio do deslocamento, tendo como valores médios de 8 a 15 m/s. Estes valores são limitados por questões de inércia e lubrificação. O valor 15 m/s é normalmente o limite de motores automotivos. Motores grandes (estacionários e marinhos) são limitados em 8 m/s.

2.5. PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE FREIO

Estes são os parâmetros de desempenho obtidos em bancos de teste (dinamômetro.)

Rotação do motor N (rev/s): é a velocidade de rotação do eixo de manivelas em revoluções por segundo. É expressa por

$$N = \frac{RPM}{60} \quad (2.13)$$

Este valor é medido diretamente no eixo do dinamômetro por métodos mecânicos, elétricos ou de interferência (estroboscópica).

Frequência do motor ω (rad/s): é uma outra forma de expressar a rotação do motor. Pode-ser calculada por

$$\omega = 2\pi N \quad (2.14)$$

A relação entre a velocidade angular ω em rad/s e a variação do ângulo do eixo de manivelas θ em graus é

$$\omega = \frac{\pi}{180} \frac{d\theta}{dt} \quad (2.15)$$

Torque (momento torçor) do motor T (Nm): é uma medida da capacidade do motor de produzir trabalho. Pode ser calculado por

$$T = Fb \quad (2.16)$$

onde F (N) é a carga no motor e b (m) é o braço de alavanca na medição com dinamômetro de freio. Este valor é medido diretamente a partir da medição da força exercida pelo motor sobre o dinamômetro, utilizando, por exemplo, uma célula de carga extensométrica ou piezoelétrica (axial ou torcional). Ainda é muito utilizada a unidade kgf-m (1 N-m = 0,101971 kgf-m).

Trabalho de freio por revolução $W_{r,b}$ (J): é o trabalho executado pelo motor em cada 360° de variação do ângulo do eixo de manivelas (1 rotação). É expressa por

$$W_{r,b} = 2\pi T \quad (2.17)$$

Potência de freio P_b (W): é o valor calculado a partir das medições de torque e rotação e é calculada através de

$$P_b = W_{r,b} * N = 2\pi TN \quad (2.18)$$

As unidades práticas são kW e hp (1 kW = 0,7457 hp).

Pressão média efetiva de freio p_{bme} (Pa): é o trabalho de freio executado dividido pelo volume de ar deslocado por ciclo (cilindrada unitária), ou seja,

$$p_{bme} = \frac{W_{r,b} nr}{V_d} = \frac{P_b nr}{NV_d} \quad (2.19)$$

onde nr é o número de revoluções da manivela para cada ciclo, $nr = 2$ para 4-tempos e $nr = 1$ para 2-tempos. Cabe salientar que no motor quatro tempos, existe dois processos, o de expansão e de compressão para cada volume de ar admitido (admissão - compressão - expansão - exaustão) enquanto que no motor de 2 tempos, existe apenas um processo de compressão e um processo de expansão para cada volume de ar admitido.

Como o torque depende do tamanho do motor, o parâmetro mais indicado para caracterizar a capacidade do motor é a pressão média efetiva de freio (é uma medida da capacidade do motor de produzir trabalho relativo ao tamanho deste). Assim, é um parâmetro útil para comparação entre motores de tamanhos diferentes.

As unidades práticas adotadas são kPa e lbf/in² (1 kPa = 0,14504 lbf/in² = 0,14504 psia = 0,010197 kgf/cm²).

Valores típicos (aproximados) na rotação de torque máximo são descritos na tabela 2.2.

Tabela 2.2: Valores típicos de pressão para motores em torque máximo:

Motores de ignição por centelha	aspirados naturalmente	850 a 1050 kPa
Motores de ignição por centelha	turbo-alimentados	1250 a 1700 kPa
Motores de ignição por compressão	aspirado naturalmente	700 a 900 kPa
Motores de ignição por compressão	turbo- alimentados	1000 a 1200 kPa
Motores de ignição por compressão	turbo- alimentados com resfriamento intermediário	1000 a 1400 kPa
Motores de ignição por compressão	2-tempos, grandes	1600 kPa

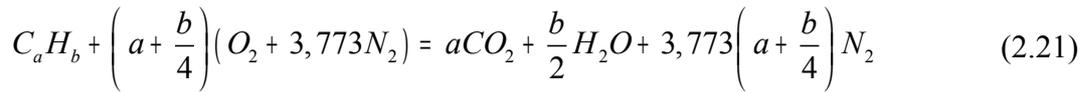
Um parâmetro de avaliação do rendimento e do desempenho dos motores é a pressão média efetiva, (P_{mep}), ou seja, a relação entre o trabalho desenvolvido por ciclo e o volume do motor.

$$P_{mep} = \frac{6,28n_r T_b}{V_d} \quad (2.20)$$

onde: P_{mep} é a pressão média efetiva, em kPa, V_d é o volume total deslocado pelo motor em dm^3 e n_r corresponde ao número de revoluções do eixo de manivelas por curso de potência. Para um motor 4 tempos o n_r é igual a 2 e para um motor 2 tempos o n_r é igual a 1.

2.6.RAZÃO DE MISTURA

As razões de mistura são chamadas, quando balanceadas quimicamente, como razões estequiométricas e dependem do balanço de massa de cada elemento químico dos reagentes, da composição relativa do elemento combustível e da proporção necessária entre o combustível e o ar. Se o oxigênio disponível for suficiente, o combustível hidrocarboneto pode ser completamente oxidado. Neste caso, o carbono existente no combustível é convertido em dióxido de carbono (CO_2) e o hidrogênio em água (H_2O). Em geral, a combustão em motores realiza-se a partir do ar atmosférico que apresenta, para cada mol de oxigênio, 3.773 moles de nitrogênio. Dessa forma, o processo de combustão completo de um hidrocarboneto de composição molecular C_aH_b com o ar, é dado pela equação 2.21:



A equação (2.21) [Heywood, 1988] expressa acima, define a proporção estequiométrica entre o ar e o combustível, ou seja, a quantidade suficiente de oxigênio para converter todo o combustível em produto completamente oxidado. Considerando os pesos moleculares do oxigênio, nitrogênio atmosférico, carbono atômico e hidrogênio como 31.998, 28.16, 12.011 e 1.008 respectivamente, pode-se reescrever a equação (2.21) para obtenção da relação ar/combustível, equação (2.22), dependendo somente da composição do hidrocarboneto CH_y ,

$$\left(\frac{A}{C}\right)_s = \frac{\text{massa de ar}}{\text{massa de combustível}} = \frac{\left(1 + \frac{y}{4}\right)(32 + 3,773(28,16))}{12,011 + 1,008} = \frac{34,56(4 + y)}{12,011 + 1,008} \quad (2.22)$$

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

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

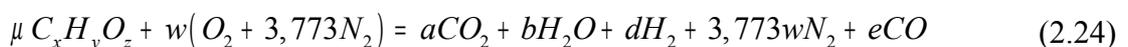
O parâmetro λ representa a razão entre a relação ar/combustível real e a relação ar/combustível estequiométrica. Os valores de λ podem ser obtidos pela equação (2.23) e variam conforme mostrado na tabela (2.3). Utiliza-se também o parâmetro ϕ , que representa o inverso de λ .

$$\lambda = \phi^{-1} = \frac{\left(\frac{A}{C}\right)_{real}}{\left(\frac{A}{C}\right)_s} \quad (2.23)$$

Tabela 2.3. Condições de λ e de ϕ para mistura pobre, rica e estequiométrica.

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

Quando o combustível contém oxigênio, é necessário incluí-lo no balanço entre os reagentes e os produtos, resultando na equação (2.24):



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

2.7. TIPOS DE COMBUSTÍVEIS

De acordo com seus estados físicos, os combustíveis podem ser sólidos, como a madeira, o carvão vegetal e a hulha; líquidos, como o querosene e a gasolina; ou gasosos, como o gás natural, o propano e o butano.

A principal matéria-prima para produção de combustíveis líquidos e gasosos é o petróleo, composto por diversos hidrocarbonetos. A proporção de matéria hidrocarbonada varia de 50% a 98%, embora isso não implique uma mudança fundamental nas propriedades do petróleo cru¹. Quimicamente, esses hidrocarbonetos estão presentes no petróleo em famílias de parafinas, naftenos e compostos aromáticos (cíclicos). A diferente proporção de cada um deles condiciona o refino, operação pela qual se extraem os combustíveis, sejam gasosos, como o propano e o butano; sólidos, como as parafinas; ou líquidos, como o querosene, as gasolinas automotivas, o óleo diesel e o óleo combustível.

A maioria dos combustíveis derivados do petróleo, líquidos e gasosos, são uma mistura de muitos hidrocarbonetos. A gasolina, por exemplo, é constituída por cerca de 40 hidrocarbonetos principais com a presença de muitos outros em quantidades mínimas [Wyllen e Sonntag, 1993]. As famílias mais importantes de hidrocarbonetos estão apresentadas na tabela (2.4)

Tabela 2.4. Características de algumas famílias de hidrocarbonetos. Fonte [Heywood, 1988]

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

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

¹ Petróleo cru – termo utilizado para o petróleo bruto, como sai do poço.

Um combustível ao alcance das regiões ricas em biomassa, fabricado a partir da destilação de vegetais, é o álcool de baixo peso molecular, sobretudo o etanol. A característica da família dos álcoois é que um dos átomos de hidrogênio é substituído por um radical OH. Assim, o álcool metílico, também chamado de metanol, é CH_3OH . O Brasil foi pioneiro na produção de álcool combustível para veículos automotivos, após a crise provocada pelo súbito aumento dos preços de petróleo. Parte da frota de automóveis e pequenos utilitários no Brasil, ao final do século XX, utilizava o álcool da cana-de-açúcar como combustível.

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

2.7.1.FAMÍLIA DOS PARAFÍNICOS

A família dos parafínicos possui estrutura em cadeia aberta, com ligações simples nos carbonos saturados com átomos de hidrogênio. A maioria das moléculas é em linha e com ramificações. Os compostos que compreendem a família parafínica terminam todos no sufixo *ano* (ex. metano, etano, propano). As isoparafinas são hidrocarbonetos isômeros das parafinas, como o isooctano e o isobutano, que apresentam cadeia ramificada com características antidetonantes.

2.7.2.FAMÍLIA DOS OLEFÍNICOS

Caracteriza-se, como as parafinas, por apresentar uma estrutura em cadeia aberta; todavia, não são saturadas, podendo haver ligações duplas e triplas entre os átomos de carbono. São identificados pelo sufixo *eno* (ex. propeno e octeno). Aparecem com vários isômeros, a partir do buteno, dependendo da localização da ligação dupla na cadeia básica de carbono. Possuem maior atividade química devido a suas ligações duplas. Ligam-se facilmente com o hidrogênio, formando parafinas ou naftalenos, ou ainda com oxigênio, formando uma goma indesejável.

2.7.3.FAMÍLIA DOS NAFTALENOS

A família dos naftalenos tem a mesma fórmula química que a família dos olefinicos, mas possui uma estrutura cíclica ao invés de uma estrutura em cadeia. Cada átomo de carbono tem duas valências simples com outros dois átomos de carbono e duas outras ligações simples com hidrogênio, carbono ou com ambos simultaneamente. Os hidrocarbonetos da família do naftaleno são identificados pelo acréscimo do prefixo *ciclo* (ex. ciclopentano).

2.7.4.FAMÍLIA DOS AROMÁTICOS

A família dos aromáticos inclui a série do benzeno (C_nH_{2n-6}), que se caracteriza por ter um único anel aromático, e a série do naftaleno (C_nH_{2n-12}), que se caracteriza por ter estrutura com anel cíclico duplo. A série do benzeno possui uma estrutura cíclica insaturada, que apresenta grande estabilidade química, sendo resistente à ignição espontânea. A família dos aromáticos apresenta a possibilidade de adição de grupos de CH_2 nas cadeias laterais, mas não através da expansão dos anéis (ex. tolueno C_7H_8 e xileno C_8H_{10}).

2.7.5.ÁLCOOIS

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

2.8..DETERMINAÇÃO DO PODER ANTI-DETONANTE DE UM COMBUSTÍVEL

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

A escala padrão para determinar-se o número de octanas é baseada em dois hidrocarbonetos. Por definição o normal heptano (n- C_7H_{16}) é atribuído o valor zero e o isooctano (C_8H_{18} : 2,2,4 – trimetilpentano) é atribuído o número de octanos de 100. Estes hidrocarbonetos foram escolhidos por causa de sua grande diferença na habilidade de resistir a detonação, onde o isooctano tem a maior resistência à detonação de todos os combustíveis, disponíveis na época em

que foi feita a escala. Misturas destes dois hidrocarbonetos em volume definem a resistência à detonação de amostras de referência em números de octanas intermediários, onde o número de octanas será a proporção de mistura existente do isooctano e do n-hepteno. O número de octanas identifica-se com a resistência anti-detonante do combustível.

Os principais métodos para medição de octanagem são o método *motor* e o método *pesquisa*, ambos feitos em motores monocilíndricos standardizados e conhecidos como Cooperative Fuel Research (CFR). Nestes motores a relação, de compressão é variável, permitindo ajustes para geração da detonação, que pode estar sob controle e monitoramento. Este motor queima a mistura sob análise e misturas padrões conhecidas, compostas de uma mistura de n-heptano e isooctano em níveis de detonação standardizados e monitorados por um sensor eletrodinâmico, permitindo assim, por interpolação, calcular-se o número de octanas da amostra. O método *motor* é mais severo, conforme expresso na tabela de comparação dos métodos abaixo (Tabela 2.5).

Tabela 2.5: Condições de operação para os métodos *Research* e *Motor* [ASTM, 1964]

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

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

2.9.OCTANAGEM E NÚMERO DE METANO DO GÁS NATURAL

A medição de octanagem do gás natural veicular (GNV) é complexa devido ao seu elevado valor, fazendo com que fosse desenvolvido um método de medição chamado de *Número de Metano* (NM).

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

Existe uma correlação empírica mostrada na equação (2.25) desenvolvida entre MON e NM [Dalávia, 1999] expressa por

$$\text{MON} = 0,679 \times \text{NM} + 72,32 \quad (2.25)$$

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

2.10.EFEITOS DA RAZÃO DE MISTURA AR / COMBUSTÍVEL - CURVA DE HOOK

Um motor ciclo Otto a gasolina pode operar teoricamente em razões de mistura ar/combustível na faixa de 8:1 a 20:1, ou seja, em toda a faixa que varia entre uma mistura pobre à rica, passando pelo ponto estequiométrico. A relação existente entre a potência e o consumo específico de combustível pode ser medida variando as razões da mistura ar/combustível, com a borboleta totalmente aberta e a rotação constante. Os resultados podem ser apresentados na forma de *Curva de Hook* (figura. 2.5), que mostra a relação entre o consumo específico (*bsfc*) e a pressão média efetiva *Pmep*), [Plint & Martyr, 1997].

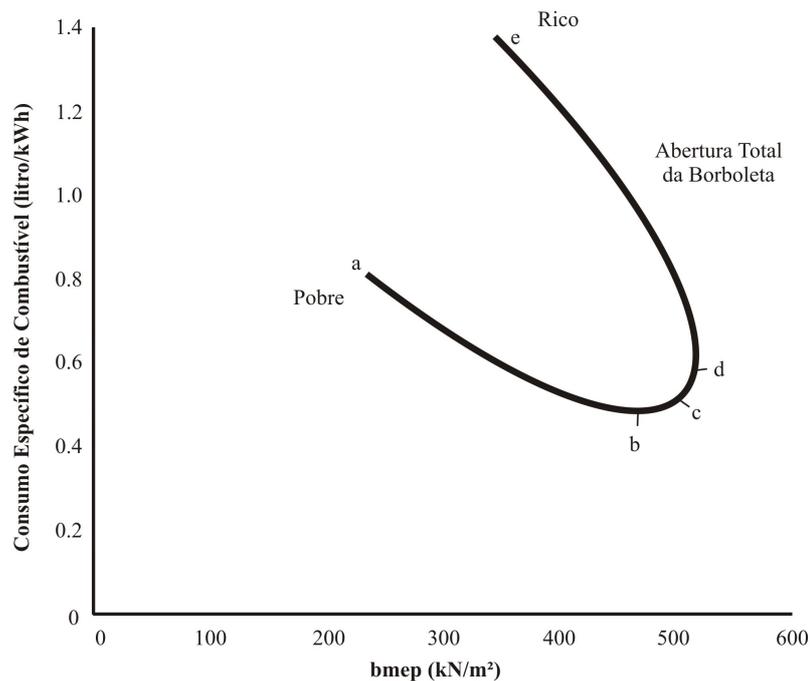


Figura 2.5: Curva de Hook, consumo em um motor ciclo Otto, conforme Plint & Martyr, 1997

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 pode ser o dobro do consumo específico 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, neste ponto, o consumo específico é cerca de 10% maior do que o consumo específico do ponto de máxima eficiência térmica (ponto *b*);
- O ponto *e* corresponde ao máximo valor de mistura rica em que o motor pode operar.

Cabe ainda ressaltar algumas características importantes relacionadas à razão ar/combustível para combustíveis líquidos, tais como:

- Para misturas ricas, a partir da 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.

- Tornando a mistura mais pobre, esta se propagará durante o ciclo de expansão, ocasionando retorno de explosões no coletor de admissão; por outro lado, tornando 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 escape, podendo ocasionar explosões no sistema de exaustão.

A figura 2.6 mostra como o calor específico da mistura queimada à pressão constante ($C_{p,b}$) varia em relação à composição da mistura não queimada (ϕ) para as temperaturas de 1750K, 2250K e 2750K a 30 atm. Verifica-se nesta figura que o máximo valor do calor específico à pressão constante ocorre próximo da região estequiométrica ($\phi=1$), onde se tem a máxima energia térmica disponibilizada. Estas curvas foram calculadas a partir das funções polinomiais com seus respectivos coeficientes conforme descrito por Heywood, 1988.

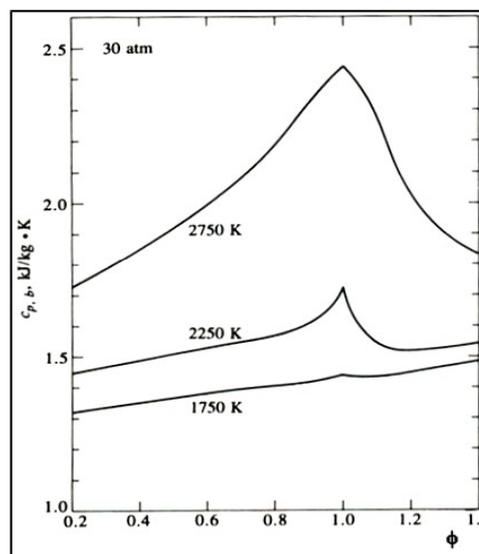


Figura 2.6: Calor específico à pressão constante de gases queimados em equilíbrio em função da composição da mistura combustível/ar (ϕ) para as temperaturas de 1750K, 2250K e 2750K a 30 atm. Combustível isoctano, conforme [Heywood, 1988].

2.11.MOVIMENTO DA CARGA NO CILINDRO

O movimento dos gases dentro do cilindro é um dos principais fatores que controlam o processo de combustão de motores de combustão por centelha, a mistura ar/combustível e o processo de combustão de motores diesel. Este também é muito significativo no que se refere à transferência de calor. O volume de gás movimentado e as características de turbulência do fluxo são importantes. O fluxo inicial no cilindro é fixo e depende do coletor de admissão e pode ser modificado substancialmente durante o processo de compressão.

2.11.1. TURBILHONAMENTO (*SWIRL*)

Turbilhonamento é usualmente definido como uma rotação organizada (orientada) da carga sobre o eixo do cilindro. O *swirl* é criado durante a preparação da mistura no coletor de admissão. Normalmente ocorre redução do *swirl* a partir do momento angular inicial devido ao atrito da massa de gases. O *swirl* gerado na admissão geralmente permanece através dos processos de compressão, combustão e expansão. Nos motores equipados com câmara de combustão *bol-in-piston*, o movimento rotacional inicia durante a admissão e é substancialmente modificado durante a compressão. O *swirl* é importante (principalmente em motores diesel e em alguns motores com carga estratificada) para proporcionar mais rapidamente a mistura entre a carga de ar admitido e o combustível injetado. O *swirl* também é utilizado para aumentar a velocidade do processo de combustão em motores de ignição por centelha. Em motores 2 tempos é utilizado para melhorar o processo de lavagem. Muitos projetos de pré-câmaras são feitos de forma a proporcionar rotações organizadas (também denominadas de *swirl*) em torno do seu eixo. Em motores diesel com pré-câmara o *swirl* é importante dentro da antecâmara, pois o fluxo para dentro da pré-câmara durante a compressão cria também um fluxo rotacional.

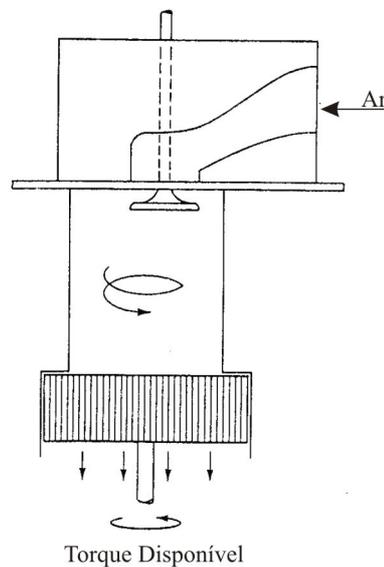


Figura 2.7: Turbilhonamento

2.11.2.MOVIMENTO DA CARGA (SQUISH)

Movimento da carga é o nome dado ao movimento radial ou transversal do gás voltado para o interior que ocorre no fim do período de compressão quando, a face do êmbolo e do cabeçote aproximam-se. Na figura 2.8 pode ser vista a maneira a forma com que o gás se desloca na câmara de combustão. A figura 2.8a mostra uma câmara de combustão típica *wedge-shaped* de um motor de ignição por centelha e a figura 2.8b mostra uma câmara de combustão *bol-in-piston* de um motor diesel.

A magnitude de *squish* é, freqüentemente, definida pelo percentual de área de *squish*, ou seja, a percentagem da área do êmbolo, $\frac{\pi D^2}{4}$, que se aproxima da tampa do cilindro (figura 2.8). A geração do *squish* (movimento do gás) é provocada pelo uso de câmaras de combustão com geometria compacta.

A velocidade teórica do *squish* pode ser calculada a partir do deslocamento instantâneo do gás através da extremidade até o centro da região do *squish*, ou seja, através das áreas hachuradas da figura 2.8 a e b.

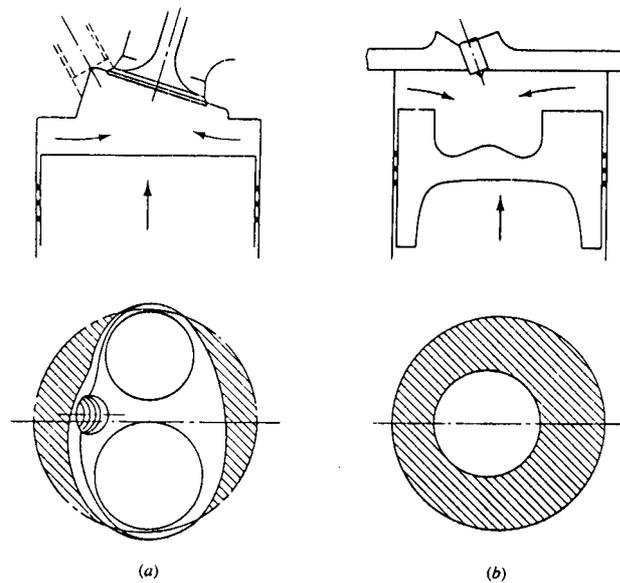


Figura 2.8: Figura esquemática de como o movimento do êmbolo gera o *squish*: (a) câmara de combustão *wedge-shaped*; (b) câmara de combustão *bol-in-piston* de um motor diesel de injeção direta conforme [Heywood, 1988].

2.11.3.FLUXOS EM FENDAS E BLOWBY

A câmara de combustão é normalmente ligada a vários pequenos volumes chamados *crecive* (fendas) devido a suas entradas. Há fluxos de gás dentro e fora destes volumes durante o ciclo operacional do motor devido as mudanças na pressão do cilindro.

As fendas maiores são os volumes entre o êmbolo, anéis, e paredes do cilindro chamados de *blowby*. Outros volumes de fenda produzidos no motor são as linhas ao redor da tomada de centelha, o espaço ao redor do centro do eletrodo, fendas entre cabeça das válvulas de escape e admissão com a tampa do cilindro. A tabela 2.6 mostra o tamanho e importância relativa destas regiões de fenda em um cilindro de um motor V-6 de ignição por centelha determinados a partir de medidas dos componentes em temperatura ambiente. O total é uma pequena porcentagem do volume total de trabalho e as fendas nos êmbolos e anéis são as que mais contribuem. Quando o motor está em funcionamento, as dimensões e volumes de fenda mudam.

Tabela 2.6: Tamanho e importância relativa das regiões de fenda em um cilindro de um motor V-6 de ignição por centelha. Fonte [Heywood, 1988]

	cm ³	%
Volume deslocado por cilindro	632	
Volume da câmara de combustão	89	100
Volume sobre o 1º anel	0.93	1.05
Volume sob o 1º anel	0.47	0.52
Volume entre os anéis	0.68	0.77
Volume sob o 2º anel	0.47	0.52
Total do volume das fendas dos anéis	2.55	2.9
Fenda em torno da vela	0.25	0.28
Fenda da cabeça dos injetores	0.3	0.34
Total de fendas	3.1	3.5

Medidas feitas com o motor frio

Os importantes processos nas fendas que ocorrem durante o ciclo são: como a pressão no cilindro sobe durante a compressão, a mistura fresca do ar é forçada a penetrar em cada região de fenda. Desde que estes volumes sejam estreitos eles terão uma grande relação superfície/volume, o gás que flui na fenda esfria, através da transferência de calor para temperaturas próximas às da parede. Durante a combustão, quando a pressão continua subindo, a mistura fresca continuam fluindo nestes volumes de fenda. Depois da chegada da chama à entrada da fenda, os gases queimados fluem em cada fenda até que a pressão de cilindro começa a diminuir. Sendo que a pressão na fenda é maior que no cilindro, o gás flui, retornando à cada fenda no cilindro.

Os volumes entre o êmbolo, êmbolo e anéis, e parede do cilindro são mostrados esquematicamente na figura 2.9. Estas fendas consistem em uma série ou volumes (numeradas de 1 a 5) conectados através de restrições de fluxo, como o espaço lateral no anel e a fenda na junta do anel. A figura 2.10 ilustra o comportamento da distribuição de pressão, movimento de anel e fluxo de massa de gás dentro e fora das regiões definidas pelos planos a , b , c , d , e pela fenda no anel g versus o eixo de manivelas na compressão e expansão. Estes resultados vêm de uma análise destas regiões como volumes conectados por passagens, com uma pressão de cilindro prescrita contra o perfil do ângulo do eixo de manivela junto com um modelo dinâmico para movimento de anel assumindo que a temperatura de gás é igual à temperatura de parede. Durante compressão e combustão, os anéis são forçados em direção ao entalhe de mais baixas superfícies (em relação ao topo do pistão) e fluxos de massa em todos os volumes nesta região de fenda. A pressão sobre e atrás do primeiro anel está essencialmente igual à pressão do cilindro, porém existe uma parcela considerável de pressão sobre cada anel. Uma vez que a pressão do cilindro começa a diminuir (depois de 15° após o ponto morto superior) fluxos de gás saem das regiões 1 e 2 da figura 2.9 no cilindro, mas continua fluindo nas regiões 3, 4, e 5 até que a pressão no cilindro caia abaixo da pressão mais baixa do anel de topo.

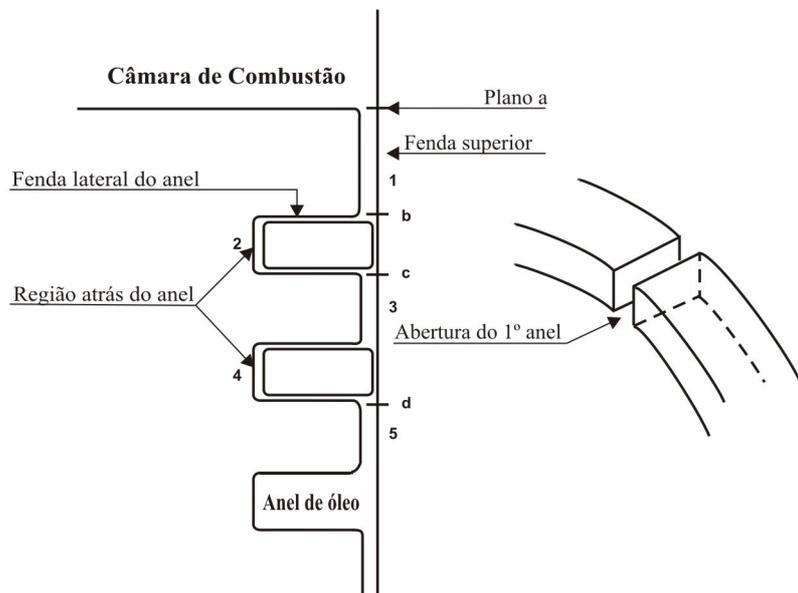


Figura 2.9: esquema do êmbolo e anéis montados em um motor SI. [Heywood, 1988].

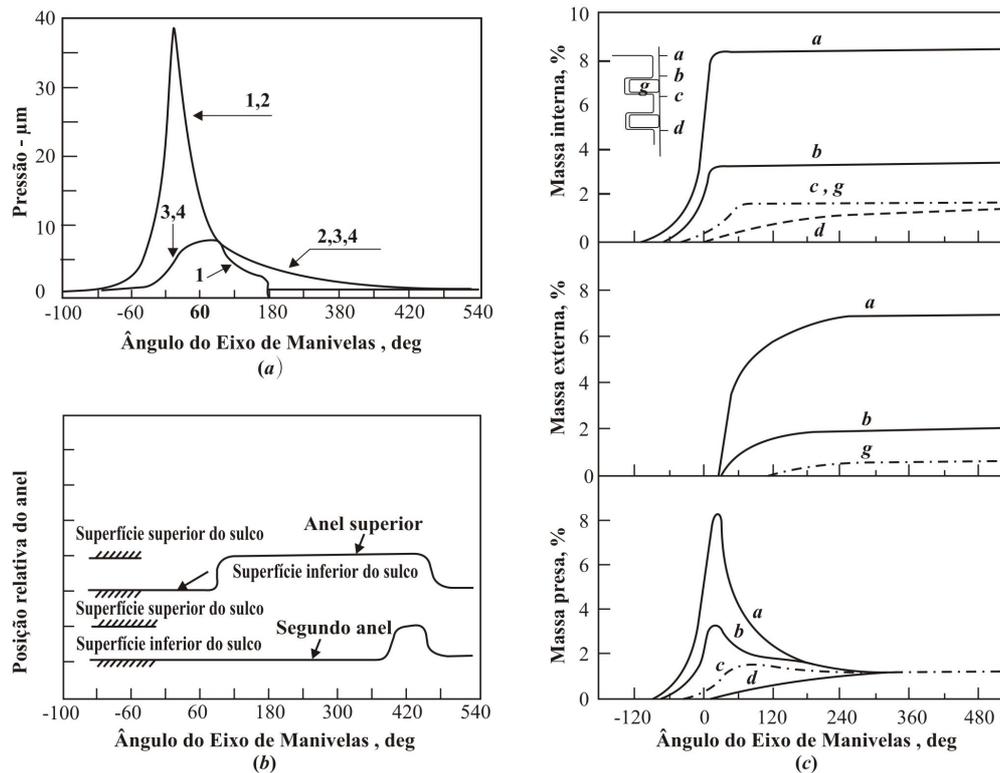


Figura 2.10: (a) pressões na câmara de combustão (1), na região atrás do anel superior (2), região entre os anéis (3), e atrás do segundo anel (4); (b) posição relativa do topo e segundo anel; (c) porcentagem da massa total do cilindro que entram e saem de diferentes regiões através dos planos a, b, c, e d e através do anel g na figura 2.8, e a porcentagem de massa abaixo destes planos, como função do ângulo do eixo de manivelas. 200 rev/min. [Heywood, 1988].

Cerca de 5% a 10% da carga total do cilindro encontram-se nestas regiões no instante do pico de pressão. A maioria destes gases retornam para o cilindro e cerca de 1% vai para o cárter. O fluxo de gás dentro do cilindro continua ao longo do processo de expansão. Em motores de ignição por centelha este fenômeno é o que mais contribui com as emissões de hidrocarboneto não queimados. Em todos os motores isto resulta em uma perda de potência e eficiência.

2.11.4.BLOWBY

Blowby é definido como o gás que flui da câmara de combustão passando pelos anéis e êmbolo até o cárter. Ele é forçado por qualquer fenda de vazamento da montagem anel-êmbolo devido a pressão da câmara de combustão. Se há bom contato entre os anéis de compressão e o cilindro e entre os anéis e o entalhe, o único caminho de vazamento é a fenda do anel. *Blowby* de gases do cilindro para o cárter remove gás destas regiões de fenda e assim impede que alguns dos gases da fenda retornem ao cilindro. Os gases passados ao cárter eram lançados diretamente na atmosfera, contribuindo significativamente na emissão HC. Atualmente, os gases do cárter são reenviados ao sistema de admissão, ou seja, reciclados. *Blowby* a uma determinada velocidade e carga é controlado principalmente pela maior resistência de fluxo no caminho entre o cilindro e o cárter. A figura 2.11 mostra como as relações de mediadas de fluxo de *blowby* aumentam linearmente com a área da fenda menor.

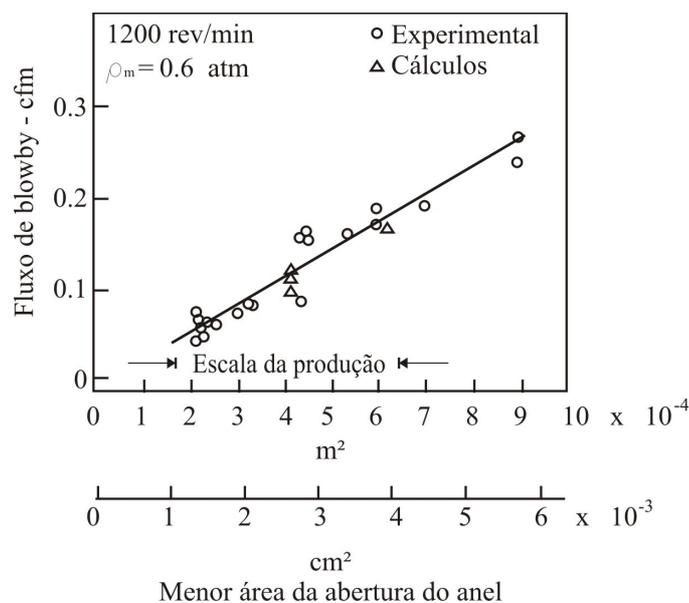


Figura 2.11: Medidas de *blowby* em um cilindro de um motor SI em relação a área de passagem pelos anéis (*blowby*) calculado baseado no modelo de fluxo descrito no texto).

3.COMBUSTÃO

A combustão é uma reação de oxidação rápida de uma substância geralmente acompanhada pela geração de calor e luz em forma de chama. O processo começa quando o sistema atinge a temperatura de ignição, prossegue espontaneamente e cessa quando é alcançado o equilíbrio entre a energia calorífica total dos reagentes e dos produtos.

3.1.PRINCÍPIOS DA COMBUSTÃO

As características da propagação relativa da chama proveniente da combustão dependem substancialmente da mistura ar/combustível não queimada. A existência de movimento da chama implica em uma reação limitada a uma zona pequena em volume comparada às dimensões de todo o conjunto, que no caso de um motor é a própria a câmara de combustão. A forma de propagação espacial da frente de chama resulta do equilíbrio de forças entre a reação química, o processo de transporte de massa e o balanço entre a geração de calor e espécies ativas que aceleram a reação química, com o resfriamento dos reagentes governados pela velocidade de convecção [Heywood, 1988].

A propagação da chama nos motores ciclo Otto é influenciada, principalmente, pela rotação do motor, pressão de admissão, tamanho e curso do êmbolo, relação entre as pressões de admissão e descarga, número de Reynolds, forma da câmara de combustão e pela posição da vela. Temperatura de admissão, umidade atmosférica e temperatura de operação do motor têm pequeno efeito sobre a velocidade de chama [Taylor, 1962].

Os tipos de chamas são usualmente classificados de três maneiras: Pela composição do reagente quando entra na zona de reação, que pode ser pré-misturado ou homogeneizado pelo processo de difusão; pelo fluxo dos gases laminar ou turbulento na zona de reação; e pelo regime estacionário ou transiente da chama. O ciclo Otto é caracterizado por possuir combustível vaporizado, pré-misturado, regime transiente devido ao ciclo de operação, escoamento turbulento e propagação no estado gasoso. O ciclo diesel caracteriza-se por difusão, regime transiente, turbulência, e o combustível inicialmente no estado líquido [Heywood, 1988].

3.2.TEMPERATURA DE CHAMA

A temperatura teórica de chama é calculada considerando-se que todo o calor resultante da combustão é transformado em entalpia dos produtos de combustão, isto é, esta é a temperatura

adiabática de chama. Assim, não há, neste cálculo, nenhuma perda de calor para o ambiente ou mesmo por dissociação do combustível.

A expressão que permite calcular a temperatura adiabática de chama, por um balanço de energia, é dada pela equação 3.1, e os dados dos poderes caloríficos de elementos e compostos puros são mostrados na tabela 3.1.

$$T_{chama} = T_{ar} + \frac{m_c PCI}{(m_g cp_g)} \quad (3.1)$$

onde T_{chama} é a temperatura adiabática de chama [K], T_{ar} é a temperatura de entrada do ar de combustão [K], m_c é a massa do combustível queimado [kg/s], PCI é o poder calorífico inferior [kJ/kg], m_g é a massa dos gases de combustão [kg/s] e cp_g é o calor específico dos gases de combustão [kJ/(kgK)].

Tabela 3.1 Poderes caloríficos de elementos e compostos puros [Garcia, 2002].

Substância	Fórmula	Massa Molecular	Poder Calorífico Superior (Kcal/Kg)	Poder Calorífico Inferior (Kcal/Kg)
Carbono	C	12,01	7819	7819
Hidrogênio	H ₂	2,016	33900	28642
Monóxido de Carbono	CO	28,01	2412	2412
Enxofre	S	32,06	2210	2210
Gás Sulfídrico	H ₂ S	34,076	3939	3631
Amônia	NH ₃	17,031	5364	4439
Metano	CH ₄	16,041	13249	11940
Etano	C ₂ H ₆	30,067	12384	11336
Propano	C ₃ H ₈	44,092	12018	11065
n-Butano	C ₄ H ₁₀	58,118	11822	10919
i-Butano	C ₄ H ₁₀	58,118	11794	10891
n-Penteno	C ₅ H ₁₂	72,144	11702	10829
i-Penteno	C ₅ H ₁₂	72,144	11680	10252
neo-Penteno	C ₅ H ₁₂	72,144	11635	10761
Eteno	C ₂ H ₄	28,051	12009	11260
Propeno	C ₃ H ₆	42,077	11674	10925
n-Buteno	C ₄ H ₈	56,102	11563	10817
i-Buteno	C ₄ H ₈	56,102	11502	10754
Acetileno	C ₂ H ₂	26,036	11929	11527
Etanol	C ₂ H ₅ OH	46,067	7302	6619
Metanol	CH ₃ OH	32,041	5692	5037
Benzeno	C ₆ H ₆	78,107	10103	9698
Tolueno	C ₇ H ₈	92,132	10231	9776
Xileno	C ₈ H ₁₀	106,158	10347	9854

A temperatura de chama pode ser muito útil na comparação entre combustíveis para uma dada necessidade de calor e temperatura. Assim, por exemplo, a temperatura de chama de um gás de médio poder calorífico (1027 kJ/kg), como no processo Koppers-Totzek (processo de gaseificação do carvão num ambiente de vapor de oxigênio em pressão atmosférica. Usado na produção de amônia e metanol. O gás produzido pode ter sua qualidade melhorada através da metanação) a partir do carvão mineral (ver figura 3.1), é mais alta que a temperatura de óleo combustível derivado do petróleo (poder calorífico = 2269 kJ/kg), mostrando que a análise isolada dos poderes caloríficos não retrata o desempenho do combustível.

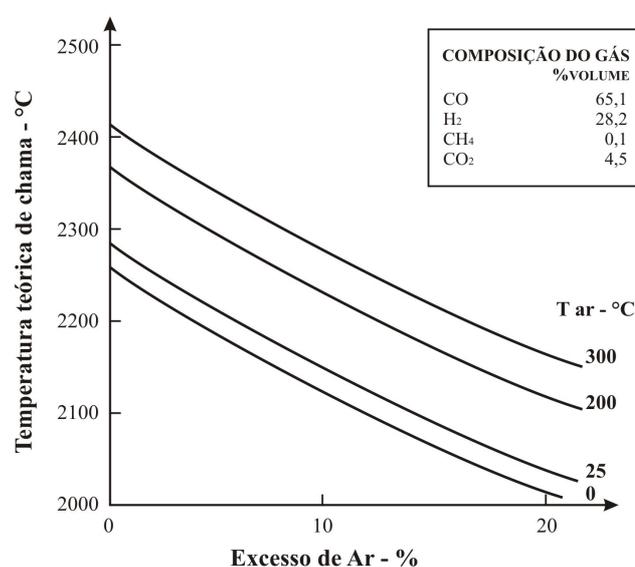


Figura 3.1: Temperatura adiabática de chama para o gás de médio poder calorífico produzido no processo Koppers-Totzek à partir do carvão mineral, [Garcia, 2002].

Como ilustração a tabela 3.2 apresenta as temperaturas de chama para varias substancias no ar.

Tabela 3.2: Temperatura de chama no ar [Garcia,2002].

SUBSTÂNCIA	TEMPERATURA DE CHAMA (°C)
Hidrogênio	2210
Monóxido de Carbono	2468
Metano	1918
Etano	1949
Propano	1967
n-Butano	1973
Eteno	2343
Propeno	2254
Buteno	2221
Acetileno	2632

3.3. TEORIA DA COMBUSTÃO

Em um motor de ignição por centelha convencional, o combustível e o ar são misturados no sistema de admissão através da válvula de entrada do cilindro, onde é misturada com o gás residual e então são comprimidas. Sob circunstâncias de operação normais, a combustão é iniciada durante o curso da compressão por uma descarga elétrica da vela. A seguir torna-se uma chama turbulenta, propaga-se através da mistura ar-combustível até que alcança as paredes da câmara de combustão para então extinguir-se.

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

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

O processo de combustão pode ser dividido em quatro fases distintas: ignição da centelha, desenvolvimento da chama, propagação da chama e término da chama. A combustão deve ocorrer em um ponto que forneça a potência máxima ou o torque máximo. A duração combinada do processo de desenvolvimento e da propagação da chama é tipicamente entre os 30 e 90 graus do eixo manivela. A combustão começa antes do fim da compressão, continua no início da expansão, e acaba após o ponto no ciclo em que o pico de pressão dentro do cilindro ocorre. Se o início da combustão for avançado progressivamente para antes do Ponto Morto Superior, a transferência do trabalho do curso da compressão (que é do êmbolo sobre os gases do cilindro) aumenta. Se o fim do processo da combustão for atrasado, retardando-se progressivamente a centelha, o pico de pressão dentro do cilindro ocorre mais tarde no curso da expansão e terá uma redução no seu valor. Estas mudanças reduzem a transferência do trabalho do curso de expansão dos gases do cilindro ao êmbolo. A centelha que melhor se ajusta depende da relação de

propagação da chama, do comprimento da trajetória da chama através da câmara de combustão, e dos detalhes do processo de fim de chama, depois que esta alcança as paredes do cilindro. Estas dependem do projeto do motor, das condições de operação e das propriedades da mistura ar/combustível queimada [Guibet, 1999, Chollet, 1996].

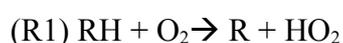
A combustão completa é descrita como aquela em que a frente de chama move-se através da câmara de combustão até que a mistura ar/combustível esteja consumida inteiramente e transformada em dióxido de carbono e água. Entretanto, diversos fatores, como composição do combustível, projeto, temperatura e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

As reações que ocorrem na câmara não são simples e nem ocorrem em poucos passos, mas em importantes reações através de mecanismos em cadeia, com radicais, etapas iniciadoras e de propagação de cadeia. Em muitos casos, em virtude do crescimento muito rápido da velocidade da reação em virtude da elevação da temperatura, a energia desprendida nesta reação exotérmica não consegue escapar do sistema reacional, fazendo com que haja um aumento cada vez maior da velocidade. A aceleração provoca a elevação cada vez mais rápida da temperatura e a reação, por sua vez, avança com velocidade maior ainda. Uma combustão com ramificação de cadeia ocorre quando a reação tem diversas etapas de ramificação que provocam o crescimento exponencial dos centros de propagação da cadeia.

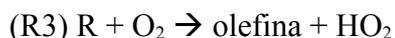
O mecanismo destas reações é bastante complicado. Uma etapa de ramificação é uma reação elementar que produz mais de um propagador da cadeia. Hidroperóxidos são importantes intermediários meta estáveis produzidos na etapa de propagação no processo de ignição a baixa temperatura. Eles tem a forma ROOH, onde R é um radical orgânico (formado pela retirada de um átomo de hidrogênio proveniente da molécula de combustível hidrocarboneto). Entretanto, a altas temperaturas, ROOH não é mais o principal produto do processo da etapa de propagação, mas sim o peróxido de hidrogênio (H_2O_2). Enquanto ele é relativamente estável a baixas temperaturas, acima de $500^\circ C$ se decompõe em dois radicais OH.

Em linhas gerais, o processo básico de oxidação de um hidrocarboneto segundo Semenov é o seguinte:

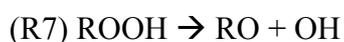
Etapa de iniciação



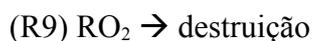
Etapa de propagação



Etapa de ramificação



Terminação



A reação R1 é lenta e explica o período de indução na combustão dos hidrocarbonetos. R2 é rápida e com energia de ativação próxima do zero. R3 leva para as olefinas como ocorre na oxidação de hidrocarbonetos saturados. R4 e R5 são os principais intermediários. A etapa de ramificação vem da demora da decomposição das espécies reativas R7 e R8. Um desses radicais acima é utilizado para formar as espécies reativas R7 e R8, os radicais múltiplos não aparecem até que estes reagentes desapareçam.

As seguintes evidências indicam a relevância destes mecanismos. Estudos em amostras de gás de exaustão têm identificado produtos na combustão do isooctano, estes incluem principalmente olefinas, éteres cíclicos, aldeídos (R'CHO) e cetonas (R''CO). Tais estudos têm mostrado crescentes concentrações de peróxidos em combustíveis isoparafínicos.

Em altas temperaturas, em combustíveis como benzeno e tolueno não foram detectados peróxidos. Aldeídos e cetonas têm sido medidos em significativos e crescentes concentrações em motores monitorados nos quais o pico da temperatura do ciclo aumentou constantemente.

A ocorrência de uma combustão depende da temperatura e da pressão do sistema. Em pressões muito baixas, o sistema mantém-se fora da região de explosão e a mistura reage

suavemente. Nessas pressões, os propagadores da cadeia formados nas etapas de ramificação podem chegar às paredes da câmara e recombinarem-se. A elevação da pressão leva o sistema até o primeiro limite de explosão porque os propagadores da cadeia reagem antes de serem extintos pelas paredes e porque as reações de ramificação são explosivamente eficientes. Porém, quando é superado o segundo limite de explosão, a reação se realiza suavemente, pois a concentração das moléculas no gás é tão elevada que os radicais formados nas reações de ramificação se recombinam na própria massa do gás, pelas etapas de terminação.

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

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

Os parâmetros geométricos afetam a intensidade da turbulência e da área superficial da frente de chama. Os gases resultantes da frente de chama entram em contato com as paredes resultando em transferência de calor. Também, as trocas aerodinâmicas do sistema de entrada podem contribuir para a criação de um fluxo de gás direcionado, mudando a área superficial e o caminho da chama. Além disso, a forma da câmara de combustão afeta outros critérios, como eficiência volumétrica, tendência a detonação e emissões poluentes.

Quanto mais rápida a queima do combustível, menor será o ângulo de queima e menor será o trabalho negativo no ciclo, menos tempo será necessário para comprimir a mistura em queima antes do Ponto Morto Superior (PMS). No caso do gás natural veicular (GNV), a queima é mais lenta em baixos regimes e próximo dos valores da gasolina, em altos regimes ocorre maior perda de potência.

A relação ar-combustível da mistura é de suprema importância, pois cada produto tem uma relação estequiométrica para a queima, ou seja, a quantidade de ar quimicamente correta para a reação de combustão completa. O tempo de combustão é menor quando a mistura é rica ($\lambda = 0,80$ a $0,90$), a exceção para combustíveis gasosos, e aumenta significativamente quando a mistura é menor que a estequiométrica ($\lambda = 1,10$ a $1,20$) com aumento da dispersão cíclica. Se a mistura ar-combustível é reduzida, resulta na instabilidade de operação com falha ou completa

extinção da combustão. Isto confirma a existência dos limites de inflamabilidade dentro do motor, os quais são observados em laboratório e que são afetados por influência da turbulência causada pela presença dos gases da exaustão e limitações da energia de ignição.

Com um motor convencional, o valor mínimo da relação ar-combustível é cerca de 0,70 a 0,80 para carga alta e velocidade baixa, e aproxima-se da relação estequiométrica sob condições de combustão mais difíceis, especialmente eficiência volumétrica muito baixa.

Testes em motores utilizando como combustíveis hidrocarbonetos puros para uma mesma relação ar-combustível, demonstraram que a velocidade de combustão varia ligeiramente, dependendo da estrutura química do combustível e apresenta o comportamento da velocidade de propagação laminar. Nestas condições, as variações não são muito grandes. A diferença na velocidade de chama entre o benzeno, o qual queima rapidamente em um motor, e isoctano, o qual queima lentamente, não é maior que 25%. A diferença entre a velocidade de chama laminar destes dois hidrocarbonetos é 20% para uma relação ar-combustível de 1,10. Para combustíveis convencionais, que consistem de uma larga mistura de compostos, variações desta magnitude não devem ser obtidas.

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

Atualmente, o aumento do custo dos combustíveis líquidos derivados do petróleo e as crescentes restrições com relação à poluição ambiental têm levado a um aumento no interesse por combustíveis alternativos. Vários combustíveis alternativos para motores com ignição por centelha são conhecidos há muito tempo. Estes combustíveis podem ser classificados em gasolinas sintéticas, gasolinas aditivadas com compostos oxigenados, álcoois e combustíveis gasosos.

3.4. INFLAMABILIDADE DOS GASES

A menor concentração de gás ou de vapor combustível em ar ou em oxigênio que consegue estabelecer uma combustão auto-sustentada é chamada de “limite inferior de inflamabilidade”. Por outro lado, a maior concentração de gás ou de vapor combustível que consegue manter a combustão, sem a contribuição de uma fonte externa de calor, é chamada de “limite superior de inflamabilidade”.

Gás ou um vapor combustível misturado com ar ou oxigênio não entra em combustão se sua concentração for muito baixa ou muito alta. Isto é, se a mistura ar-combustível está muito pobre (abaixo do limite inferior de inflamabilidade) ou muito rica (acima do limite superior de inflamabilidade), não ocorre queima. A queima só ocorre se a mistura combustível – comburente estiver dentro da faixa delimitada pelos dois limites citados.

É interessante chamar a atenção para o fato de que a energia liberada pela reação de queima é máxima na composição estequiométrica e mínima nas concentrações próximas aos limites de inflamabilidade.

De um modo geral, os limites de inflamabilidade são determinados a 20°C e 100 kPa (1,02 kgf/cm²). Na tabela 3.3 estão listados os limites de inflamabilidade de vários combustíveis.

Os limites de inflamabilidade são influenciados pelas seguintes variáveis:

Temperatura;

Pressão;

Geometria e tamanho do vaso de contenção;

Teor de inertes na mistura;

Presença de partículas finas de metais;

Estrutura molecular dos combustíveis.

Um aumento da temperatura da mistura normalmente alarga a faixa de inflamabilidade. Para os alcanos, uma regra prática estabelece que cada aumento da temperatura de 100°C abaixa o limite inferior em 8%.

Tabela 3.3 Limites de inflamabilidade de várias substâncias

Substância	Limite Inferior De Inflamabilidade (% Vol. De Gás No Ar)	Limite Superior De Inflamabilidade (% Vol. De Gás No Ar)
Hidrogênio	4,0	75,0
Metano	5,0	15,0
Etano	3,0	12,5
Propano	2,1	10,1
n-Butano	1,86	8,41
i-Butano	1,80	8,44
n-Penteno	1,40	7,80
i-Penteno	1,32	-
n-Hexano	1,25	6,90
n-Heptano	1,0	6,0
n-Octano	0,95	3,20
Eteno	2,75	28,6
Propeno	2,0	11,1
n-Buteno	1,98	9,65
n-Penteno	1,65	7,70
Benzeno	1,35	6,75
Tolueno	1,27	6,75
Xileno	1,0	6,0
Acetileno	2,5	81,0
Metanol	6,72	36,5
Etanol	3,28	18,95
Amônia	15,5	26,6
Gás Sulfídrico	4,3	45,5
Gás Natural	3,1	19,6

Quando a temperatura é aumentada a níveis mais altos, atinge-se a temperatura de auto ignição, ocorrendo então a chamada combustão espontânea. A figura 3.2 ilustra a influência da temperatura na inflamabilidade de um combustível desde sua fase sólida, retratando a elevação de sua concentração no ar em função da temperatura.

Para os alcanos pode-se calcular os limites de inflamabilidade a partir de seus limites a 25°C, usando-se a equação de Burgess-Wheeler:

$$LI_t = LI_{25} - \frac{3,15(t - 25)}{H} \quad (3.4)$$

Onde LI_t é o limite inferior ou superior de inflamabilidade na temperatura de interesse [°C], LI_{25} é o limite inferior ou superior de inflamabilidade a 25°C, t é a temperatura [°C] e H é o calor de combustão [kJ/mol].

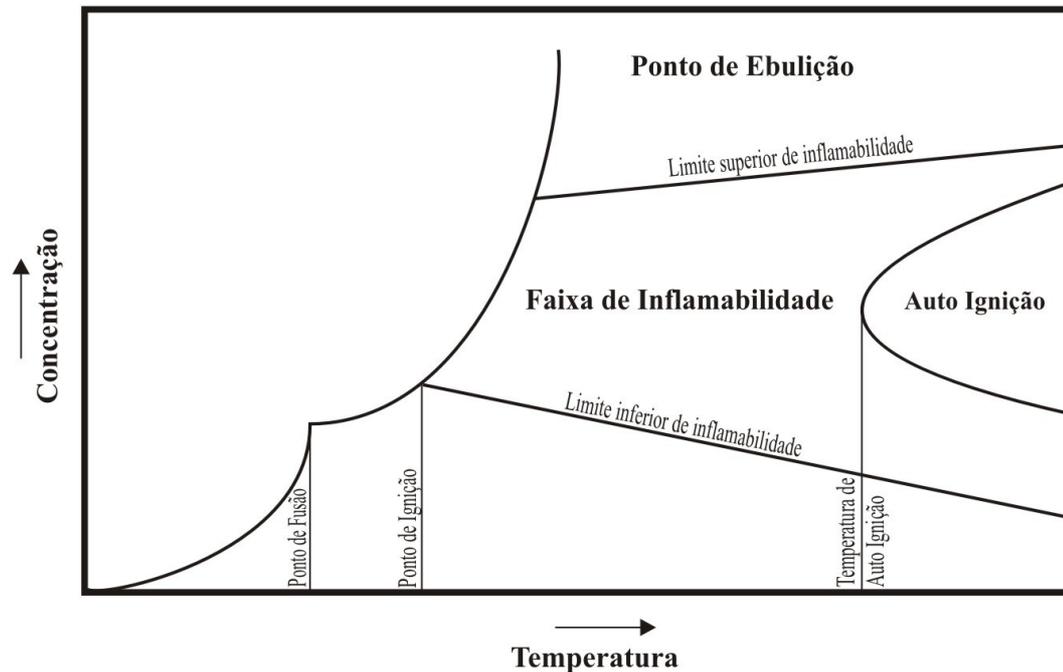


Figura 3.2: Influência da temperatura nos limites de inflamabilidade de um combustível [Garcia,2002].

O aumento da pressão implica também em um aumento da faixa de inflamabilidade do combustível gasoso, já que resulta no aumento da concentração dos reagentes. Assim, com a elevação da pressão, misturas que não eram inflamáveis podem passar a ser. A maior parte dos dados de inflamabilidade disponíveis a pressões acima da atmosférica foram obtidos em vasos de pressão fechados. É importante ressaltar que os dados podem diferir significativamente devido ao fato de que o efeito da pressão é fortemente afetado pela forma e geometria do vaso. Entretanto, pode-se dizer que o limite inferior de inflamabilidade fica mais ou menos constante com a elevação da pressão enquanto que o limite superior sobe, conforme mostrado na figura 3.2.

3.5. VELOCIDADE DE QUEIMA

Quanto mais rápida a queima do combustível, menor será o trabalho negativo no ciclo (menos tempo passa-se comprimindo mistura já em combustão antes do ponto morto superior).

No caso do GNV, a queima é mais lenta em baixos regimes de rotação e próximos dos valores da gasolina em regimes mais altos. Isso obriga a adoção de uma curva de avanço específica para este (caso contrário ocorrerá maiores perdas de potência).

3.5.1. VELOCIDADE DE PROPAGAÇÃO EM REGIME LAMINAR

As duas seguintes situações de propagação são consideradas: a primeira situação é a de uma mistura inflamável em um meio com fluxo laminar e a segunda situação é desta mesma mistura em um fluxo turbulento.

Considere a propagação da frente de chama em uma mistura ar/combustível em repouso ou em um fluxo laminar. A velocidade espacial da chama ou deslocamento (V_s) em relação a um ponto fixo pode ser expressa por:

$$V_s = V_g + V_n \quad (3.5)$$

Onde V_g é a velocidade do gás fresco, V_n é a velocidade relativa da zona de reação em relação aos gases não queimados.

V_n se refere a uma velocidade normal laminar da propagação ou deflagração, isto é uma característica intrínseca da mistura inflamável.

Usando o exemplo clássico da chama de um bico de Bunsen estabilizado, V_n é facilmente determinado a partir da vazão de gás (F) e da superfície da frente de chama (S), que pode ser medida através da cinematria:

$$V_n = \frac{F}{S} \quad (3.6)$$

V_n é usualmente expresso em cm/s, F em cm³/s e S em cm².

A tabela 3.4 mostra os valores de V_n para vários hidrocarbonetos quando queimados em ar a 25°C com a pressão de 1bar. A mudança no V_n também é função da relação ar/combustível. Para a maioria dos compostos orgânicos, os valores de V_n ficam entre 30 e 50 cm/s. Valores maiores ocorrem com hidrogênio, acetileno, etileno, oxido de etileno, oxido de propileno, carbono disulfidrico.

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

A velocidade de propagação laminar aumenta juntamente com a temperatura inicial da mistura ar/combustível e decresce com a diluição com gás inerte. Aumentos de pressão também tendem a diminuir a velocidade de propagação de chama (De Soete et al., 1976).

Tabela 3.4 : Velocidade de propagação laminar da chama V_n no ar para várias condições de mistura para alguns combustíveis (condições iniciais: 25°C e 1 bar) [Guibet 1999]

combustível	V_n (cm/s)					V_n max	fhi p/ V_n max	lambda p/ max V_n
	fhi							
	1,2	1,1	1	0,9	0,8			
Metano	30	38,3	43,4	44,7	39,8	44,8	1,07	0,934579439
Propano	42,3	45,6	46,2	42,3	46,8	1,06	0,943396226
n-Butano	38	42,6	44,8	44,2	41,2	44,8	1,02	0,980392157
n-Heptano	37	39,8	42,2	42	35,5	42,5	1,05	0,952380952
Isooctano	37,5	40,2	41	37,2	31	41	0,98	1,020408163
Cicloexano	41,3	43,3	49,9	38	49,9	1,1	0,909090909
Etileno	50	60	68	73	72	73,5	1,13	0,884955752
Propileno	48,4	51,2	49,9	46,4	51,2	1	1
Benzeno	39,4	45,6	47,6	44,8	40,2	47,6	1	1
Metanol	34,5	42	48	50,2	47,5	50,4	1,08	0,925925926
Hidrogenio	120	145	170	204	245	325	1,8	0,555555556
Acetileno	107	130	144	151	154	155	1,25	0,8
Isopropanol	34,4	39,2	41,3	40,6	38,2	41,3	1,02	0,980392157
Acetona	40,4	44,2	42,6	38,2	44,2	0,9	1,111111111

Para uma melhor visualização dos valores apresentados na tabela, gerou-se a figura 3.3 a seguir.

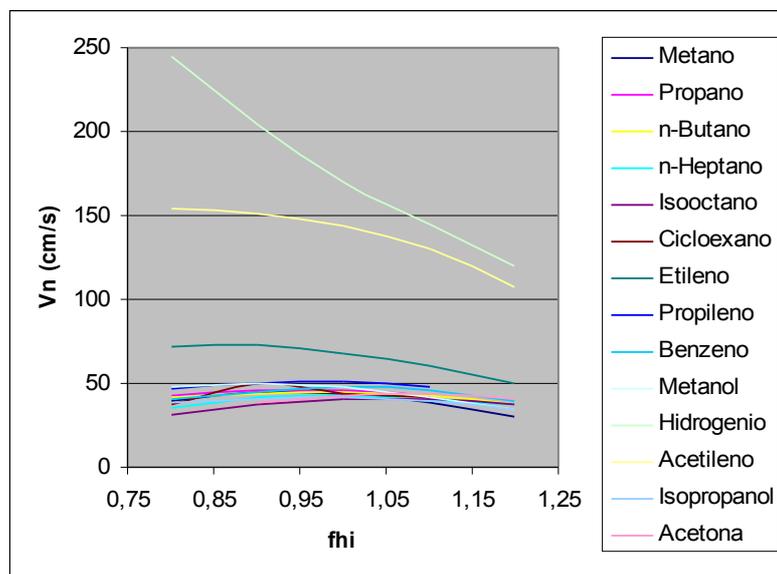


Figura 3.3: Velocidade de propagação laminar da chama V_n no ar para várias condições de mistura para alguns combustíveis (condições iniciais: 25°C e 1 bar)

3.5.2. VELOCIDADE DE PROPAGAÇÃO EM REGIME TURBULENTO

Na maior parte das aplicações de energia que usam combustão e, em todos os casos que envolvem motores, a propagação da chama acontece preferencialmente em um meio turbulento ao invés de em um ambiente laminar. Nos meios em que vários volumes de mistura ar/combustível são submetidos a flutuações de velocidades a velocidade efetiva resulta da composição das velocidades médias do escoamento.

Variações de velocidade ocorrem em um meio desordenado por todo o tempo e dificilmente podem ser descritos matematicamente, exceto por modelos estatísticos. De um modo simples, a velocidade instantânea (v_i) em um dado ponto do fluido é igual à soma algébrica dos valores médios (\bar{v}) que é constante e imposto pelo fluxo de gás e pela flutuação (u), que representa os valores para todas as direções:

$$v_i = \bar{v} + u \quad (3.7)$$

A intensidade de turbulência u' , dada em m/s, definida por:

$$u' = \sqrt{\bar{u}^2} \quad (3.8)$$

A velocidade da propagação de chama aumenta consideravelmente com o aumento da turbulência. Isto é mostrado pelos resultados da figura 3.4. Este efeito é especialmente pronunciado em motores, uma vez que a velocidade de propagação da chama pode alcançar algumas dezenas de metros por segundo (acima de 50 m/s). Este valor, entretanto é muito abaixo dos valores que caracterizam a detonação (500 até 1000 m/s).

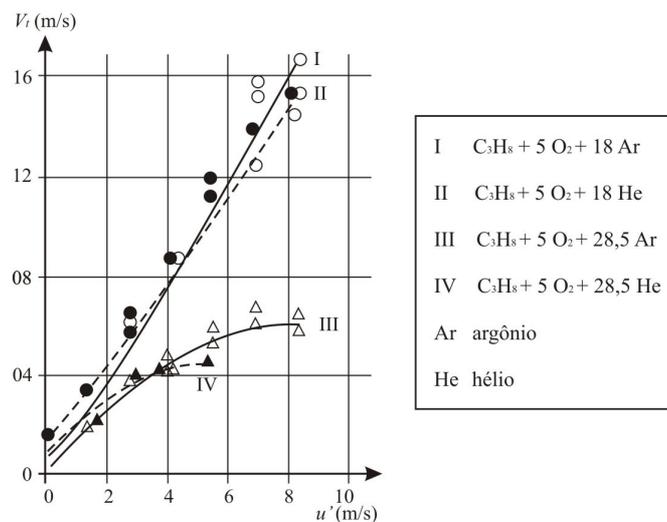


Figura 3.4: Variação da velocidade de propagação da chama (V_t) em função da intensidade da turbulência u' [Guibet 1999]

Para explicar a rápida deflagração em um meio turbulento, um modelo simplificado de uma frente de chama enrugada é usado na figura 3.5.

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

Portanto,

$$\frac{V_t}{V_l} = \frac{S_r}{S_a} \quad (3.9)$$

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

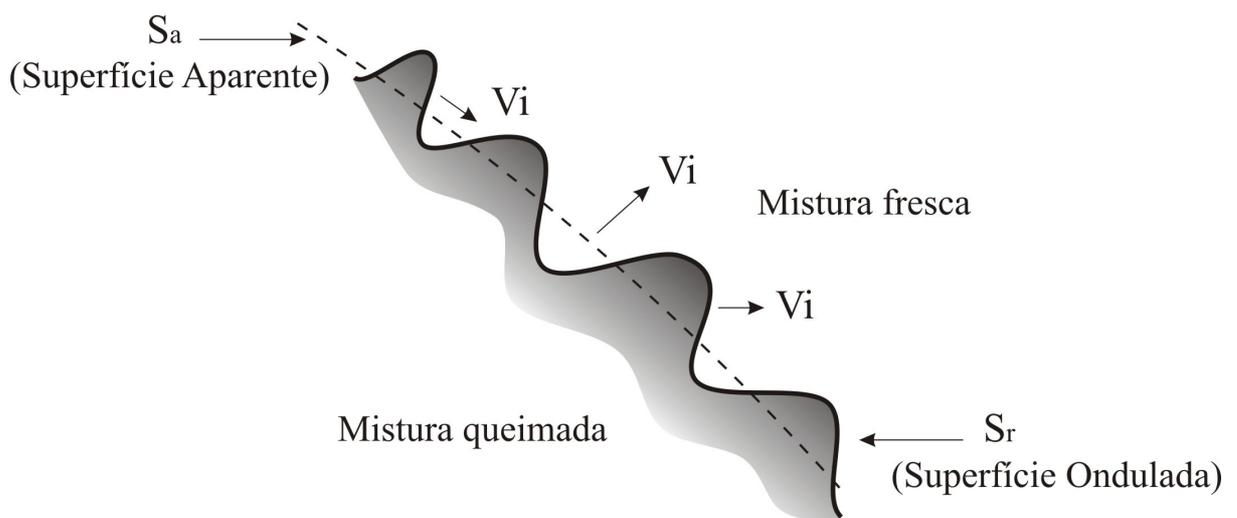


Figura 3.5: Modelo de frente de chama enrugada

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

Na maioria dos casos, a frente de chama em motores pode sempre ser considerada como uma zona continua. A combustão turbilhonada (*Swirling combustion*) espalha-se em todas as

direções, especialmente para os gases não queimados nas situações em que causam combustões espontâneas localizadas. A representação matemática deste processo é, evidentemente, muito complexa.

A turbulência não só acelera a propagação da frente de chama, mas também restringe os limites de inflamabilidade e faz a ignição ficar mais difícil. Isto explica o fato da combustão em uma mistura homogênea em um motor tornar-se incompleta em relações de mistura de 0,7 a 0,8, que correspondem a misturas de fácil ignição em meio laminar.

3.6.COMBUSTÃO ANORMAL

Podem ocorrer vários processos de combustão anormal em um motor de combustão interna, dentre as quais cabe destacar a detonação e a pré-ignição. Esses fenômenos, além de causarem vibrações e ruídos, podem diminuir substancialmente a vida útil de um motor. Quando ocorre a detonação, há uma grande liberação de energia química contida no gás final, causando pressões locais elevadas que se propagam por toda a câmara de combustão.

3.6.1.DETONAÇÃO

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

3.6.2.PRÉ-IGNIÇÃO:

É a ignição da mistura de ar-combustível ocasionada por um ponto quente nas paredes da câmara de combustão como, por exemplo, uma vela de ignição superaquecida, depósitos incandescentes dentro da câmara de combustão ou qualquer outro meio que não seja a faísca normal da ignição.

4. ESTUDO EXPERIMENTAL

4.1. MATERIAIS E MÉTODOS

4.1.1. CARACTERÍSTICAS DO MOTOR PADRÃO CFR

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

Os sistemas mecânicos que permitem a variação da relação de compressão de 4:1 a 16:1 simples e exata sem afetar a regulação das válvulas ou a configuração básica da câmara de combustão é provavelmente o que fez com que este projeto prevalecesse sobre os concorrentes da época. Mover o cilindro inteiro para cima e para baixo em relação ao pistão era melhor do que mudar calços, movendo um plugue na câmara de combustão, ou funcionar com relação de compressão fixa.

Atualmente todas refinarias de petróleo possuem um motor CFR, pois todo o combustível deve ter uma amostra testada. Este motor requer manutenção e vistoria constante, sendo periodicamente certificado, enquadrado e homologado para garantir a exatidão de suas medições.

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

O sistema que efetua a mistura ar/combustível é composto por um carburador com 3 cubas, com mostradores de nível e de dosagem de combustível e de alturas reguláveis, uma chave seletora, que seleciona qual cuba vai suprir o motor de combustível, termômetros para medir as temperaturas dos combustíveis e da mistura ar/combustível. A dosagem de combustível

é feita regulando-se a altura das cubas, conseqüentemente aumentando-se a altura da coluna de combustível.

O ponto de ignição pode ser ajustado em um valor fixo ou ser variado em função da relação de compressão.

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

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

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

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

A tabela (4.1) mostra as características mecânicas do motor CFR.

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

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

A escolha do motor CFR para a pesquisa de combustíveis é justificada, pois além de ser um motor estandardizado, garantindo a repetibilidade dos ensaios propostos no presente trabalho em qualquer centro de pesquisa, ele possui todos os parâmetros de funcionamento constantes, permitindo que em um experimento seja alterada apenas a variável de interesse, no caso deste trabalho a relação ar/combustível e a relação de compressão.

Em virtude das observações citadas acima, para a realização dos testes utilizou-se o motor monocilíndrico padrão ASTM CFR (*Cooperative Fuel Research*) fabricado pela Waukesha, mostrado na figura 4.1. Este motor é utilizado para medir o número de octanas de combustíveis veiculares e de aviação segundo a Norma ASTM D357-64. Este método é aceito em todo mundo como padrão na determinação do número de octanas MON e RON de um combustível.

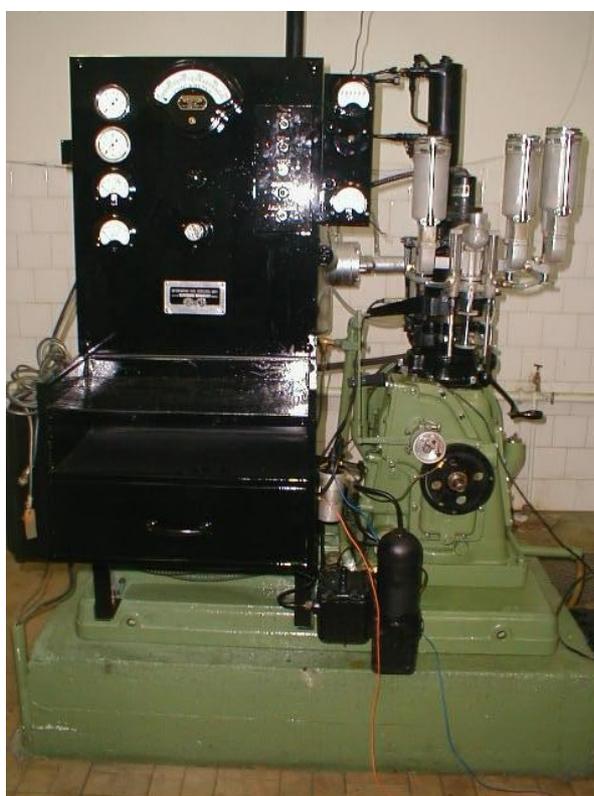


Figura 4.1: motor padrão ASTM CFR

Na bancada experimental foi adaptado um “kit comercial” para utilização de GNV, composto de cilindro, válvula reguladora de pressão de três estágios e tubulações. No caso do GNV, o gás foi aspirado a partir de um misturador montado no coletor de admissão do CFR. Para os demais combustíveis utilizou-se o sistema original do motor, que é constituído de um carburador com três cubas (figura 4.2), com regulagem de altura para ajuste da relação ar/combustível para a colocação dos diferentes combustíveis. A seleção de cada cuba é realizada por intermédio de uma válvula seletora.



Figura 4.2: Carburador do motor CFR

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

4.1.1.SENSOR DE PRESSÃO NA CÂMARA DE COMBUSTÃO

A variação de pressão dentro da câmara de combustão é medida através do sensor de detonação tipo D-1, componente padrão do CFR, normalizados pela ASTM (Figura 4.3).

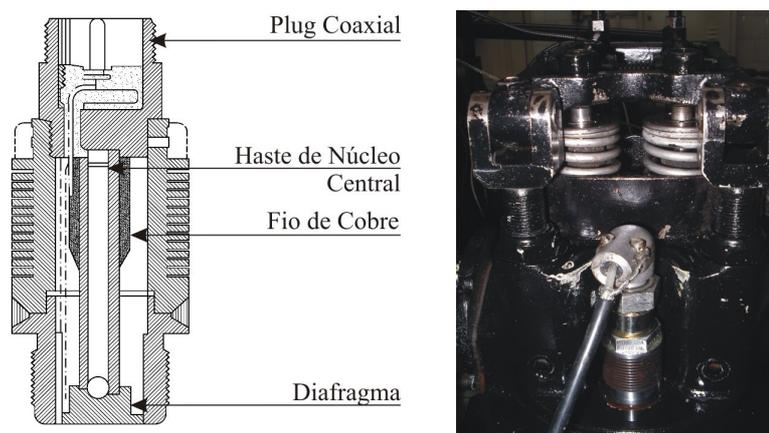


Figura 4.3. Sensor de captação de detonação D-1

O sensor de pressão do tipo D-1 possui um fundo delgado de aço inoxidável que serve como diafragma que flexiona-se com a força exercida pelos impulsos de pressão; uma haste de núcleo central de liga magnetostritiva com uma bobina de fio de cobre criticamente enrolada em seu entorno. Quando solicitada pela ação do diafragma flexível a haste induz uma tensão na bobina que encontra-se unida no topo do sensor a um plugue coaxial. O sinal de saída de tensão resultante é proporcional à relação de mudança da pressão da câmara de combustão.

Utilizou-se nos testes o sistema de injeção e ignição eletrônica programável Electromotive TEC II, que permite a programação dos mapas de avanço de ignição e de injeção com base nos dados de carga aplicada ao motor, rotações, temperaturas e relação ar/combustível.

4.1.2.IGNIÇÃO

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

4.1.3.RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL

Para medir-se a da relação ar-combustível foi utilizado um sensor de oxigênio de banda larga modelo LSU4, fabricada pela Bosch, com um display da Motec modelo PLM. A sonda possui uma saída analógica que permite registro do sinal pelo sistema de aquisição de dados.



Figura 4.4: Foto do PLM LSU4

4.1.4.POSIÇÃO ANGULAR DO EIXO DE MANIVELAS

O sistema utilizado para medir o ponto morto superior e o ângulo do eixo de manivelas é constituído de uma roda dentada de aço carbono, com 600 mm de diâmetro, 304 dentes retos e um sensor indutivo para a leitura da posição do eixo de manivelas. O sensor de rotação e referência da posição angular da árvore do motor (identificação do PMS) é fixado em um suporte localizado na tampa traseira da árvore de manivelas. A tensão de pico a pico produzida por esse sensor varia desde poucos volts em baixa rotação até algumas dezenas de volts em alta rotação. É extremamente importante que a distância entre o núcleo do sensor e a extremidade do dente seja de 0,4 a 1,0 mm. A carreira de sinais do diagrama, ou seja, as f.e.m. que se induzem no sensor a cada $1,18^\circ$, não são imediatamente utilizáveis, é necessário enviá-los a um conversor analógico-digital e posteriormente, no microcomputador, tratados, interpretados e analisados. Os sinais adquiridos permitem o cálculo com boa exatidão do número de rotações do motor e também o cálculo do avanço ideal da ignição.

O sensor é protegido das perturbações eletromagnéticas por uma luva com malha. Uma segunda luva em p.v.c. o protege das altas temperaturas.

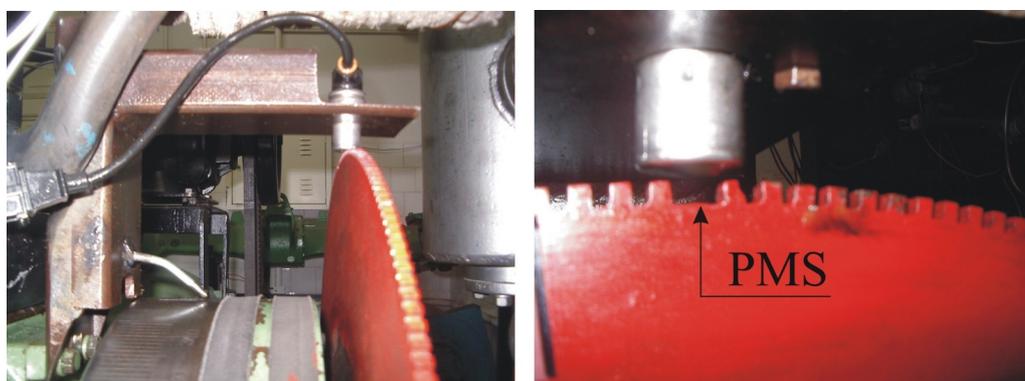


Figura 4.5: Foto do sensor de posição angular do eixo de manivelas

4.1.5.TEMPERATURAS DO LÍQUIDO DE ARREFECIMENTO, DO AMBIENTE, DO OLÉO E DO AR DE ADMISSÃO

Optou-se por termopares tipo K devido a sua simplicidade de uso e seu baixo custo.

Termopares são sensores que utilizam como princípio a tensão gerada em um par metálico quando as suas junções estão submetidas a temperaturas distintas. A tensão é diretamente proporcional à diferença de temperatura das junções. Vários tipos de termopares podem ser utilizados, e sua classificação é dada pelos materiais utilizados em seu par metálico.

Neste trabalho utilizou-se termopares do tipo "K" (Cromo / Alumínio). É o tipo mais usual de termopares. Seu par metálico é formado por um fio de alumínio e outro de cromo. São de baixo custo, o que consiste na principal motivação para a sua escolha. São utilizados para medições nas faixas de temperatura que vão dos -200 °C aos 1200 °C. Sua sensibilidade é aproximadamente 41 mV/°C e seu tempo de resposta depende do tipo de montagem, que podem ser abertas ou em cápsulas. Os termopares tipo K foram utilizados neste trabalho para a medição das temperaturas da água de refrigeração do motor, do óleo de lubrificação e da mistura ar/combustível admitida.

4.1.6.SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

Para o registro dos sinais dos sensores utilizou-se uma placa condicionadora de sinais CIO EXP GP e uma placa de aquisição de dados CIO DAS 16/330, conectada a um computador *desktop*. Foi utilizado para a aquisição dos dados o programa SAD32, desenvolvido pelo LMM - Laboratório de Medições Mecânicas da UFRGS. A taxa de amostragem utilizada é de 55 kHz, registrando os sinais dos sensores de ignição, pressão na câmara de combustão e posição do eixo de manivelas.

O sistema de aquisição de dados utilizado para a obtenção dos índices de emissões no ensaio com GNV consiste em uma unidade condicionadora de dados modelo ADS 200, fabricado pela Lynx, que está conectado ao analisador de gases. O registro dos dados é realizado em um microcomputador com taxa de amostragem de 50 Hz.

4.1.7.GASES DE ESCAPE

O registro de emissões foi realizado com a utilização de um analisador de 4 gases (O₂, CO, CO₂ e HC), modelo MEXA 574GE (Figura 4.6). Este possui saídas analógicas de tensão representativas do nível de emissões, viabilizando o registro contínuo dos valores de emissões durante o ensaio pelo sistema de aquisição de dados.



Figura 4.6: Analisador de 4 gases modelo MEXA 574GE, da Horiba.

Um diagrama esquemático do sistema de instrumentação utilizado para a realização dos ensaios é mostrado na figura 4.7.

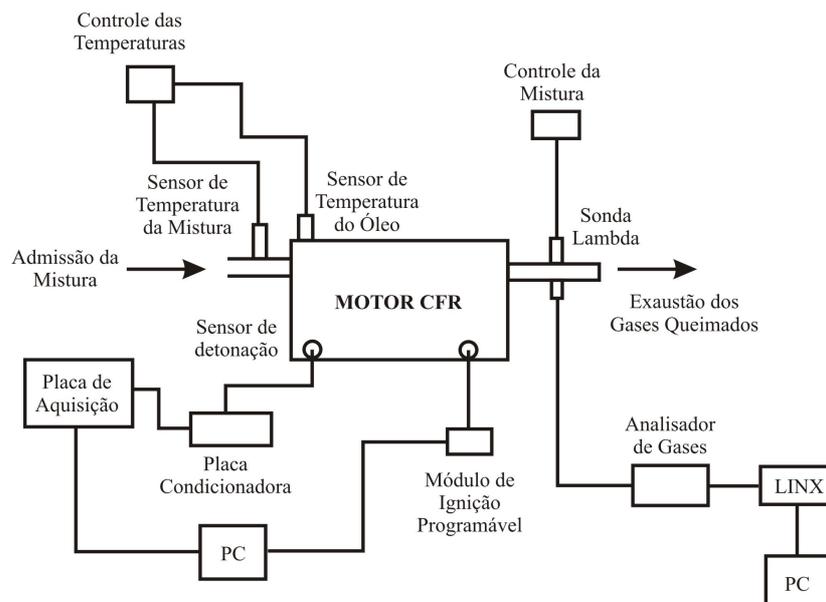


Figura 4.7: Representação esquemática do experimento.

4.2.COMBUSTÍVEIS (TIPOS UTILIZADOS E PROPRIEDADES).

Para a realização do presente trabalho utilizou-se gasolina com 25% vol de etanol, isooctano 99% molar, MTBE 99% molar, TAEE 97% (caracterizados por cromatografia no anexo 1 e sua curva de destilação no anexo 2) e Gás Natural (GNV). As octanagens (RON e MON) dos combustíveis foram avaliadas de acordo com as normas ASTM D357-64. A composição em porcentagem molar da gasolina é de 12% de normal-parafinas, 16% de isoparafinas, 10% de naftênicos, 8% de olefinas, 7% de aromáticos e 43% de etanol. A composição média em volume do GNV é 89% de metano e 7% em etano. A Tabela 4.2 apresenta as características físico-químicas dos combustíveis líquidos utilizados.

Tabela 4.2. Características físico químicas dos combustíveis líquidos utilizados.

Características físico químicas	Gasolina	Isooctano	TAEE	MTBE
Pressão de vapor Reid (kPa)	69	11,4	13	56
Índice antidetonante (IAD)	87	100	108	109
Densidade(g cm ⁻³) 20/20°C	0,740	0,692	0,767	0,742

4.2.1.CARACTERÍSTICAS DO COMBUSTÍVEL GNV

Gás Natural é a designação genérica de uma mistura de hidrocarbonetos gasosos resultante da decomposição da matéria orgânica fóssil no interior da Terra.

O gás natural veicular (GNV) é formado principalmente de compostos pertencentes a família das parafinas normais (metano CH₄, etano C₂H₆, propano C₃H₈ e butano C₄H₁₀), hidrocarbonetos mais pesados e também dióxido de carbono, nitrogênio, água, ácido clorídrico, metanol e impurezas mecânicas. Os átomos de carbono estão interligados em seqüência com átomos de hidrogênio preenchendo as ligações vazias. A fórmula geral para esta cadeia é expressa por C_nH_{2n+2}.

O gás natural não deve ser confundido com metano. Conforme sua origem o teor de metano pode variar de cerca de 70% até 95%. O gás natural que está sendo consumido no Rio Grande do Sul tem cerca de 89% de metano. O segundo componente em maior quantidade é o etano (aproximadamente 6,5%). Em terceiro vem o nitrogênio que, dependendo da temperatura, é inerte (aproximadamente 1,4%). Os demais componentes estão presentes em quantidades pouco significativas. Portanto, a fórmula química equivalente reduzida do gás natural é CH_{3,76} (a do metano é CH₄). Por decorrência é inadequado o nome “Gás metano veicular”. [Dallávia, Díocles, 2001].

A mínima energia requerida para ignição do metano é muito superior do que para hidrocarbonetos. Com isso a conversão de um motor que usa combustível líquido para gás natural requer um sistema de ignição mais potente que possa produzir energia em torno de 100 a 110 MJ, versus 30 a 40 MJ para motores com gasolina. [Guibet,1998].

O metano também tem uma grande faixa de inflamabilidade, maior do que a dos hidrocarbonetos. Isto permite que um motor opere com uma mistura ar-combustível pobre, o que é vantajoso para reduzir emissões como em plantas industriais em algumas aplicações.

A combustão do GNV é lenta, como mostra a figura 4.8 Com isso, pode ocorrer uma maior perda de calor para as paredes da câmara de combustão, diminuindo o desempenho. Pode-se melhorar o processo de queima aumentando-se a turbulência [Guibet,1998]. Devido a este comportamento é necessário um maior avanço de ignição para o GNV.

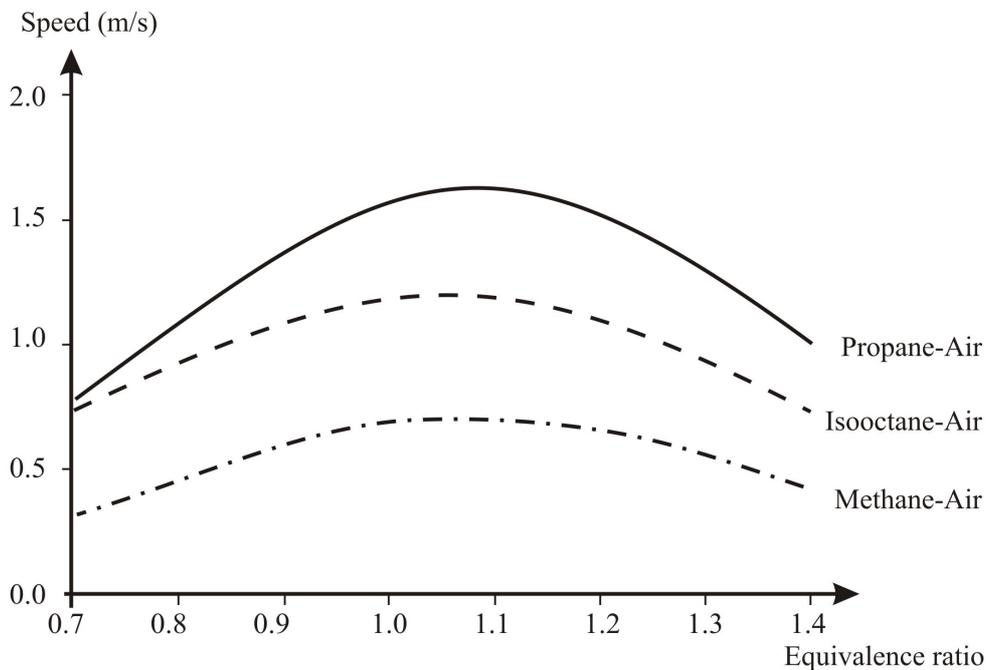


Figura 4.8: Velocidade de queima de diferentes combustíveis de acordo com a relação ar/combustível (λ) [Guibet,1998].

Portanto é de fundamental importância conhecer o comportamento das condições de queima do GNV analisando as variações da sua curva de pressão no cilindro.

4.3.CONDIÇÕES DE ENSAIO

As condições ambientes podem ter influência significativa nos resultados de experimentos de queima de combustível. Assim, visando não realizar a compensação devido a variação de fatores ambientais, para cada relação de compressão e relação ar/combustível ensaiadas esperou-se estabilizar as temperaturas na admissão e escape, assim como os valores de emissões registrados através do analisador de gases. Assim, inicia-se a aquisição de dados dos valores do tempo de ignição, pressão na câmara de combustão e demais sensores por um intervalo de 5 segundos. Neste intervalo de tempo são desenvolvidos aproximadamente 45 ciclos, sendo o tempo de queima do combustível na câmara neste intervalo apresenta um desvio padrão de 0,03 segundos, ou seja, aproximadamente constante ao longo do ensaio, sendo considerado para cada ensaio condições ambientais constantes.

Considerando as condições ambientais constantes durante o ensaio assim como a eficiência volumétrica do motor CFR foi considerada constante a massa de ar admitida pelo motor para todos os testes realizados.

Com este procedimento é possível comparar os valores registrados de tempo de variação de pressão dentro da câmara de combustão nos diferentes ensaios e de emissões, no caso do GNV, diretamente em porcentagem molar dos gases de escape. Cabe salientar que a variação de pressão registrada está expressa em unidades arbitrárias.

4.4.PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Como descrito anteriormente, o experimento objetiva analisar a variação da velocidade de queima de combustível e das emissões geradas para diferentes combinações de relação de compressão e relações ar/combustível.

Assim, foram definidas as relações de compressão de 8:1, 10:1, 12:1 para combustíveis líquidos e a relação de compressão de 14:1 para o GNV. Estas relações abrangem a faixa típica de operação dos motores comerciais. Para o GNV, a relação ar/combustível de maior potência é próximo à estequiométrica, ou seja, λ igual a 1. No experimento foi realizada a variação para cada relação de compressão da relação ar/combustível de λ 0,8 (mistura rica), 0,9, 1,0 (mistura estequiométrica), 1,1 e 1,2 (mistura pobre), correspondentes às faixas típicas de operação dos motores comerciais.

O tempo de queima na câmara de combustão é definido como o intervalo entre a ignição e o máximo da variação de pressão no interior da câmara de combustão. Convém esclarecer que

este tempo não é o de queima total da carga no cilindro. Pois na verdade o tempo de crescimento da pressão no cilindro é denominado de gradiente de pressão. A velocidade de combustão é expressa como o inverso do tempo de queima do combustível, sendo um parâmetro comparativo para as diferentes condições de testes realizados. Os valores dos “tempos de queima” para cada combustível nas distintas condições analisadas são as médias de 45 ciclos consecutivos após a completa estabilização das condições operacionais. Com todas as condições operacionais constantes para os testes realizados é possível comparar os resultados obtidos. A Figura 4.9 apresenta os perfis característicos dos sinais relativos aos sensores de posição, de variação da pressão e de ignição. Note que a figura 4.9b apresenta a área assinalada na figura 4.9a ampliada.

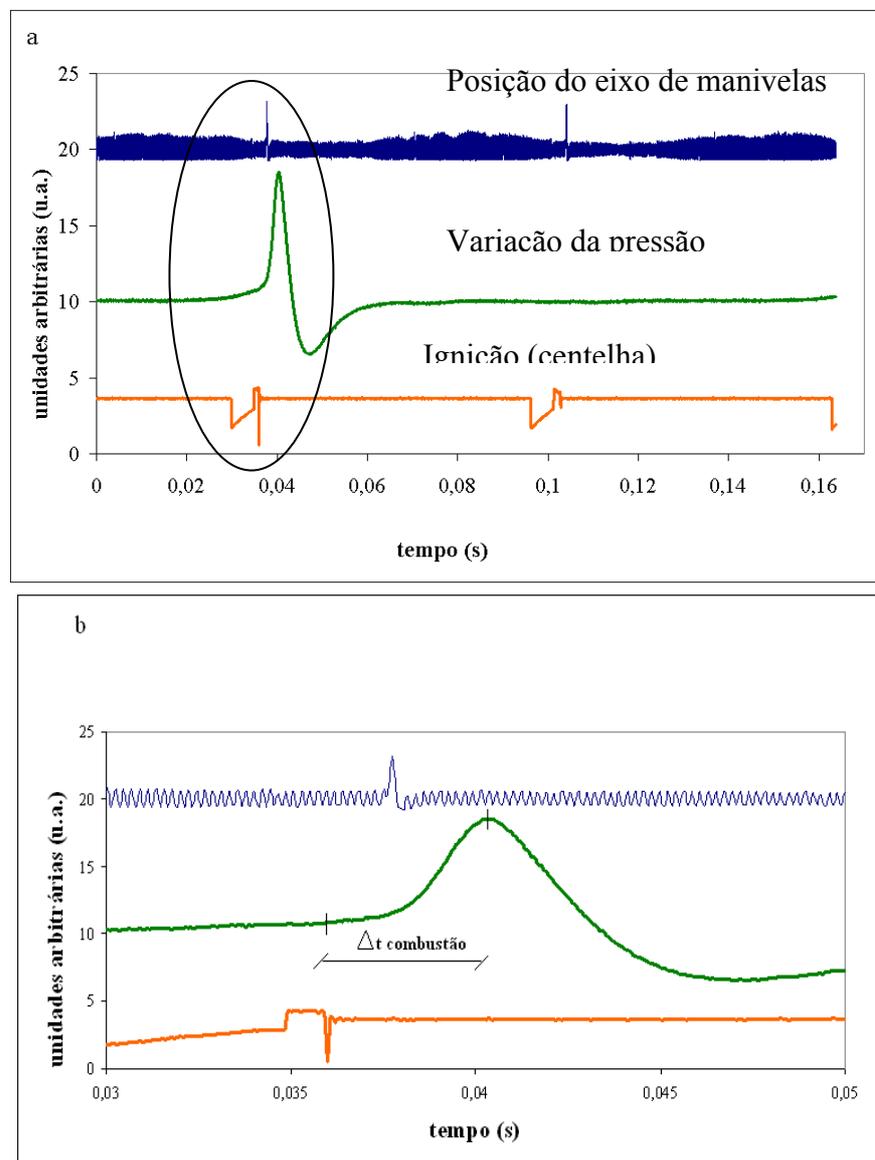


Figura 4.9. Perfis característicos dos sinais relativos aos sensores de posição, de variação da pressão e de ignição em função do tempo de aquisição.

Para a coleta dos dados colocava-se o motor em operação com o combustível a ser analisado na relação de compressão e condição de mistura escolhida e aguardou-se a estabilização das temperaturas monitoradas. Com todos os parâmetros estáveis, coletou-se os dados de variação de pressão dentro da câmara de combustão, posição do eixo de manivelas e chaveamento do enrolamento primário da bobina de ignição durante um intervalo de 5 segundos. Com o término da aquisição dos dados desta condição, mudava-se a relação ar/combustível e após as condições de operação estarem constantes, repetiu-se o procedimento até que todas as relações ar/combustível fossem testadas. Após a coleta dos dados de todas as relações ar/combustível, retornava-se a primeira condição de relação ar/combustível e repetia-se todo o procedimento mais duas vezes, tendo assim três ensaios em cada condição. Alterou-se a relação de compressão e repetia-se todo o procedimento, até que todas as condições fossem testadas. Este procedimento foi repetido para cada combustível utilizado no presente trabalho.

5.RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos para cada combustível ensaiado, bem como as condições em que estes foram obtidos. Realizaram-se os ensaios para as relações de compressão 8:1, 10:1 e 12:1 para os combustíveis líquidos e para o GNV ainda a relação de compressão 14:1 e a análise de emissões para as relações de compressão 10:1 12:1 e 14:1.

5.1.ISOOCTANO

Conforme exposto anteriormente, executou-se um total de 45 ensaios, sendo as condições destes mostradas nas figuras 5.1 a e b abaixo onde tem-se os valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento monitoradas durante os ensaios para a condição de relação de compressão 8:1. As figuras mostram que as condições dos 3 ensaios permaneceram sem variações significativas para as diferentes condições de mistura.

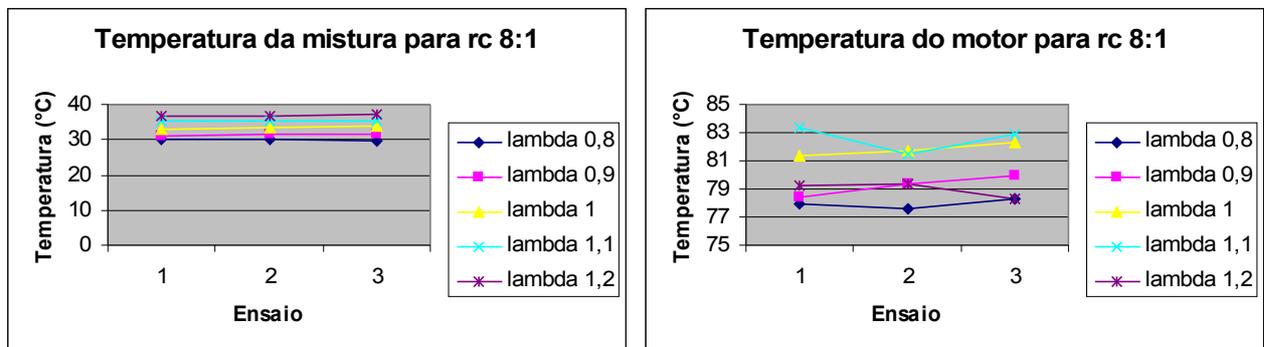


Figura 5.1 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e temperatura do líquido de arrefecimento para o isooctano.

A figura 5.2 a seguir mostra as curvas de variação de pressão dentro da câmara de combustão para as condições de mistura ar/combustível analisadas, bem como o sinal da centelha e o sinal do sensor de posição do eixo de manivelas.

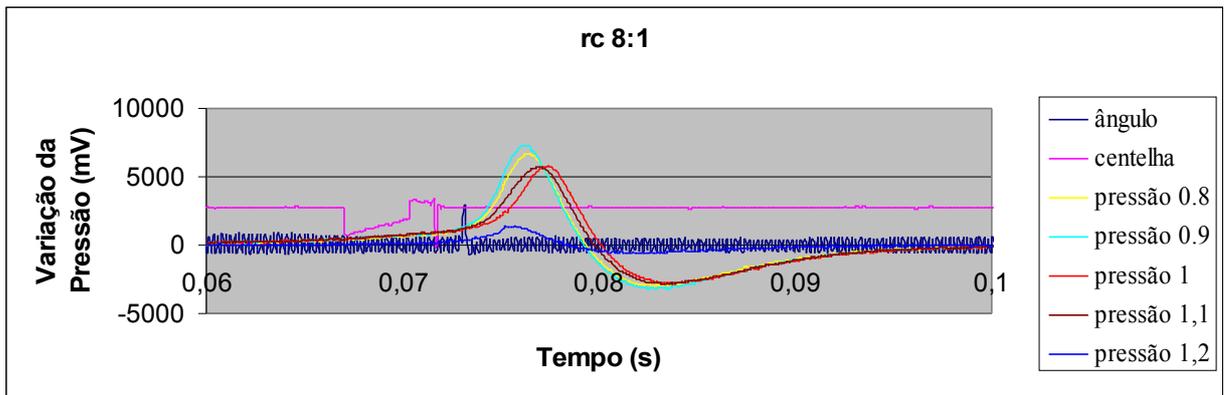


Figura 5.2: Resultados obtidos para r_c 8:1 para o isoctano

Para a relação de compressão 10:1 os ensaios com as condições de lambda 1,1 e 1,2 não foram realizados em virtude da ocorrência de detonação, pois esta descaracterizaria os resultados obtidos. As condições dos demais ensaios são mostradas nas figuras 5.3 a e b apresentando os valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento, mostrando que as condições dos 3 ensaios ficam sem alterações significativas para as diferentes razões de mistura.

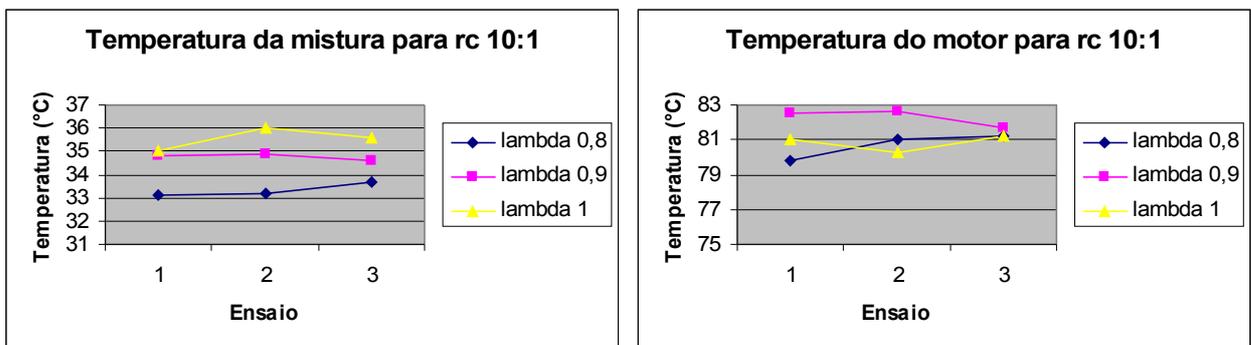


Figura 5.3 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o isoctano.

Na figura 5.4 onde são mostradas as curvas de variação de pressão dentro da câmara de combustão obtidas neste ensaio, para as condições de lambda 0,8, 0,9 e 1 bem como o sinal da centelha e o sinal do sensor de posição da árvore de manivelas.

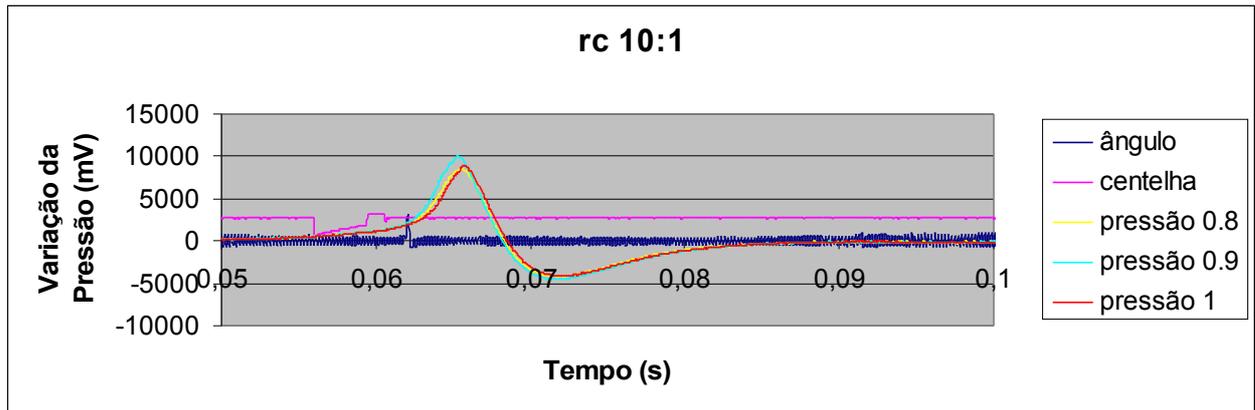


Figura 5.4: Resultados obtidos para rc 10:1 para o isoctano

Para a relação de compressão 12:1 os ensaios com as condições de lambda 1,1 e 1,2 também não foram realizados devido a ocorrência de detonação. As figuras 5.5 a e b abaixo apresentam os valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento respectivamente, mostrando que as condições dos 3 ensaios permaneceram sem variações significativas para as diferentes condições de mistura.

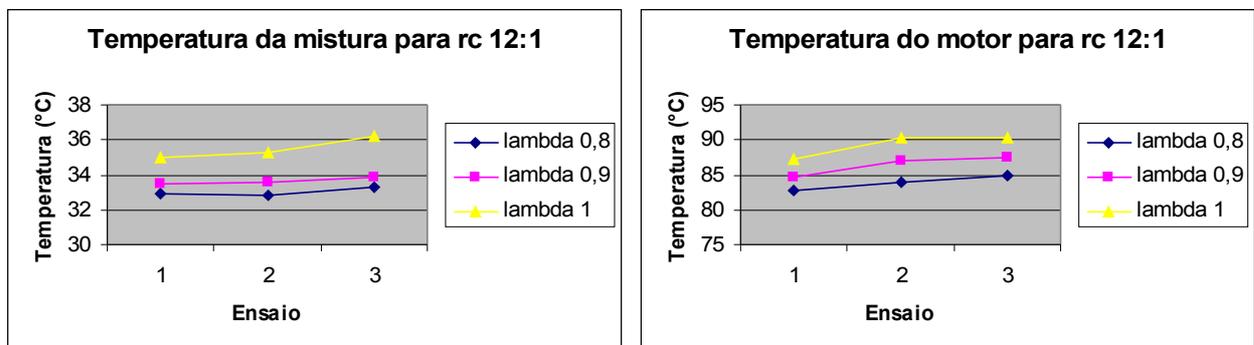


Figura 5.5 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o isoctano.

Na figura 5.6 são mostradas as curvas de variação de pressão dentro da câmara de combustão para as condições de lambda 0,8, 0,9 e 1 analisadas, bem como o sinal da centelha e o sinal do sensor de posição angular do eixo de manivelas.

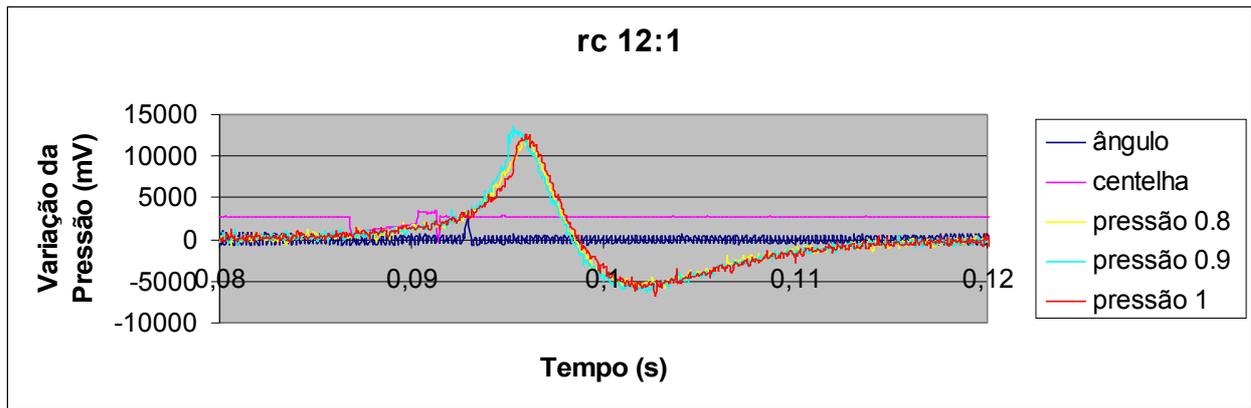


Figura 5.6: Resultados obtidos para rc 12:1 para o isooctano.

Com o uso destes dados, foi feita uma análise dos tempos entre o fim da centelha e a variação máxima de pressão, bem como o ângulo em que essa fração de combustão ocorre. Como existe uma variação entre os ciclos de um motor, devido a fatores dentre os quais pode-se citar a concentração de mistura próximo a vela de ignição no momento da centelha, movimento da carga no cilindro, nota-se que estes são pequenos se comparados com os tempos medidos. Estes resultados das médias e seus desvios padrão dos tempos entre o fim da centelha e a máxima variação de pressão e ângulo de queima médio são mostrados na tabela (5.1) a seguir.

Tabela 5.1 médias e seus desvios padrão dos tempos entre o fim da centelha e a máxima variação de pressão e ângulo de queima médio para o isooctano.

Tempo entre Centelhas (s)	Tempo entre Centelha e Pico(s)	Ângulo de Queima (°)	1/tempo (1/s)	Tempo entre Centelhas (s)	Tempo entre Centelha e Pico(s)	rc	lambda
Média	Média			Desvio Padrão	Desvio Padrão		
0.132969331	0.004307814	23.26219754	232.136	0.000232403	0.000336968	12	0.8
0.132965128	0.004039016	21.81068446	247.585	0.000196733	0.000253173	12	0.9
0.132987531	0.004229393	22.838724	236.441	0.000222563	0.000251879	12	1
0.132975099	0.00462193	24.95841937	216.36	0.000216001	0.000227225	10	0.8
0.133029863	0.004513167	24.37109916	221.574	0.000225568	0.000366395	10	0.9
0.132937784	0.004904311	26.4832788	203.902	0.000188478	0.000276382	10	1
0.133045689	0.005094669	27.51121141	196.284	0.000195314	0.000343712	8	0.8
0.133029701	0.005242476	28.30936961	190.75	0.000185564	0.000261951	8	0.9
0.133002999	0.005609226	30.2898204	178.278	0.000157864	0.000318059	8	1
0.133048633	0.006444115	34.79821971	155.18	0.000189338	0.00049247	8	1.1
0.133040355	0.008214343	44.35745312	121.738	0.000184624	0.000846136	8	1.2
0.133002919	Média						
3.8175E-05	Desvio Padrão						

Os resultados dos ensaios de medida da velocidade de propagação da chama, obtidos conforme procedimento descrito anteriormente, para o combustível isoocatano em função da relação estequiométrica e das relações de compressão de 8, 10 e 12:1, estão apresentados na figura 5.7. A partir destes resultados pode-se observar que para relação de compressão de 8:1 a velocidade de propagação da chama diminui à medida que a relação ar/combustível aumenta. Entretanto para relações de compressão superiores, a velocidade de combustão aumenta com o aumento da relação ar/combustível, passa por um máximo na região ligeiramente rica (λ 0,9) e diminui para misturas estequiométricas e pobres.

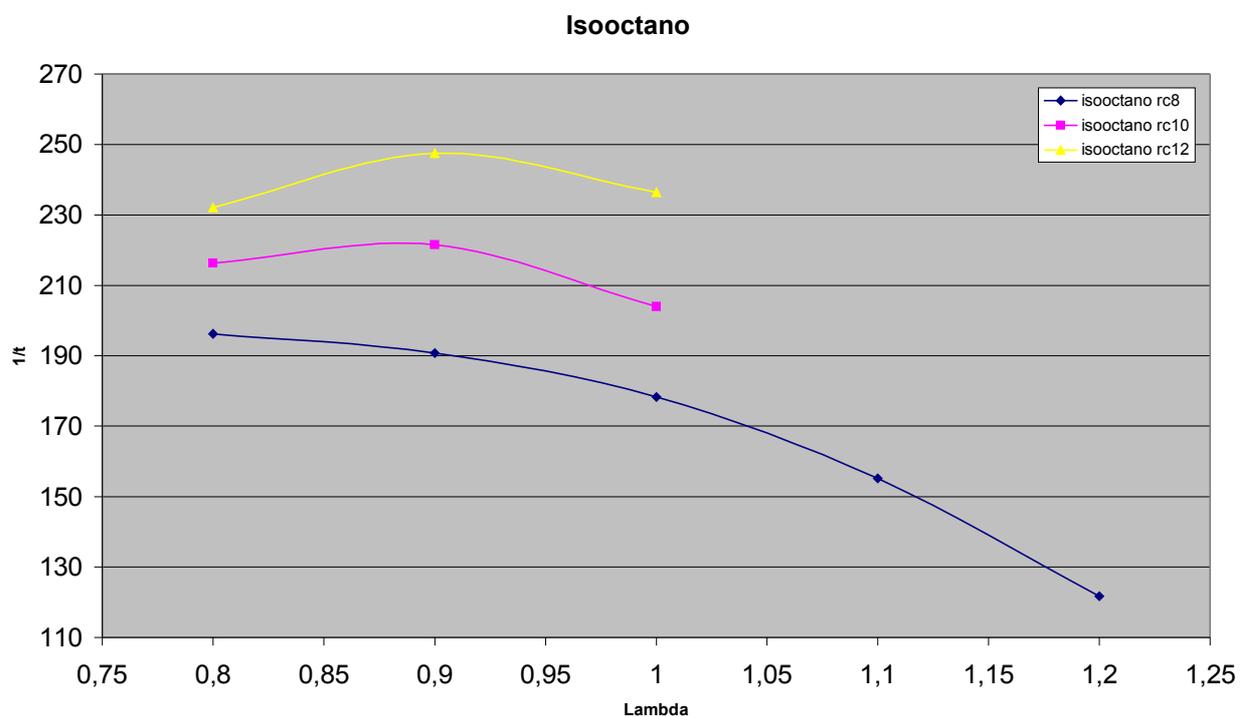


Figura 5.7: Ensaio de medida de velocidade da propagação da chama em condições turbulentas para o isoocatano em função da relação ar/combustível e das relações de compressão.

5.2.GNV

Para o combustível GNV, executou-se um total de 60 ensaios. Ensaiou-se, além das relações de compressão 8:1, 10:1, 12:1, a relação de compressão 14:1. Para as relações de compressão 10:1 12:1 e 14:1 monitorou-se, ainda as emissões de poluentes.

Nas figuras 5.8 a e b a seguir são mostrados os valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento sendo estas

monitoradas durante os ensaios para a condição de relação de compressão 8:1, mostrando que as condições dos 3 ensaios permaneceram sem variações relevantes para as cinco diferentes condições de mistura.

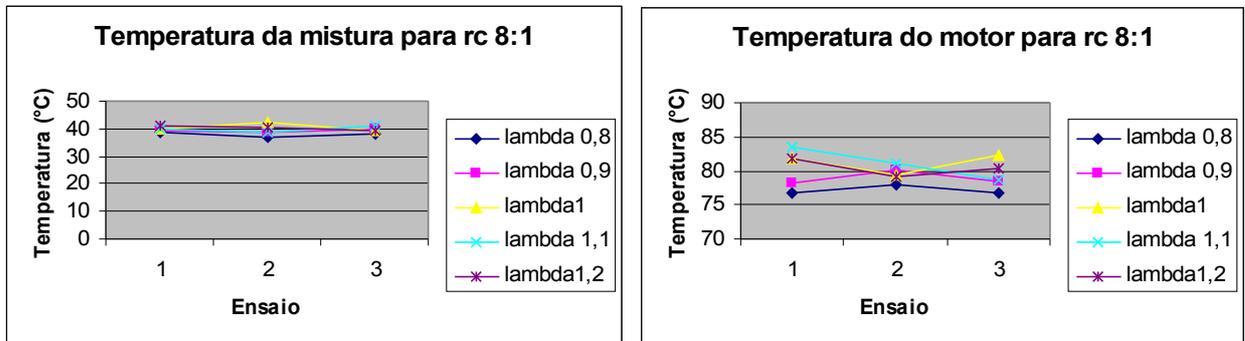


Figura 5.8 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o GNV.

A figura 5.9 abaixo mostra as curvas de variação de pressão dentro da câmara de combustão para as condições de mistura ar/combustível analisadas, bem como o sinal da centelha e o sinal do sensor de posição do eixo de manivelas. Cabe ressaltar nesta figura, que a curva de variação de pressão para a condição de lambda 0,8, possui uma forma distinta das demais, mostrando uma combustão tardia, onde temos uma primeira elevação devido ao aumento de pressão pela aproximação do êmbolo à tampa do cilindro e uma segunda elevação devido a combustão, já com o êmbolo se distanciando do ponto morto superior.

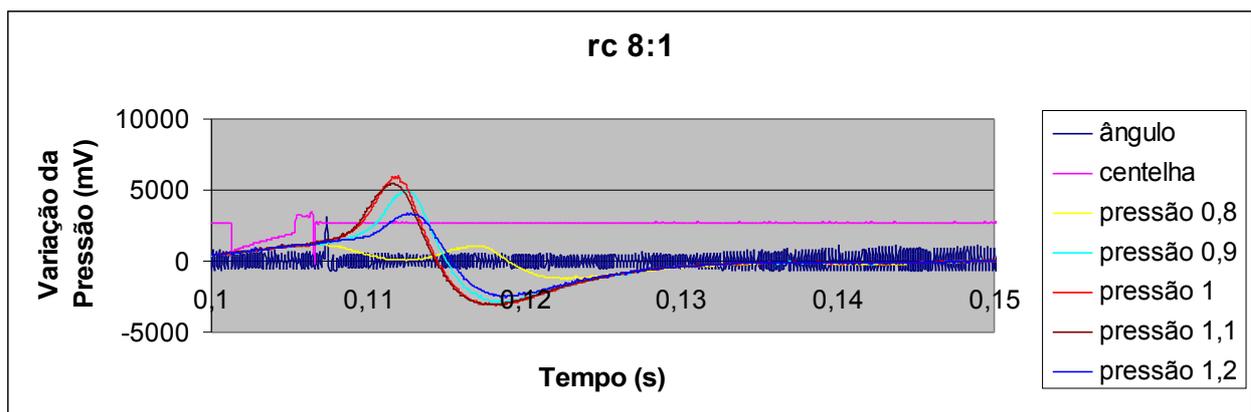


Figura 5.9: Resultados obtidos para r_c 8:1 para o GNV.

Abaixo são apresentados os valores monitorados durante os ensaios, das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para a condição de relação de compressão 10:1. Nas figuras 5.10 a e b observa-se que as condições dos 3 ensaios permaneceram com pouquíssimas variações para as diferentes condições de mistura.

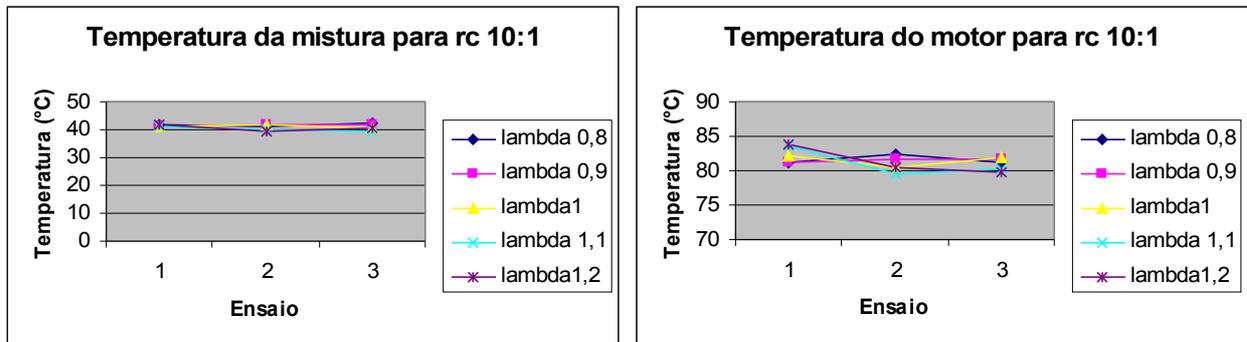


Figura 5.10 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o GNV.

Para a condição da relação de compressão 10:1 e lambda 0,8 ainda nota-se uma deformação na curva de variação de pressão, pelos mesmos motivos citados no ensaio anterior.

Observa-se as curvas de variação de pressão dentro da câmara de combustão para as condições de mistura ar/combustível analisadas, bem como o sinal da centelha e o sinal do sensor de posição do eixo de manivelas, na figura 5.11 a seguir.

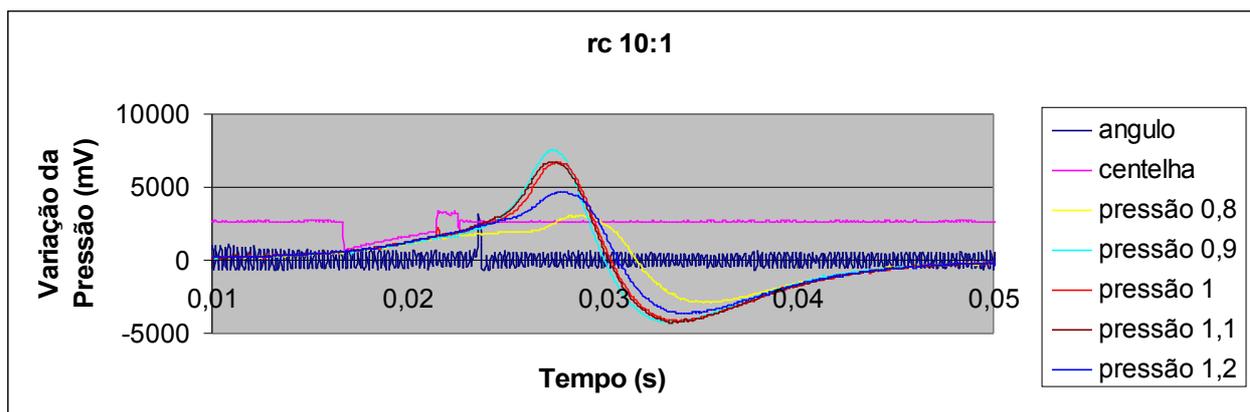


Figura 5.11: Resultados obtidos para rc 10:1 para o GNV

Nas figuras 5.12 a e b são apresentados os valores das temperaturas levantadas durante os experimentos, com a mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento, estas para a condição de relação de compressão 12:1, mostrando que as condições

dos 3 ensaios permaneceram com valores desprezíveis quanto as variações para as diferentes condições de mistura.

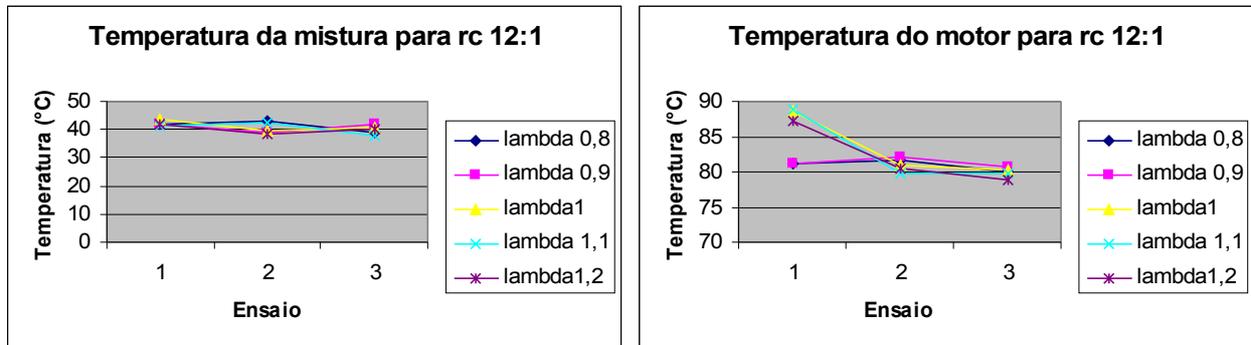


Figura 5.12 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o GNV.

Para a condição da relação de compressão 12:1 e lambda 0,8 percebe-se novamente a deformação na curva de variação de pressão. Observa-se na figura 5.13 as curvas de variação de pressão dentro da câmara de combustão para as condições de mistura ar/combustível analisadas, bem como o sinal da centelha e o sinal do sensor de posição do eixo do motor.

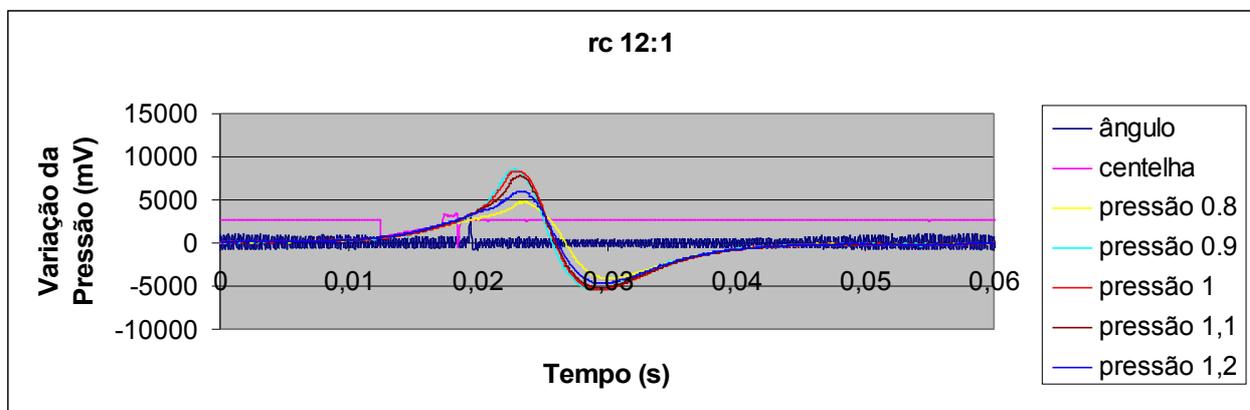


Figura 5.13: Resultados obtidos para rc 12:1 para o GNV.

No ensaio com relação de compressão 14:1 ocorreu detonação para as razões de mistura de 0.9 a 1.2. Este fenômeno ocasionou ainda um aumento da temperatura do líquido de arrefecimento em torno de 7°C comparando-se com os demais ensaios. As figuras 5.14 a e b apresentam os valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento as quais foram monitoradas durante os ensaios para a relação volumétrica de compressão 14:1.

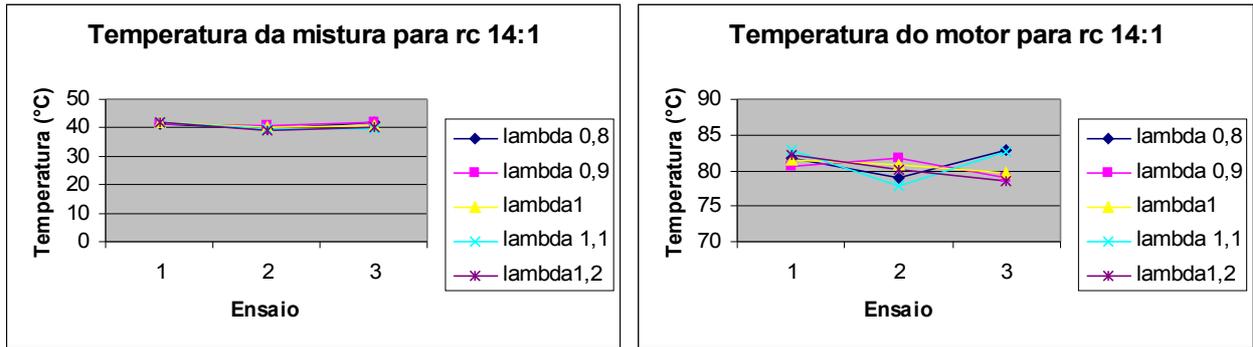


Figura 5.14 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o GNV.

Na figura 5.15 abaixo verifica-se as curvas de variação de pressão dentro da câmara de combustão para as condições de mistura ar/combustível analisadas, bem como o sinal da centelha e o sinal do sensor de posição do eixo de manivelas.

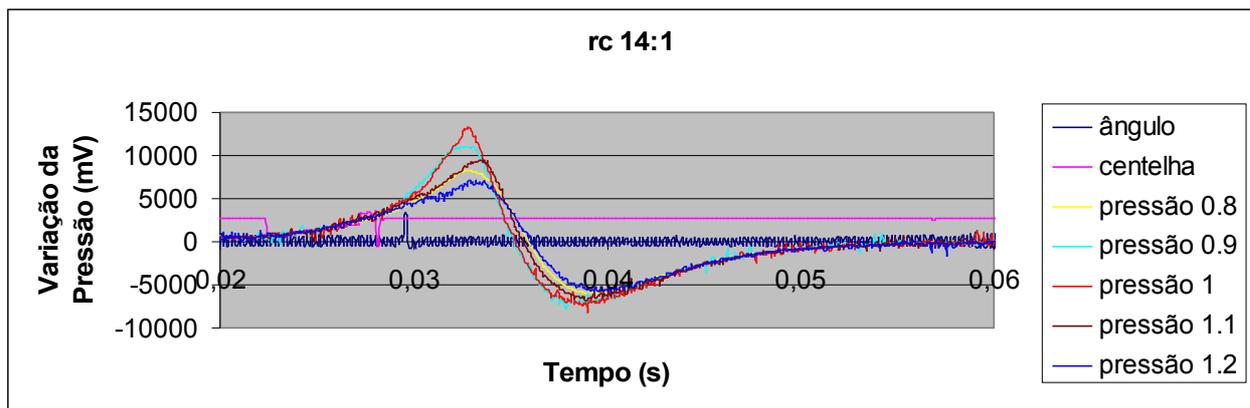


Figura 5.15: Resultados obtidos para rc 14:1

A análise dos dados adquiridos permite a determinação dos tempos entre início da combustão e a variação máxima de pressão no cilindro, bem como o ângulo em que essa fração de combustão ocorre. A variação entre os ciclos do motor é novamente pequena quando comparada com os tempos medidos. Assim os resultados das médias e seus desvios padrão dos tempos entre o fim da centelha e a variação máxima de pressão e ângulo de queima médio são mostrados na tabela (5.2) a seguir.

Tabela 5.2 médias e seus desvios padrão dos tempos entre o fim da centelha e a máxima variação de pressão e ângulo de queima médio para o GNV.

Tempo entre Centelhas (s)	Tempo entre Centelha e Pico(s)	Ângulo de Queima (°)	1/tempo (1/s)	Tempo entre Centelhas (s)	Tempo entre Centelha e Pico(s)	rc	lambda
Média	Média			Desvio Padrão	Desvio Padrão		
0,132961787	0,004901541	26,46832127	204,0174723	0,000189958	0,000281535	14	0,8
0,132848279	0,004411667	23,82299916	226,6717118	0,000198326	0,000356518	14	0,9
0,132965102	0,004462587	24,09797093	224,0852566	0,000188746	0,000234754	14	1
0,132913851	0,004619204	24,94370371	216,4874977	0,000163098	0,000299787	14	1,1
0,132970726	0,004461186	24,09040236	224,1556584	0,000170128	0,000304388	14	1,2
0,13290823	0,005183191	27,98923114	192,9313446	0,000188196	0,000488503	12	0,8
0,132922462	0,004446366	24,0103764	224,9027633	0,00016912	0,000251846	12	0,9
0,132882569	0,004221093	22,79390358	236,9054506	0,000185743	0,000387826	12	1
0,132980427	0,004410133	23,8147178	226,7505349	0,000107869	0,000201363	12	1,1
0,133034936	0,004727746	25,52982614	211,5173041	0,000193004	0,000220384	12	1,2
0,133050181	0,006002591	32,41399353	166,5947145	0,000165227	0,000904913	10	0,8
0,132967114	0,004882777	26,36699786	204,801473	0,000153576	0,000238783	10	0,9
0,132925743	0,004769752	25,75665859	209,6545241	0,000119349	0,000233847	10	1
0,132979097	0,004804453	25,94404712	208,1402325	0,000139809	0,000194076	10	1,1
0,133007068	0,005099784	27,53883439	196,0867306	0,000318088	0,000251979	10	1,2
0,132989599	0,007424588	40,09277344	134,6876142	0,001395483	0,001647315	8	0,8
0,13292383	0,005475561	29,56803075	182,6296802	0,000874593	0,000673047	8	0,9
0,133018333	0,005045527	27,24584677	198,195345	0,001322812	0,000950476	8	1
0,133022115	0,00537976	29,0507013	185,8819154	0,000173191	0,000247332	8	1,1
0,133060343	0,005809435	31,37094712	172,1337893	0,00086278	0,000692635	8	1,2
0,13296659	Média						
5,68727E-05	Desvio Padrão						

São apresentados os resultados dos ensaios de medida da velocidade de propagação da chama para o combustível GNV, na figura 5.16. Contrariamente ao isooctano, a velocidade de propagação da chama para relação de compressão de 8:1, à medida que a relação ar/combustível aumenta, a velocidade de propagação da chama também aumenta. De forma análoga, a velocidade da chama também aumenta com o aumento da relação de compressão e apresenta um máximo na relação estequiométrica. É importante salientar que a velocidade de propagação da chama para o gás natural é aproximadamente 15 % inferior a do isooctano.

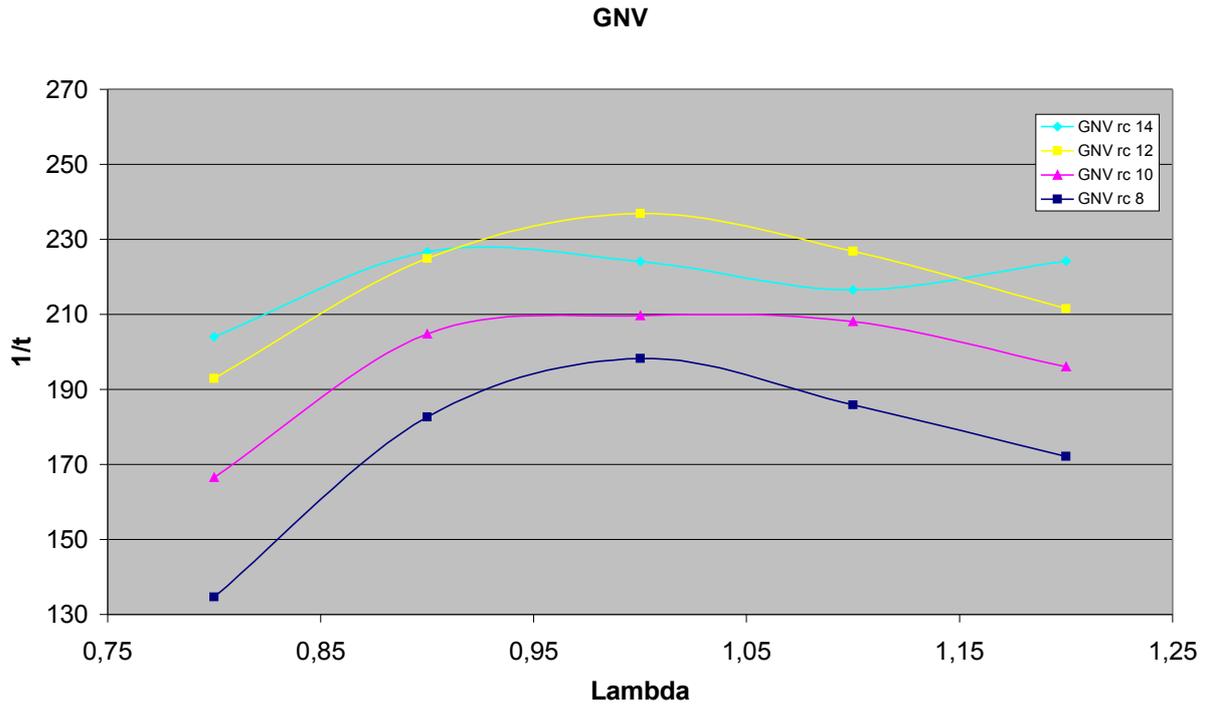


Figura 5.16: Ensaio de medida de velocidade da propagação da chama em condições turbulentas para o GNV em função da relação ar/combustível e das relações de compressão.

No ensaio com relação de compressão 14:1 ocorreu detonação para as condições de mistura de 0,9 a 1,2, descaracterizando assim a curva de resposta deste ensaio. Este fenômeno ocasionou ainda um aumento da temperatura do líquido de arrefecimento em torno de 7°C se comparado com os demais ensaios.

A tabela 5.3 mostra as condições ambiente durante os ensaios realizados para a coleta dos dados de emissões.

Tabela 5.3. Condições ambiente durante os ensaios realizados para a coleta dos dados de emissões para o GNV.

Teste	rc	Lambda	Temp. na admissão	Temp. de arrefecimento
Teste 1	10	0.8	41.8	81.2
Teste 2	10	0.9	41.4	81.2
Teste 3	10	1	41.3	82.1
Teste 4	10	1.1	41.4	83.5
Teste 5	10	1.2	41.6	83.7
Teste 6	12	0.8	41.7	81.7
Teste 7	12	0.9	41.6	80.5
Teste 8	12	1	41.5	81.6
Teste 9	12	1.1	41.4	82.8
Teste 10	12	1.2	41.7	82.1
Teste 11	14	0.8	41.4	81.1
Teste 12	14	0.9	41.3	88.2
Teste 13	14	1	41.9	88.7
Teste 14	14	1.1	42.1	88.9
Teste 15	14	1.2	41.9	87.3

Os resultados registrados das emissões geradas, bem como o tempo de queima e a velocidade de queima do GNV, nas diferentes condições ensaiadas, são apresentados na tabela 5.4.

Tabela 5.4. Resultado do experimento realizado para o GNV.

Rc	λ	%CO	%CO ₂	%HC
10	0.8	5.816	1.465	4.052
10	0.9	2.695	1.971	1.891
10	1.0	0.1638	2.384	1.094
10	1.1	0.005	2.127	1.130
10	1.2	0.002	1.870	1.033
12	0.8	5.805	1.428	6.427
12	0.9	2.961	1.897	3.538
12	1.0	0.443	2.310	2.892
12	1.1	0.0003	2.122	2.176
12	1.2	0.001	1.871	1.893
14	0.8	5.967	1.402	7.442
14	0.9	3.212	1.845	5.224
14	1.0	0.301	2.318	3.33
14	1.1	0.007	2.110	2.748
14	1.2	0.004	1.857	2.605

Para a análise dos resultados foi realizado um teste de análise de variância, com intervalo de confiança de 95%, verificando-se que o comportamento das grandezas registradas varia significativamente nos diferentes experimentos com diferentes lambdas.

MONÓXIDO DE CARBONO: Analisando a emissão de monóxido de carbono com a variação do Lambda (Figura 5.17) tem-se, conforme esperado, uma redução do valor emitido a medida que a mistura empobrece.

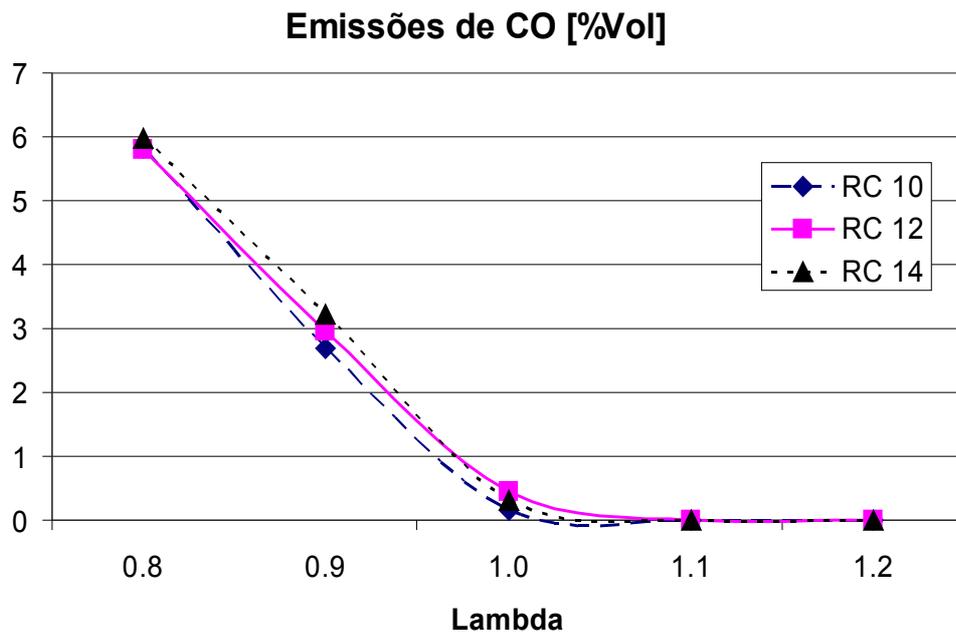


Figura 5.17: Variação da emissão de monóxido de carbono em função da variação do Lambda para diferentes relações de compressão para o GNV.

Através do teste de variância é determinada uma diminuição do valor de monóxido de carbono conforme aumenta-se o valor da relação ar/combustível de 0,8 até 1,1. Não ocorre uma diferença significativa entre os resultados obtidos para as emissões nos testes com lambda 1,1 e 1,2.

Quanto a variação da relação de compressão não resultou em diferenças significativas no nível de emissões.

DIÓXIDO DE CARBONO: A emissão de dióxido de carbono apresenta, com relação à variação de lambda (Figura 5.18), seu máximo na região de condição de mistura estequiométrica.

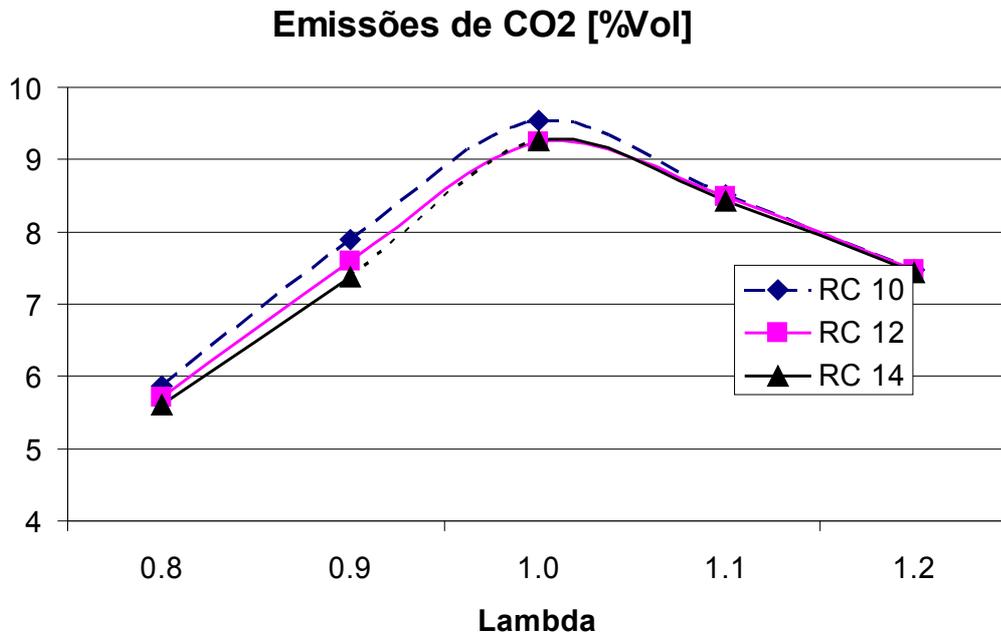


Figura 5.18: Variação da emissão de dióxido de carbono em função da variação do Lambda para diferentes relações de compressão para o GNV.

A análise de variância mostrou uma diferença significativa do valor de dióxido de carbono com a variação do Lambda, registrando-se o valor máximo na condição de mistura estequiométrica ($\text{Lambda} = 1$). Para as diferentes relações de compressão ensaiadas não houve registro de diferenças de valores significativos.

HIDROCARBONETOS: Por meio do teste de variância verificou-se uma diminuição do valor de hidrocarbonetos emitidos conforme aumenta-se o valor da relação ar/combustível de lambda 0,8 até 1,1. Não ocorreu diferenças significativas entre os resultados obtidos para as emissões nos testes com lambda 1,1 e 1,2.

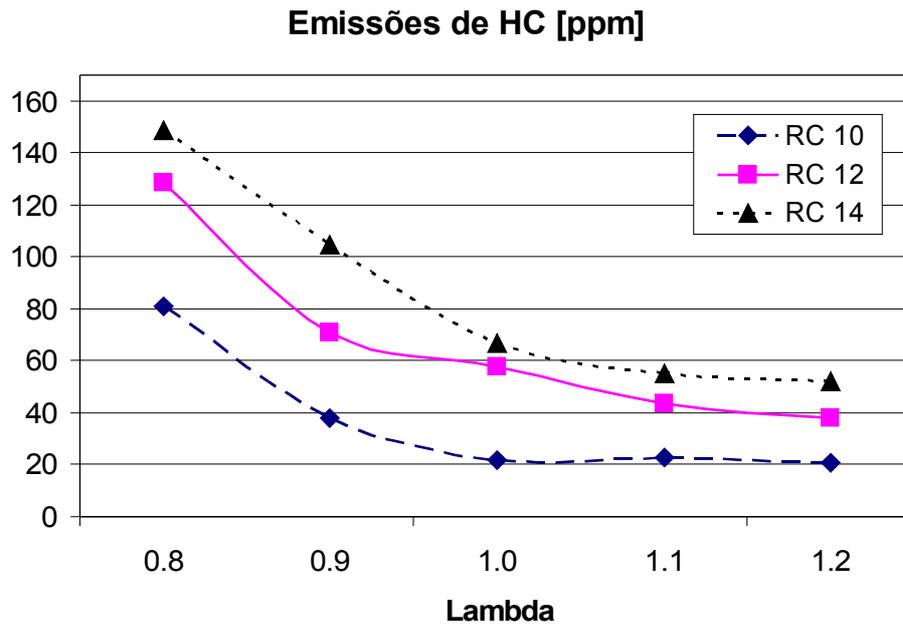


Figura 5.19: Variação da emissão de hidrocarbonetos em função da variação do Lambda para diferentes relações de compressão para o GNV.

Com o aumento de relação de compressão provoca-se um acréscimo na emissão de hidrocarboneto. Isto ocorre devido ao aumento da pressão na câmara de combustão com o aumento da relação de compressão.

Como a maior parte da formação deste poluente tem como origem o combustível não queimado, que penetra no espaço entre o êmbolo, cilindro e os anéis, este efeito é maior em pressões mais elevadas, explicando assim este fenômeno.

5.3.METIL TERC BUTIL ÉTER (MTBE)

Com o combustível MTBE executou-se um total de 45 ensaios, conforme descrito anteriormente. As condições destes ensaios são mostradas nas figuras 5.20 a e b. A seguir tem-se os valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento, monitoradas durante os ensaios para a condição de relação de compressão 8:1, mostrando que as condições dos 3 ensaios permaneceram mais uma vez sem variações significativas para as diferentes condições de mistura.

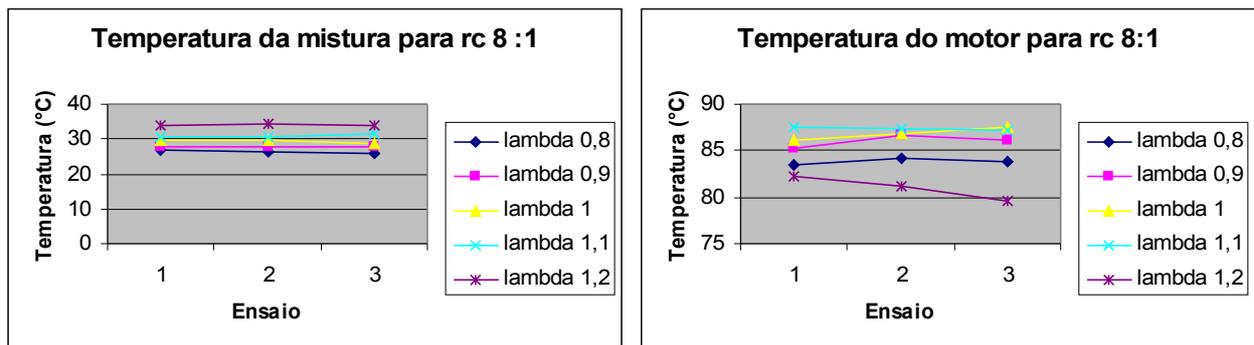


Figura 5.20 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o MTBE.

Mostra-se na figura 5.21 que para a relação de compressão 8:1, há uma sobreposição das curvas de variação de pressão dentro da câmara de combustão para as cinco condições de mistura ar/combustível analisadas. O sinal da centelha e o sinal do sensor de posição do eixo de manivelas também são mostrados nesta figura.

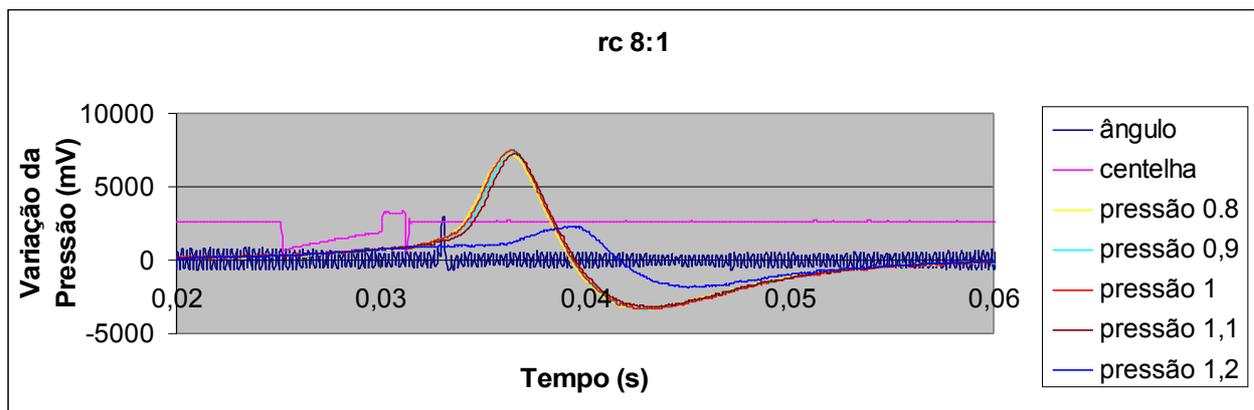


Figura 5.21: Resultados obtidos para r_c 8:1 para o MTBE

A seguir são mostradas as condições de ensaio para a relação de compressão 10:1. Nas figuras 5.22 a e b abaixo mostra-se os valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento. A exemplo dos casos anteriores, as condições dos 3 ensaios permaneceram sem variações significativas para as diferentes condições de mistura.

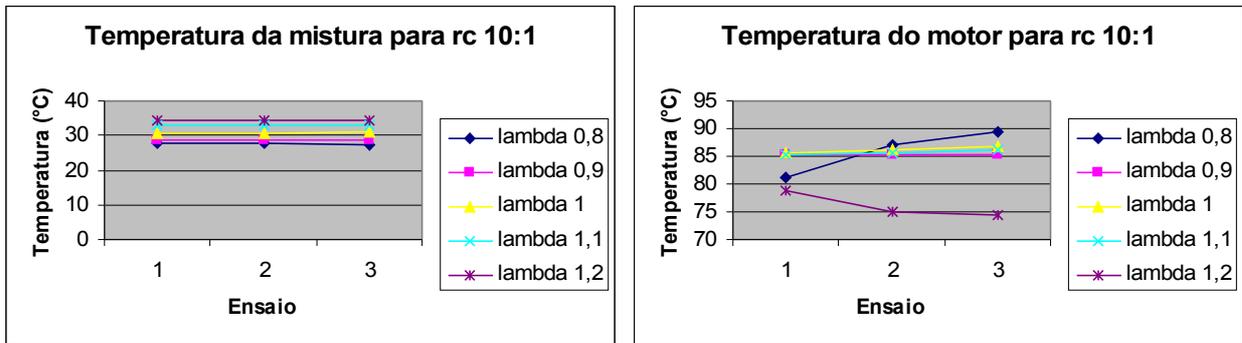


Figura 5.22 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o MTBE.

Os dados obtidos no ensaio com o sinal da centelha, o sinal do sensor de posição do eixo de manivelas e das curvas de variação de pressão dentro da câmara de combustão para as condições de mistura ar/combustível analisadas são apresentados na figura 5.23.

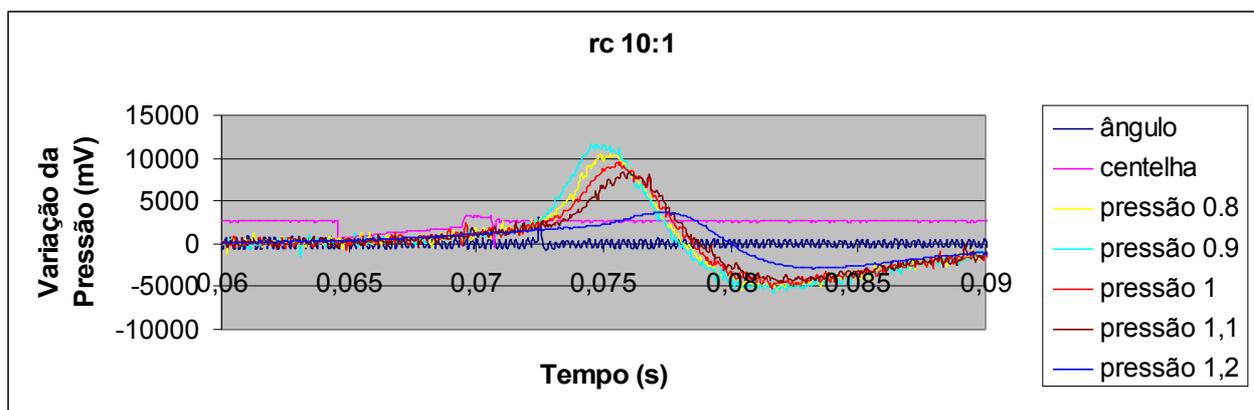
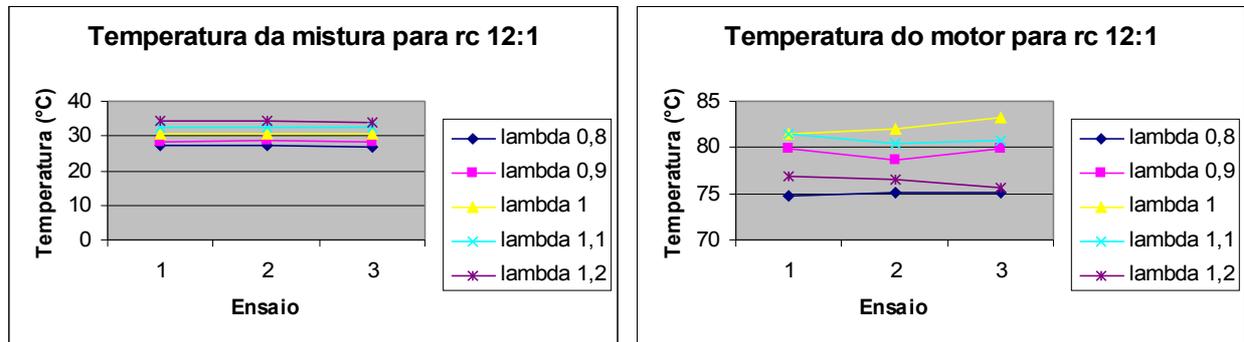


Figura 5.23: Resultados obtidos para r_c 10:1 para o MTBE.

Nos dados de temperatura da mistura admitida pelo motor, devido ao calor latente de vaporização, pode-se observar que quanto maior a quantidade de combustível admitida, menor a temperatura da carga. Nas figuras 5.24 a e b são apresentados os valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento, estas

foram monitoradas durante os ensaios para a condição de relação de compressão 12:1, mostrando que as condições dos 3 ensaios permaneceram constantes para as diferentes condições de



mistura.

Figura 5.24 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o MTBE.

O sinal do sensor de posição do eixo de manivelas, sinal da centelha, bem como as curvas de variação de pressão dentro da câmara de combustão, para as condições de mistura ar/combustível analisadas, são mostrados na figura 5.25, a seguir.

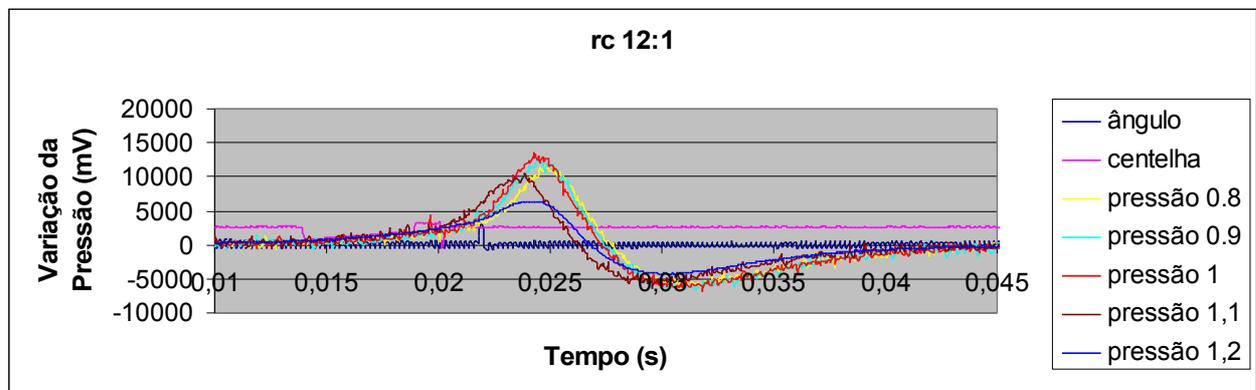


Figura 5.25: Resultados obtidos para r_c 12 para o MTBE.

A partir destes dados, fez-se uma análise dos tempos entre o fim da centelha e a variação máxima de pressão, bem como o ângulo em que essa fração de combustão ocorre. Os resultados das médias e seus desvios padrão dos tempos entre o fim da centelha e a variação máxima de pressão e ângulo de queima médio, são mostrados na tabela (5.5) a seguir.

Tabela 5.5 médias e seus desvios padrão dos tempos entre o fim da centelha e a máxima variação de pressão e ângulo de queima médio para o combustível MTBE.

Tempo entre Centelhas (s)	Tempo entre Centelha e Pico(s)	Ângulo de Queima (°)	1/tempo (1/s)	Tempo entre Centelhas (s)	Tempo entre Centelha e Pico(s)	rc	lambda
Média	Média			Desvio Padrão	Desvio Padrão		
0.132886606	0.004305551	23.24997368	232.2583274	0.000183645	0.00030424	12	0.8
0.132987989	0.004296126	23.19907905	232.7678607	0.00022812	0.000337599	12	0.9
0.132886732	0.004474429	24.16191785	223.4921927	0.000248296	0.000409901	12	1
0.132958935	0.004921819	26.57782414	203.1769031	0.000114788	0.000360223	12	1.1
0.133040018	0.005208467	28.12572293	191.9950649	0.000476486	0.000845893	12	1.2
0.132989605	0.004559946	24.62371036	219.3008251	0.00017087	0.000353947	10	0.8
0.132947139	0.004406191	23.79342995	226.9534074	0.0001658	0.000332068	10	0.9
0.132930032	0.004763449	25.72262509	209.9319172	0.000207996	0.000320483	10	1
0.132981609	0.005370245	28.99932237	186.2112477	0.000201263	0.000433953	10	1.1
0.132981603	0.006160097	33.26452619	162.3350944	0.000225485	0.001167001	10	1.2
0.13297399	0.004991905	26.95628888	200.3243111	0.000179208	0.000256314	8	0.8
0.132983328	0.004776794	25.79468538	209.3454492	0.00017834	0.000288789	8	0.9
0.132951135	0.005063262	27.3416121	197.5011561	0.000232604	0.000317569	8	1
0.13293434	0.005549618	29.96793831	180.192576	0.000204355	0.000434652	8	1.1
0.133011632	0.007893879	42.62694908	126.6804244	0.000214873	0.00078434	8	1.2
0.13296298	Média						
4.211E-05	Desvio Padrão						

Os resultados dos ensaios de medida de velocidade de combustão para o combustível oxigenado MTBE estão apresentados na figura 5.26. Para este combustível, observa-se que a velocidade de propagação da chama mantém-se aproximadamente estável para relações ar/combustível abaixo da relação estequiométrica, isto é, misturas ricas e diminui à medida que a mistura torna-se pobre.

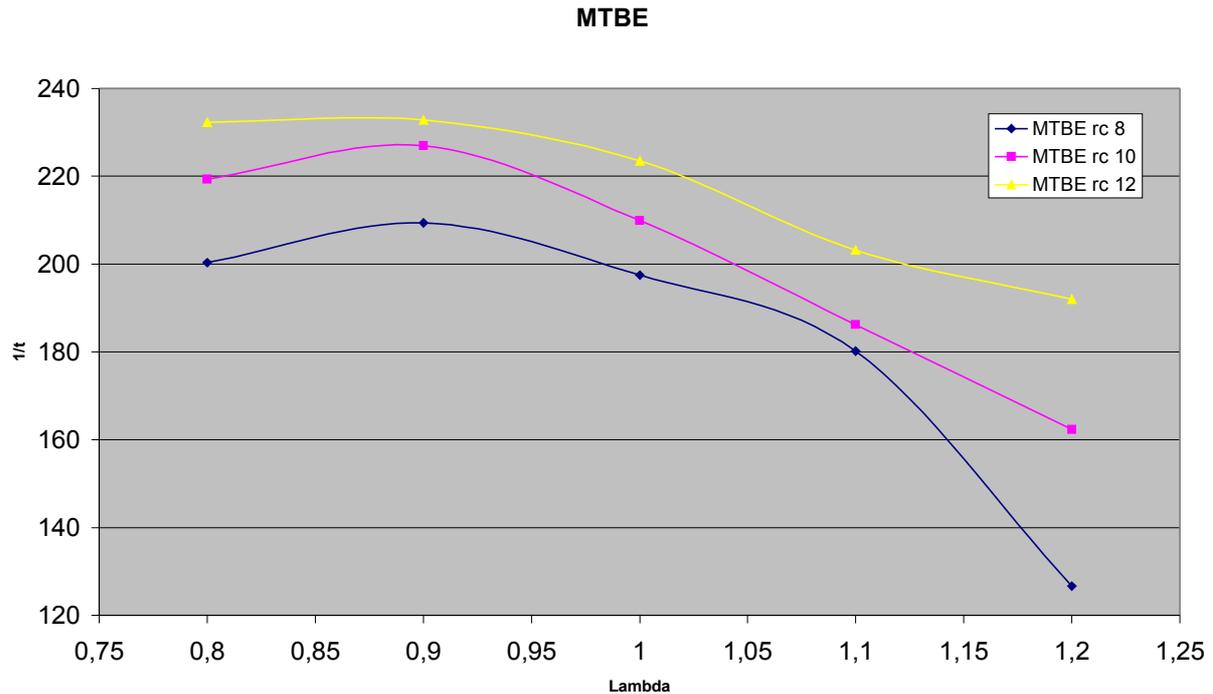


Figura 5.26. Ensaios de medida de velocidade da propagação da chama em condições turbulentas para o MTBE em função da relação ar/combustível e da relação de compressão.

5.4. TAEE

Conforme relatado anteriormente, executou-se um total de 45 ensaios, sendo as suas condições destes mostradas nas figuras 5.27 a e b onde tem-se os valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento, ambas monitoradas durante os ensaios para a condição de relação de compressão 8:1, mostrando que as condições dos 3 ensaios permaneceram apresentando variações pouco significativas para as diferentes condições de mistura.

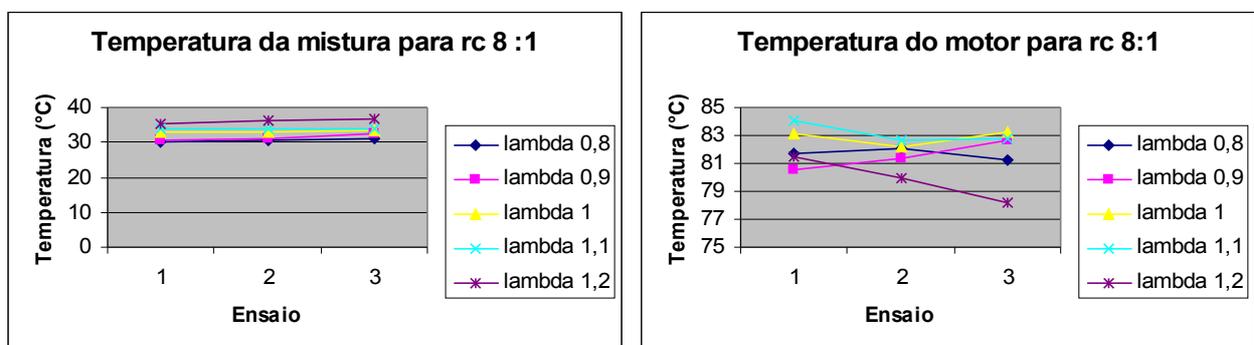
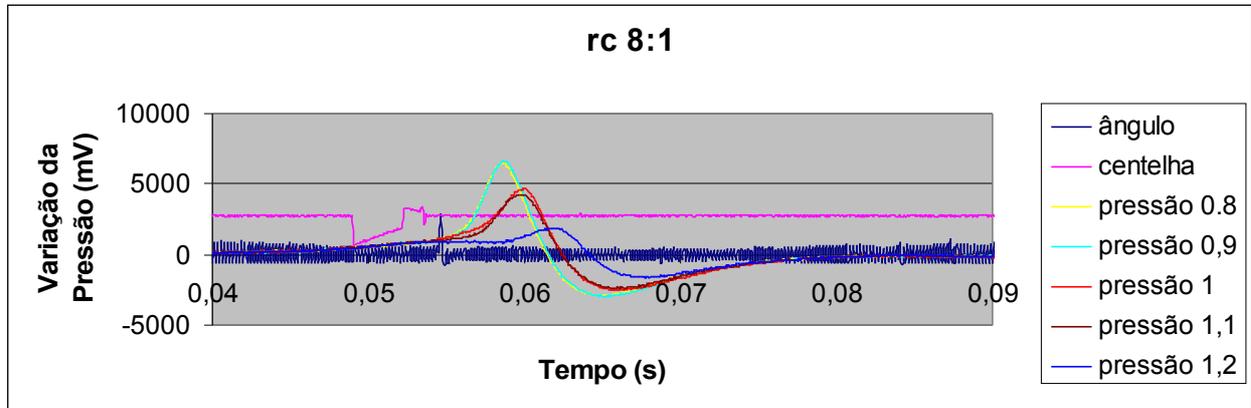


Figura 5.27 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o combustível TAEE.

Observando-se abaixo a figura 5.28 vê-se as curvas de variação de pressão dentro da câmara de combustão para as condições de mistura ar/combustível analisadas, bem como o sinal da centelha e o sinal do sensor de posição do eixo de manivelas.

Figura 5.28: Resultados obtidos para r_c 8:1 para o TAEE.



Mostra-se nas figuras 5.29 a e b os valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento, ocorridas durante os ensaios para a condição de relação de compressão 10:1. Os valores obtidos nos 3 ensaios não apresentaram variações significativas para as diferentes condições de mistura.

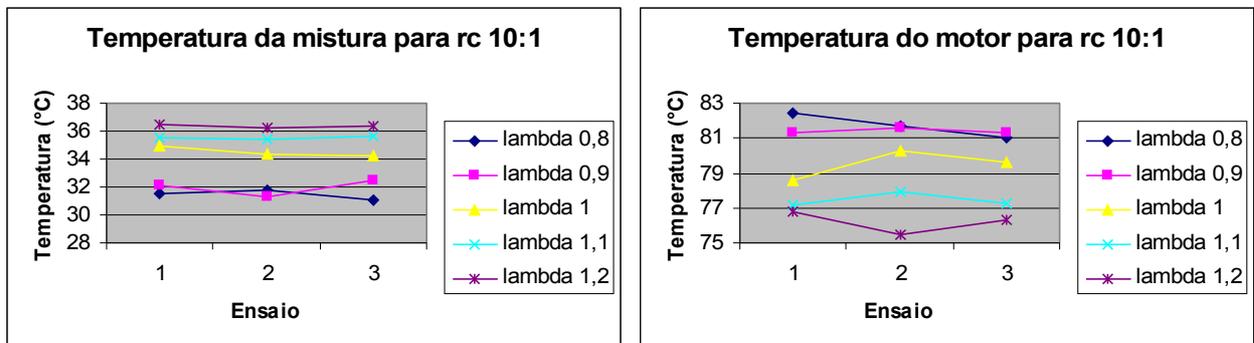


Figura 5.29 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o combustível TAEE.

Mostra-se na figura 5.30, as curvas de variação de pressão dentro da câmara de combustão para as condições de mistura ar/combustível analisadas, bem como o sinal da centelha e o sinal do sensor de posição do eixo de manivelas.

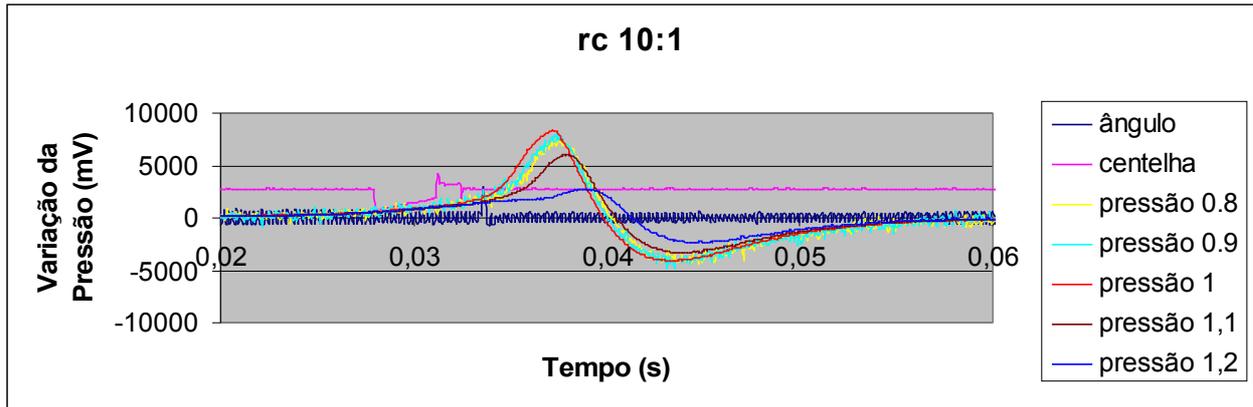


Figura 5.30: Resultados obtidos para r_c 10:1 para o TAEE.

Os valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento, monitoradas durante os ensaios para a condição de relação de compressão 12:1, mostrando que as condições dos 3 ensaios permaneceram sem variações significativas para as diferentes condições de mistura apresentam-se nas figuras 5.31 a e b.

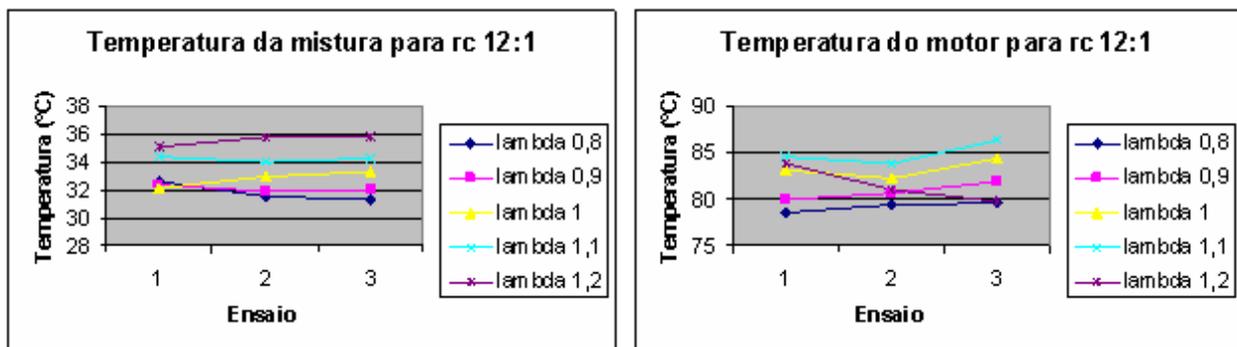


Figura 5.31 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o combustível TAEE.

As curvas de variação de pressão dentro da câmara de combustão para as condições de mistura ar/combustível analisadas, bem como o sinal da centelha e o sinal do sensor de posição do eixo de manivelas, mostram-se na figura 5.32.

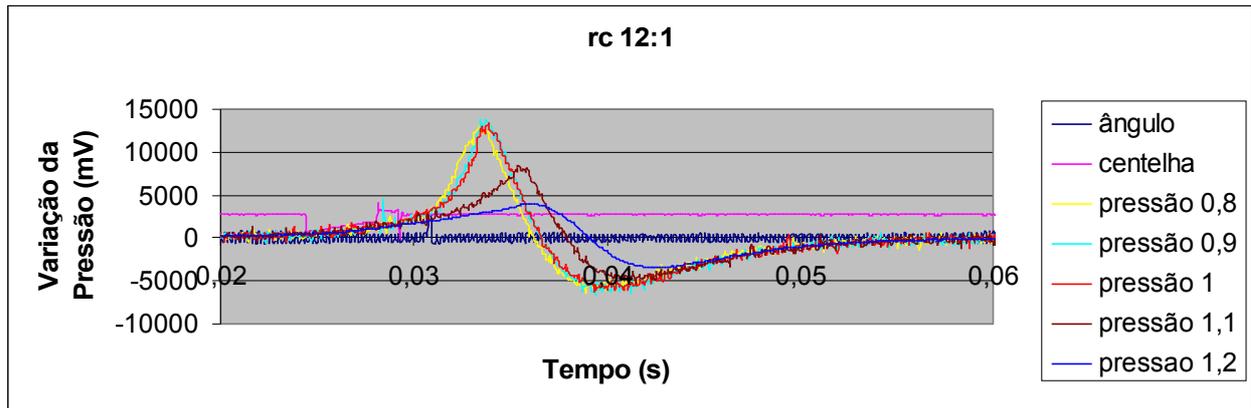


Figura 5.32: Resultados obtidos para r_c 12:1 para o TAAE.

Após a coleta destes dados, fez-se uma análise dos tempos entre o fim da centelha e a variação máxima de pressão, bem como o ângulo em que essa fração de combustão ocorre. Os resultados das médias e seus desvios padrão dos tempos entre o fim da centelha e a variação máxima de pressão e ângulo de queima médio são mostrados na tabela 5.6.

Tabela 5.6: Médias e seus desvios padrão dos tempos entre o fim da centelha e a máxima variação de pressão e ângulo de queima médio.

Tempo entre Centelhas (s)	Tempo entre Centelha e Pico(s)	Ângulo de Queima (°)	1/tempo (1/s)	Tempo entre Centelhas (s)	Tempo entre Centelha e Pico(s)	r_c	lambda
Média	Média			Desvio Padrão	Desvio Padrão		
0.132988833	0.004205476	22.70957143	237.7852007	0.00017496	0.000211109	12	0.8
0.133028068	0.004095841	22.11754091	244.1501079	0.000212041	0.000271813	12	0.9
0.132966944	0.004337346	23.42166868	230.5557334	0.000251296	0.000344556	12	1
0.133013531	0.00550423	29.72284071	181.6784624	0.000204883	0.000340927	12	1.1
0.133034935	0.005366459	28.97888023	186.3426039	0.000193747	0.000919914	12	1.2
0.132947409	0.004706393	25.41452195	212.4769456	0.000190431	0.00041292	10	0.8
0.133018429	0.004618599	24.94043372	216.5158818	0.000249329	0.00025639	10	0.9
0.132944476	0.004929537	26.61949756	202.8588251	0.000239605	0.000311268	10	1
0.133028368	0.005498154	29.69003107	181.8792303	0.0002143	0.000342259	10	1.1
0.133104282	0.006523587	35.2273702	153.2898985	0.000251471	0.000540016	10	1.2
0.132990128	0.005284524	28.53642857	189.231809	0.000247794	0.00041845	8	0.8
0.132973207	0.005258637	28.39663762	190.1633592	0.000246472	0.000312904	8	0.9
0.132965777	0.005727205	30.92690766	174.6052357	0.00019919	0.000344046	8	1
0.13299457	0.006461008	34.88944541	154.7746012	0.000193681	0.00057724	8	1.1
0.13300443	0.008954398	48.353751	111.6769617	0.000248194	0.000962353	8	1.2
0.133000226	Média						
4.08057E-05	Desvio Padrão						

Para o combustível oxigenado TAAE que apresenta uma estrutura molecular similar ao MTBE, estes mostram uma tendência similar. A diferença observada está que para baixas relações de compressão a velocidade da chama para o TAAE ligeiramente inferior a do MTBE.

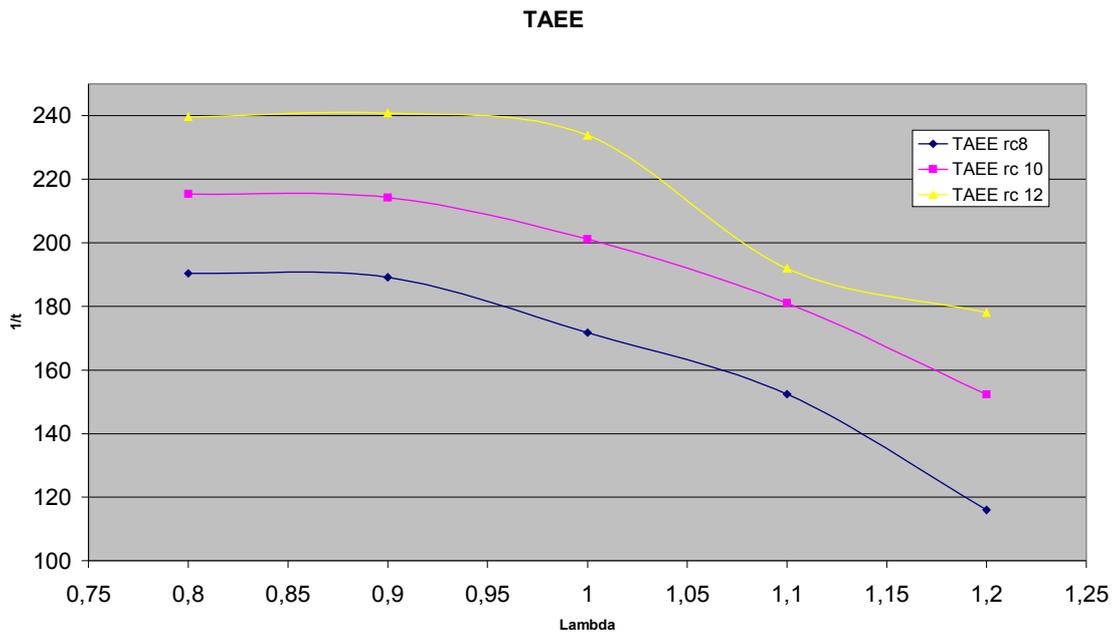


Figura 5.33: Ensaio de medida de velocidade da propagação da chama em condições turbulentas para o TAAE em função da relação ar/combustível e das relações de compressão.

5.5. GASOLINA COMUM

Para este combustível executou-se também um total de 45 ensaios, sendo as condições destes experimentos mostradas nas figuras 5.34 a e b, onde tem-se os valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento, monitoradas durante os experimentos, para a condição de relação de compressão 8:1, mostrando que não houve variações significativas para as diferentes condições de mistura nos 3 ensaios realizados.

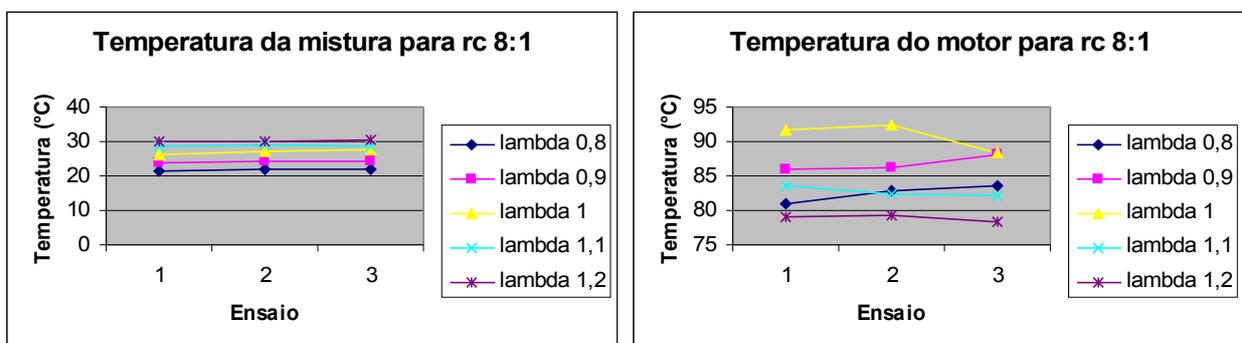


Figura 5.34 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o combustível gasolina comum.

A figura 5.35 mostra as curvas do sinal da centelha e o sinal do sensor de posição do eixo de manivelas, bem como o de variação de pressão dentro da câmara de combustão para as condições de mistura ar/combustível analisadas.

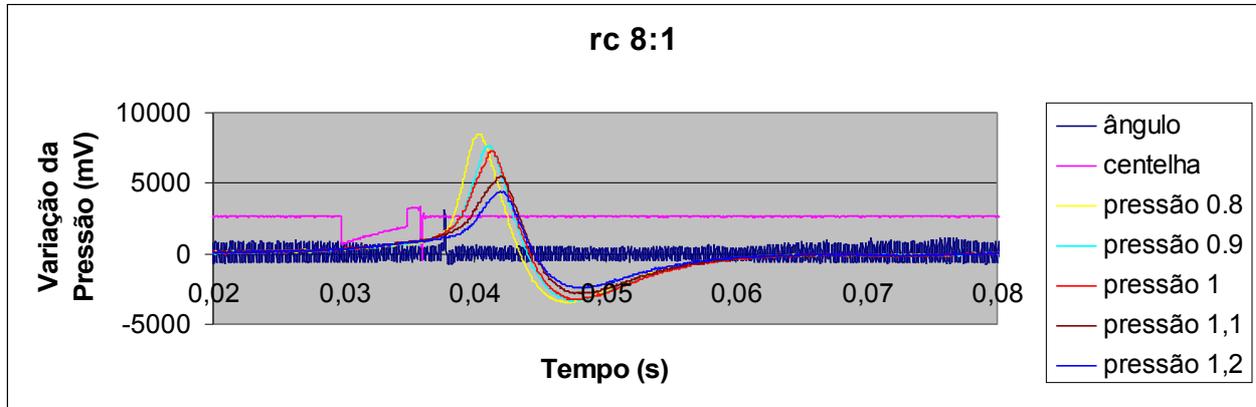


Figura 5.35: Resultados obtidos para r_c 8:1 para a gasolina comum.

Os valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento, estas monitoradas durante os ensaios para a condição de relação de compressão 10:1, mostrando que as condições dos 3 ensaios permaneceram sem variações significativas para as diferentes condições de mistura, são apresentados nas figuras 5.36 a e b.

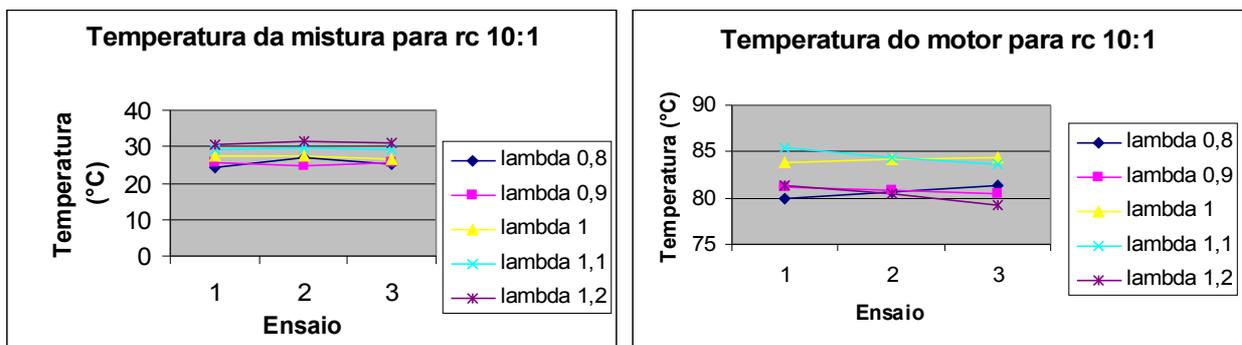


Figura 5.36 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para o combustível gasolina comum.

A figura 5.37 mostra as curvas de variação de pressão dentro da câmara de combustão para as condições de mistura ar/combustível analisadas, bem como o sinal da centelha e o sinal do sensor de posição do eixo de manivelas.

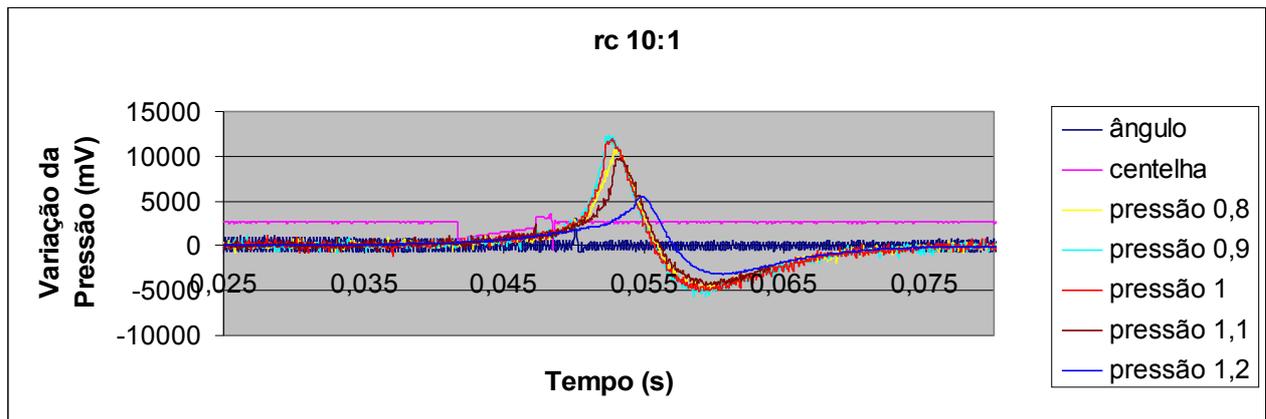


Figura 5.37: Resultados obtidos para r_c 10:1 para a gasolina comum.

Nas figuras 5.38 a e b apresentam-se os valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento, monitoradas durante os ensaios para a condição de relação de compressão 12:1, mostrando que as condições dos 3 ensaios apresentaram valores desprezíveis quanto a variações para as diferentes condições de mistura.

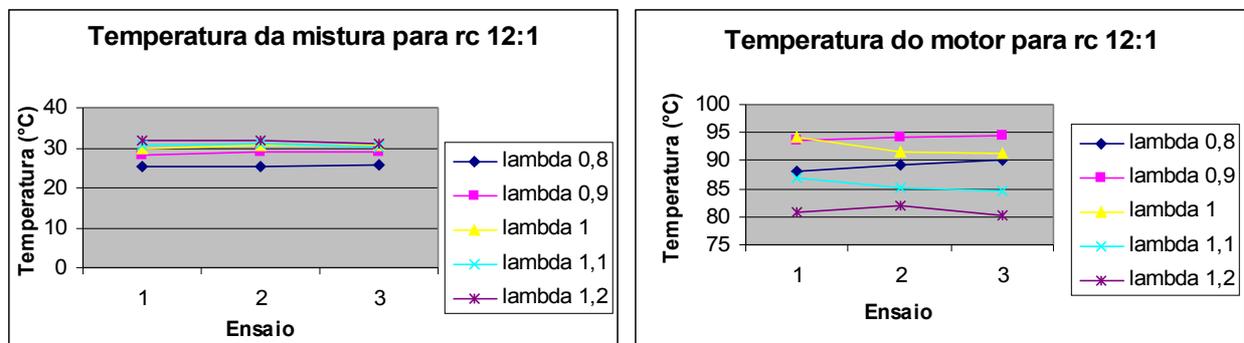


Figura 5.38 a e b: Valores das temperaturas da mistura ar/combustível admitida pelo motor e a temperatura do líquido de arrefecimento para a gasolina comum.

As curvas de variação de pressão dentro da câmara de combustão para as condições de mistura ar/combustível analisadas, bem como o sinal da centelha e o sinal do sensor de posição do eixo de manivelas apresentam-se na figura 5.39.

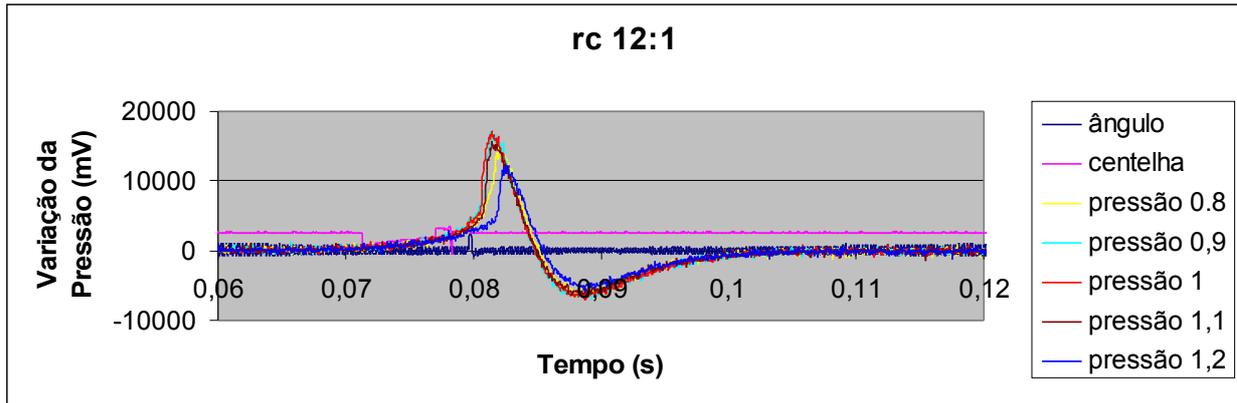


Figura 5.39: Resultados obtidos para r_c 12:1 para a gasolina comum.

De posse destes dados foi feita uma análise dos tempos entre o fim da centelha e a variação máxima de pressão, bem como o ângulo em que essa fração de combustão ocorre. Os resultados obtidos das médias e seus desvios padrão dos tempos entre o fim da centelha, a variação máxima de pressão e ângulo de queima médio são mostrados na tabela 5.7, a seguir.

Tabela 5.7: Médias e seus desvios padrão dos tempos entre o fim da centelha e a máxima variação de pressão e ângulo de queima médio

Tempo entre Centelhas (s)	Tempo entre Centelha e Pico(s)	Ângulo de Queima (°)	1/tempo (1/s)	Tempo entre Centelhas (s)	Tempo entre Centelha e Pico(s)	r_c	lambda
Média	Média			Desvio Padrão	Desvio Padrão		
0.13299558	0.003788108	20.45578	263.984	0.000180793	0.000247342	12	0.8
0.13303713	0.003351464	18.09791	298.377	0.000209444	0.000205752	12	0.9
0.133104014	0.003113106	16.81077	321.223	0.000213172	0.00022091	12	1
0.131648869	0.003298862	17.81385	303.135	0.000252483	0.000214559	12	1.1
0.133057597	0.004110565	22.19705	243.276	0.000208714	0.000297131	12	1.2
0.13302003	0.004572109	24.68939	218.717	0.000229398	0.000292393	10	0.8
0.133033672	0.004064965	21.95081	246.005	0.000346608	0.000256723	10	0.9
0.133073656	0.004105189	22.16802	243.594	0.00023697	0.000235953	10	1
0.132968028	0.004565603	24.65426	219.029	0.000231816	0.000342415	10	1.1
0.133012237	0.00570702	30.81791	175.223	0.000214099	0.000561146	10	1.2
0.133025338	0.004699797	25.3789	212.775	0.000173781	0.000286944	8	0.8
0.133021512	0.004602177	24.85176	217.288	0.0001556	0.000247476	8	0.9
0.132979063	0.004865235	26.27227	205.54	0.00023957	0.000306829	8	1
0.13307938	0.005751187	31.05641	173.877	0.000162871	0.000441471	8	1.1
0.133082969	0.006522268	35.22024	153.321	0.000156364	0.0005571	8	1.2
0.132942605	Média						
0.000360014	Desvio Padrão						

Para os ensaios de medida de velocidade de propagação da chama realizados com uma gasolina comercial brasileira apresentados na figura 5.40, observa-se um aumento significativo na velocidade de queima quando comparado com os resultados anteriormente apresentados. A gasolina é uma mistura complexa de hidrocarbonetos e torna-se inviável atribuir este aumento a algum destes compostos. Entretanto sabe-se que compostos de cadeia linear e olefinas apresentam velocidade de combustão superior a dos compostos ramificados e saturados. Outro aspecto a considerar é a presença de etanol nas gasolinas brasileiras, que apresenta uma tendência a aumentar a octanagem da mistura. Entretanto, os compostos oxigenados como o etanol, MTBE e TAAE apresentaram velocidade de propagação da chama inferior a observada para a gasolina. De uma forma geral, observa-se que os combustíveis avaliados com alto grau de pureza apresentam elevada octanagem, entretanto apresentam baixa velocidade queima.

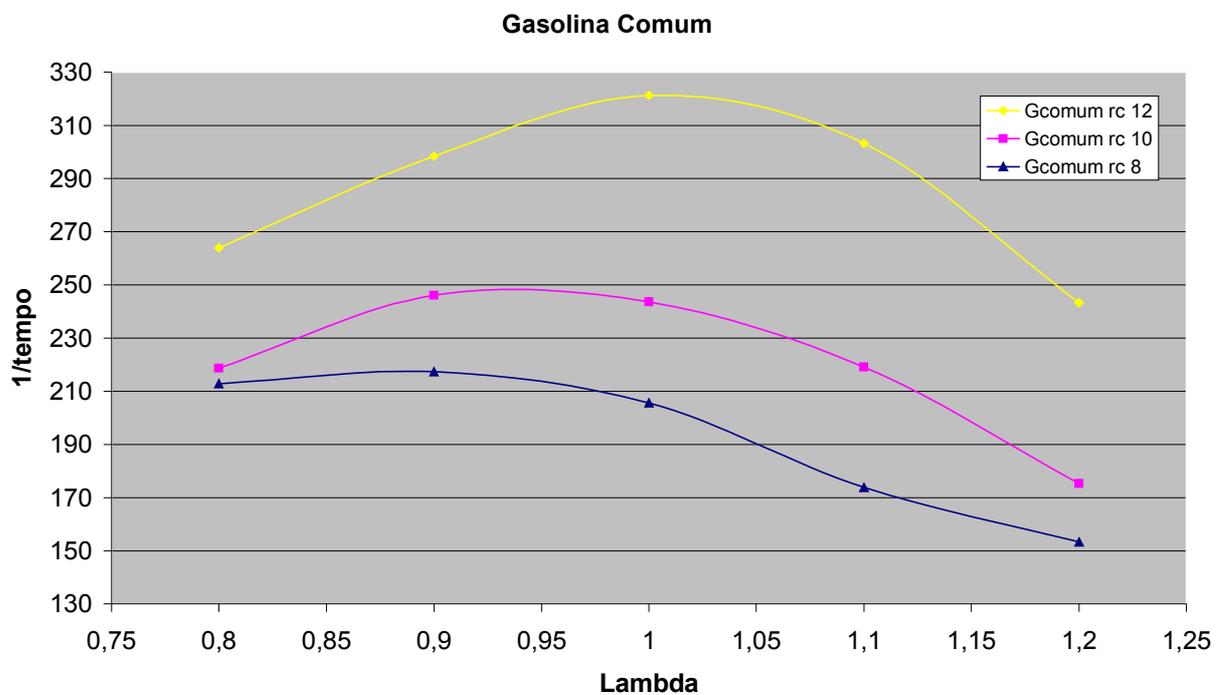


Figura 5.40: Ensaios de medida de velocidade da propagação da chama em condições turbulentas para a gasolina comum em função da relação ar/combustível e das relações de compressão.

5.6.ANÁLISE DE ERROS

5.6.1.FONTES DE ERRO

O erro de medição é o efeito composto de todas as fontes de erro. Estas fontes de erro podem ser muito pequenas e requerem uma cuidadosa averiguação para colocá-la no procedimento de medição. Entretanto, cada processo de medição está sensível a cinco diferentes fontes de erro. Essas fontes são: o instrumento de medição, o operador, os materiais, o procedimento e o laboratório.

Erro dos instrumentos de medição

Esses erros normalmente são especificados pelo fabricante e estão associados com: não linearidade, imprecisão, instabilidade, sensibilidade, temperaturas, campos eletromagnéticos, vibrações.

ERROS DE OPERADORES

Uma única pessoa obtém diversos resultados na repetição de um mesmo procedimento de medição. Este tipo de erro humano é particularmente difícil de detectar quando a própria pessoa tenta se auto-avaliar. Os erros humanos incluem coisas comuns como a tendência a uma leitura mais alta ou mais baixa. As fontes deste tipo de erro estão geralmente relacionadas com a capacidade e habilidade da pessoa e com o estado emocional.

Os erros humanos são usualmente remediados logo que são descobertos. O Treinamento de pessoal ainda é a melhor maneira de prevenir erros humanos.

ERROS MATERIAIS

Estes erros aparecem naqueles sistemas de medida onde os materiais são parcialmente consumidos ou deteriorados com o tempo de uso.

ERROS DE PROCEDIMENTO

Estes erros aparecem das variações que podem vir de algum procedimento que permita que ao operador o uso de um julgamento pessoal na seleção do equipamento de medição, na especificação da técnica para o uso de equipamentos de medição e o posicionamento ou manipulação do item a ser medido.

ERROS DO LABORATÓRIO

Referem-se às condições ambientais, vibrações, poeiras, temperaturas, pressão atmosférica, campos eletromagnéticos, etc...

5.7. ANÁLISE DE ERROS EXPERIMENTAIS

Em trabalhos experimentais existem erros nos resultados finais provenientes de fatores que influenciam na precisão da medição, tais como: incerteza do instrumento de medição, metodologia empregada e erros aleatórios. Para reduzir os efeitos destes erros, repete-se a medida várias vezes e trata-se estatisticamente estes dados. Métodos estatísticos em trabalhos científicos são aplicados quando a variabilidade, complexidade ou parcial desconhecimento das origens do fenômeno comprometem a confiabilidade dos resultados. Frente a casos acidentais ou isolados, o resultado obtido pelas técnicas estatísticas permite alcançar uma série de comportamentos gerais, com os quais se fabrica um modelo.

Na prática o que em termos gerais, se determina é o erro aparente, ou seja, a diferença entre o valor objetivo na medida e o valor mais provável da grandeza física considerada, pois a determinação do erro de uma medida em relação ao verdadeiro valor da grandeza é impraticável. Na determinação do erro de repetibilidade, o valor mais provável é a média aritmética de diversas medições. Uma grandeza física experimental deve ser determinada a partir de medição, e o resultado é sempre uma aproximação para o valor verdadeiro da grandeza. Segundo Vuolo, 1998, os objetivos da teoria de erros consistem em determinar o melhor valor possível para a grandeza a partir de medições e determinar o quanto esse valor pode ser diferente do verdadeiro.

ERROS ALEATÓRIOS (OU RESIDUAIS)

Consta-se que os dados em ensaios experimentais mostram variações de leitura para leitura, mesmo após atender a todas as fontes conhecidas de erro. Existe um conjunto de razões para essas variações, mas somos incapazes de determiná-las. O evento físico medido é afetado por muitos dos acontecimentos, e estamos prevenidos apenas contra os mais óbvios; os restantes são agrupados e denominados “aleatórios” ou “residuais”.

Os erros considerados nesta classe podem ser vistos como o resíduo do erro, quando todos os conhecidos efeitos sistemáticos tiverem sido levados em conta.

Os erros desconhecidos são, provavelmente, causados por um grande número de pequenos efeitos, cada um variável, de modo que são aditivos em alguns casos e subtraídos em

outros, nos seus efeitos sobre a grandeza medida. Em muitas observações, os efeitos positivos e negativos são aproximadamente iguais, de modo que o erro resultante é pequeno. Se supormos a presença de um grande número de pequenas causas, podendo cada uma das quais darem um efeito positivo ou negativo, de maneira completamente aleatória, obteríamos a condição de dispersão em torno de um valor central. Essa condição é, frequentemente, encontrada em dados experimentais, justificando assim o uso do conceito para a base dos nossos estudos sobre as discrepâncias, para as quais não pode-se apontar uma causa conhecida. A superposição de aleatoriedade é muito útil por permitir a correlação com as leis matemáticas de probabilidade e, portanto, conduzir a um estudo analítico deste tipo de erro.

5.8.EQUAÇÕES ENVOLVIDAS NO CÁLCULO DA INCERTEZA PARA LABORATÓRIOS INDUSTRIAIS

Nesta seção é identificada a forma para cálculo do erro aleatório, que será considerado a própria incerteza da medição, visto que os erros sistemáticos pelo seu comportamento conhecido podem ser eliminados através da aplicação da correção adequada no sentido de compensar o seu efeito sobre o resultado da medida.

a) média aritmética

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (5.1)$$

b) variância experimental

$$s^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1} \quad (5.2)$$

c) desvio padrão experimental

$$s = \sqrt{s^2} \quad (5.3)$$

d) incerteza da medição (com distribuição de Student)

$$IM = t_{n-1, \frac{\alpha}{2}} \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (5.4)$$

e) apresentação do resultado da medição (RM)

A incerteza calculada da forma mostrada anteriormente é referente a determinação da média das medições e portanto teremos como resultado da medição:

$$RM = \bar{x} \pm IM \quad (5.5)$$

5.9.CÁLCULO DOS RESULTADOS

O resultado base expressa o valor mais provável da grandeza a medir e a indeterminação do resultado indica a faixa relativa ao resultado base, no qual está ou varia o valor verdadeiro da grandeza, com uma probabilidade de enquadramento de 95%.

O resultado base é melhor caracterizado pela média aritmética das variáveis medidas realizadas.

A indeterminação, ou a incerteza da medição é expressa pela seguinte equação:

$$IM = t_{n-1, \frac{\alpha}{2}} \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (5.6)$$

Onde:

s = desvio padrão amostral

n = número de leituras

$t_{n-1, \frac{\alpha}{2}}$ = coeficiente de Student, com o valor de 2,049 para 45 leituras e intervalo de confiança de 95%.

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

$$IM_T = \sqrt{IM_1^2 + IM_2^2 + IM_3^2 + \dots} \quad (5.7)$$

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

A rotação foi medida a partir do conjunto formado por uma roda de 60 dentes, acoplada ao eixo do motor, e de um sensor indutivo, cuja resolução é de 0.028%, obtendo-se $\pm 1.7 \text{ rpm}$ para a rotação de 6000 *rpm* de fundo de escala.

A posição do eixo de manivelas também foi medida a partir do conjunto formado por uma roda dentada, mas esta com 304 dentes, acoplada ao eixo do motor, e um sensor indutivo, cuja resolução é de 0.028%, obtendo-se a leitura a cada 1,18°.

O motor não opera em rotações e potências constantes, devido ao seu grau de irregularidade, que está associado à variação de energia cinética resultante da transformação de movimento linear alternado em movimento circular, submetido à aceleração variada do êmbolo

em cada ciclo. Esta variação de energia cinética é minimizada a partir da inércia de uma massa giratória, denominada de volante, nos motores de combustão interna.

Mediu-se o valor de λ utilizando-se uma sonda lambda de banda larga (lambda entre 0,7 e 32). A incerteza da medição de λ para esses valores é de 1,5 % conforme descrito pelo fabricante.

O objetivo deste trabalho é verificar o comportamento da velocidade de combustão dentro da câmara de combustão a partir dos dados de variação de pressão dentro da câmara de combustão, com a variação de lambda e da relação de compressão, para diversos combustíveis. desconsiderando o valor absoluto encontrado em cada aquisição nos diferentes combustíveis. Para cada combustível realizou-se os testes durante intervalos pequenos de tempo para que não fosse necessária a correções em relação as condições atmosféricas pois esta correção apenas deslocaria a curva de pressão de maneira constante na direção vertical do gráfico, não alterando no sentido horizontal, ou seja, mantendo constante a o tempo de queima analisado.

Conforme descrito por Santos, 1995, a variação do tempo de combustão foi medida em uma faixa comparativa, minimizando a incerteza da medição. Existem alguns fatores ambientais que influenciam na combustão, tais como: temperatura, pressão, umidade. Esses fatores podem, contudo, ser considerados estáveis para intervalos pequenos de tempo.

Para o combustível Isooctano observou-se que o menor valor de incerteza de medição foi de $\pm 0,000069$ para o ensaio com condição de lambda 0,8 e relação de compressão 10:1 e o maior valor de incerteza de medição $\pm 0,000258$ para o ensaio com condição de lambda 1.2 e relação de compressão 8:1, conforme mostrado na tabela 5.8.

Tabela 5.8: Valores das incertezas de medição para os ensaios com o combustível Isooctano.

ISOCTANO				
Tempo Entre Centelha e Pico (s)	Tempo Entre Centelha e Pico (s)	rc	Lambda	Incerteza de Medição
Média	Desvio Padrão			Intervalo de Confiança de 95%
0,004308	0,000337	12	0,8	$\pm 0,000103$
0,004039	0,000253	12	0,9	$\pm 0,000077$
0,004229	0,000252	12	1	$\pm 0,000077$
0,004622	0,000227	10	0,8	$\pm 0,000069$
0,004513	0,000366	10	0,9	$\pm 0,000112$
0,004904	0,000276	10	1	$\pm 0,000084$
0,005095	0,000344	8	0,8	$\pm 0,000105$
0,005242	0,000262	8	0,9	$\pm 0,000080$
0,005609	0,000318	8	1	$\pm 0,000097$
0,006444	0,000492	8	1,1	$\pm 0,000150$
0,008214	0,000846	8	1,2	$\pm 0,000258$

Para o combustível GNV obteve-se o menor valor de incerteza de medição $\pm 0,000059$ para o ensaio com condição de lambda 1,1 e relação de compressão 10:1 e o maior valor de incerteza de medição $\pm 0,000503$ para o ensaio com condição de lambda 0,8 e relação de compressão 8:1, conforme mostrado na tabela 5.9.

Tabela 5.9: Valores das incertezas de medição para os ensaios com o combustível GNV.

GNV				
Tempo Entre Centelha e Pico (s)	Tempo Entre Centelha e Pico (s)	rc	Lambda	Incerteza de Medição
Média	Desvio Padrão			Intervalo de Confiança de 95%
0,004902	0,000282	14	0,8	$\pm 0,000086$
0,004412	0,000357	14	0,9	$\pm 0,000109$
0,004463	0,000235	14	1	$\pm 0,000072$
0,004619	0,000300	14	1,1	$\pm 0,000092$
0,004461	0,000304	14	1,2	$\pm 0,000093$
0,005183	0,000489	12	0,8	$\pm 0,000149$
0,004446	0,000252	12	0,9	$\pm 0,000077$
0,004221	0,000388	12	1	$\pm 0,000118$
0,004410	0,000201	12	1,1	$\pm 0,000062$
0,004728	0,000220	12	1,2	$\pm 0,000067$
0,006003	0,000905	10	0,8	$\pm 0,000276$
0,004883	0,000239	10	0,9	$\pm 0,000073$
0,004770	0,000234	10	1	$\pm 0,000071$
0,004804	0,000194	10	1,1	$\pm 0,000059$
0,005100	0,000252	10	1,2	$\pm 0,000077$
0,007425	0,001647	8	0,8	$\pm 0,000503$
0,005476	0,000673	8	0,9	$\pm 0,000206$
0,005046	0,000950	8	1	$\pm 0,000290$
0,005380	0,000247	8	1,1	$\pm 0,000076$
0,005809	0,000693	8	1,2	$\pm 0,000212$

Para o combustível MTBE obteve-se o menor valor de incerteza de medição $\pm 0,000093$ para o ensaio com condição de lambda 0,8 e relação de compressão 12:1 e o maior valor de incerteza de medição $\pm 0,000356$ para o ensaio com condição de lambda 1,2 e relação de compressão 10:1, conforme mostrado na tabela 5.10.

Tabela 5.10: Valores das incertezas de medição para os ensaios com o combustível MTBE.

MTBE				
Tempo Entre Centelha e Pico (s)	Tempo Entre Centelha e Pico (s)	rc	Lambda	Incerteza de Medição
Média	Desvio Padrão			Intervalo de Confiança de 95%
0,004306	0,000304	12	0,8	±0,000093
0,004296	0,000338	12	0,9	±0,000103
0,004474	0,000410	12	1	±0,000125
0,004922	0,000360	12	1,1	±0,000110
0,005208	0,000846	12	1,2	±0,000258
0,004560	0,000354	10	0,8	±0,000108
0,004406	0,000332	10	0,9	±0,000101
0,004763	0,000320	10	1	±0,000098
0,005370	0,000434	10	1,1	±0,000133
0,006160	0,001167	10	1,2	±0,000356
0,004992	0,000256	8	0,8	±0,000078
0,004777	0,000289	8	0,9	±0,000088
0,005063	0,000318	8	1	±0,000097
0,005550	0,000435	8	1,1	±0,000133
0,007894	0,000784	8	1,2	±0,000240

Nos ensaios com o combustível TAEF obteve-se o menor valor de incerteza de medição $\pm 0,000075$ para o ensaio com condição de lambda 0,9 e relação de compressão 12:1 e o maior valor de incerteza de medição $\pm 0,000283$ para o ensaio com condição de lambda 1,2 e relação de compressão 8:1, conforme mostrado na tabela 5.11.

Tabela 5.11: Valores das incertezas de medição para os ensaios com o combustível TAEF.

TAEF				
Tempo Entre Centelha e Pico (s)	Tempo Entre Centelha e Pico (s)	rc	Lambda	Incerteza de Medição
Média	Desvio Padrão			Intervalo de Confiança de 95%
0,004175	0,000263	12	0,8	±0,000080
0,004153	0,000246	12	0,9	±0,000075
0,004278	0,000293	12	1	±0,000090
0,005212	0,000429	12	1,1	±0,000131
0,005617	0,000666	12	1,2	±0,000204
0,004645	0,000463	10	0,8	±0,000141
0,004669	0,000331	10	0,9	±0,000101
0,004970	0,000327	10	1	±0,000100
0,005523	0,000326	10	1,1	±0,000099
0,006565	0,000530	10	1,2	±0,000162
0,005252	0,000292	8	0,8	±0,000089
0,005286	0,000304	8	0,9	±0,000093
0,005822	0,000386	8	1	±0,000118
0,006561	0,000510	8	1,1	±0,000156
0,008622	0,000927	8	1,2	±0,000283

Para os ensaios com o combustível gasolina comum obteve-se o menor valor de incerteza de medição $\pm 0,000063$ para o ensaio com condição de lambda 0,9 e relação de compressão 12:1 e o maior valor de incerteza de medição $\pm 0,000171$ para o ensaio com condição de lambda 1,2 e relação de compressão 10:1, conforme mostrado na tabela 5.12.

Tabela 5.12: Valores das incertezas de medição para os ensaios com o combustível Gasolina Comum.

Tempo Entre Centelha e Pico (s)	GASOLINA COMUM			Incerteza de Medição
	Tempo Entre Centelha e Pico (s)	rc	Lambda	
Média	Desvio Padrão			Intervalo de Confiança de 95%
0,003788	0,000247	12	0,8	$\pm 0,000076$
0,003351	0,000206	12	0,9	$\pm 0,000063$
0,003113	0,000221	12	1	$\pm 0,000067$
0,003299	0,000215	12	1,1	$\pm 0,000066$
0,004111	0,000297	12	1,2	$\pm 0,000091$
0,004572	0,000292	10	0,8	$\pm 0,000089$
0,004065	0,000257	10	0,9	$\pm 0,000078$
0,004105	0,000236	10	1	$\pm 0,000072$
0,004566	0,000342	10	1,1	$\pm 0,000105$
0,005707	0,000561	10	1,2	$\pm 0,000171$
0,004700	0,000287	8	0,8	$\pm 0,000088$
0,004602	0,000247	8	0,9	$\pm 0,000076$
0,004865	0,000307	8	1	$\pm 0,000094$
0,005751	0,000441	8	1,1	$\pm 0,000135$
0,006522	0,000557	8	1,2	$\pm 0,000170$

5.10. COMPARAÇÃO ENTRE OS COMBUSTÍVEIS

Analisando os resultados obtidos para a relação de compressão 8:1 percebe-se que para a condição de mistura lambda 0,8 o isoctano tem a sua máxima velocidade de propagação de chama, enquanto o GNV tem um desenvolvimento de chama bastante lento em comparação aos combustíveis líquidos analisados. Para a condição de mistura lambda 0,9 os combustíveis gasolina comum, MTBE e TAEE têm, nesta ordem, a sua máxima velocidade de propagação de chama. Na condição de mistura lambda 1 o GNV atinge sua máxima velocidade de propagação da chama, enquanto os demais combustíveis já apresentam uma redução nestes valores. A partir da condição de mistura lambda 1,1 todos os combustíveis analisados sofrem uma redução nos valores de velocidade de propagação da chama. Estes resultados são mostrados na figura 5.41 a seguir.

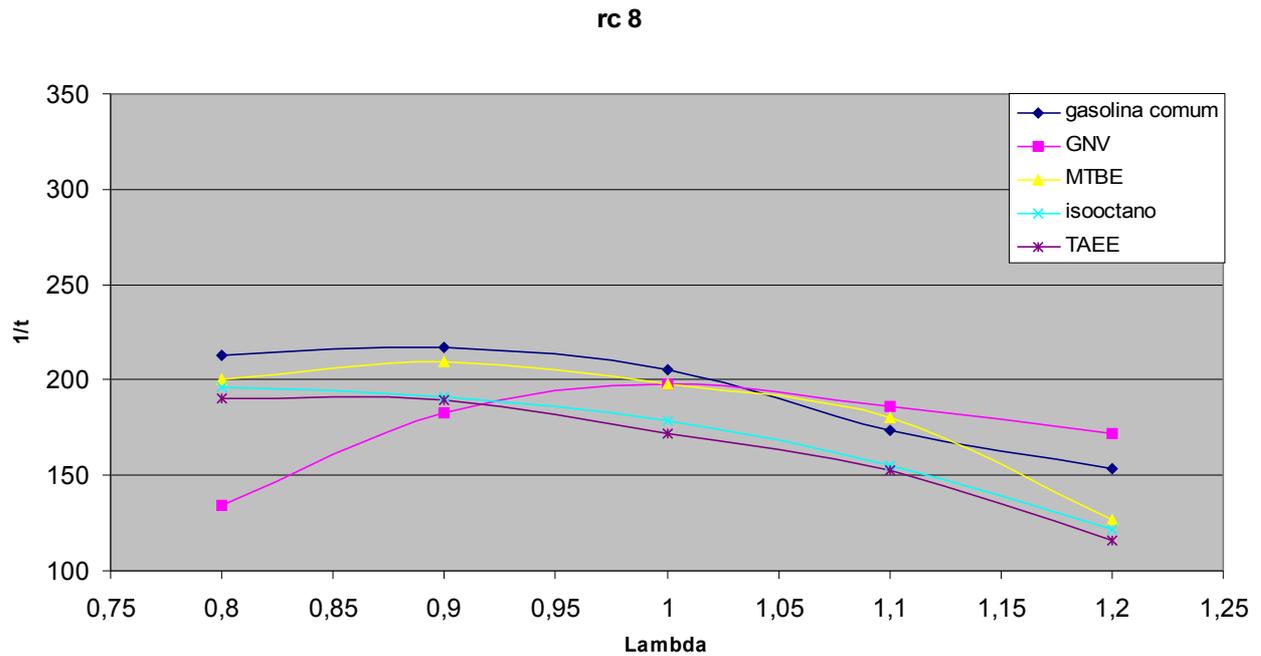


Figura 5.41: Comparação entre os combustíveis para a r_c 8:1.

Na análise dos resultados obtidos para a relação de compressão 10:1, nota-se que para a condição de mistura lambda 0,8, o TAE tem a sua máxima velocidade de propagação de chama, enquanto o GNV novamente tem um desenvolvimento de chama bastante lento em comparação aos combustíveis líquidos analisados. Para a condição de mistura lambda 0,9 os combustíveis gasolina comum, MTBE e isooctano têm, nesta ordem, a sua máxima velocidade de propagação de chama. Na condição de mistura lambda 1 o GNV atinge sua máxima velocidade de propagação da chama, enquanto os demais combustíveis já apresentam uma redução nestes valores. A partir da condição de mistura lambda 1,1 todos os combustíveis analisados sofrem uma redução nos valores de velocidade de propagação da chama. Estes resultados são mostrados na figura 5.42 a seguir.

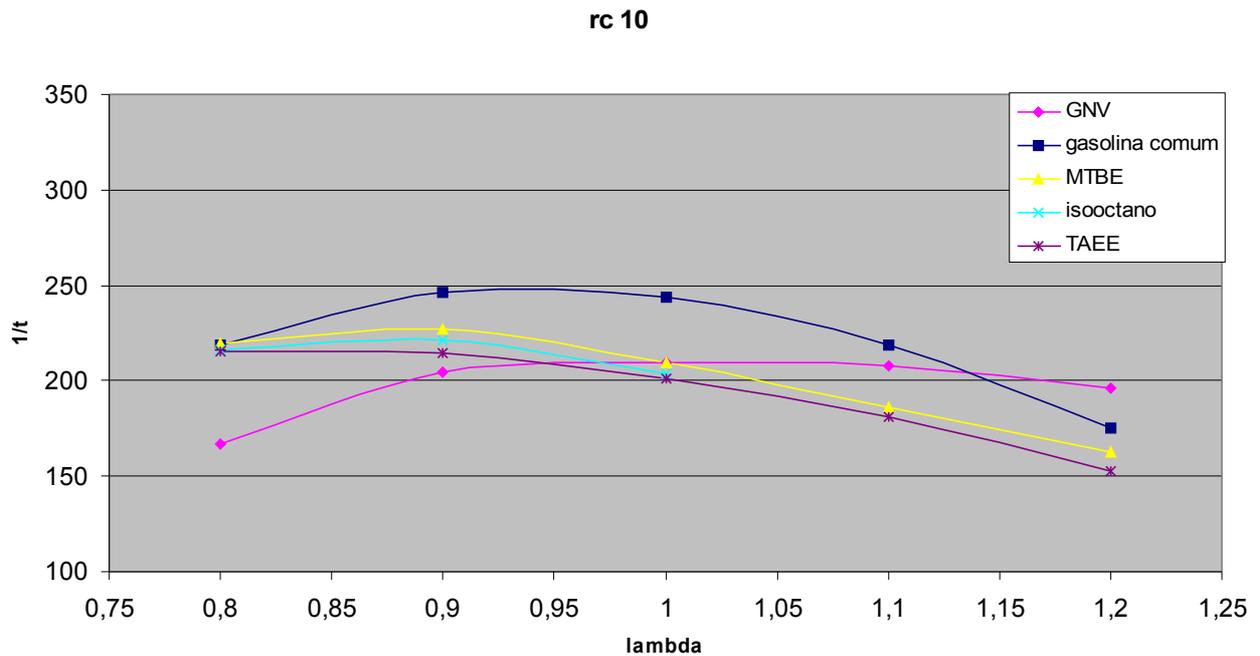


Figura 5.42: Comparação entre os combustíveis para a r_c 10:1

Comparando-se os resultados obtidos para a relação de compressão 12:1 percebe-se que para a condição de mistura λ 0,8 o TAE continua tendo a sua máxima velocidade de propagação de chama, enquanto o GNV mantém um desenvolvimento de chama bastante lento em comparação aos combustíveis líquidos analisados. Para a condição de mistura λ 0,9 os combustíveis, MTBE e isooctano têm, nesta ordem, a sua máxima velocidade de propagação de chama. Na condição de mistura λ 1 o GNV e a gasolina comum atingem sua máxima velocidade de propagação da chama, enquanto os demais combustíveis já apresentam uma redução nestes valores. A partir da condição de mistura λ 1,1 todos os combustíveis analisados sofrem uma redução nos valores de velocidade de propagação da chama. Estes resultados são mostrados na figura 5.43 a seguir.

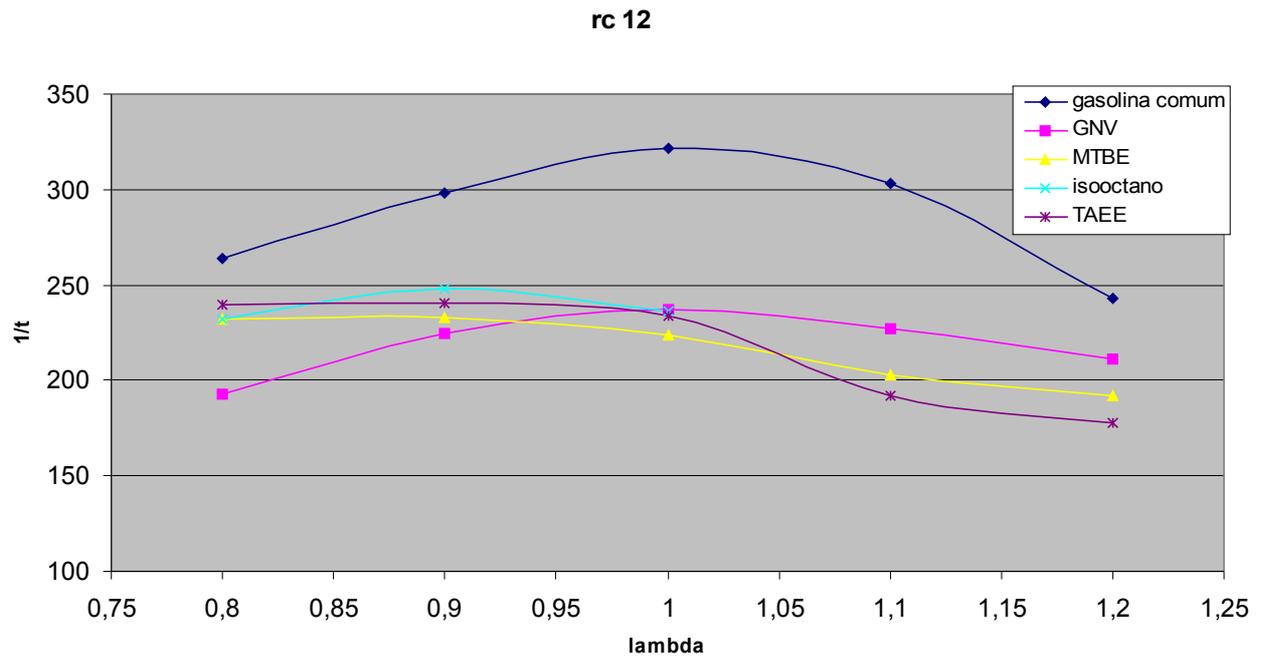


Figura 5.43: Comparação entre os combustíveis para a r_c 12:1

6. CONCLUSÕES

A propagação da chama na câmara de combustão é dependente principalmente da turbulência da mistura, da temperatura e da pressão. Com as mesmas condições de turbulência dentro da câmara de combustão durante os ensaios e com o aumento da relação de compressão temos, conseqüentemente, aumento de temperatura e pressão na câmara no momento da queima do combustível, ocasionando um significativo aumento da velocidade de propagação da chama.

A determinação adequada da relação de compressão e avanço da ignição para o bom desempenho dos motores está estritamente relacionadas com o tipo de combustível utilizado. Combustíveis de cadeia ramificada e oxigenados apresentam baixas velocidades de propagação da chama.

A utilização de relações de compressão superiores a 10/1 aumenta a velocidade de combustão com o aumento da relação ar/combustível inferior à relação estequiométrica. Para relações ar/combustível superiores a estequiométrica a velocidade de combustão diminui.

Combustíveis com octanagem elevada podem ser utilizados em motores com altas relações de compressão. Quanto maior a relação de compressão maior deverá ser a velocidade de propagação da chama.

Para a obtenção de elevados rendimentos termodinâmicos e mecânicos, os motores de combustão interna com ignição por centelha devem operar com elevadas relações de compressão e para que o trabalho negativo de compressão seja mínimo deve-se minimizar o avanço da ignição para obtenção do torque máximo.

Com os resultados obtidos através dos ensaios realizados para o combustível GNV foi constatado que os valores de emissões de CO e CO₂ não variam significativamente e a emissão de hidrocarbonetos aumenta significativamente com o aumento da taxa de compressão.

Com isto podemos afirmar que a utilização de GNV em motores automotivos que originalmente utilizam gasolina (com relação de compressão em torno de 10:1) ou álcool (com relação de compressão de 12:1) como combustível, após a conversão, não apresentam diferença significativa quanto a emissão de CO e CO₂.

Com a relação ar/combustível estequiométrica ($\Lambda = 1$) temos um melhor rendimento do motor GNV, associado ao fato de um motor com mistura estequiométrica requer um sistema de ignição menos exigente em comparação a outros sistemas.

Associado a isto, os valores de emissões de CO e hidrocarbonetos diminuem significativamente com o aumento da relação ar/combustível de mistura rica para estequiométrica (Lambda de 0,8 até 1), sendo a relação estequiométrica sugerida para o funcionamento dos motores convertidos.

7.SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Analisar o nível de emissões de NOx com a variação da relação de compressão e relação ar/combustível.

Após, com a utilização de um motor comercial em um dinamômetro de bancada, verificar qual o nível de emissões de CO, CO₂, HC e NOx com o controle de combustível programado para trabalhar com diferentes relações ar/combustível.

8.REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

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

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

Electromotive engines controls, 1998, “Installation and Calibration Manual”, 4 th, Virginia.

Garcia, Roberto, 2002, “Combustíveis e Combustão Industrial”, Editora Interciencia

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

Heywood, J. B.; Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988.

Maltz, Nilton, 1995 “Sistema Ótico de Monitoração de Combustão em Motores de Ciclo Otto”, Editora da UFRGS, Porto Alegre.

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

Plint, M, A & Martyr, A., 1997, “Engine Testing Theory and Practice”, Butterworth-Heinemann.

Poulopoulos, S. G.; Sâmaras, D. P.; Philippopoulos, C. J. *Atm Environ* 2001; 35: 4399-4406.

Rampe, T.; Heinzl, A.; Vogel, B. *Journal of Power Sources* 2000; 86: 536-41.

Santos, M. J.& Irigoyen, E. R. C., 1995, “Metrologia Dimensional: Teoria e Prática”, Porto Alegre: ed. Universidade/UFRGS.

Sayin, C.; Kilicaslan, I.; Canakci, M.; Ozsezen, N. *Applied Thermal Engineering* 2005; 25: 1315-24.

Selamet, E. E.; Selamet, A.; Novak, J. M. *Energy* 2004; 29: 449-65.

Taylor, C. F. and Taylor, E. S., 1962, “The Internal-Combustion Engine”, Second Edition.

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

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

Zaro, M.A.Zaro e Borchardt, I.G, 1982, “Instrumentação-Guia de Aulas Práticas”, Editora da UFRGS, Porto Alegre.

Zervas, E.; Montagne, X.; Lahaye, J. Fuel 2004; 83: 2301-11.

9. ANEXO I

Para o estudo da composição química da gasolina comum, MTBE, TAEE e isooctano é utilizado um cromatógrafo a gás (Varian modelo 3900) equipado com detector de ionização de chama (DIC), sistema de aquisição de dados, sistema automático de introdução da amostra e coluna capilar de sílica fundida de 100 m (0,25 mm de diâmetro interno) com fase estacionária de metil silicone com espessura do filme de 0,5 μm da SUPELCO. Como gás carreador utiliza-se Hélio 99,99 % de pureza, gás combustível Hidrogênio 99,9 % de pureza e Ar sintético grau analítico como oxidante. O sistema injetor permite a injeção da amostra no modo “split” (divisor de amostra). As condições operacionais utilizadas para a análise cromatográfica estão apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 - Condições de operação do cromatógrafo gasoso com detector por ionização de chama para análise de hidrocarbonetos.

Programação de Temperatura da coluna	
Temperatura inicial	30°C
Tempo de equilíbrio	15 min
Taxa de aquecimento	2°C min ⁻¹
Temperatura final 1	60°C min ⁻¹
Taxa de aquecimento	1°C min ⁻¹
Temperatura final	180°C
Injetor	
Temperatura	250°C
Razão “split”	200:20
Tamanho da amostra	0,5 μL
Detector	
Tipo	Ionização chama
Temperatura	300°C
Gás combustível	Hidrogênio (~ 30 mL min ⁻¹)
Gás oxidante	Ar sintético (~250mL min ⁻¹)
Gás carreador	
Tipo	Hélio
Velocidade média linear	~ 30 cm s ⁻¹

O anexo II apresenta os componentes das famílias de hidrocarbonetos presentes na gasolina comum utilizada, enquanto o anexo III apresenta a pureza (em % molar) do MTBE, TAEE e isooctano.

A Figura 1 apresenta as curvas de destilação obtidas com a utilização de em um destilador automático Herzog (HDA 627) de acordo com a norma padrão ASTM D 86 para a gasolina comum e ASTM D 1078 para o MTBE, TAEE e isooctano.

A Tabela 2 apresenta as densidades obtidas utilizando um desímetro digital (DMA 4500 Anton Paar), de acordo com a ASTM D 4052

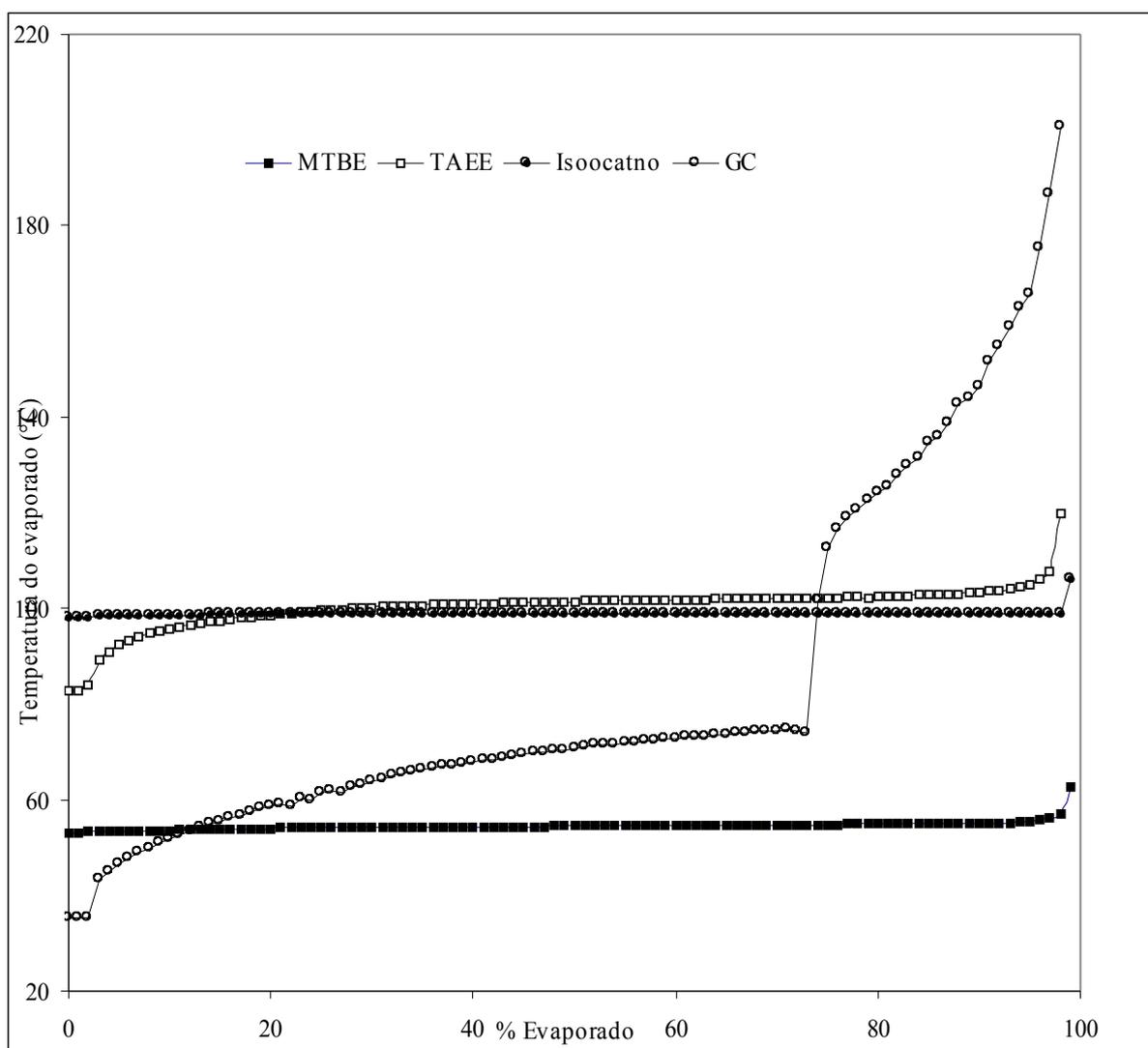
Figura 1. Curvas de destilação da gasolina base, MTBE, TAE e isoocatno.

Tabela 2. Densidades da gasolina comum, MTBE, TAE e isoocatno.

Composto	Densidade (g cm ⁻³)
Gasolina comum	0,7399
MTBE	0,742
TAE	0,767
Isoocatno	0,692

10.ANEXO II

GASOLINA COMUM

Normal parafinas	
Composto	% molar
n-butano	1,454
n-pentano	3,619

n-hexano	2,348
n-heptano	2,108
n-octano	1,369
n-nonano	0,807
n-decano	0,082
n-undecano	0,055
Total	11,842

Aromáticos

Composto	% molar
benzeno	0,889
tolueno	1,991
etilbenzeno	0,351
m-xileno	1,422
p-xileno	0,452
o-xileno	0,293
isopropilbenzeno	0,033
n-Pbenzeno	0,097
1metil3etilbenzeno	0,416
1metil4etilbenzeno	0,158
1,3,5trimetilbenzeno	0,231
1metil2etilbenzeno	0,073
isopropilbenzeno	0,022
1,2,3trimetilbenzeno	0,020
1metil4isopropilbenzeno	0,081
1metil2isopropilbenzeno	0,014
1,3dietilbenzeno	0,078
1,4dietilbenzeno	0,066
nbutilbenzeno	0,085
1,4dimetil2etilbenzeno	0,054
1,3dimetil4etilbenzeno	0,023
1,2dimetil4etilbenzeno	0,024
2metilbutilbenzeno	0,107
1etil2n-propilbenzeno	0,022
1metil3n-butilbenzeno	0,086
2metilnaftaleno	0,037
Total	7,305

Isoparafinas

Composto	% molar
neopentano	0,018
isopentano	5,363
2,2-dimetilbutano	0,157
2,3-dimetilbutano	0,535
2-metilpentano	2,377
3-metilpentano	1,433
2,2-dimetilpentano	0,065
2,4-dimetilpentano	0,257
2,2,3-trimetilbutano	0,028
3,3-dimetilpentano	0,059

2-metilhexano	0,290
3-metilhexano	1,013
3-etilpentano	0,116
2,2,4-trimetilpentano	0,023
2,2-dimetilhexano	0,028
2,3,4-trimetilpentano	0,009
2,3,3-trimetilpentano	0,038
2metil3etilpentano	0,046
2-metilheptano	0,708
3metil3etilpentano	0,025
3,4-dimetilhexano(D)	0,025
3,4-dimetilhexano(L)	0,027
3-metilheptano	1,173
2,2,5-trimetilhexano	0,104
2,2,4-trimetilhexano	0,237
2,2-dimetilheptano	0,010
2,4-dimetilheptano	0,082
2,6-dimetilheptano	0,168
2,5-dimetilheptano + 3,5-dimetilheptano(D)	0,156
3,3 -dimetilheptano + 3,5-dimetilheptano(L)	0,050
2,3,4-trimetilhexano	0,037
2,3-dimetilheptano	0,114
3,4-dimetilheptano(D)	0,059
3,3-metiletilhexano	0,012
4etilheptano	0,039
3-metiloctano	0,179
trimetilhexano(1)	0,039
trimetilhexano(2)	0,011
trimetilhexano(3)	0,034
2,2-dimetiloctano	0,048
2,6-dimetiloctano	0,051
3,3-dimetiloctano	0,133
2,3-dimetiloctano	0,033
5metilnonano	0,137
2metilnonano	0,075
3etiloctano	0,027
3metilnonano	0,065
C10 parafina 2	0,584
C11 Parafina 1(?)	0,120
C11 Parafina 2(?)	0,016
C11 Parafina 4(?)	0,044
C12 Parafinas	0,038
Total	16,515

Naftenicos

Composto	% molar
Ciclopentano	0,457
Metilciclopentano	1,816
Ciclohexano	1,257
1,1-dimetilciclopentano	0,168

trans-1,3-dimetilciclopentano	0,375
trans-1,2-dimetilciclopentano	0,503
cis-1,2-dimetilciclopentano	0,008
metilciclohexano	2,351
Etilciclopentano	0,159
cis-1-trans-2-cis-4-trimetilciclopentano	0,179
cis-1-trans-2-cis-3-trimetilciclopentano	0,192
1,1,2-trimetilciclopentano	0,178
cis-1,3-dimetilciclohexano	0,126
cis-1,2,4-trimetilciclopentano	0,224
1,1-dimetilciclohexano	0,093
cis-1,3-etilmetilciclopentano	0,095
cicloheptano	0,108
1-etil-1-metilciclopentano	0,015
cis-1,4-dimetilciclohexano	0,076
isopropilciclopentano	0,058
C9-naftenos 1	0,007
cis-1,2-etilmetilciclopentano	0,018
cis-1,2-dimetilciclohexano	0,035
1,1,3-trimetilciclohexano	0,182
1,1,4-trimetilciclohexano	0,037
C9 nafteno 3	0,035
C9 nafteno 4	0,023
cis-1-trans-2-4-trimetilciclohexano	0,136
trans-1,4-etilmetilciclohexano	0,060
cis-1-etil-4-metilciclohexano	0,278
isobutilciclopentano	0,218
1-metilpropilciclopentano	0,029
tertbutilciclopentano	0,044
isopropilciclohexano	0,041
sec-butilciclopentano	0,124
n-butilciclohexano	0,029
sec-butilciclohexano	0,013
n-butilciclohexano	0,015
trans-1,2-dimetilpropilciclopentano	0,018
Total	9,78

Olefinas

Composto	% molar
trans-buteno-2	0,378
cis-buteno-2	0,347
3-metil-1-buteno	0,078
1-penteno	0,251
2-metil-1-buteno	0,488
2-metil-1,3-butadieno	0,013
trans-2-penteno	0,678
cis-2-penteno	0,379
2-metil-2-buteno	0,950
2,3-pentadieno	0,057

ciclopenteno	0,144
4metilpenteno1	0,034
C6 olefina 1	0,018
C6 olefina2	0,155
C6 olefina4	0,101
C6 olefina 5	0,039
trans-2-hexeno	0,220
2-metilpenteno-2	0,234
C6 olefina 6	0,062
C6 olefina 7	0,151
cis-2-hexeno	0,126
C6 olefina 8	0,236
C6 olefina 9	0,013
C6 olefina 10	0,013
C7 olefina 2	0,022
C7 olefina 3	1,189
1-hepteno	0,021
trans-3-hepteno	0,133
cis3hepteno	0,075
C7 olefina5	0,035
C7 olefina6	0,071
trans-2-hepteno	0,025
2,4,4trimetilpenteno-1	0,100
cis-2-hepteno	0,066
2,4,4trimetilpenteno-2	0,198
3,5,5trimetilhexeno-1	0,206
1-octeno	0,025
trans-2-octeno	0,043
C9 olefina 2	0,010
1-noneno	0,589
transnoneno-3	0,086
Cis-2-noneno	0,076
Total	8,135

Oxigenados

Composto	% molar
etanol	42,464
Total	42,464

11.ANEXO III

Composto	% molar
MTBE	98,9
TAEE	92,2
Isooctano	99,4