

**HENEDINO GUTIERREZ JR.**

**MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA DE ALTA  
COMPRESSÃO COM LIMITAÇÃO DE PRESSÃO DE  
COMBUSTÃO**

**Tese apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de  
São Paulo para obtenção do  
título de Doutor em Engenharia.**

**Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica**

**Orientador:  
Carlos Chien-Ching Tu**

**Co-Orientador:  
Guenther Carlos Krieger Filho**

**São Paulo  
2001**

A meus pais, por tamanha dedicação  
aos filhos.

À minha esposa e meu filho, por  
quem vivo.

## AGRADECIMENTOS

A Deus, por todo o amparo e por tudo que me tem proporcionado na vida.

Ao Prof. Dr. Carlos C. C. Tu manifesto minha profunda gratidão pela orientação, pelo apoio, e pelo estímulo que me foram dados. Muito o admiro por sua inteligência e por sua simplicidade.

Ao Prof. Dr. Guenther C. K. Filho agradeço pela dedicação, pela ajuda, pela co-orientação feita de forma amigável e pelo incentivo constante.

Ao Prof. Dr. F. E. B. Nigro sou imensamente grato. Suas críticas, seus comentários, e suas sugestões foram de valor inestimável na conclusão deste trabalho.

Ao Prof. Dr. J. R. Simões Moreira agradeço pelo interesse e pelas sugestões que gentilmente me foram dadas durante o desenvolvimento deste estudo.

À todos os que colaboraram para a realização deste trabalho.

## ERRATA

1. Onde estiver escrito ‘isooctana’ leia-se ‘isooctano’.

2. No Apêndice A, página 15:

Substituir a expressão  $p_e - p_i = 6$  kPa, por  $p_e - p_i = 31$  kPa.

Substituir a expressão (A.40) pela expressão:  $W_B = 4 \times 10^{-4} \cdot 31 \text{ m}^3 \text{ kPa} = 1,24 \times 10^{-2} \text{ kJ}$ .

Na Tabela A.8, substituir os valores de  $W_B/m_{ar,1}$ , para as razões de compressão 9 a 15, pelos valores correspondentes seguintes: 32,6326; 32,2911; 31,9588; 31,7136; 31,7136; 31,3131; 31,1558.

3. No Apêndice A, página 16, substituir a Tabela A.9 pela Tabela seguinte:

$r_c$	9	10	11	12	13	14	15
$\eta$	0,448	0,459	0,468	0,475	0,479	0,483	0,487
$W_c$	1301,69	1334,41	1362,41	1380,24	1393,54	1405,20	1415,97
$\delta$	0	2,5	4,5	6,0	6,9	7,8	8,7

4. No Apêndice D, página 8, Tabela D.1, substituir os valores das incertezas dos seguintes componentes do sistema de medição de pressão pelos valores *estimados* dados abaixo:

Pressão de referência: onde está ‘ $\pm 0,571$ ’, substitua por ‘35’.

Adaptador do transdutor: onde está ‘ $\pm 0,808$ ’, substitua por ‘25’.

Amplificador: onde está ‘ $\pm 0,150$ ’, substitua por ‘1,0’.

Encoder: onde está ‘ $\pm 0,00014$ ’, substitua por ‘25’.

5. No Apêndice D, página 8, substitua a seqüência de cálculo da incerteza da medição de pressão de combustão

$$u_c = \left[ (0,571)^2 + (50)^2 + (0,808)^2 + (1,625)^2 + (0,15)^2 + (0,00014)^2 \right]^{1/2},$$

$$u_c = 50,04 \text{ kPa} - \text{incerteza padrão combinada.}$$

pela seqüência dada a seguir

$$u_c = \left[ (35)^2 + (50)^2 + (25)^2 + (0,469)^2 + (10)^2 + (25)^2 \right]^{1/2},$$



$$u_c = 71,24 \text{ kPa} - \text{incerteza padrão combinada.}$$

6. No Apêndice D, página 15, substituir a seqüência de cálculo da incerteza do consumo específico de combustível dada a seguir

$$u_{C_{esp}} = \left\{ \left[ -1000 \cdot \frac{3200}{125,66} \left( \frac{1}{112} \right)^2 0,469 \right]^2 + \left( 1000 \cdot \frac{1}{112 \cdot 125,66} 0,04 \right)^2 + \left[ -1000 \cdot \frac{3200}{112} \left( \frac{1}{125,66} \right)^2 0,314 \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$u_{C_{esp}} = \pm 1,11 \text{ g/kW} \cdot h, \text{ incerteza padrão combinada.}$$

pela seqüência dada abaixo:

$$u_{C_{esp}} = \left\{ \left[ -1000 \times \frac{3200}{125,66} \left( \frac{1}{102,6} \right)^2 0,469 \right]^2 + \left( 1000 \times \frac{1}{102,6 \cdot 125,66} 40 \right)^2 + \left[ -1000 \times \frac{3200}{102,6} \left( \frac{1}{125,66} \right)^2 0,314 \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$u_{C_{esp}} = 3,46 \text{ g/kW} \cdot h - \text{incerteza padrão combinada.}$$

A incerteza relativa do consumo específico de combustível é, com base no menor valor de consumo específico de combustível encontrado, planilhas dos dados dos ensaios, Apêndice C, dada a seguir:

$$\frac{u_{C_{esp}}}{C_{esp}} = \frac{3,46}{295} = 1,12\% - \text{incerteza padrão combinada relativa.}$$

7. No Apêndice D, página 16, substituir as frases “Nessa expressão, para uma rotação fixa, o consumo específico na razão de compressão de referência,  $r_c = 9$ , permanece constante. Portanto, a incerteza associada à medição de  $\delta$  é a mesma que a associada à medição de  $C_{esp}$ .” pela seqüência de cálculo da incerteza do aumento relativo de rendimento no freio dada a seguir:

Na expressão Eq. 5.8, aplicando-lhe a lei de propagação de incertezas, vem que

$$u_{\delta} = \left[ \left( \frac{\partial \delta}{\partial C_{\text{esp}/rc=9}} u_{C_{\text{esp}/rc=9}} \right)^2 + \left( \frac{\partial \delta}{\partial C_{\text{esp}/rc=r}} u_{C_{\text{esp}/rc=r}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Derivando, então a expressão Eq. 5.8, tem-se

$$u_{\delta} = \left\{ \left[ -100 \times C_{\text{esp}/rc=r} \left( \frac{1}{C_{\text{esp}/rc=9}} \right)^2 u_{C_{\text{esp}/rc=9}} \right]^2 + \left( \frac{100}{C_{\text{esp}/rc=9}} \cdot 1 \cdot u_{C_{\text{esp}/rc=r}} \right)^2 \right\}^{1/2}$$

Introduzindo os respectivos valores, para o caso mais crítico de consumo específico, obtém-se

$$u_{\delta} = \left\{ \left[ -100 \times 338 \left( \frac{1}{338} \right)^2 3,46 \right]^2 + \left( \frac{100}{338} \cdot 1 \cdot 3,46 \right)^2 \right\}^{1/2}$$

, portanto, a incerteza associada à medição de  $\delta$  é

$$u_{\delta} = 1,447 \text{ - incerteza padrão combinada.}$$

# SUMÁRIO

## LISTA DE FIGURAS

## LISTA DE TABELAS

## RESUMO

## “ABSTRACT”

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
1.1	A Crise mundial do petróleo.....	1
1.2	A origem deste estudo.....	3
1.3	Objetivos.....	6
<b>2</b>	<b>PESQUISA BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>8</b>
2.1	Introdução.....	8
2.2	Pesquisa bibliográfica.....	9
<b>3</b>	<b>O CICLO DE OPERAÇÃO EM ALTA COMPRESSÃO</b> .....	<b>47</b>
3.1	A forma de operação nas altas razões de compressão.....	47
3.2	A hipótese de ciclo de pressão limitada.....	47
3.3	Demonstração da hipótese de ciclo de pressão limitada.....	48
<b>4</b>	<b>SIMULAÇÕES NUMÉRICAS</b> .....	<b>51</b>
4.1	Introdução.....	51
4.2	Simulação do ciclo de operação através de aproximação por ciclo ideal de ar.....	52

4.2.1	Resultados da simulação por ciclo ideal de ar.....	58
4.2.2	Análise dos resultados.....	61
4.3	Simulação através de aproximação por ciclo ideal de combustível-ar.....	63
4.3.1	Resultados da simulação por ciclo ideal de combustível-ar.....	63
4.3.2	Discussão dos resultados.....	66
4.4	Conclusões.....	67
<b>5</b>	<b>VERIFICAÇÕES EXPERIMENTAIS.....</b>	<b>68</b>
5.1	Introdução.....	68
5.2	Aparato experimental.....	68
5.2.1	Motor.....	68
5.2.2	Equipamento.....	71
5.2.3	Procedimentos, condições de operação, e combustível adotados.....	72
5.3	Resultados.....	79
5.3.1	Das medições de pressão nos cilindros do motor.....	79
5.3.2	Rendimento no freio.....	84
5.3.3	Ângulos de ignição requeridos.....	87
5.3.4	Temperatura dos gases de escape.....	88
5.3.5	Pressões de escape.....	90
5.3.6	Ângulo global de queima.....	91
5.3.7	Coefficiente de variação da pressão média efetiva indicada.....	93
5.3.8	Consumo de combustível.....	96
5.4	Análise e discussão dos resultados.....	98
5.4.1	Picos máximos de pressão.....	98
5.4.2	Picos mínimos de pressão.....	102

5.4.3	Picos médios de pressão.....	103
5.4.4	Perfis das curvas de pressão no cilindro.....	103
5.4.5	Desvio padrão dos picos médios de pressão.....	109
5.4.6	O coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada.....	110
5.4.7	Rendimento no freio.....	111
5.4.8	Os ângulos de ignição.....	116
5.4.9	Temperaturas de escape.....	116
5.4.10	Pressões de escape.....	117
5.4.11	Ângulo global de queima.....	118
5.4.12	O fenômeno detonação.....	119
<b>6</b>	<b>EMISSÕES POLUENTES.....</b>	<b>123</b>
6.1	Introdução.....	123
6.2	Equilíbrio químico.....	123
6.3	Origem das emissões poluentes.....	124
6.4	A Formação do óxido nítrico (NO).....	129
6.4.1	O efeito da razão de equivalência.....	133
6.4.2	O efeito da fração de gás queimado.....	134
6.4.3	O efeito do ângulo de ignição.....	135
6.5	Resultados das medições de NO <sub>x</sub> .....	136
6.6	Análise dos resultados.....	138
6.7	Emissões de hidrocarbonetos não queimados.....	143
6.7.1	Conceitos básicos sobre extinção da chama e oxidação.....	144

6.7.2	Emissões de hidrocarbonetos nos motores de ignição por centelha.....	145
6.7.3	Mecanismos de transporte dos hidrocarbonetos.....	152
6.7.4	Oxidação dos hidrocarbonetos.....	156
6.8	Resultados das medições de HC.....	157
6.9	Análise dos resultados.....	159
6.10	Emissões de monóxido de carbono.....	160
6.11	Resultados das medições de CO.....	164
6.12	Discussão dos resultados.....	165

## LISTA DE FIGURAS

- Figura 2.1 - Aumento percentual de rendimento térmico, baseado na razão de compressão de referência: 6,4. Dados reproduzidos de KETTERING<sup>(3)</sup> .....11
- Figura 2.2 - Comportamento da pressão de compressão, dos picos de pressão no cilindro, e da temperatura de escape. Dados reproduzidos de KETTERING<sup>(3)</sup> .....11
- Figura 2.3 - Curvas de variação relativa de potência. Dados obtidos por CHANDLER e ENOCH<sup>(5)</sup> em um motor 6-cilindros, a plena carga e 1500 rev/min.....14
- Figura 2.4 - Octanagem média dos combustíveis produzidos nos EUA para motores de ignição por centelha. CAMPBELL<sup>(6)</sup> .....16
- Figura 2.5 - Evolução da razão de compressão dos motores produzidos nos EUA no período de 1930 a 1957. CAMPBELL<sup>(6)</sup> .....16
- Figura 2.6 - Efeito da razão de compressão no rendimento térmico. CARIS; NELSON<sup>(7)</sup> .....18
- Figura 2.7 - Ganho relativo no rendimento térmico. Plena carga, 2000 rev/min. CARIS; NELSON<sup>(7)</sup> .....19
- Figura 2.8 - Rendimento térmico em cargas parciais. CARIS; NELSON<sup>(7)</sup> .....19
- Figura 2.9 - Curvas de rendimento térmico. Dados obtidos por CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>, experimentais, e JAMES<sup>(14)</sup>, simulados.....25
- Figura 2.10 - Esquema do modelo de propagação de chama de duas zonas utilizado por MURANAKA et al.<sup>(16)</sup> .....27
- Figura 2.11 - Comparação dos rendimentos térmicos calculado e experimental obtidos por MURANAKA et al.<sup>(16)</sup> .....30
- Figura 2.12 - Relações entre as perdas relativas de calor por resfriamento, a razão superfície-volume da câmara de combustão, e o rendimento térmico. MURANAKA et al.<sup>(16)</sup> .....31
- Figura 2.13 - Relação entre concentração de hidrocarbonetos não queimados, emissões de HC no escapamento, e a quantidade relativa de combustível não queimado. MURANAKA et al.<sup>(16)</sup> .....32

Figura 2.14 - Aumento do rendimento relativo no freio com o aumento da razão de compressão. MURANAKA et al. <sup>(16)</sup> .....	34
Figura 2.15 - Melhora relativa do rendimento com o aumento da razão de compressão, motores de ignição por centelha em operação a plena carga: CARIS e NELSON <sup>(7)</sup> .....	35
Figura 2.16 - Melhora relativa do rendimento com o aumento da razão de compressão, motores de ignição por centelha em operação a plena carga: CARIS e NELSON <sup>(7)</sup> .....	37
Figura 2.17 - Diagramas de temperatura-entropia para os ciclos de ar a volume (a) e a pressão (b) constantes. KLEIN <sup>(19)</sup> .....	38
Figura 2.18 - Razões entre os ciclos de pressão limitada e pressão constante para: razão de compressão, máximo trabalho por ciclo, e rendimento térmico em máximo trabalho líquido, como funções da relação entre a máxima e a mínima temperaturas, KLEIN <sup>(19)</sup> .....	41
Figura 2.19 - Comparação das razões de compressão para os ciclos de pressão constante e volume constante em máximo trabalho líquido para vários valores de $\alpha$ e KLEIN <sup>(19)</sup> .....	44
Figura 3.1 - Curvas esquemáticas de rendimento térmico teórico dos ciclos de volume constante (a); de pressão limitada (b); e de pressão constante (c), TAYLOR <sup>(12)</sup> .....	49
Figura 4.1 - Diagrama pressão-volume do ciclo ideal de pressão limitada.....	54
Figura 4.2 - Temperaturas dos pontos 1, 2, 3 <sub>a</sub> , 3 <sub>b</sub> , e 4 dos ciclos de pressão limitada em função da razão de compressão.....	58
Figura 4.3 - Pressões nos pontos 1, 2, 3 <sub>a</sub> , 3 <sub>b</sub> e 4 do ciclo ideal de pressão limitada, com as pressões no ponto 1 e nos pontos 3 <sub>a</sub> e 3 <sub>b</sub> mantidas constantes.....	59
Figura 4.4 - Rendimento do ciclo de pressão limitada ideal de ar em função da razão de compressão.....	60
Figura 4.5 - Aumento percentual de rendimento do ciclo de pressão limitada ideal de ar em função da razão de compressão.....	61
Figura 4.6 - Temperaturas dos pontos 1, 2, 3 <sub>a</sub> , 3 <sub>b</sub> , e 4 do ciclo de pressão limitada em função da razão de compressão.....	64
Figura 4.7 - Temperaturas dos pontos 1, 2, 3 <sub>a</sub> , 3 <sub>b</sub> , e 4 do ciclo de pressão limitada em função da razão de compressão.....	64



Figura 4.8 - Rendimento do ciclo de pressão limitada ideal de combustível-ar em função da razão de compressão.....	65
Figura 4.9 - Aumento percentual de rendimento do ciclo de pressão limitada de combustível-ar.....	65
Figura 5.1 - Fotografia da vista lateral esquerda do motor 1,6 litro, utilizado nas experiências, instalado no dinamômetro.....	75
Figura 5.2 - Fotografia da vista lateral direita do motor 1,6 litro, utilizado nas experiências, instalado no dinamômetro.....	76
Figura 5.3 - Foto do cabeçote do motor, visto pelo lado dianteiro inferior direito.....	77
Figura 5.4 - Fotografia em vista frontal das câmaras de combustão do cabeçote, correspondentes ao segundo e terceiro cilindros.....	78
Figura 5.5 - Fotografia da câmara de combustão do quarto cilindro.....	78
Figura 5.6 - Fotografia do bloco do motor, vista traseira superior direita, quarto cilindro.....	79
Figura 5.7 - Comportamento do pico máximo de pressão registrado no quarto cilindro do motor para as rotações de 1200, 2000, 3200, 4400, 5200 rev/min, a plena carga.....	80
Figura 5.8 - Comportamento dos picos mínimos de pressão registrados no quarto cilindro do motor para as rotações de 1200, 2000, 3200, 4400, 5200 rev/min, a plena carga.....	81
Figura 5.9 - Comportamento dos picos médios de pressão registrados no quarto cilindro do motor para as rotações de 1200, 2000, 3200, 4400, 5200 rev/min, a plena carga.....	81
Figura 5.10 - Desvio padrão dos picos médios de pressão no 4º cilindro. Motor 1,6 litro. Operação a plena carga. Dados obtidos de 300 ciclos consecutivos.....	82
Figura 5.11 - Curvas de pressão $\log p \times \log V$ com razões de compressão 9, 12 e 14, obtidas no quarto cilindro do motor, a 2000 rev/min e plena carga.....	84
Figura 5.12 - Aumento percentual de rendimento térmico. Dados experimentais obtidos no motor 1,6 litro.....	86
Figura 5.13 - Ângulos de ignição requeridos para operação do motor 1,6 litro na faixa de altas razões de compressão, graus de árvore de nanivelas.....	87
Figura 5.14 - Desenho esquemático do local escolhido para medição da temperatura dos gases de escape do motor 1.6 litro utilizado nas experiências.....	88

Figura 5.15 - Resultados das medições de temperatura dos gases de escape no quarto cilindro. Motor 1,6 litro em operação a plena carga, nas rotações 1200, 2000,3200, 4400, 5200 rev/min.....	90
Figura 5.16 - Curvas de pressão de escape, kPa. Motor 1,6 litro em operação a plena carga, nas rotações 1200, 2000,3200, 4400, 5600 rev/min.....	90
Figura 5.17 - Forma gráfica de medição adotada para a determinação estimada do ângulo global de queima.....	92
Figura 5.18 - Ângulo global de queima em função da razão de compressão, graus de árvore de manivelas.....	93
Figura 5.19 - Coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada, $COV_{imep}$ .....	96
Figura 5.20 - Consumo médio de combustível, kg/h. Combustível.....	96
Figura 5.21 - Variações percentuais dos consumos médios de combustível, em relação aos valores correspondentes encontrados na razão de compressão de referência.....	97
Figura 5.22 - O ciclo ideal de pressão limitada, TAYLOR <sup>(12)</sup> .	100
Figura 5.23 - Esquema de sistema termodinâmico simplificado para análise de liberação de calor, GATOWSKY <sup>(28)</sup> .....	106
Figura 5.24 - Valores estimados da integral de LIVENGOOD; WU <sup>(29)</sup> .....	122
Figura 6.1 - Esquema mostrando como os três principais poluentes - hidrocarbonetos não queimados (HC), monóxido de carbono (CO), e óxido nítrico (NO) - são formados. HEYWOOD <sup>(17)</sup> .....	126
Figura 6.2 - Variação das concentrações de NO, HC, e CO na exaustão de motores de ignição por centelha com a razão ar-combustível. HEYWOOD <sup>(17)</sup> .....	127
Figura 6.3 - Modelo de formação do NO. HEYWOOD <sup>(17)</sup> .....	132
Figura 6.4 - Variação da concentração de NO na exaustão com a razão de equivalência. HEYWOOD <sup>(17)</sup> .....	134
Figura 6.5 - Variação da concentração de NO versus EGR. HEYWOOD <sup>(17)</sup> .....	135
Figura 6.6 - Variação da concentração de NO na exaustão com ângulo de ignição. HEYWOOD <sup>(17)</sup> .....	136
Figura 6.7 - Variação das emissões de $NO_x$ na exaustão com a razão de compressão.	137

Figura 6. 8 - Processos idealizados (compressão, queima, e nova compressão) admitidos para a primeira porção de mistura na câmara de combustão.....	139
Figura 6.9 - Estimativa idealizada da redução relativa da temperatura máxima atingida pela primeira porção de mistura queimada, em função da razão de compressão.....	142
Figura 6.10 - Estimativa idealizada da razão entre as taxas de formação de NO na primeira porção de mistura queimada.....	143
Figura 6.11 - Esquema do processo de escoamento pelo qual os HC formados nas frestas dos anéis e dessorvidos pelo filme de óleo na parede saem do cilindro. HEYWOOD <sup>(17)</sup> .....	155
Figura 6.12 - Efeito da temperatura do gás na queima de HC e CO no escapamento. HEYWOOD <sup>(17)</sup> .....	157
Figura 6.13 - Emissões de HC no escapamento em função da razão de compressão....	158
Figura 6.14 - Variação das emissões de CO de um motor de ignição por centelha com onze combustíveis de diferentes razões H/C. HEYWOOD <sup>(17)</sup> .....	161
Figura 6.15 - Resultados de cálculos cinéticos de concentração de CO durante o curso de expansão, mistura estequiométrica. HEYWOOD <sup>(17)</sup> .....	162
Figura 6.16 - Concentrações estimadas de CO no final do curso de expansão, comparada com valores medidos na exaustão, como função da razão ar-combustível. HEYWOOD <sup>(17)</sup> .....	163
Figura 6.17 - Variação das emissões de CO com a razão de compressão.....	164

## LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Resultados da simulação do ciclo de operação do motor através de aproximação por ciclo ideal de ar de pressão limitada.....	59
Tabela 5.1 - Características construtivas principais.....	69
Tabela 5.2 - Dimensões básicas do motor.....	70
Tabela 5.3 - Altura do came da válvula de admissão em função do ângulo de rotação da árvore de manivelas.....	70
Tabela 5.4 - Altura do came da válvula de escape em função do ângulo de rotação da árvore de manivelas.....	71
Tabela 5.5 - Equipamento utilizado.....	72
Tabela 5.7 - Dados geométricos do motor.....	83
Tabela 5.8 - Razões ar-combustível.....	97
Tabela 6.1 - Altura da zona de fogo.....	159

# SÍMBOLOS

## SÍMBOLOS

$a$	Raio do virabrequim, [mm]
$A$	Área, constante, [m <sup>2</sup> ]
$A_f$	Área da frente de chama, [m <sup>2</sup> ]
$A_c$	Área de troca de calor, [m <sup>2</sup> ]
$b$	Coefficiente
$B$	Constante
$c_p$	Calor específico a pressão constante, [kJ/kg · K]
$c_v$	Calor específico a volume constante, [kJ/kg · K]
$C$	Consumo de combustível, [kg/h]
$C_1, C_2$	Constantes
$C_m$	Velocidade média do pistão, [m/s]
$C_n$	Velocidade de swirl, [m/s]
°C	Grau Celsius
$d$	Diâmetro do cilindro, [m]
F	Grau Fahrenheit
$F/A$	Razão combustível-ar estequiométrica, [-]
$h$	Entalpia, [J/kg]
$h^*$	Coefficiente de transferência de calor, [J/h · m <sup>2</sup> · °C]
$k_{CO}$	Constante cinética para reação do CO
K	Grau Kelvin
$l$	Comprimento da biela, [m]
$m$	Massa, [kg]
$m_f$	Massa de combustível, [kg]
$n$	Número de moles, [-]
N	Valor da razão de compressão; rotação, [-]; [rev/min]
$p, P$	Pressão, [kPa]
$q_c$	Perda de calor
$q_v$	Calor fornecido a volume constante, [kJ/kg ar]
$q_p$	Calor fornecido a pressão constante, [kJ/kg ar]
$q_t$	Calor total fornecido ao ciclo, [kJ/kg ar]
$Q$	Calor liberado e transferido, [J]
$Q_{LHV}$	Poder calorífico inferior do combustível, [kJ/kg comb.]
$Q^*$	Energia fornecida ao ciclo de operação, [J/kg ar]
$r_f$	Distância da frente de chama ao centro de propagação esférica, [m]
$r_c$	Razão de compressão, [-]
$R$	Constante dos gases, [kJ/kmol K]; Razão entre comprimento da biela e o raio do virabrequim, [-]

$S$	Superfície envoltória da massa de gás na câmara de combustão, [m <sup>2</sup> ]; Entropia, [kJ/kg]
$S/V$	Razão superfície-volume, [m <sup>-1</sup> ]
$t$	Tempo, [s]
$t_i$	Tempo de auto-ignição, [s]
$T$	Temperatura, [K], [°C]
$T'$	Temperatura do elemento de massa na fresta, [K]
$T_C$	Temperatura final de compressão adiabática da 1ª porção de mistura, [K]
$T_f$	Temperatura final de compressão adiabática da 1ª porção de queimada, [K]
$u'$	Intensidade de turbulência, [m/s]
$u_f^0$	Energia interna de formação, [J/kg]
$U, U$	Energia, [J]
$U_T$	Velocidade turbulenta, [m/s]
$U_{LP}$	Velocidade laminar, [m/s]
$v$	Volume específico, [m <sup>3</sup> /kg]
$V$	Volume, [m <sup>3</sup> ]
$V_d$	Volume de deslocamento, [m <sup>3</sup> ], [cm <sup>3</sup> ]
$V_h$	Volume deslocado, Volume de câmara de combustão, [m <sup>3</sup> ], [cm <sup>3</sup> ]
$V_i$	Volume de deslocamento mais o volume no PMS, [m <sup>3</sup> ], [cm <sup>3</sup> ]
$V_n$	Volume normalizado do cilindro, [-]
$V(t)$	Volume do cilindro em função do tempo, [m <sup>3</sup> ], [cm <sup>3</sup> ]
$x_b$	Fração de mistura queimada, [-]
$X$	Fração mássica, [-]
$Y$	Fração mássica, [-]
$W$	Trabalho, [J]
$W_C$	Trabalho de compressão, [J]
$W_E$	Trabalho de expansão, [J]
$\alpha$	Razão entre pressões no ciclo de pressão limitada, [-]
$\beta$	Razão entre volumes específicos no ciclo de pressão limitada, [-]
$\gamma$	Relação entre calores específicos ( $\gamma = c_p/c_v$ ), [-]
$\Gamma$	Potência, [kW]
$\delta$	Aumento relativo; espessura da camada de óleo no cilindro [ $\mu\text{m}$ ]
$\Delta$	Varição
$\eta$	Rendimento térmico, [-]
$\eta_v$	Rendimento volumétrico, [-]
$\eta_f$	Rendimento no freio, [-]
$\theta$	Ângulo de ignição, [°]
$\theta_i$	Ângulo de início de liberação de calor, [°]
$\theta_b$	Ângulo de duração da liberação de calor, [°]
$\Delta\theta_d$	Ângulo de desenvolvimento de chama, [°]
$\Delta\theta_b$	Ângulo de queima rápida, [°]
$\Delta\theta_0$	Ângulo global de queima, [°]
$\lambda$	Razão ar-combustível relativa, [-]

$\rho$	Densidade, [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Desvio padrão
$\tau$	Tempo de indução, [s]
$\varphi$	Constante
$\chi$	Constante
$\phi$	Razão de equivalência, [-]

## SUBSCRITOS

<i>b</i>	Gás queimado
<i>c</i>	Ciclo
<i>ch</i>	liberado na queima (calor)
<i>cr</i>	Fresta
<i>diss</i>	Dissociado
<i>esp</i>	Específico
<i>ex</i>	Extremo
<i>g</i>	Gás
<i>ht</i>	Transferido da câmara de combustão (calor)
<i>i</i>	Espécie química
<i>imep</i>	Pressão média efetiva indicada
<i>m</i>	Obtido por acionamento em dinamômetro
<i>max</i>	Máximo
<i>obs</i>	Observada
<i>PMS</i>	Ponto morto superior
<i>t</i>	Total
<i>u</i>	Gás não queimado
<i>undis</i>	Não dissociado
<i>w</i>	Parede
<i>0</i>	Referência inicial

## NOTAÇÃO

•	Taxa de variação
–	Valor médio
~	Molar
[ ]	Concentração, moles/vol.

## ABREVIações

ABNT Associação brasileira de normas técnicas  
 API-SF Categoria de serviço do óleo lubrificante

BKL	Ângulo de ignição ajustado no limite de detonação
<i>const.</i>	Constante
CFR	Cooperative Fuel Research: motor para pesquisas de combustíveis
CO	Monóxido de carbono
COV	Coefficiente de variação
EUA	Estados Unidos da América
HC	Hidrocarbonetos
imep	Pressão média efetiva indicada
ISO	International Standards Organization
Lift	Altura do came
mph	Milhas por hora
MBT	Ângulo de ignição mínimo para o máximo torque
MON	Método de determinação de número de octanas: Motor
NGK	Fabricante
NO <sub>x</sub>	Óxidos nítricos
ON	Número de octanas
OPEP	Organização dos países exportadores de petróleo
PMS	Ponto morto superior
PMI	Ponto morto inferior
rev/min	Revoluções por minuto
rpm	Rotações por minuto
RL	Carga de estrada
RON	Método de determinação de número de octanas: Research
SAE	Sociedade dos Engenheiros Automotivos
V-8	Motor de oito cilindros dispostos em V
WOT	Plena carga



## RESUMO

O presente trabalho introduz um novo conceito sobre motores de ignição por centelha de alta compressão. Segundo esse conceito, mostra-se que é possível aumentar a razão de compressão além de limites convencionais, o que dá a possibilidade de obtenção de maior rendimento e de melhora nas características gerais de desempenho. A forma da aplicação prática desse conceito requer que o processo de combustão no ciclo de operação seja controlado quando se aumenta a razão de compressão. Para tanto, não é necessária a adição de qualquer tipo de composto anti-detonante ao combustível utilizado.

Para o pleno êxito da operação de um motor de alta compressão, segundo o conceito introduzido, a máxima pressão desenvolvida durante o processo de combustão deve permanecer, o quanto possível, próxima do nível máximo de pressão atingido com a razão de compressão convencional. A razão de compressão convencional de um motor de ignição por centelha, além da qual a intensidade de detonação seria considerada objeccionável, é considerada neste trabalho como ponto referencial para comparação de características de desempenho. O ajuste de alguns fatores geométricos característicos do motor, quando factível, pode contribuir para o sucesso da aplicação prática desse conceito.

Também, são analisados os efeitos do aumento da razão de compressão no desempenho de um motor de ignição por centelha experimental, operando segundo esse conceito. A faixa de razões de compressão tomada para essa finalidade foi situada entre um valor convencional e um valor substancialmente maior. Os resultados obtidos mostram que alguns desses efeitos sucedem de maneira diferente da que poderia se esperar. Além disso, verifica-se que a operação desse motor experimental de alta compressão, com um combustível de octanagem comum, quando apropriadamente efetuada, é plenamente possível, e ocorre sem detonação. Dentre os possíveis benefícios advindos da aplicação prática desse conceito, destacam-se: 1. o aumento do rendimento térmico; 2. a diminuição do carregamento mecânico nos componentes mais solicitados; 3. a diminuição das emissões de  $\text{NO}_x$ ; 4. o aumento de potência útil do motor; 5. a flexibilidade para uso de combustíveis diversos e de suas misturas admissíveis.

## ABSTRACT

The present work introduces a new concept about high-compression spark-ignition engines. According to this concept, it is shown that it is feasible to increase the compression ratio to values much higher than a conventional limit. As a consequence, it is possible to obtain a higher efficiency and an improvement on the engine overall performance characteristics. The practical application way of this concept requires that the combustion process in the operating cycle be controlled as the compression ratio is increased. For this purpose, it is not necessary the addition of any kind of anti-knock compound to the fuel.

In order to guarantee the successful high-compression engine operation, the presented concept states that the maximum pressure developed during the combustion process should be close, as much as possible, to the highest pressure level attained by operating the engine with the conventional compression ratio. The conventional compression ratio of a spark-ignition engine is considered as a reference point for performance characteristics comparison. The adjustment of some geometric factors, which are typical of the particular design, also contributes to the success of the engine operation on that condition.

This work also analyzes theoretically and experimentally the effects of the compression ratio increase on the overall performance of an experimental spark-ignition engine. The compression ratio range adopted for this purpose lies on between a conventional value and a value significantly higher. The obtained results show that some effects succeed in the different way to what can be expected. In addition, it is verified that the operation of that high compression engine, with a common octane quality fuel, is thoroughly possible, free of knocking problems and, mainly, advantageous. Among the possible benefits that can result from the practical application of such a concept, the outstanding ones are: 1. the increase in thermal efficiency; 2. the loading reduction over the most stressed engine components; 3. the reduction in the NO<sub>x</sub> emissions; 4. the reduction of the hydrocarbon emissions, HC; 5. the increase on the engine's output; 6. the flexibility in the use of different fuels and their mixtures.

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 A crise mundial do petróleo

Na década de 70, a majoração contínua dos preços do petróleo estabelecida pela Organização dos Países Exportadores de Petróleo, a OPEP, então liderada pela Arábia Saudita, resultou numa crise mundial no fornecimento do petróleo. Em reação aos altos preços cobrados, e com a finalidade de não terem seus sistemas econômicos internos abalados, alguns países consumidores adotaram o racionamento de petróleo. Outros países, por não poderem ou não quererem diminuir o ritmo de seu crescimento econômico, optaram pela compra do produto, independentemente do preço estabelecido no mercado internacional. A maioria destes países, em decorrência da pouca solidez de suas economias, teve de se submeter a empréstimos financeiros de altas taxas de juros, as quais, posteriormente, os conduziram a pesadas dívidas internacionais. A necessidade premente de os países consumidores de petróleo aumentarem a sua própria produção e buscarem fontes alternativas de energia, o que lhes garantiria independência política e econômica, foi evidenciada no IX Congresso Mundial de Petróleo realizado em Tóquio, em 1975. Os países que tiveram condições de fazê-los, desenvolveram técnicas de prospecção de petróleo em águas profundas, aprimoraram técnicas de refino, aumentaram o número de poços de produção de petróleo, e outros. A indústria automobilística mundial, por sua vez, começou a se preocupar em desenvolver motores e veículos mais eficientes. A energia solar e, principalmente, a energia nuclear, passaram a ser consideradas como possíveis fontes alternativas. A Agência Internacional de Energia, criada pelos países do ocidente, adotou minuciosas disposições para repartição de recursos de desenvolvimento e pesquisa entre os países associados.

No Brasil, em 1975, as importações de petróleo representavam 82% do consumo interno. O preço pago pelo barril de petróleo era de 11 dólares, valor 3,7 vezes maior que o valor pago no ano de 1973. O país, portanto, foi obrigado a adotar medidas para enfrentar a crise do petróleo. Em 1974, o governo brasileiro anunciou a criação do programa Proálcool. Tal programa objetivava a adição progressiva de álcool anidro na gasolina até um limite de 20% , e o desenvolvimento de motores veiculares movidos totalmente a álcool etílico hidratado, proveniente da cana de açúcar. Contratos de risco com companhias estrangeiras para exploração de petróleo no território brasileiro foram fechados com o intuito de incrementar a produção nacional. A Petrobrás, por sua parte, intensificou a busca de novas reservas de petróleo no território nacional, além de desenvolver tecnologias próprias<sup>(1)</sup>.

A indústria automobilística brasileira, com as devidas garantias e incentivos do governo federal, rapidamente promoveu o desenvolvimento de veículos de passeio a álcool. O programa Proálcool foi um completo sucesso tecnológico. A dirigibilidade, a potência disponível, pouco maior que a oferecida pelos veículos similares a gasolina, o preço do combustível e os incentivos fiscais na compra de um veículo a álcool, conquistaram a simpatia e a preferência dos compradores. Em valores aproximados, a produção de veículos a álcool, iniciada em 1979, representou, no ano seguinte, 29% da produção nacional de veículos de passeio. Em 1983, as vendas de veículos a álcool representaram 90% da produção total de veículos de passeio produzidos no Brasil. De 1983 a 1988, essa proporção foi sempre superior a 90%, atingindo um máximo de 96% em 1985. Em 1980 o preço do álcool combustível equivalia a 53% do preço da gasolina. Porque o álcool combustível vinha sendo subsidiado pela gasolina, o seu preço foi aumentado, em poucas etapas, até o equivalente a 69% do preço da gasolina em 1988.

Em consequência, no ano seguinte, as vendas de veículos a álcool diminuíram para quase 60% do total de veículos produzidos no país. Em 1989, grande parte da colheita de cana de açúcar foi destinada à produção e exportação de açúcar refinado para obtenção de maior lucratividade no mercado internacional. Medidas cabíveis e com a velocidade de reação necessária para reverter tal situação, não foram tomadas a tempo. Inevitavelmente, a crise no abastecimento de álcool combustível ocorreu naquele ano em todo o território nacional. Muitos proprietários de veículos a álcool sofreram a escassez e até a falta de combustível. Sem dúvida, foi um período incômodo vivido pelos consumidores que acreditaram no Proálcool. Uma alternativa encontrada pelos consumidores que necessitavam de seus veículos para trabalho e locomoção própria era a conversão dos motores de seus veículos para operação com gasolina, o que era dispendioso. Tais fatos abalaram a credibilidade no Proálcool. Em 1990, as vendas de veículos a álcool haviam caído para cerca de 10% do total de veículos produzidos. Em 1997, a produção de veículos a álcool já havia descido praticamente ao nível zero.

Atualmente, a situação mundial do petróleo é completamente diferente, e para melhor, daquela ocorrida na década de 70. É interessante observar que, se os níveis de produção de veículos a álcool ocorridos no período de 1983 a 1988 tivessem sido mantidos, o consumo de gasolina no Brasil teria sofrido drástica redução em curto espaço de tempo. Até a presente data, o futuro do programa a álcool não está definido.

## **1.2 A origem deste estudo**

Em 1989, algumas das principais regiões do Brasil sofreram a escassez de álcool combustível. Isso, na ocasião, causou grande incômodo aos proprietários de veículos a álcool. Tal situação, a curiosidade e o interesse profissional do autor constituíram os

ingredientes que deram origem a este estudo. Em princípio, com pouca ênfase em desempenho e rendimento, o objetivo foi o de desenvolver a conversão reversível de motores a álcool para gasolina, de forma simples, rápida, e barata. Dessa maneira, qualquer proprietário de veículo a álcool, ante a falta desse combustível nos postos de abastecimento, poderia fazer a conversão para gasolina, resolvendo o seu problema de locomoção. E, caso o desejasse, a reversão para álcool poderia ser efetuada rapidamente e sem dificuldade. Na época, os motores a álcool possuíam razão de compressão cerca de 40% maior do que a comumente utilizada nos motores a gasolina. Era considerado pouco provável, como ainda o é nos dias atuais, que motores de ignição por centelha pudessem operar com alta razão de compressão, sem que houvesse perda significativa de rendimento ou problemas de durabilidade relacionados ao fenômeno da detonação. Ciente disso, o autor imaginou então que, para operar um motor a álcool com gasolina comum, o processo de combustão poderia ser deslocado na direção da fase de expansão do ciclo de operação do motor. Assim, a detonação poderia ser evitada pelo atraso conveniente da centelha. E pelo fato de a razão de compressão ser maior que a dos motores a gasolina convencionais, as perdas havidas no rendimento e no desempenho poderiam, até um certo limite, ser diminuídas.

Com base nesse raciocínio, a conversão reversível concebida para os motores da época consistiu do atraso da ignição, efetuado pela alteração da posição do distribuidor, e da modificação da curva de vazão do carburador, através da substituição de alguns calibradores de vazão. Essas operações eram bastante simples. A reversão do motor para o seu estado original poderia ser feita de forma igualmente rápida e sem dificuldades. Com tais alterações, e na forma concebida para a condução do processo de combustão, as expectativas iniciais eram que um veículo a álcool funcionasse razoavelmente bem

com gasolina. O seu desempenho provavelmente seria inferior ao que se obteria com o motor em seu estado original.

Para verificar a eficiência dessa conversão, quatro veículos originais a álcool, de produção nacional, foram preparados e experimentados com gasolina comercial comum. Os resultados dessa experiência superaram as expectativas. Eles mostraram que o desempenho dos veículos convertidos, numa avaliação subjetiva, não havia sido afetado; a dirigibilidade havia sido boa, e o fenômeno da detonação não havia acontecido. O objetivo inicial do estudo, meramente prático, havia sido atingido. A conversão reversível pretendida foi obtida, pois, com sucesso.

Os resultados dessa experiência, contudo, causaram certa surpresa ao autor, porque, para operação com gasolina, o aumento da razão de compressão em relação ao valor convencional havia sido muito grande. É oportuno observar que TAYLOR; TAYLOR<sup>(2)</sup>, pag. 519, já haviam notado que para a maioria dos combustíveis a potência obtida no limite de detonação poderia ser *mantida* para um aumento considerável de razão de compressão, atrasando-se apropriadamente a centelha. Entretanto, a faixa de razões de compressão a que eles se referiram estava situada entre os valores 7,3 e 8,7 aproximadamente.

Os resultados das experiências realizadas evidenciaram que a idéia de deslocar o processo de combustão na direção da fase de expansão, na razão de compressão substancialmente maior, tinha fundamento. Para explicar os resultados positivos obtidos, o autor formulou uma hipótese. Surgiu-lhe, então, o interesse em analisar tecnicamente tal idéia, e verificar a validade de tal hipótese.

Com essa finalidade, e de acordo com os recursos disponíveis, novas experiências foram realizadas. Em dinamômetro de bancada, utilizou-se, dessa vez, somente motores



a gasolina operando com a razão de compressão de motores a álcool.

A partir de 1989, a indústria automobilística promoveu o rápido desenvolvimento dos sistemas eletrônicos de injeção. Isso possibilitou, nessas novas experiências, que os ajustes de combustível e de centelha fossem feitos com mais precisão do que o permitido com a utilização de carburadores e distribuidores utilizados na experiência inicial.

Nas condições em que foram realizadas as experiências, a validade da hipótese foi, então, verificada. Constatou-se também que houve aumento de rendimento no freio dos motores experimentados.

As causas de alguns efeitos observados precisavam, contudo, ser ainda esclarecidas. A validade da hipótese, em uma ampla faixa de altas razões de compressão, precisava ser também verificada.

Para tal, de forma mais abrangente, foram realizadas uma série de outras experiências, também em dinamômetro. As novas metas, agora, consistiam em: 1. determinar os efeitos no desempenho e nas emissões poluentes de um motor de ignição por centelha, operando conforme a idéia de combustão deslocada para a fase de expansão, em ampla faixa de altas razões de compressão; 2. encontrar explicações para os efeitos observados; 3. provar a validade da hipótese.

Os resultados dessa série de experiências forneceram os elementos necessários à elaboração da tese ora apresentada e constituem a matéria principal deste estudo.

### **1.3 Objetivos**

De âmbito restrito a motores de ignição por centelha, os objetivos deste trabalho consistem basicamente em: 1. apresentar a idéia de deslocar a combustão na direção do curso de expansão de forma permitir a operação de motores com razões de compressão



maiores que as convencionais, e sem a ocorrência de detonação; 2. mostrar que essa idéia é factível, podendo ser até vantajosa, mesmo que o combustível utilizado seja comum; 2. apresentar, em forma de hipótese, uma explicação que dá fundamento a tal conceito; 3. mostrar a validade dessa hipótese; 4. mostrar, os efeitos causados no desempenho e nas emissões poluentes; 5. explicar os efeitos observados.

## 2 PESQUISA BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Introdução

Na obtenção de maior potência líquida e maior rendimento térmico, um dos principais fatores que impedem o aumento da razão de compressão dos motores de ignição por centelha atuais, segundo o conhecimento atual, está na qualidade da octanagem dos combustíveis produzidos em grande escala para uso veicular. Quando aludimos ao ciclo de volume constante, estabelecendo com ele aproximações que nos auxiliem no entendimento dos processos que se desenvolvem nos ciclos reais, fica claro que o aumento da razão de compressão produz aumento de rendimento térmico. Atualmente, a razão de compressão é entendida na forma de não haver um valor preciso e ideal com o qual os motores de ignição por centelha devam operar. Cada motor, por suas características particulares de projeto, por seu combustível particular, possui sua razão de compressão no valor que lhe é adequado. No geral, entretanto, para motores de duas válvulas por cilindro, e para os vários tipos de gasolina existentes no mercado, esse valor tem ocorrido em torno de 10. Contudo, estudos, objetivando elevá-la, prosseguem à medida que tecnologias relacionadas a geometria de câmaras de combustão, a combustíveis, ao controle de emissões poluentes, a materiais de maior resistência, ao controle eletrônico de ignição e alimentação vão se desenvolvendo. Além disso, pesquisas têm sido conduzidas no sentido de descobrir os mecanismos responsáveis pela ocorrência de detonação e, assim, encontrar formas de prevê-la e de controlá-la.

É importante salientar que, não obstante o fato de se saber do grau de complexidade dos processos reais dos motores de ignição por centelha e de ignição por compressão, são feitas, naturalmente, alusões ao ciclo de volume constante e ao ciclo de

pressão limitada, respectivamente. Tais alusões, todavia, exprimem, ainda que de forma bastante implícita, o pensamento atual de que esses motores *deveriam* operar conforme seus modelos idealizados. Para motores de ignição por centelha, tal idéia tem conduzido análises, experiências, e, conseqüentemente, gerado conclusões as quais a ela se referem e a ela se restringem. Como será visto adiante, seguindo outro conceito de operação, verifica-se que alguns efeitos observados no desempenho de um motor de ignição por centelha, quando a razão de compressão é incrementada, apresentam tendências opostas às já tradicionalmente conhecidas. Tal fato torna possível e viável a operação de motores de alta razão de compressão. Neste estudo, em conformidade com o limite atual,  $r_c = 10$ , para gasolinas veiculares comuns, conhecido para motores de um único comando de válvulas sobre o cabeçote, e com uma única vela de ignição disposta lateralmente, uma razão de compressão compreendida entre os valores [11,12,13, ...N], para um limite superior N não especificado, e não necessariamente um número inteiro, caracteriza um motor de alta razão de compressão ou, como também denominado comumente, de *alta compressão*. O intervalo de razões de compressão [11,12,13,...,N] definido acima, neste trabalho, é denominado de *faixa de altas razões de compressão*.

## 2.2 Pesquisa bibliográfica

De forma breve, os parágrafos que seguem apresentam os resultados de uma pesquisa bibliográfica efetuada nos trabalhos publicados na área de pesquisa de rendimento térmico em função da razão de compressão. Em ordem cronológica, pode ser verificada a evolução da razão de compressão nos motores de ignição por centelha desde a década de 20 até os dias atuais. Da comparação das opiniões e conclusões de alguns dos diversos autores analisados, nota-se divergências no tocante a causas

primárias de certos efeitos observados na prática. E isso demonstra claramente que muito há que se pesquisar e desenvolver nesse campo para se obter o melhor rendimento possível na conversão da energia química do combustível em energia mecânica utilizável.

KETTERING<sup>(3)</sup>, em trabalho publicado na SAE em 1947, apresentou dados experimentais obtidos em um motor monocilíndrico com razões de compressão de 6,2 a 15, e em dois motores 6-cilindros com razão de compressão, respectivamente, de 6 e 12,5. Com a utilização do combustível parafínico triptana, para evitar detonação, foi observado que ganhos substanciais poderiam ser obtidos no rendimento térmico caso a rigidez da estrutura do motor suportasse as altas cargas resultantes. A Fig. 2.1, e a Fig. 2.2, reproduzidas dessa referência, mostram respectivamente o efeito do aumento da razão de compressão no rendimento térmico, e o comportamento da pressão de compressão, dos picos de pressão e da temperatura de escapamento, encontrados para o motor monocilíndrico utilizado. O rendimento térmico cresceu rapidamente até a razão de compressão 12,5, estabilizando, então, em torno de 32%. Até esse ponto, o rendimento térmico indicado foi bastante próximo ao calculado pela consideração de ciclo ideal de volume constante. Como mostrado na Fig. 2.2, o pico de pressão no cilindro, 580 psi, na razão de compressão mínima, 6,2, foi crescente até a máxima razão de compressão analisada, 14, atingindo um máximo por volta de 1230 psi. A temperatura de escape diminuiu continuamente em cerca de 200 °F. Os resultados obtidos nos motores 6-cilindros, para somente duas razões de compressão, mostraram tendências similares às apresentadas pelo motor monocilíndrico.

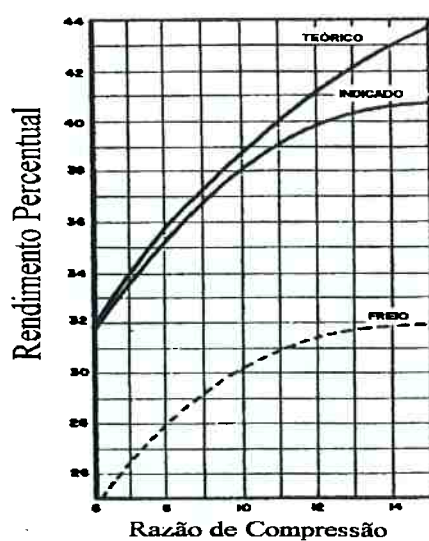


Figura 2.1 - Aumento percentual de rendimento térmico, baseado na razão de compressão de referência: 6,4. KETTERING<sup>(3)</sup>.

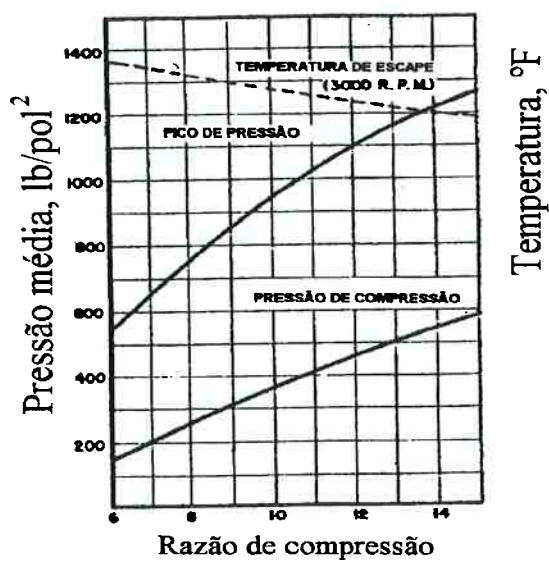


Figura 2.2 - Comportamento da pressão de compressão, dos picos de pressão no cilindro, e da temperatura de escape. KETTERING<sup>(3)</sup>.

O motor de razão de compressão 12,5, por ter sua rigidez projetada para suportar

maiores esforços, não apresentou funcionamento "áspero", na época tido como efeito característico em motores de alta compressão.

KETTERING<sup>(3)</sup>, discutindo seus resultados, considerou que o aumento da razão de compressão dos motores de ignição por centelha, no futuro, estariam condicionados à habilidade de a indústria petrolífera em produzir combustíveis com maiores octanas químicas, e à habilidade de a indústria automobilística em projetar motores que oferecessem maior número de octanas mecânicas.

Estudos posteriores, relatados por MACCUEN<sup>(4)</sup> em 1951, mostraram a relação entre razão de compressão e rendimento térmico para motores V-8 com razões de compressão 8, 10, e 12.

CHANDLER; ENOCH<sup>(5)</sup> em trabalho referente a octanas mecânicas, publicado em 1956, sugerem um método para determinação da melhor razão de compressão e da melhor relação ar-combustível. Para a aplicação desse método, entretanto, em função do combustível a ser utilizado, para varias relações ar-combustível (sem a adição de compostos anti-detonantes), e para cada geometria de câmara de combustão considerada, curvas de percentual de perda de potência em função do requisito de octanas deveriam ser obtidas. Tais curvas deveriam indicar, inclusive, os requisitos de octanagem para obtenção de potência máxima, em MBT †, e, os requisitos de octanagem para obtenção da potência limitada pela detonação. Segundo esses autores, um não desprezível aumento de eficiência térmica, ou de potência máxima, poderia ser obtido através do balanceamento adequado da geometria da câmara de combustão, do retardamento da centelha e do enriquecimento da mistura combustível-ar. Eles aplicaram

---

† A sigla MBT é a abreviação do termo, na língua inglesa, *minimum spark advance for best torque*. Significa o mínimo ângulo de ignição necessário para gerar o maior torque no motor, na condição de operação pretendida.

esse método a um motor 6-cilindros, na condição de operação a plena carga e 1500 rev/min, com razão de compressão inicial de 7,3, e com um combustível de número de octanas 87,2 (segundo procedimento CFR <sup>‡</sup>, F-1). Os resultados da aplicação desse método são mostrados na Fig. 2.3. Nessa figura, o resultado do método de balanceamento é mostrado na forma de um gráfico de potência limitada pela detonação versus razão de compressão. A curva inferior representa a potência limitada pela detonação para um requisito de octanagem constante, 85, a qual foi obtida pelo retardo da ignição e pelo aumento da razão de compressão. A próxima curva mostra a potência limitada pela detonação para o combustível a ser utilizado no motor, e que também foi obtida pelo retardo da ignição e pelo aumento da razão de compressão. A curva seguinte, com o mesmo combustível, é o resultado da combinação do enriquecimento da mistura com o retardo da ignição. A curva superior é a potência em MBT, obtida com combustível com composto anti-detonante e com uma razão ar-combustível de 13:1.

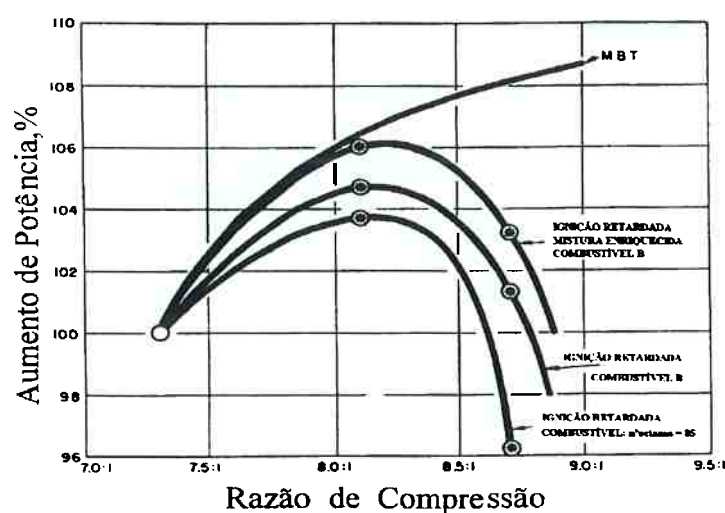
Com o combustível utilizado, através do enriquecimento da mistura ar-combustível, com retardo da ignição, e com o particular motor utilizado na época, eles conseguiram obter um máximo de potência, sem detonação, na razão de compressão 8,2 aproximadamente. O ganho de potência foi de 6,2%. O máximo rendimento térmico, também sem detonação, foi obtido na razão de compressão 8,9. Em tais curvas, é notável a perda brusca de desempenho com o aumento da razão de compressão além do valor 8,2.

CAMPBELL<sup>(6)</sup> relatou sobre a evolução do combustível e do rendimento dos motores de ignição por centelha havida entre 1920 e 1957. No início desse período, nos Estados

---

<sup>‡</sup> Abreviação de *Cooperative Fuel Research*. Comitê fundado em 1921, nos EUA, para promover o desenvolvimento de combustíveis e motores de combustão.

Unidos, os motores de produção tinham razão de compressão tão alta quanto os combustíveis produzidos poderiam suportar: 4 a 4,5. Embora não houvesse sido estabelecida ainda a escala de octanagem (a qual se deu em 1927), supõe-se que esses combustíveis comerciais tinham número de octanas por volta de 50. O desenvolvimento da gasolina com chumbo tetraetila, em 1923, possibilitou a produção de um combustível que permitiu aumentos significativos na razão de compressão.



**Figura 2.3** - Curvas de variação relativa de potência. Dados obtidos por CHANDLER; ENOCH<sup>(5)</sup> em um motor 6-cilindros, a plena carga e 1500 rev/min.

Tanto a indústria automobilística como a indústria petrolífera, buscaram incessantemente melhorar o rendimento dos motores de produção, o que, julgava-se, só poderia ser obtido substancialmente com o aumento da razão de compressão e com o aumento da octanagem dos combustíveis comerciais. As subseqüentes tendências de aumento da característica anti-detonante dos combustíveis produzidos em escala



comercial, e de aumento da razão de compressão dos motores de produção podem ser observadas na Fig. 2.4 e Fig. 2.5, respectivamente, reproduzidas dessa referência. Nessas figuras verifica-se os resultados do desenvolvimento dos processos de produção dos combustíveis (polimerização, craqueamento catalítico, isomerização, etc.), e do desenvolvimento do projeto dos motores.

CAMPBELL<sup>(6)</sup> observou também que, para melhorar ainda mais o rendimento dos motores, muito trabalho deveria ser desenvolvido no sentido de otimizar fatores tais como sistemas de ignição e suprimento de combustível, uniformidade de produção, atrito, processo de indução, formato da câmara de combustão, etc.

CARIS; NELSON<sup>(7)</sup> investigaram experimentalmente a relação entre rendimento térmico e razão de compressão em uma série de motores V-8 de produção, com 5,3 dm<sup>3</sup> de deslocamento, e com razões de compressão de 9 a 25. Os resultados desse trabalho, o mais extenso dos estudos até agora realizados nesse campo, foram publicados na *SAE Transactions*, em 1958. Nos motores analisados, similares entre si, as câmaras de combustão eram formadas por pistões com cavidade cilíndrica e cabeçote plano. As mudanças na razão de compressão eram efetuadas mudando-se somente a profundidade da cavidade; assim, a distância mínima da cabeça do pistão ao cabeçote (aproximadamente 1,53 mm) e a posição da cavidade permaneciam constantes para cada motor. Considerando a hipótese de os motores não suportarem as altas cargas previstas no início das experiências, por motivos de segurança, os autores substituíram as capas originais dos mancais principais do virabrequim por barras de aço adequadamente preparadas. O combustível usado nas experiências foi a isoocatana. Para evitar a detonação e para que a regulagem de centelha ocorresse no MBT, eram feitas adições

suficientes dos compostos anti-detonantes TEL, chumbo tetra-etila, e AK-33X, composto anti-detonante a base de manganês, produzido pela ETHIL CORP.<sup>(8)</sup> à medida que a razão de compressão analisada era incrementada.

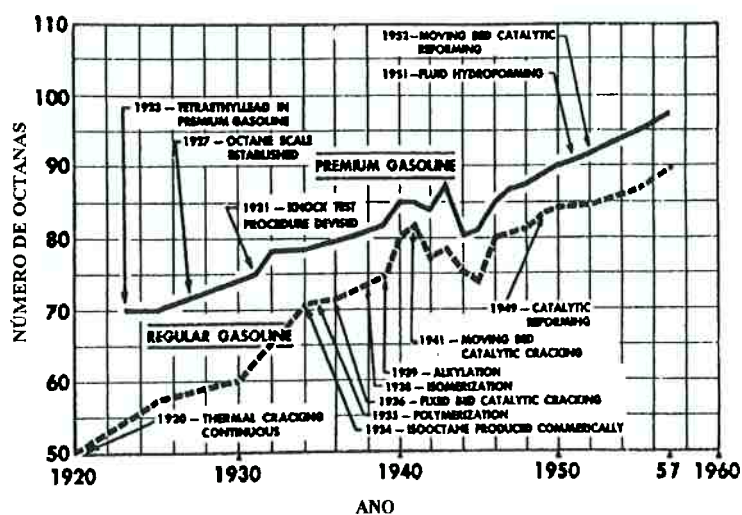


Figura 2.4 - Octanagem média dos combustíveis produzidos nos EUA para motores de ignição por centelha. CAMPBELL<sup>(6)</sup>.

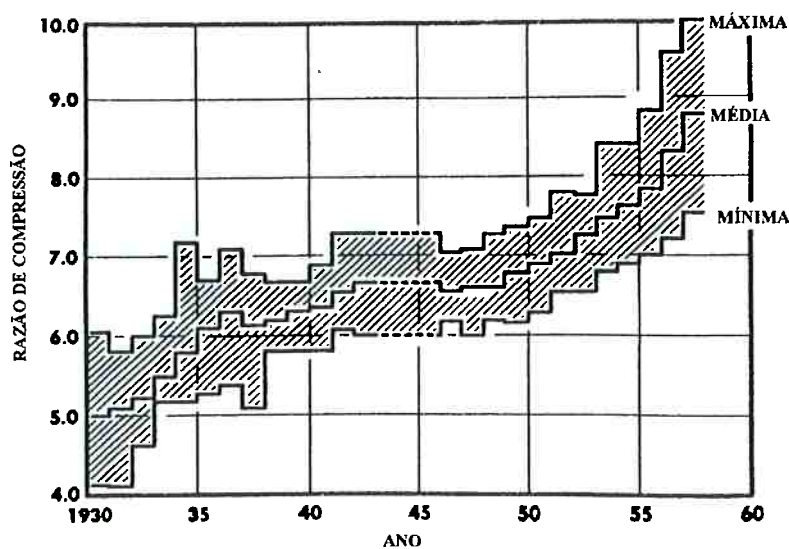


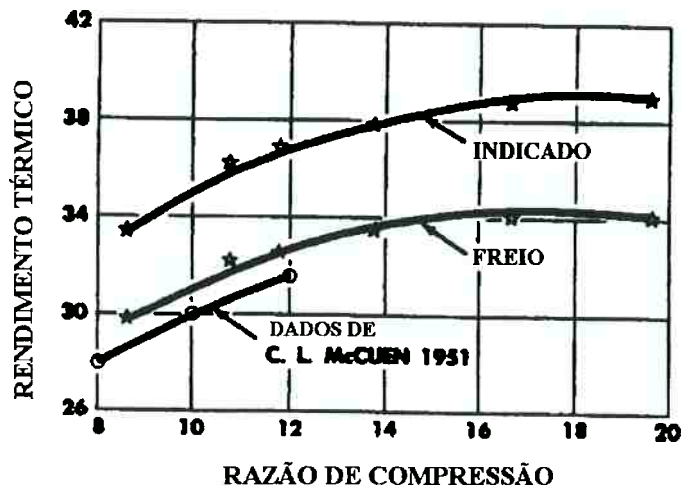
Figura 2.5 - Evolução da razão de compressão dos motores produzidos nos EUA no período de 1930 a 1957. CAMPBELL<sup>(6)</sup>.

Em dinamômetro, e em operação a plena carga, os motores foram experimentados na rotação de 2000 rev/min. Em cargas parciais, as medições foram efetuadas nas rotações de 1200, 2000, e 2800 rev/min, correspondentes às velocidades de um veículo a 30, 50 e 70 mph (48; 80 e 113 km/h, aproximadamente). Nessas condições, as regulagens ar-combustível foram otimizadas tanto para máxima potência como para mínimo consumo específico de combustível. Esses dados, mais os dados de medição de pressão-tempo tomados na câmara de combustão, ajudou-os a tentar explicar as diferenças entre as relações teóricas e as observadas na prática. O rendimento térmico foi calculado dos dados de consumo específico de combustível, tendo-se por base o poder calorífico inferior da isoootana.

A Fig. 2.6, reproduzida dessa referência, mostra os resultados obtidos na condição de plena carga, 2000 rev/min, ajuste de centelha em MBT, e regulagem ar-combustível para máxima potência no freio. Nessa figura, são apresentados o rendimento térmico indicado, o rendimento no freio, e o rendimento calculado, em função da razão de compressão. Conforme relatado pelos autores, os requisitos de octanagem em plena carga foram tão elevados nas altas razões de compressão que as medições puderam ser efetuadas somente até a razão de compressão 20.

Segundo os autores, em suas experiências o rendimento mecânico dos motores permaneceu essencialmente constante e no valor 0,89, ao longo de toda a faixa de razões de compressão considerada. A eficiência volumétrica foi também constante, e em torno do valor 82,5%, a plena carga e 2000 rev/min. De acordo com essa figura, o rendimento térmico apresentou um máximo no entorno da razão de compressão 17; para razões de compressão maiores, o rendimento decresceu levemente. Inclusos na Fig. 2.6, encontram-se os dados reportados por MACCUEN<sup>(4)</sup>, e que demonstraram estar em boa

concordância com os dados apresentados por CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>.



**Figura 2.6** - Efeito da razão de compressão no rendimento térmico. Motor de ignição por centelha de oito cilindros e  $5,3 \text{ dm}^3$ , operando a 2000 rev/min e plena carga. A razão ar-combustível foi ajustada para máxima potência. CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>.

A Fig. 2.7, também reproduzida dessa referência, mostra o ganho percentual relativo da potência e do rendimento térmico observados, e do rendimento térmico calculado. Vê-se aí que tanto o aumento de rendimento como o aumento de potência observados apresentam um máximo por volta da razão de compressão 17, e são da ordem de 13 % e 14%, respectivamente. O aumento de potência observada acompanhou a mesma tendência do aumento de rendimento térmico em função da razão de compressão.

Em cargas parciais, os resultados apresentados foram os mostrados na Fig. 2.8. Da mesma forma, verifica-se que os rendimentos térmicos para as cargas parciais consideradas apresentaram um máximo nas imediações da razão de compressão 17,

decrecendo levemente a partir desse ponto.

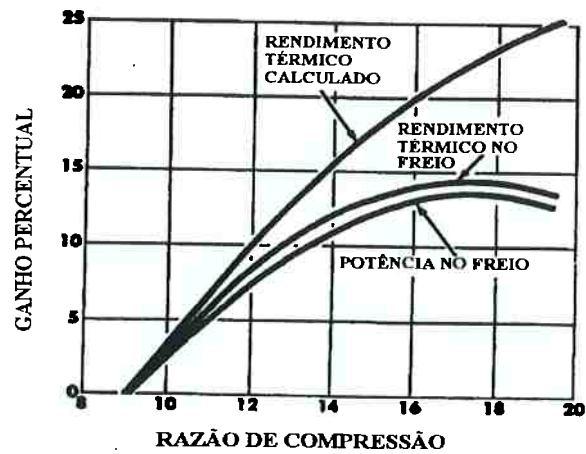


Figura 2.7 - Ganho relativo no rendimento térmico. Plena carga, 2000 rev/min. CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>.

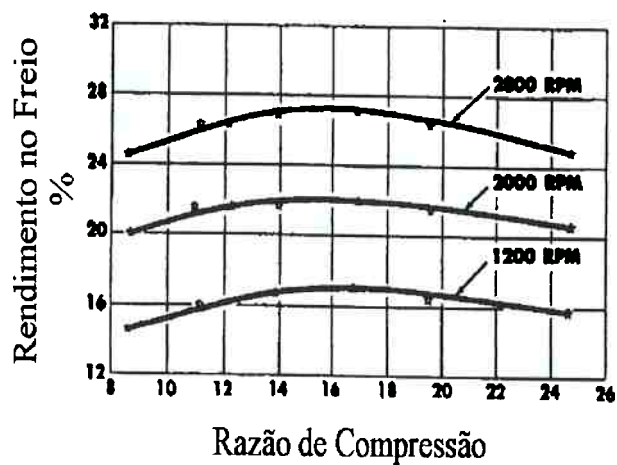


Figura 2.8 - Rendimento térmico em cargas parciais. CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>.

Os autores atribuíram o fato de o rendimento térmico ter apresentado um pico na razão de compressão 17, tanto em cargas parciais como em plena carga, ao fenômeno da

‘queima atrasada’ da mistura ar-combustível. Segundo eles, pelos dados então disponíveis, a influência conjunta do aumento do atrito, do aumento das perdas por bombeamento, e as alterações nos coeficientes politrópicos de compressão e expansão supostamente era de magnitude secundária.

As evidências de queima atrasada foram por eles atribuídas ao aumento da razão superfície/volume da câmara de combustão, o que causaria maior perda de calor e diminuição do nível de turbulência da carga; à crescente importância relativa dos volumes existentes na câmara de combustão, o que faz diminuir a taxa de combustão (em razões de compressão maiores, a distribuição de massa em toda a câmara de combustão tende a se uniformizar). Também, baseados em suas medições de pressão no cilindro, diagramas  $\log p - \log V$ , os autores fazem interessante observação: “*Nos motores experimentados, a tendência a combustão em volume não constante aumenta à medida que a razão de compressão é incrementada...*”. Em parte, a diminuição de rendimento térmico observada a partir da razão de compressão 17, foi atribuída também a esse fator.

Os autores concluem o seu trabalho notando que os valores e relações por eles encontrados referiam-se ao projeto convencional dos motores utilizados na época, e que, de forma alguma, estes deveriam ser generalizados. É também observado que, a fim de aumentar ainda mais o rendimento térmico dos motores futuros, o problema de se obter combustão completa na região do PMS (ponto morto superior) deveria também ser solucionado. Além disso, a tendência futura do aumento da razão de compressão estaria sob dependência da habilidade da indústria petrolífera em produzir economicamente combustíveis de alta octanagem.

CURRY<sup>(9)</sup> em 1962 apresentou os resultados de suas investigações experimentais sobre a propagação tridimensional da chama, no que se refere a tempo de chegada da frente de chama a locais específicos da câmara de combustão, em formato de disco, do motor<sup>§</sup> CFR<sup>(10)</sup>. A faixa de razões de compressão analisada foi de 6,5 a 20. Suas observações foram apresentadas na forma de mapas de propagação de chama. Sob as condições por ele verificadas, o rendimento térmico do motor CFR também apresentou um máximo nas imediações da razão de compressão 17, tal como obtido por CARIS; NELSON<sup>(14)</sup>. CURRY<sup>(9)</sup>, entretanto, sugeriu, com base em suas observações, que o fato de o rendimento térmico ter sido máximo na razão de compressão 17 foi ocasionado pela 'queima lenta' da mistura. A queima lenta, distintamente do fenômeno de queima atrasada, seria consequência da diminuição da velocidade de queima turbulenta ocasionada pela relativa proximidade da cabeça do pistão à superfície do cabeçote, e também por efeitos de *extinção parcial de chama* \*\* resultantes, KUO<sup>(10)</sup>.

Os resultados de CHANDLER; ENOCH<sup>(5)</sup>, mostrados na Fig. 2.3, embora seus objetivos tenham sido outros, e os resultados de CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>, Fig. 2.6, refletiram o comportamento do desempenho e do rendimento térmico dos motores da época, e os limites a que se poderiam chegar com combustíveis anti-detonantes. TAYLOR<sup>(12)</sup> discorrendo sobre os efeitos da razão de compressão sobre o desempenho de motores de quatro tempos, apresenta, inclusive, tais resultados como referência ao estado da arte até 1965.

---

<sup>§</sup> Motor de razão de compressão variável, com câmara de combustão em formato de disco, desenvolvido pela Waukesha Motor Company. Utilizado para pesquisas em motores e combustíveis.

\*\* Na literatura internacional específica sobre combustão, o efeito de extinção da chama é designado pela expressão, na língua inglesa, *flame quenching*. Veja Kuo, K. K., 'Principles of Combustion'.



GRUDEN; HÖCHSMANN<sup>(13)</sup> estudaram o comportamento do motor Porsche 924 sob alterações por eles denominadas de "termodinamicamente otimizadas". Essas alterações consistiam: 1. da mudança da geometria da câmara de combustão de modo a provocar intensa turbulência na carga admitida, e permitir operação sem detonação em razões de compressão mais altas e com o uso de misturas ar-combustível empobrecidas; 2. do aumento da razão de compressão para valores ótimos, com relação a potência máxima obtida, detonação, e desempenho em cargas parciais; 3. otimização da mistura ar-combustível e do ângulo de ignição para cada ponto de operação objetivando emissões, dirigibilidade e mínimo consumo específico de combustível. Em relação ao motor de produção, essas alterações foram as seguintes: formato da câmara de combustão com zonas de extinção de chama opostas à vela de ignição; aumento da razão de compressão, de 9,3 para 12,5; recalibração do sistema eletrônico de injeção de tal modo que, em cargas parciais, a razão relativa ar-combustível foi  $\lambda = 1,2$ , e em plena carga, ligeiramente enriquecida, foi  $\lambda = 0,9$ , e em marcha lenta, no valor estequiométrico. Os combustíveis usados, cada um com sua respectiva calibração, foram as gasolinas regular e premium, e o combustível M15 (gasolina oxigenada), disponível na República da Alemanha. Quando comparado com o motor de produção, o consumo de combustível foi reduzido em 5% na faixa de mínimo consumo específico, e em 25% em marcha lenta. Em desempenho a plena carga, foi obtido aumento de desempenho praticamente em toda a faixa de rotações de operação, e da ordem 10% a partir de 3000 rev/min, e 5% abaixo dessa rotação. Devido aos aumentos constatados nas solicitações térmica e mecânica, verificações nesse sentido foram iniciadas e abrangeram testes de campo, sob condições reais, em mais de 70 veículos preparados com tais motores. Em



avaliação efetuada após 80.000 km de teste, comparativamente ao motor similar de produção, não foram constatadas diferenças em desgaste de componentes. As emissões de HC, CO e NO<sub>x</sub> foram praticamente iguais. Tanto consumo de combustível como emissões não sofreram deterioração. Segundo os autores, apesar de os resultados terem sido muito bons, havia, ainda, dúvidas com relação à durabilidade do motor, motivo pelo qual não foi liberado para produção. Entretanto, tal estudo forneceu elementos para o desenvolvimento do motor Porsche 944 de razão de compressão 10,6, a mais alta até então, 1982, existente na Europa.

JAMES<sup>(14)</sup>, 1982, tentou elucidar os motivos pelos quais o rendimento térmico apresentava um máximo na razão de compressão 17, conforme observado por CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>, e por CURRY<sup>(9)</sup>. Para isso, ele desenvolveu um modelo, para computador, do processo de propagação da chama numa câmara de combustão cilíndrica com o formato em disco, tal como a existente no motor CFR. Nesse modelo, o conteúdo da câmara de combustão foi dividido em duas zonas, uma de gás queimado e outra de gás não queimado, cada uma estando em seu respectivo estado de equilíbrio termodinâmico. Tal modelo utilizado é do tipo 'quasi-dimensional', no qual a posição da frente de chama durante a combustão é determinada a partir do conhecimento do volume de carga queimado, da posição do pistão, e com a suposição de que o desenvolvimento da chama é esférico e centrado na vela de ignição. Dissociação em conformidade com equilíbrio químico foi assumida nos produtos de combustão, com 15 espécies químicas presentes: CO<sub>2</sub>, CO, N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, O, H, OH, NO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>, HNO, N, NO. Os processos de transferência de calor foram tratados conforme a formulação de ANNAND apud JAMES<sup>(14)</sup>, e a carga no cilindro foi admitida homogênea e composta pela mistura

gasosa de ar, iso-octana ( $C_8H_{18}$ ), e gases residuais. A propagação da chama foi considerada nas quatro fases identificadas por LANCASTER et al.<sup>(15)</sup>: 1. ignição e crescimento central; 2. desenvolvimento da chama; 3. propagação completamente desenvolvida; 4. término.

Para a fase de propagação de chama completamente desenvolvida foi aplicada a correlação de velocidade turbulenta,  $U_T$ , desenvolvida por GROFF; MATEKUNAS apud JAMES<sup>(14)</sup>, para uma câmara de combustão em formato de cunha:

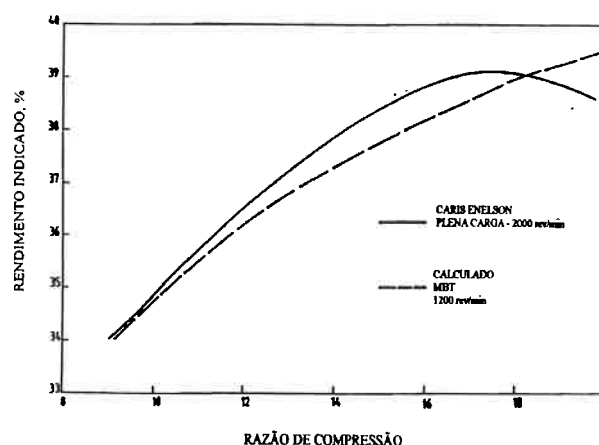
$$U_T = 2U_{LP} + 1,2u' \left( \frac{p}{p_m} \right)^{0,82} \left( 1 + 0,05\theta_s^{0,4} \right), \quad (2.1)$$

onde  $U_{LP}$  é a velocidade de queima laminar,  $u'$  é a intensidade de turbulência,  $p/p_m$  é a razão entre a pressão na câmara e a pressão obtida por acionamento, e  $\theta_s$  é o ângulo de ignição. Acima da razão de compressão 10, na fase de desenvolvimento da chama, foi admitido um crescimento linear da velocidade de queima entre o valor laminar, no fim da ignição e da fase de crescimento central, e o início da fase de propagação completamente desenvolvida.

Durante a fase de desenvolvimento da chama a expressão Eq. 2.1 foi multiplicada pelo fator  $1,07(r_f/30)^{1,04}$ , conforme sugerido por GROFF; MATEKUNAS apud JAMES<sup>(14)</sup>, com o propósito de incluir os efeitos crescentes da turbulência na frente de chama.  $r_f$  é a distância da frente de chama ao centro de propagação esférica. A aplicação da Eq. (2.1), na falta de uma correlação melhor, foi estendida para a fase de terminação da propagação da chama.

JAMES<sup>(14)</sup> comparou os resultados obtidos através desse programa de

computador com os mapas de chama obtidos experimentalmente por CURRY<sup>(9)</sup>, em uma ampla faixa de razões de compressão (6,5 a 20). Os resultados da simulação mostraram boa concordância do modelamento com os dados experimentais apenas no terço central de propagação (região de propagação totalmente desenvolvida). Nas demais regiões, de desenvolvimento da chama e de terminação, as diferenças dos valores calculados para os medidos foram significativas, de forma a superestimarem os processos reais. Comparativamente aos resultados de CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>, a Fig. 2.9 mostra a curva de rendimento térmico obtida com o referido modelo. Como pode ser visto nessa figura, há diferenças entre os valores dos rendimentos térmicos calculado e medido. A curva simulada não apresentou ponto de máximo dentro da faixa de razões de compressão verificada.



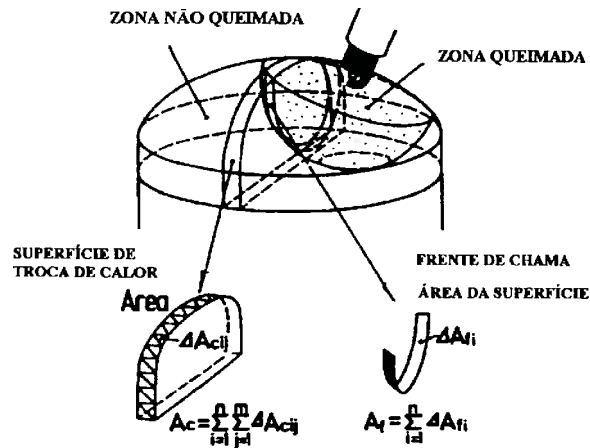
**Figura 2.9** - Curvas de rendimento térmico. Dados obtidos por CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>, experimentais, e JAMES<sup>(14)</sup>, simulados.

JAMES<sup>(14)</sup> atribuiu o fato de o rendimento térmico ter apresentado um máximo na razão de compressão 17 à redução da velocidade de queima, 'queima lenta',

possivelmente ocasionada pelo efeito de extinção parcial da chama, quando o pistão está próximo ao PMS nas altas razões de compressão, e ao aumento do desvio do padrão esférico de propagação da chama. Ambos os fatores tem o efeito de reduzir as taxas de queima de massa nesse ponto durante o processo de combustão no motor. O modelo não foi adequado para simular com relativa precisão a fase de terminação, motivo pelo qual o referido autor não pode tecer comentários firmes sobre o fenômeno de 'queima atrasada' proposto por CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>. Efeitos de dissociação não apresentaram restrições ao aumento do rendimento térmico com a razão de compressão.

MURANAKA et al.<sup>(16)</sup>, 1988, analisaram teórica e experimentalmente os fatores que influem no rendimento térmico de motores de ignição por centelha com altas razões de compressão. Através de simulação em computador e de experiências realizadas em dinamômetro, eles objetivaram determinar as causas que o limitam no valor 17, conforme verificado por CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>. Em análise teórica, o modelo para simulação do ciclo de operação por eles desenvolvido foi fundamentado nas seguintes suposições: 1. Durante a combustão, a chama se propaga esféricamente a partir do ponto de ignição; 2. A câmara de combustão é dividida pela frente de chama em duas zonas, uma de gases queimados e outra de gases não queimados, conforme ilustra a Fig. 2.10, obtida dessa referência; 3. A pressão dentro da câmara de combustão é uniforme e as temperaturas dos gases em ambas as zonas consideradas são também uniformes (exceto em cálculos de  $\text{NO}_x$ ); 4. Para produtos de combustão outros que  $\text{NO}$ , num total de 11 espécies químicas, suas concentrações foram calculadas nas condições de equilíbrio; 5. No cálculo da formação de  $\text{NO}_x$ , o mecanismo estendido de Zeldovich foi usado; 6. Para as temperaturas das paredes da câmara de combustão, valores constantes foram atribuídos

ao cabeçote, ao cilindro e ao pistão; 7. A equação de WOSCHNI é usada na obtenção das perdas de calor na câmara de combustão.



**Figura 2.10** - Esquema do modelo de propagação de chama de duas zonas utilizado por MURANAKA et al.<sup>(16)</sup>.

As equações básicas desse modelo, aplicadas ao fluido de operação na câmara de combustão, foram as dadas pelas Eq. 2.2 a Eq. 2.14.

Na conservação de energia,

$$\dot{m}_b U_b = \dot{m}_u h_u - \dot{q}_{cb} - p \dot{V}_b. \quad (2.2)$$

$$\dot{m}_u U_u = -\dot{m}_u h_u - \dot{q}_{cu} - p \dot{V}_u. \quad (2.3)$$

Para as equações de estado,

$$p V_b = m_b R_b T_b. \quad (2.4)$$

$$p V_u = m_u R_u T_u. \quad (2.5)$$

Na conservação de massa e volume

$$m_b + m_u = m_t. \quad (2.6)$$

$$V_b + V_u = V_t. \quad (2.7)$$

A taxa de liberação de calor foi aplicada para resolver as equações Eq. 2.2 a Eq. 2.14, e obter os valores de  $p$ ,  $m_u$ ,  $m_b$ ,  $T_u$ ,  $T_b$ ,  $V_u$  e  $V_b$ .

A constante do gás e a energia interna foram expressas por

$$\dot{R} = \frac{\partial R}{\partial \phi} \dot{\phi} + \frac{\partial R}{\partial T} \dot{T} + \frac{\partial R}{\partial p} \dot{p}, \quad (2.8)$$

e

$$\dot{U} = \frac{\partial u}{\partial \phi} \dot{\phi} + \frac{\partial u}{\partial T} \dot{T} + \frac{\partial u}{\partial p} \dot{p}, \quad (2.9)$$

onde  $p$ : pressão;  $V$ : deslocamento;  $m$ : massa;  $h$ : entalpia;  $\phi$ : razão de equivalência;  $R$ : constante do gás,  $T$ : temperatura;  $u$ : energia interna;  $q_c$ : perda de calor. Os subscritos  $u$ ,  $b$  e  $t$  referem-se a não queimado, queimado, e total, respectivamente.

As perdas de calor na câmara de combustão foram calculadas através da Eq.2.10.

$$q_c = \sum_{k=1}^3 \sum_{i=1}^2 \int h^* A_{ki} (T_{gi} - T_{wk}) dt. \quad (2.10)$$

O valor do coeficiente de transferência de calor  $h^*$  é obtido da equação de WOSCHNI, Eq. 2.11,

$$h^* = 110 d^{-0,2} p^{0,8} T^{-0,53} \left[ C_1 C_m + C_2 \frac{V_h T_1}{p_1 V_1} (p - p_m)^{0,8} \right], \quad (2.11)$$

onde  $C_1 = 2,28 + 0,308 C_n / C_m$ ,  $C_2 = 3,24 \times 10^{-3}$ , e  $d$ : diâmetro do cilindro,  $C_m$ : velocidade média do pistão,  $V_h$ : volume deslocado,  $C_n$ : velocidade de swirl,  $p_m$ : pressão de acionamento. Os cálculos para determinação de equilíbrio das 12 espécies

químicas consideradas foram efetuados com a mistura ar-combustível dada pela expressão Eq. 2.12.

$$\left[ C_n H_m O_l N_k + \frac{1}{\phi} \times \left( n + \frac{m}{4} - \frac{1}{2} \right) (O_2 + 3,73N_2 + 0,04Ar) \right]. \quad (2.12)$$

Com o objetivo de determinar as influências do projeto do motor e das variáveis de operação no rendimento térmico, a taxa de liberação de calor, empírica, foi a mostrada nas Eqs. 2.13 e 2.14.

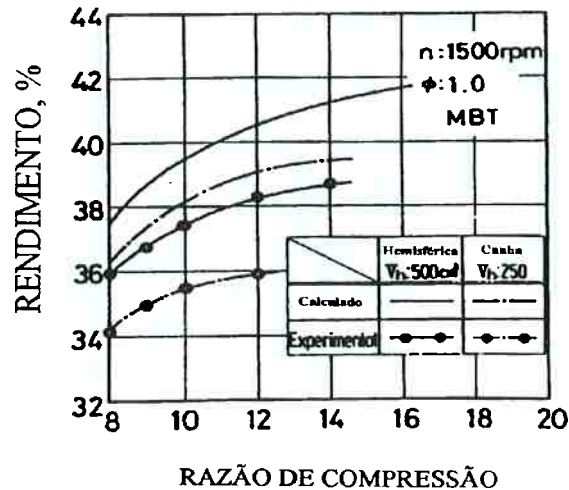
$$\dot{m}_b = \frac{m}{\theta_b} (\cos \theta + 1), \quad (2.13)$$

$$\theta = \left[ 2 \frac{\theta - \theta_i}{\theta_b} - 1 \right] \pi, \quad (2.14)$$

onde  $\dot{m}_b$ : taxa de queima de massa,  $\theta$ : ângulo na árvore de manivelas,  $\theta_i$ : ângulo de início de liberação de calor,  $\theta_b$ : duração da liberação de calor.

Os resultados dessa simulação, feita com as considerações acima relacionadas e os resultados da investigação experimental, efetuadas em dois motores monocilíndricos de 500 cm<sup>3</sup> e 250 cm<sup>3</sup>, com câmaras de combustão de formato hemisférico e cunha, respectivamente, são mostrados na Fig. 2.11. Conforme mostrado nessa figura, as diferenças observadas entre os valores experimentais e os calculados foram atribuídas por eles à precisão da equação de transferência de calor; às diferenças existentes entre os valores presumidos e os valores reais para as temperaturas das paredes do cilindro e a temperatura do ar no início da compressão; e a influência dos hidrocarbonetos, HC, não queimados remanescentes na câmara de combustão. Para o caso do motor monocilíndrico de 500 cm<sup>3</sup> e com câmara de combustão em formato hemisférico, o rendimento térmico atingiu um máximo na razão de compressão 14. Para o caso do

motor de 250 cm<sup>3</sup> e com câmara de combustão do tipo cunha, o rendimento térmico foi máximo na razão de compressão 12.

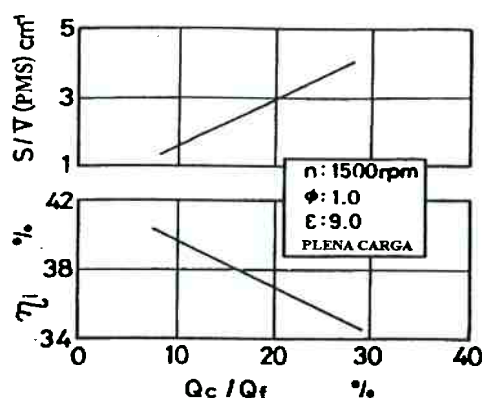


**Figura 2.11** - Comparação dos rendimentos térmicos calculado e experimental obtidos por MURANAKA et al.<sup>(16)</sup>.

Nas experiências, feitas em dinamômetro de bancada, foi usada gasolina de alta octanagem para permitir a obtenção de MBT sem a ocorrência de detonação, em qualquer condição de operação. Os resultados de OVERINGTON apud MURANAKA et al.<sup>(16)</sup>, em experiências similares efetuadas num motor monocilíndrico de 500 cm<sup>3</sup>, estão em relativa concordância com os dados apresentados nessa figura. apud MURANAKA et al.<sup>(16)</sup>, em análise e comparação de seus resultados experimentais e simulados, concluíram que os fatores principais que limitam a melhora do rendimento térmico nos motores de ignição por centelha em altas razões de compressão são as perdas de calor por arrefecimento e as perdas por combustível não queimado. Conforme



mostram os resultados de suas análises, a significância desses dois fatores é muito superior ao provável efeito de queima atrasada, Fig. 2.12 e Fig. 2.13. As perdas de calor por arrefecimento aumentam quando o volume deslocado e a carga diminuem. A quantidade de combustível não queimado aumenta com a razão  $S/V$  e com o volume deslocado.

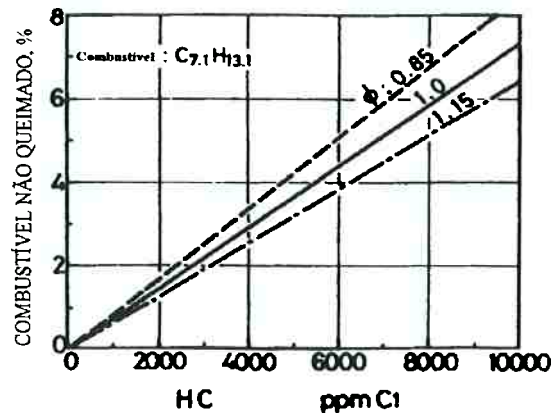


**Figura 2.12** - Relações entre as perdas relativas de calor por resfriamento,  $Q_c/Q_{LHV}$ , a razão superfície-volume da câmara de combustão,  $S/V$ , e o rendimento térmico  $\eta_i$ . MURANAKA et al.<sup>(16)</sup>.

Contrariando a hipótese de CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>, tais resultados revelaram que, para a câmara de combustão considerada, com o aumento da razão de compressão, a redução do tempo de duração da combustão provocaria ligeiro aumento no rendimento térmico

HEYWOOD<sup>(17)</sup>, 1988, fundamentado em trabalhos de diversos autores, resume os efeitos conhecidos da razão de compressão no desempenho dos motores de ignição por centelha. Como sabido, a análise de ciclo ideal mostra que o rendimento térmico aumenta continuamente com a razão de compressão segundo a Eq. 2.15.

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (2.15)$$



**Figura 2.13** - Relação entre concentração de hidrocarbonetos não queimados, emissões de HC, e a quantidade relativa de combustível não queimado. MURANAKA et al.<sup>(16)</sup>.

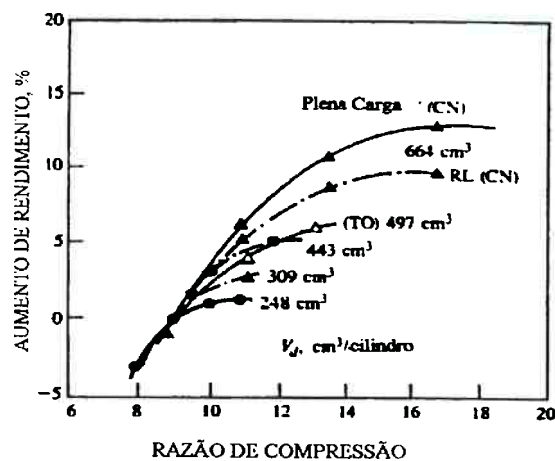
Segundo esse autor, com  $\gamma = 1,3$  essa relação também se aproxima das predições feitas com base em considerações de ciclo combustível-ar com razão de equivalência  $\phi = 1,0$ . Entretanto, num motor real, outros processos que influenciam desempenho e rendimento variam com mudanças na razão de compressão, a saber, a taxa e a estabilidade de combustão; transferência de calor; e atrito. Na faixa de rotações e cargas utilizáveis na prática, o impacto relativo que estes processos tem na potência e no rendimento também variam. Além disso, enquanto a razão de compressão geométrica (razão do máximo para o mínimo volume do cilindro) é bem definida, os processos de expansão e de compressão reais nos motores dependem dos detalhes do sincronismo das válvulas e da importância do escoamento através das válvulas enquanto estas estão

abrindo ou fechando. A habilidade atual em aumentar a razão de compressão está limitada pela qualidade de octanagem dos combustíveis disponíveis e pela detonação.

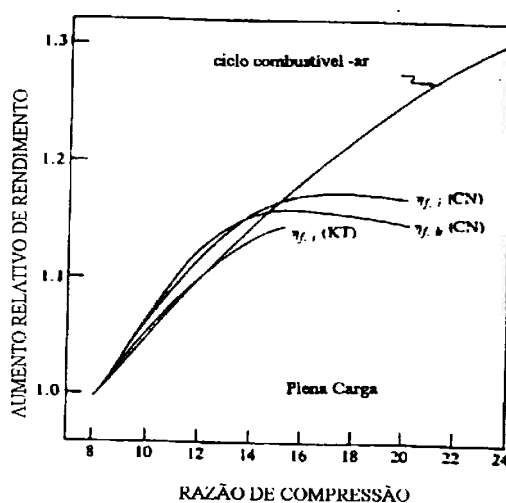
HEYWOOD<sup>(17)</sup> observa, até aquela data, que somente uns poucos estudos (muitos deles utilizados aqui como referência) haviam examinado o efeito da razão de compressão no desempenho e no rendimento dos motores de ignição por centelha, para uma larga faixa de razões de compressão. Em análise do efeito do aumento da razão de compressão no rendimento térmico em cargas parciais, conforme verificado por alguns pesquisadores, o autor apresenta, através da Fig. 2.14, obtida de MURANAKA et al.<sup>(16)</sup>., dados experimentais de rendimento térmico de motores com diferentes volumes de cilindro. A razão de compressão para o máximo rendimento e o máximo rendimento dependem, também, do tamanho do cilindro. Os dados de plena carga e de carga de estrada — duas curvas superiores, CARIS; NELSON<sup>(7)</sup> — confirmam que o aumento no rendimento com o aumento na razão de compressão em cargas parciais depende aparentemente dos detalhes da operação do motor em um grau significativo. Para a importante faixa de razões de compressão de 9 a 11, a relativa melhora no rendimento está entre 1 e 3 % por unidade de aumento de razão de compressão, dependendo do tamanho do cilindro e das condições de operação. Na mesma figura, encontram-se também dados similares obtidos por OVERINGTON et al. apud HEYWOOD<sup>(17)</sup>, os quais, para a razão volume deslocado/número de cilindros mais próxima, também estão em boa concordância com os dados obtidos por MURANAKA et al.<sup>(16)</sup>.

Para verificar de forma mais ampla os efeitos das variações da razão de compressão no rendimento, em regime de operação a plena carga, os dados de CARIS; NELSON<sup>(7)</sup> foram comparados com os dados obtidos por KERLEY; THURSTON apud

HEYWOOD<sup>(17)</sup>. Para essa finalidade, todos os conjuntos de dados foram normalizados através da divisão pelo rendimento obtido na razão de compressão 9. Essa comparação é mostrada na Fig. 2.15. A concordância entre os valores obtidos é boa para  $r_c \leq 14$ . Como referência, a curva de aumento proporcional de rendimento do ciclo combustível-ar foi adicionada ao gráfico.



**Figura 2.14** - Melhora do rendimento relativo no freio com o aumento da razão de compressão. Motores de ignição por centelha de diferentes relações de volumes deslocados, por cilindro, em cargas parciais (exceto a curva superior, obtida a plena carga, WOT, MURANAKA et al.<sup>(16)</sup> RL é a carga de estrada. CN, CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>., TO , THRING; OVERINGTON apud HEYWOOD<sup>(17)</sup>).



**Figura 2.15** - Melhora relativa do rendimento com o aumento da razão de compressão, motores de ignição por centelha em operação a plena carga: CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>, KERLEY e THURSTON apud HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

A temperatura de escapamento decresce à medida que a razão de compressão e o rendimento aumentam. Esse comportamento permanece até que a razão de compressão correspondente ao máximo rendimento seja alcançada. Tem sido verificado também que as perdas de calor para as paredes da câmara de combustão, como uma fração da energia química do combustível, também aumentam à medida que o rendimento e a razão de compressão crescem.

O efeito das mudanças na razão de compressão na emissão de NO é pequeno. Alguns estudos mostram um modesto aumento nas emissões específicas de NO à medida que a razão de compressão aumenta, quando em rotação e carga constantes; outros estudos mostram um leve decréscimo. Aumentando a razão de compressão, aumentam as emissões de hidrocarbonetos. Muitas tendências poderiam estar contribuindo para isso: importância relativa dos volumes das fendas em altas razões de compressão; menores

temperaturas de gás durante a parte final do curso de expansão, assim produzindo menos oxidação no cilindro; fração de gás residual decrescente, assim aumentando a fração dos hidrocarbonetos expelidos que permaneceriam dentro do cilindro; menores temperaturas de gases de escape causando menor oxidação no sistema de escapamento.

MIKULIC et al.<sup>(18)</sup>, 1989, verificaram, experimentalmente, o potencial de sistemas de combustão de queima rápida e de alta razão de compressão em motores de ignição por centelha de duas e quatro válvulas por cilindro. Tais sistemas consistiam da adequação de formato da câmara de combustão e dos dutos de admissão no cabeçote para geração de vórtice<sup>††</sup> controlado; do controle dos tempos de injeção; e do uso de injetores de combustível com entrada auxiliar de ar. Os motores de quatro válvulas possuíam desativação de porta de admissão<sup>‡‡</sup> para aumento da intensidade vortical. Tal trabalho foi conduzido inicialmente em motores monocilíndricos e posteriormente transferido para motores de 4-cilindros de 1,6 litro e 2,3 litro. Os resultados obtidos mostraram que, com razão de compressão 11, através da movimentação da carga e da preparação da mistura ar-combustível adequadas, o consumo específico de combustível e o nível de emissões tendem a diminuir razoavelmente.

Baseado em considerações de ciclos de ar de volume constante, Otto, e de pressão constante, Diesel, e considerações de gás perfeito, KLEIN<sup>(19)</sup>, 1991, apresentou uma explicação para as razões de compressão observadas na prática, tanto para os motores de ignição por centelha como de ignição por compressão. Segundo expresso nesse trabalho, os motores de ignição por centelha operam tipicamente com razões de

---

<sup>††</sup> Movimento de rotação da carga no interior do cilindro, e no entorno de seu eixo. Ocorre durante os processos de indução e compressão, veja HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

<sup>‡‡</sup> Sistema de bloqueio de escoamento, parcial ou total, do duto de admissão do cabeçote, geralmente, de quatro válvulas por cilindro, utilizado para geração de vórtice controlado.

compressão em torno de 10, a qual, pela explicação encontrada em livros texto clássicos, é o limite para ocorrência de auto-ignição na mistura ar-combustível. Os motores de ignição por compressão podem operar com razões de compressão superiores a 15. KLEIN<sup>(19)</sup> observou que, embora o rendimento térmico do ciclo de volume constante aumente com a razão de compressão, há uma razão de compressão que maximiza o trabalho líquido por ciclo, como mostrado na Fig. 2.16. Uma expressão analítica para essa razão de compressão ótima pode ser facilmente derivada para o ciclo de volume constante assumindo que a razão entre os seus calores específicos seja constante. Referindo ao diagrama  $T-S$  na Fig. 2.17a,  $W_{net}$ , o trabalho líquido do ciclo por unidade de massa de gás no cilindro, é dado por

$$W_{net} = W_{1-2} + W_{3-4} = c_v(T_1 + T_3 - T_2 - T_4). \quad (2.16)$$

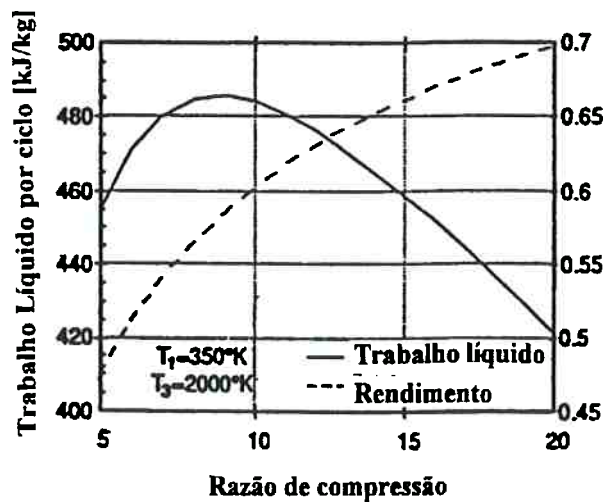
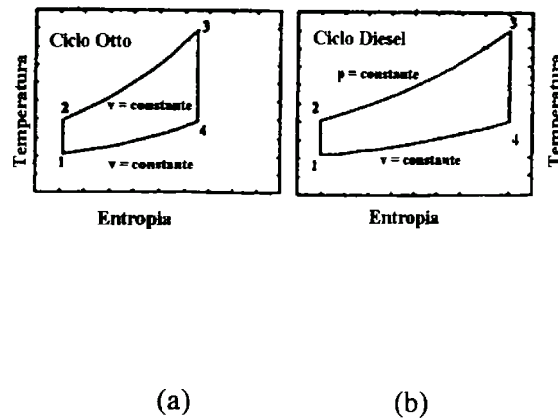


Figura 2.16 - Curvas teóricas do trabalho líquido e do rendimento para motores de ignição por centelha. KLEIN<sup>(19)</sup>.



**Figura 2.17** - Diagramas de temperatura-entropia para os ciclos de ar a volume , a, e a pressão, b, constantes, operando em máximo trabalho líquido e entre os mesmos limites de temperatura. KLEIN<sup>(19)</sup>.

Assumindo que os processos 1-2 e 3-4 sejam isentrópicos,

$$T_2 = T_1 r_c^{\gamma-1}, \quad (2.17)$$

$$T_4 = \frac{T_3}{r_c^{\gamma-1}}, \quad (2.18)$$

onde  $r_c = v_a/v_2 = v_4/v_3$ , é a razão de compressão. Eliminando  $T_2$  e  $T_4$ , com o uso das Eqs. 2.17 e 2.18, obtém-se

$$W_{net} = c_v \left[ T_1 (1 - r^{\gamma-1}) + T_3 \left( 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \right) \right]. \quad (2.19)$$

Na análise feita,  $T_1$ ,  $c_v$ , e  $\gamma$  são constantes. Se  $T_3$  também for considerada constante, o trabalho líquido dependerá somente da razão de compressão. Igualando  $dW_{net}/dt$  a zero, resulta a seguinte expressão para  $r_{cmax}$ , a razão de compressão que maximiza o trabalho

$$\text{líquido: } r_{cmax} = \left( \frac{T_1}{T_3} \right)^{\frac{1}{(2\gamma-2)}}. \quad (2.20)$$



O rendimento térmico,  $\eta$ , no máximo trabalho líquido, é dado por

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} = 1 - \sqrt{\frac{T_1}{T_3}}. \quad (2.21)$$

Notadamente, o rendimento em máximo trabalho líquido para o ciclo de volume constante tem a mesma forma que o rendimento deduzido por CURZON e ALHBORN apud KLEIN<sup>(19)</sup> com transferência de calor limitada, como primeiro observado por LEFF apud KLEIN<sup>(19)</sup>. É também importante notar que, quando o ciclo opera com máximo trabalho líquido,

$$T_2 = T_4 = \sqrt{T_1 T_3}. \quad (2.22)$$

Uma análise similar à apresentada para o ciclo de volume constante pode ser feita para o ciclo de ar de pressão constante representado na Fig. 2.17b. Assumindo  $T_1$ ,  $c_v$ , e  $\gamma$  constantes, o trabalho líquido do ciclo de pressão constante pode ser expresso como

$$W_{net} = W_{12} + W_{23} + W_{34} = c_v \left[ T_1 (1 - r_c^{\gamma-1}) + \gamma T_3 - T_1^{1-\gamma} T_3^\gamma r_c^{\gamma(1-\gamma)} \right]. \quad (2.23)$$

Como no ciclo de volume constante, há uma razão de compressão que maximiza o trabalho líquido. Assumindo  $T_3$  constante, a razão de compressão para o máximo trabalho é dada por

$$r_{c\max} = \left( \frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma^2}}. \quad (2.24)$$

Novamente, no máximo trabalho líquido,  $T_2 = T_4$ . O rendimento térmico do ciclo no máximo trabalho líquido é

$$\eta = 1 - \frac{(r_c^{\gamma-1} - 1)}{\gamma (r_c^{(\gamma^2-1)\gamma} - r_c^{\gamma-1})}. \quad (2.25)$$

Embora essa equação pareça ser bastante diferente da correspondente expressão para o rendimento do ciclo de volume constante, Eq. 2.21, o rendimento do ciclo de pressão constante no máximo trabalho líquido é muito próximo, mas não exatamente igual, a  $1 - \sqrt{T_1/T_3}$ .

Comparando os ciclos de volume constante e pressão constante, com determinadas temperaturas de ciclo fixas, se a máxima temperatura do ciclo,  $T_3$ , é assumida independente da razão de compressão, e  $\gamma$  e  $c_v$  são constantes conhecidas, o máximo trabalho do ciclo e o correspondente rendimento e razão de compressão são funções somente da razão  $T_3/T_1$ . A Fig. 2.18 mostra o trabalho, a razão de compressão e o rendimento térmico do ciclo pressão constantes divididos pelas correspondentes quantidades para o ciclo de volume constante em função de  $T_3/T_1$ , para  $\gamma = 1,4$ . A razão de compressão que maximiza o trabalho no ciclo de pressão constante é sempre maior que para o ciclo Otto no mesmo valor de  $T_3/T_1$ . Os rendimentos dos dois ciclos, operados em máximo trabalho líquido, são bastante próximos, com o ciclo de volume constante tendo um rendimento ligeiramente maior. O ciclo de pressão constante, entretanto, resulta em trabalho líquido por ciclo significativamente maior para o mesmo valor de  $T_3/T_1$ , como pode ser visto nos diagramas  $T-S$ , Fig. 2.17. Resultados similares foram apresentados por LEFF apud KLEIN<sup>(19)</sup>.

Num motor real,  $T_3$  não permanece constante quando a razão de compressão é variada, como assumido na Fig. 2.17, e na dedução das Eqs. 2.21 e 2.25. Aumentando a razão de compressão aumenta  $T_2$ , a qual resulta em maiores valores de  $T_3$ , assumindo que a liberação de energia durante a combustão é invariável. Existem, entretanto, relações adicionais entre  $T_3$  e a razão de compressão, as quais resultam da consideração

de transferência de calor para as paredes do cilindro.

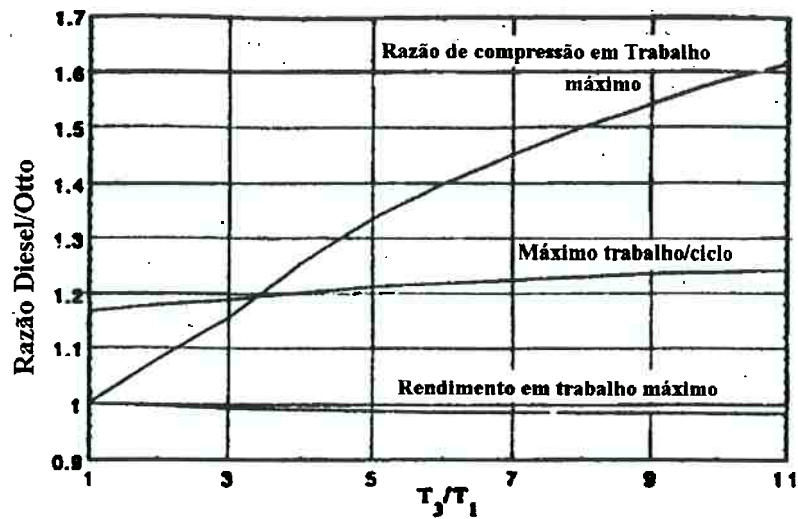


Figura 2.18 - Razões entre os ciclos de pressão limitada e pressão constante para: razão de compressão, máximo trabalho por ciclo, e rendimento térmico em máximo trabalho líquido, como funções da relação entre a máxima e a mínima temperaturas, para  $\gamma = 1,4$ , KLEIN<sup>(19)</sup>.

Nos motores de combustão, a queima da mistura ar-combustível ocorre perto de proporções estequiométricas. Tal processo não é adiabático, visto que a máxima temperatura no ciclo está bem abaixo da temperatura de combustão adiabática. Os processos reais de transferência de calor que ocorrem dentro do cilindro são bastante complexos. Apesar disso, a transferência de calor das paredes do cilindro aumentará com o aumento da razão de compressão desde que a diferença entre as temperaturas médias da massa de gás e das paredes do cilindro aumentem. Para uma dada razão diâmetro-curso, aumentando a razão de compressão também aumenta o pico de densidade do gás, o qual aumenta a o coeficiente de transferência de calor do gás para as paredes do cilindro, e diminui ligeiramente a área da superfície disponível para a troca de calor.

Como uma primeira aproximação, a troca de calor para as paredes do cilindro é considerada como uma função linear da diferença entre as temperaturas médias das paredes do cilindro e da massa de gás durante o processo de liberação de energia, 2-3. A temperatura da parede é posteriormente assumida constante, como em MOZURKEVICH; BERRY; HOFFMAN et al. apud KLEIN<sup>(19)</sup>. Neste caso,  $Q_{23}$ , a energia transferida ao gás no cilindro durante a combustão para o ciclo de volume constante, foi representada por

$$Q_{23} = c_v(T_3 - T_2) = \varphi - \chi(T_3 + T_2), \quad (2.26)$$

onde  $\varphi$  e  $\chi$  são constantes. Se o processo de combustão fosse adiabático ( $\chi = 0$ ), a transferência de calor para o gás seria igual a  $\varphi$ , ou seja, a liberação de calor durante a combustão. Combustíveis usados em motores de combustão interna liberam cerca 50.000 kJ/kg. A razão ar-combustível para condições estequiométricas é aproximadamente 15. Como resultado,  $\varphi$  deveria ser aproximadamente 3500 kJ/kg de ar. Valores de  $\chi$  devem estar entre a faixa de 0,3 a 1,8 para atingir as máximas temperaturas de gás na ordem de 1500 a 3000 K, como observado na prática.

Eliminando  $T_3$  da Eq. 2.19, usando a Eq. 2.26, vem

$$W_{net} = c_v \left\{ T_1 + (1 - r_c^{\gamma-1}) + \frac{[\varphi + (c_v - \chi)T_1 r_c^{\gamma-1}](1 - r_c^{\gamma-1})}{c_v + \chi} \right\}. \quad (2.27)$$

Igualando  $dW_{net}/dt$  a zero resulta na razão de compressão de máximo trabalho por ciclo para o ciclo de volume constante com as considerações de transferência de calor,

$$r_{cmax} = \left( \frac{\varphi}{2T_1\chi} \right)^{\frac{1}{2\gamma-2}}. \quad (2.28)$$

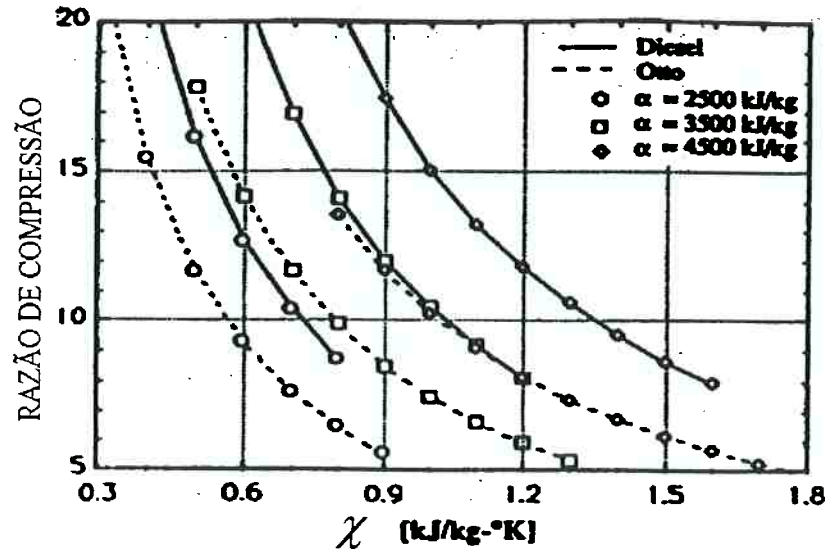
Pode ser mostrado que, nessa razão de compressão,  $T_2 = T_4$ . Considerando a transferência

de calor para as paredes do cilindro para o ciclo de pressão constante, com o mesmo modelo de transferência de calor usado para o ciclo de volume constante,

$$Q_{23} = c_p(T_3 - T_2) = \varphi - \chi(T_3 + T_2). \quad (2.29)$$

Uma expressão analítica simples para a razão de compressão em máximo trabalho líquido que não envolva  $T_3$  não é de fácil determinação. Entretanto, a razão de compressão para o trabalho líquido máximo pode ser determinada numericamente.

As razões de compressão que resultam em máximo trabalho para os ciclos de volume constante e de pressão limitada encontram-se em forma gráfica na Fig. 2.19 como função de  $\varphi$  e  $\chi$  com  $T_1 = 350$  K e  $\gamma = 1,4$ . Os valores de  $\chi$  para cada valor de  $\alpha$  são tais que a máxima temperatura do gás se encontra na faixa de 1500 a 3000 K, como se observa nos motores reais. Para valores dados de  $\varphi$  e  $\chi$ , a razão de compressão que maximiza o trabalho do ciclo de pressão constante é sempre maior que aquela para o ciclo de volume constante. Evidentemente, os ciclos ideais de ar a volume constante e a pressão constante são muito simplistas e não podem possivelmente representar os processos que ocorrem nos motores de combustão interna. Além do mais, o desempenho dos motores atuais é buscado de forma também a se atenderem os requisitos das leis de emissões. Apesar disso, os resultados observados nas Fig. 2.18 e Fig. 2.19 mostram que as razões de compressão para o máximo trabalho para o ciclo de volume constante são significativamente menores que aquelas para o ciclo de pressão constante, como observado na prática. Ainda, essas razões de compressão comparam razoavelmente com as razões de compressão empregadas em motores de produção.



**Figura 2.19** - Comparação das razões de compressão para os ciclos de pressão constante e volume constante em máximo trabalho líquido para vários valores de  $\varphi$  e  $\chi$ , com  $T_1 = 350 \text{ K}$  e  $\gamma = 1,4$ . KLEIN<sup>(19)</sup>.

O parâmetro potência útil é certamente uma consideração fundamental na determinação da razão de compressão para motores de combustão interna. Segundo KLEIN<sup>(19)</sup>, a escolha da razão de compressão em motores de combustão interna é ditada em certa extensão pelo desejo de maximizar a potência útil do motor. Auto-ignição e pré-ignição certamente são também considerações de projeto de motor. Entretanto, as características da gasolina são uma consequência econômica do compromisso entre potência útil e razão de compressão. As explicações dos fatores limitantes da razão de compressão encontradas em livros texto não consideram tal ponto. Apesar de o

rendimento térmico aumentar com a razão de compressão, o trabalho líquido, que é um fator decisivo de projeto, diminui.

DALÁVIA et al.<sup>(20)</sup>, 1989, durante a crise brasileira do abastecimento de álcool combustível, buscou alternativas reversíveis de baixo custo para transformação de motores a álcool para motores a gasolina. Foi observado que retardando a ignição e alterando apropriadamente a calibração dos carburadores dos motores dos veículos originais a álcool, não ocorria detonação, caso fosse utilizada gasolina comum como combustível. Foi verificado também que o desempenho dos veículos convertidos não era afetado, que as emissões não ficavam comprometidas e que a durabilidade dos motores, após 120.000 km rodados, não era diferente da apresentada pelos veículos originais a gasolina. Suas experiências foram realizadas em quatro veículos originais a álcool convertidos para gasolina e, para comparação, em quatro veículos similares originais a gasolina, todos de produção nacional. As razões de compressão dos motores originais a gasolina situavam-se por volta do valor 8,8; a dos motores originais a álcool por volta do valor 12. Tais valores eram típicos dos motores de produção no Brasil, na ocasião.

Durante a crise do álcool combustível ocorrida no Brasil, GUTIERREZ<sup>(21)</sup>, 1995, pesquisando a conversão reversível de motores a álcool para gasolina comum, observou experimentalmente que motores de alta compressão poderiam operar sem detonação e sem perda de rendimento térmico se o ângulo de ignição fosse retardado apropriadamente. Naquele estágio de desenvolvimento de suas pesquisas, supôs-se que tal operação era possível devido à combinação de fatores tais como formato da câmara de combustão, ângulo de ignição e razão de compressão. Foi verificado também que, de acordo com essa combinação, o perfil da curva de pressão gerado no cilindro, no ciclo

de operação, assemelhava-se ao de um ciclo de pressão limitada. Experiências veiculares mostraram que, com alta razão de compressão (12), as emissões de hidrocarbonetos e de monóxido de carbono haviam sido praticamente iguais às obtidas com a razão de compressão convencional (8,8). As emissões de  $\text{NO}_x$  foram reduzidas em até 40%.



### **3 O CICLO DE OPERAÇÃO EM ALTA COMPRESSÃO**

#### **3.1 A forma de operação nas altas razões de compressão**

Na seção 1.2 foi apresentada a idéia de deslocar o processo de combustão, via atraso da ignição, na direção da fase de expansão. Esta é a forma de operação proposta neste trabalho para se aumentar significativamente a razão de compressão de um motor de ignição por centelha convencional e operá-lo eficientemente sem riscos de detonação.

Com combustível comum e sem aditivos anti-detonantes, a aplicação dessa idéia consiste da diminuição apropriada do ângulo de ignição à medida que se dá incrementos substanciais à razão de compressão  $r_c$ . A partir de um valor convencional  $r_{c0}$ , diminuindo o ângulo de ignição à proporção que  $r_c$  cresce, o intervalo de combustão é deslocado de forma a ocupar frações cada vez maiores do tempo disponível para a fase de expansão. A razoabilidade desse procedimento é que o ajuste adequado do ângulo de ignição controla a intensidade da pressão máxima gerada na combustão e, por conseguinte, a temperatura do gás extremo, o que impede o surgimento de detonação.

Em maior razão de compressão, o aumento da fração de tempo ocupada pela combustão na fase de expansão, ocasiona, após a combustão, o aumento da pressão do cilindro no processo de expansão dos gases queimados. Assim, a perda de trabalho causada pelo atraso significativo da centelha pode até ser mais que compensada pelo aumento de trabalho de expansão efetuado pelos gases queimados, resultando em aumento de rendimento do motor.

#### **3.2 A Hipótese de ciclo de pressão limitada**

Na forma proposta na seção 3.1, espera-se que a operação de um motor de ignição por centelha na faixa de altas razões de compressão seja eficiente e sem

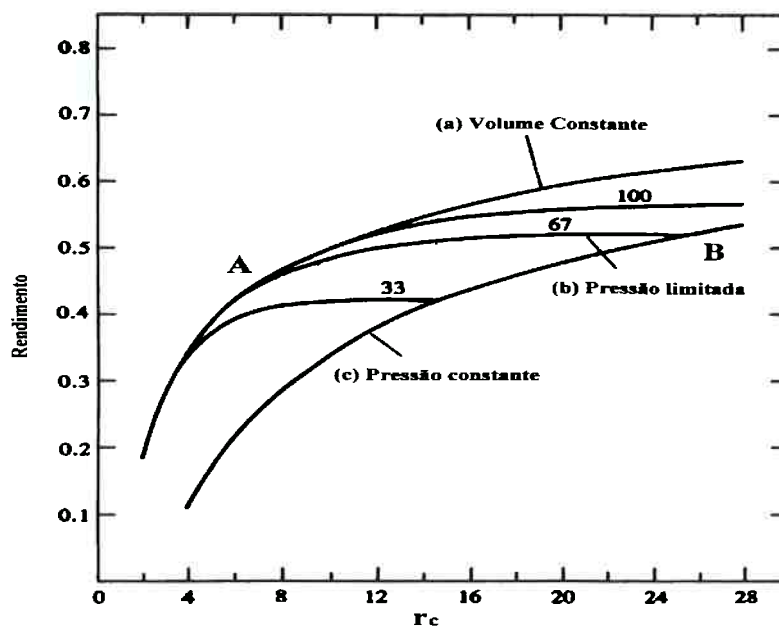
detonação. Uma *hipótese* de um ciclo que garanta essa operação é que *o ciclo de operação deve ser similar a um ciclo de pressão limitada cuja pressão máxima permaneça aproximadamente constante quando se incrementa a razão de compressão.*

A justificativa da formulação dessa hipótese é que, caso a pressão máxima do ciclo, numa razão de compressão maior que a convencional, fosse maior que a pressão máxima na razão de compressão convencional, haveria detonação.

### 3.3 Demonstração da hipótese de ciclo de pressão limitada

Pode-se mostrar que o ciclo de pressão limitada aplicado a um motor de ignição por centelha, na faixa de altas razões de compressão, gera maior rendimento que na razão de compressão convencional. A condição para tal é que a pressão máxima do ciclo permaneça constante, à medida que a razão de compressão é incrementada. Seja considerada, então, para essa finalidade, a aproximação por ciclos ideais. Essa aproximação representa simplificada os processos que acontecem num motor real. Entretanto, ela é válida como forma de auxílio no entendimento desses processos e como indicador dos limites dos casos reais. Sendo assim, sejam consideradas também as curvas de rendimento do ciclo de volume constante (a); de um ciclo de pressão limitada (b), com uma determinada razão de pressões  $p_3/p_1$ ; e do ciclo de pressão constante (c), em função da razão de compressão  $r_c$ , tal qual mostrado na Fig. 3.1, TAYLOR<sup>(12)</sup>. Admita-se que o fluido de operação é um gás perfeito. Para efeitos de comparação, admita-se também que a mesma quantidade de calor  $Q^*$  seja fornecida a esses ciclos. Na curva (a), o ponto **A** é caracterizado pelas coordenadas  $r_{cA}$  e  $\eta_A$ . A partir do ponto **A**, agora, desloque-se na curva (b) para um ponto **B**, de coordenadas  $r_{cB}$  e  $\eta_B$ . No

deslocamento de A para B, a razão de pressões  $p_3/p_1$ , TAYLOR<sup>(12)</sup>, se mantém inalterada. O perfil do ciclo, entretanto, muda de volume constante, em A, para pressão limitada ao longo da curva (b), e finalmente para pressão constante no ponto B. Embora pequena quando comparada com a da curva (a), a taxa de crescimento  $d\eta_b/dr_c$  do rendimento ao longo da curva (b) é maior que zero. Na curva (b), o rendimento máximo é atingido em B, onde ocorre a interseção da curva de rendimento do ciclo de pressão limitada com a curva de rendimento do ciclo de pressão constante (c). Em B, portanto,  $\eta_B > \eta_A$ . Como o fornecimento de energia é constante, a potência líquida obtida em B é maior do que a obtida em A.



**Figura 3.1** - Curvas esquemáticas de rendimento térmico teórico dos ciclos de volume constante (a); de pressão limitada (b); e de pressão constante (c), TAYLOR<sup>(12)</sup>.

Conforme observado por HEYWOOD<sup>(17)</sup>, não é necessariamente correta a afirmação de que os motores de ignição por centelha sejam melhor aproximados pelo

ciclo de volume constante e que os motores de ignição por compressão sejam melhor aproximados pelo ciclo de pressão limitada. Na prática, pode ser considerado que o ciclo de pressão limitada seja o que mais se aproxima do ciclo real para ambos os casos. Entretanto, para motores convencionais, é inegável que a porção de mistura que queima a pressão constante é substancialmente menor que a porção que queima a volume constante.

Num motor real, em analogia com o processo de transição delineado acima,  $r_{cA}$  seria a razão de compressão convencional para a qual, caso  $r_c > r_{cA}$  fosse aplicado sobre a curva (a), haveria detonação. Além disso, o trabalho líquido obtido com o ângulo de ignição ajustado no limite de detonação, o BKL, ou no MBT, começaria a diminuir. Nessa condição, estabelece-se uma razão entre a pressão máxima ocorrida no processo de combustão,  $p_3$ , e a pressão no cilindro no início do processo de compressão,  $p_1$ . Teoricamente, com  $p_1$  mantida constante, razões de pressão maiores do que  $p_3/p_1$  causariam detonação. Por outro lado, mantida  $p_3/p_1$  constante, não haveria tendência à detonação. A partir de  $r_{cA}$ , para qualquer valor de  $r_c$  contido entre  $r_{cA}$  e  $r_{cB}$ , se  $p_3/p_1$  não for ultrapassada e a curva de pressão no cilindro puder ser mantida estável durante a combustão, haverá aumento de rendimento e de potência líquida em relação a  $r_{cA}$ . Isto é fortemente dependente de o quão estável e próxima do valor desejado é a curva de pressão no cilindro. Tanto maior deverá ser a extensão da faixa de estabilidade de pressão de combustão quanto maior for a razão de compressão adotada.

Se, por exemplo, em  $r_{cA}$  o ângulo de ignição é o MBT, o aumento da razão de compressão faz o MBT se aproximar cada vez mais do BKL, até se igualar a este. Este será o ajuste do ângulo de ignição para as altas razões de compressão.

## 4 SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

### 4.1 Introdução

Os processos reais que compõem o ciclo de operação dos motores de ignição por centelha são muitos e de considerável grau de complexidade. Os fenômenos associados ao escoamento dos gases nos sistemas de indução e exaustão; a movimentação da carga no interior do cilindro; a evaporação do combustível; a propagação da chama na câmara de combustão; a detonação, são alguns exemplos desses processos. A interdependência mútua e a escala nas quais eles acontecem dificultam o modelamento matemático preciso das fases de indução, compressão, combustão, expansão e expulsão. Para condições bastante particulares, os métodos de predição disponíveis geram resultados que têm mostrado razoável concordância com os resultados experimentais.

Os computadores atuais já são de grande capacidade e alta velocidade de processamento. A indústria automobilística tem interesse em reduzir seus custos de desenvolvimento e o tempo de lançamento de um novo produto. Devido a esses dois motivos, a simulação tem sido considerada uma ferramenta com potencial de auxílio no projeto de motores. Por isso, a simulação tem recebido maior atenção de pesquisadores e maior investimento da própria indústria automobilística. O grau de sofisticação e precisão da simulação a ser utilizada deve estar em concordância, todavia, com os objetivos pretendidos.

Como já mencionado, este estudo tem o propósito de verificar a procedência da operação de um motor de ignição por centelha na faixa de altas razões de compressão, segundo a hipótese de ciclo de pressão limitada enunciada na seção 3.2. Para a análise

teórica, foram usados dois métodos de cálculo para estimar o rendimento e o comportamento de algumas variáveis do ciclo de operação. Cada um deles apresenta diferente grau de aproximação com o ciclo real. O primeiro método, o mais simplista, baseia-se na aproximação por ciclos ideais, na qual o fluido de operação, o ar, é considerado um gás ideal. O segundo fundamenta-se na aproximação por ciclos ideais de combustível-ar onde, num grau de aproximação maior, já se considera a entalpia de reação da mistura combustível-ar, e a mudança de composição química dos reagentes para os produtos de reação, tendo a isooctana  $C_8H_{18}$  como combustível. Essas duas aproximações são clássicas e, embora fundamentem-se em considerações bastante restritas, são ferramentas de uso rápido e auxiliam no entendimento dos processos que se desenvolvem nos ciclos reais.

#### **4.2 Simulação do ciclo de operação através de aproximação por ciclo ideal de ar**

Os processos de compressão e expansão nos motores alternativos de combustão interna podem ser modelados satisfatoriamente se forem considerados isoentrópicos e se o fluido de operação for considerado um gás ideal com uma razão entre calores específicos,  $\gamma$ , específica para cada um desses processos, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

Seja considerada a faixa de altas razões de compressão na qual foi feito o levantamento experimental descrito na seção 5:  $r_c = 9$  a  $r_c = 15$ . Supondo, então, que os ciclos de operação obtidos em cada razão de compressão possuam o mesmo nível de pressão máxima e possam ser modelados por um ciclo ideal de pressão limitada, a fração de mistura queimada a volume constante diminui a medida que  $r_c$  aumenta. O inverso sucede com a fração de mistura queimada a pressão constante.

O rendimento de um ciclo ideal de pressão limitada é dado pela Eq. 4.1, TAYLOR<sup>(12)</sup>, e HEYWOOD<sup>(17)</sup>,

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \left[ \frac{\alpha\beta^\gamma - 1}{\alpha\gamma(\beta - 1) + \alpha - 1} \right], \quad (4.1)$$

onde  $r_c$  é a razão de compressão,  $\gamma$  a razão entre os calores específicos a pressão constante e a volume constante,  $\alpha$  a razão entre pressões do ciclo,  $\alpha = (p_{3a}/p_2)$ , Fig. 4.1,  $\beta$  a relação entre volumes do ciclo,  $\beta = (v_{3b}/v_{3a})$ , Fig. 4.1, e  $\eta$  é o rendimento térmico do ciclo termodinâmico. Da equação de gás ideal, LEE & SEARS<sup>(22)</sup>,

$$pv = RT, \quad (4.2)$$

na qual  $p$  é a pressão do gás,  $v$  o seu volume específico,  $R$  a constante dos gases ideais, e  $T$  a temperatura, obtém-se as relações Eq. 4.3 e Eq. 4.4 entre os pontos extremos de cada processo do ciclo mostrado esquematicamente na Fig. 4.1. Para o processo de fornecimento de calor a volume constante,

$$\frac{p_{3a}}{p_2} = \frac{T_{3a}}{T_2}. \quad (4.3)$$

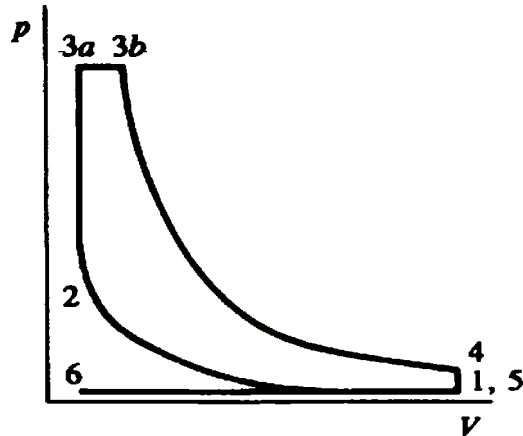
Para o processo de fornecimento de calor a pressão constante,

$$\frac{v_{3b}}{v_{3a}} = \frac{T_{3b}}{T_{3a}} = \beta. \quad (4.4)$$

Como os processos de compressão e expansão podem ser considerados adiabáticos, valem também as relações seguintes, LEE & SEARS<sup>(22)</sup>,

$$\frac{T_2}{T_1} = r_c^{\gamma-1}. \quad (4.5)$$

$$pv^\gamma = \text{const.} \quad (4.6)$$



**Figura 4.1** - Diagrama pressão-volume do ciclo ideal de pressão limitada.

Combinando-se convenientemente as expressões Eq. 4.3 a Eq. 4.6, as expressões Eq. 4.7 e Eq. 4.8 podem ser obtidas.

$$\frac{T_{3b}}{T_4} = \left( \frac{v_4}{v_1} \right)^{\gamma-1}, \quad (4.7)$$

e

$$p_{3b} v_{3b}^{\gamma} = p_4 v_4^{\gamma}. \quad (4.8)$$

Para o modelo de ciclo de operação admitido, calor é fornecido a volume constante,  $q_v$ , calor é fornecido a pressão constante,  $q_p$ , trabalho de compressão,  $W_C$ , é transferido do pistão para o gás durante o processo de compressão, e trabalho de expansão  $W_E$  é transferido do gás para o pistão, durante o processo de expansão.

A quantidade de calor fornecida a volume constante pode ser determinada pela Eq. 4.9, LEE & SEARS<sup>(22)</sup>,



$$q_v = c_v(T_{3a} - T_2). \quad (4.9)$$

A quantidade de calor fornecida a pressão constante, pode ser determinada pela Eq. 4.10, LEE & SEARS<sup>(22)</sup>,

$$q_p = c_p(T_{3b} - T_{3a}). \quad (4.10)$$

Das expressões Eq. 4.9 e Eq. 4.10, obtém-se

$$q_v = c_v \left( \frac{T_{3a}}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right) T_1, \quad (4.11)$$

e

$$q_p = c_p \left( \frac{T_{3b}}{T_1} - \frac{T_{3a}}{T_1} \right) T_1. \quad (4.12)$$

Da Eq. 4.11 vem ,

$$q_v = c_v T_1 \left( \frac{T_{3a}}{T_2} - 1 \right) \frac{T_2}{T_1}. \quad (4.13)$$

Substituindo a Eq. 4.3 e a Eq. 4.5, obtem-se

$$q_v = c_v T_1 \left( \frac{P_{3a}}{P_2} - 1 \right) r_c^{\gamma-1}. \quad (4.14)$$

Substituindo a eq. Eq. 4.6, vem

$$q_v = c_v T_1 r_c^{\gamma-1} \left( \frac{P_{3a}}{P_1 r_c^\gamma} - 1 \right). \quad (4.15)$$

E daí,

$$q_v = c_v T_1 r_c^{\gamma-1} \left( \frac{P_{3a}}{P_1} - r_c^\gamma \right) r_c^{-\gamma}. \quad (4.16)$$

Logo,

$$q_v = \frac{c_v T_1}{r_c} \left( \frac{p_{3a}}{p_1} - r_c^\gamma \right). \quad (4.17)$$

Da Eq. 4.12, vem

$$q_p = \gamma c_v \left( \frac{T_{3b}}{T_{3a}} - 1 \right) \frac{T_{3a}}{T_1} T_1. \quad (4.18)$$

Substituindo a Eq. 4.4 , dá

$$q_p = \gamma c_v (\beta - 1) \frac{T_{3a}}{T_2} \frac{T_2}{T_1} T_1. \quad (4.19)$$

Substituindo a Eq. 4.3, a Eq. 4.5 e a Eq. 4.6, vem

$$q_p = \gamma c_v (\beta - 1) \frac{p_{3a}}{p_1 r_c^\gamma} r_c^{\gamma-1} T_1. \quad (4.20)$$

Logo,

$$q_p = \frac{\gamma c_v T_1 (\beta - 1)}{r_c} \left( \frac{p_{3a}}{p_1} \right). \quad (4.21)$$

Observando que para todas as razões de compressão  $q_v + q_p = cte = q_t$  , obtém-se, somando-se as Eq. 4.17 e Eq. 4.21, e simplificando,

$$q_t = \frac{c_v T_1}{r_c} \left\{ \frac{p_{3a}}{p_1} [\gamma (\beta - 1) + 1] - r_c^\gamma \right\}. \quad (4.22)$$

Considere-se, agora, para a simulação numérica pretendida, um combustível com poder calorífico inferior dado por  $Q_{LHV} = 43.953$  kJ/kg comb. E suponha-se que esse combustível queima na razão estequiométrica, em massa,  $F/A$  , de 1/15. O valor para o calor total fornecido ao ciclo,  $q_t$  , é dado por

$$q_t = \frac{43.953}{15} = 2930,20 \text{ kJ / kg ar .}$$

Considerando  $c_v = 0,7175 \text{ kJ/kg ar} \cdot \text{K}$ , ANDERSON<sup>(23)</sup>, e admitindo  $T_1 = 350 \text{ K}$ , dividindo a quantidade  $q_t$  por  $c_v$  e por  $T_1$ , e multiplicando por  $r_c$ , obtém-se

$$\frac{q_t r_c}{c_v T_1} = \frac{2930,20 r_c}{0,7175 \times 350} = 11,668 r_c .$$

Introduzindo essa relação na Eq. 4.22, tem-se

$$\frac{p_{3a}}{p_1} [\gamma(\beta - 1) + 1] - r_c^\gamma = 11,668 r_c .$$

Seja admitido, por conveniência, que a pressão máxima desenvolvida em cada uma das razões de compressão consideradas seja a mesma e de valor:  $p_{max} = p_{3a} = 5000 \text{ kPa}$ . Esse valor foi escolhido com base nos valores médios das pressões máximas encontradas nos motores atuais e sabe-se que com ele não ocorre detonação, nas temperaturas normalmente desenvolvidas na região do gás extremo. Seja admitido também que a pressão atmosférica é igual a  $p_{atm} = p_1 = 93,47 \text{ kPa}$ . Observando então que  $p_{3a}/p_1 = 53,493$  para todas as razões de compressão consideradas, e observando que  $\gamma = 1,4$  para o ar nas condições padrão, ANDERSON<sup>(23)</sup>, a determinação de  $\beta$  para cada razão de compressão será dada pela expressão seguinte

$$53,493 [1,4(\beta_{r_c} - 1) + 1] - r_c^{1,4} = 11,668 r_c .$$

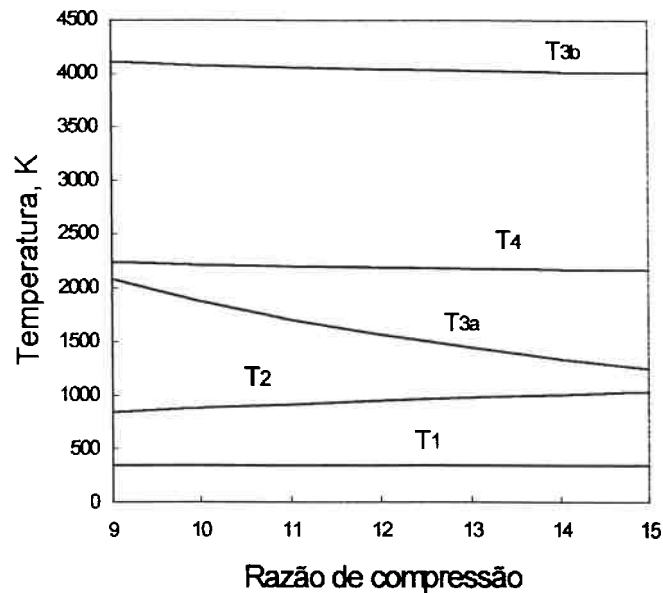
A cada razão de compressão considerada corresponderá um valor de  $\beta$ , determinado por essa relação. Este, por sua vez, define as parcelas do calor total  $q_t$  fornecidas aos ciclos nos processos de fornecimento de calor a volume e a pressão constantes, Eq. 4.9 e Eq. 4.10, respectivamente. Através das expressões, Eq. 4.1 a Eq. 4.8, determina-se para

cada  $r_c$  os valores dos rendimentos, das temperaturas, das pressões e dos volumes específicos nos pontos considerados nos ciclos de pressão limitada: 1, 2, 3<sub>a</sub>, 3<sub>b</sub> e 4.

#### 4.2.1 Resultados da simulação por ciclo ideal de ar

Os resultados obtidos conforme o método descrito são os mostrados na Tabela 4.1. As condições do ar no ponto 1 são:  $p_1 = 93,47$  kPa;  $T_1 = 350$  K;  $c_v = 0,7175$  kJ/kg ar · K;  $\gamma = 1,4$ ,  $v_1 = 1,074$  m<sup>3</sup>/kg de ar, para a mesma quantidade de energia fornecida para cada um dos ciclos.

Os resultados de temperatura e pressão dos pontos 1, 2, 3<sub>a</sub>, 3<sub>b</sub>, e 4 dos vários ciclos de pressão limitada, em função da razão de compressão, são mostrados graficamente na Fig. 4.2 e na Fig. 4.3, respectivamente.



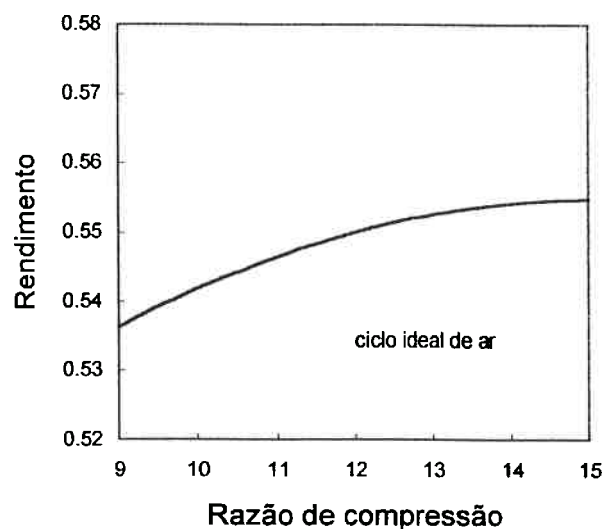
**Figura 4.2** - Temperaturas dos pontos 1, 2, 3<sub>a</sub>, 3<sub>b</sub>, e 4 dos ciclos de pressão limitada em função da razão de compressão. Curvas obtidas pela aproximação do ciclo de operação do motor por um ciclo ideal de ar.



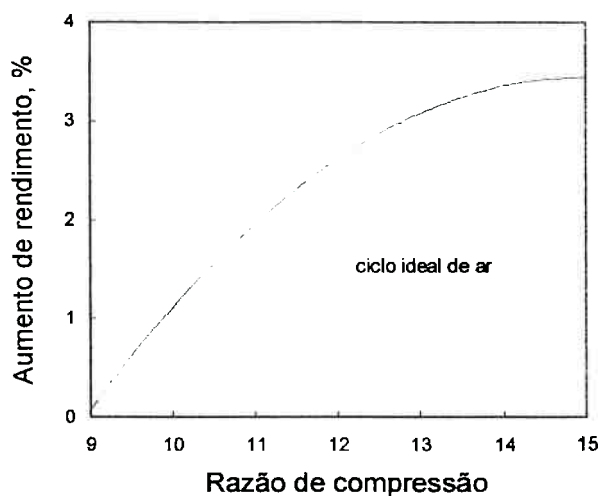
$T_2$	842,8	879,2	913,3	945,7	976,4	1005,8	1033,9
$T_{3a}$	2080,3	1872,3	1702,1	1560,2	1440,2	1337,3	1248,2
$T_{3b}$	4113,5	4079,9	4055,7	4038,3	4026,0	4017,6	4012,2
$T_4$	2244,1	2218,5	2200,1	2186,9	2177,6	2171,2	2167,1
$v_1$	1,0740	1,0740	1,0740	1,0740	1,0740	1,0740	1,0740
$v_2$	0,1194	0,1075	0,0976	0,0895	0,0826	0,0767	0,0716
$v_{3a}$	0,1194	0,1075	0,0976	0,0895	0,0826	0,0767	0,0716
$v_{3b}$	0,2361	0,2341	0,2327	0,2317	0,2310	0,2305	0,2303
$v_4$	1,0740	1,0740	1,0740	1,0740	1,0740	1,0740	1,0740

Nesta tabela,  $p$ , pressão, kPa;  $v$ , volume específico,  $m^3/kg$  ar;  $T$ , temperatura, K; subscritos 1, 2, 3, 4: pontos do ciclo ideal de pressão limitada, Fig. 4.1;  $q_v$ ,  $q_p$ ,  $q_t$  calores fornecidos a volume e a pressão constante, e calor total, respectivamente, kJ/kg ar;  $\eta$ , rendimento do ciclo;  $(\eta/\eta_9 - 1) \times 100$ , aumento percentual de rendimento do ciclo na razão considerada, em relação ao rendimento do ciclo em  $r_c = 9$ ;  $\beta$ , razão entre volumes do ciclo:  $v_{3a}/v_{3b}$ , Fig. 4.1.

A Fig. 4.4 e a Fig. 4.5 são, respectivamente, os gráficos do rendimento e do aumento percentual de rendimento, normalizado através da relação  $(\eta/\eta_9 - 1) \times 100$ , em função da razão de compressão, construídos com os dados mostrados na Tab. 4.1.



**Figura 4.4** - Rendimento do ciclo de pressão limitada ideal de ar em função da razão de compressão, nas condições descritas na seção 4.2.



**Figura 4.5** - Aumento percentual de rendimento do ciclo de pressão limitada ideal de ar em função da razão de compressão, nas condições descritas na seção 4.2.

#### 4.2.2 Análise dos resultados

Com base na teoria dos ciclos ideais, os resultados mostrados na Tab. 4.1 indicam interessantes tendências de comportamento das pressões e das temperaturas dos pontos  $3_a$ ,  $3_b$  e 4 dos ciclos de pressão limitada considerados. No ponto 4, as pressões diminuem à medida que a razão de compressão cresce. Nesse ponto, em  $r_c = 15$  a temperatura diminui de cerca de 3,4 %. Igualmente, as temperaturas nos pontos  $3_a$  e  $3_b$  diminuem à medida que a razão de compressão cresce. Na faixa de razões de compressão consideradas, 9 a 15, a redução na temperatura no ponto  $3_a$  do ciclo, final do período de fornecimento de calor a volume constante, atinge o valor máximo de 40%. No ponto  $3_b$ , onde ocorre a temperatura máxima do ciclo, essa redução é menor e atinge o valor máximo de 2,5%. Num ciclo ideal de volume constante, o aumento da razão de

compressão entre os mesmos limites causaria tendências inversas na temperatura e na pressão máximas do ciclo.

Pela Fig. 4.2, fica evidente que as temperaturas que ocorrem nos pontos  $3_b$ , final do processo de fornecimento de calor a pressão constante, e 4, final do processo de expansão, com o aumento da razão de compressão, diminuem ligeiramente, como já mencionado anteriormente. A temperatura no ponto  $3_a$  do ciclo apresenta uma redução significativa. O comportamento dessas grandezas é interessante pois a pressão máxima do ciclo, com o aumento da razão de compressão, é mantida constante. Essa característica seria desejável para motores de ignição por centelha.

A Fig. 4.3 mostra as pressões nos mesmos pontos. No ponto 2, a variação de pressão é significativa com o aumento da razão de compressão. No ponto 4 a pressão diminui ligeiramente, cerca de 3,4% em  $r_c = 15$ . Novamente, se for conseguida uma aproximação do ciclo de operação real com o ciclo ideal, obviamente dentro dos limites factíveis, as variações de pressão na descarga dos gases de combustão não deverão sofrer alterações sensíveis se a razão de compressão for aumentada significativamente. Também, o aumento de pressão de compressão não causará detonação na mistura ar-combustível e gases residuais por que a pressão máxima desenvolvida é bem inferior ao valor médio de pressão máxima adotado.

Tendo por base o ciclo de pressão limitada ideal de ar, o rendimento térmico aumenta com a razão de compressão, Fig. 4.4, de 0,536 em  $r_c = 9$ , até 0,555 em  $r_c = 15$ . Para esse caso, os valores dos rendimentos são tipicamente elevados devido aos processos e ao fluido de operação serem todos ideais. Acima de  $r_c = 13$ ,



aproximadamente, os efeitos do aumento da razão de compressão no rendimento do ciclo são menos significativos.

O máximo aumento percentual de rendimento ocorreu, obviamente, em  $r_c = 15$ , e foi da ordem de 3,51 %. Tais resultados conduzem à suposição de que, num ciclo de operação real, caso fosse conseguida uma aproximação razoável com o ciclo ideal de pressão limitada, as mesmas tendências poderiam provavelmente estar presentes no comportamento aproximado do rendimento, da temperatura máxima da mistura queimada, da pressão e temperatura médias de descarga.

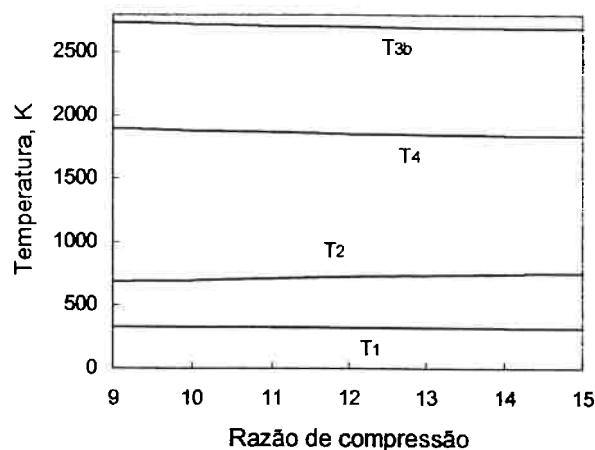
### **4.3 Simulação através de aproximação por ciclo ideal de combustível-ar**

Por ser extensa esta simulação, e para que a seqüência de apresentação deste trabalho não fique prejudicada, a descrição desta simulação encontra-se exposta de forma completa no Apêndice A. O combustível adotado para a simulação foi a isoocatana  $C_8H_{18}$ .

#### **4.3.1 Resultados da simulação por ciclo ideal de combustível-ar**

Os resultados da simulação do ciclo de operação do motor por aproximação por ciclo ideal de combustível-ar encontram-se distribuídos, de acordo com as respectivas fases de cálculo, nas Tabelas A.1 a A.9 do Apêndice A.

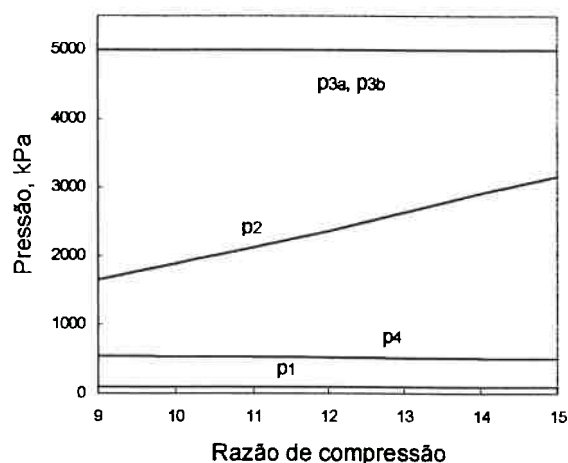
A Fig. 4.6, elaborada com os dados das tabelas Tab.A.1, Tab. A.4, Tab. A.6, Tab. A.7, mostra o comportamento das temperaturas do ciclo de combustível-ar ideal de pressão limitada em função da razão de compressão, na faixa de razões de compressão considerada.



**Figura 4.6** - Temperaturas dos pontos 1, 2, 3<sub>a</sub>, 3<sub>b</sub>, e 4 do ciclo de pressão limitada em função da razão de compressão. Curvas obtidas pela aproximação do ciclo de operação do motor por um ciclo ideal de combustível-ar.

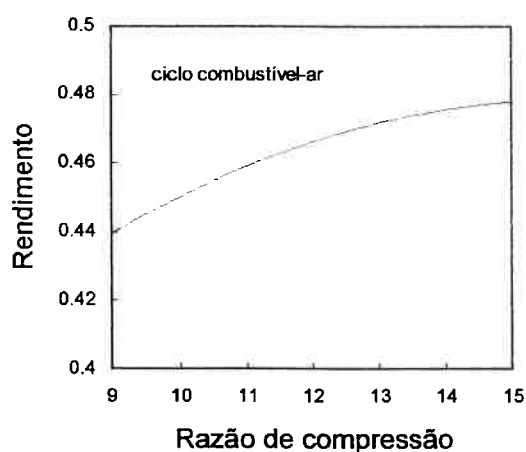
A Fig. 4.7 mostra o comportamento das pressões dos pontos extremos do ciclo:

1, 2, 3<sub>a</sub>, 3<sub>b</sub>, e 4 como função da razão de compressão.

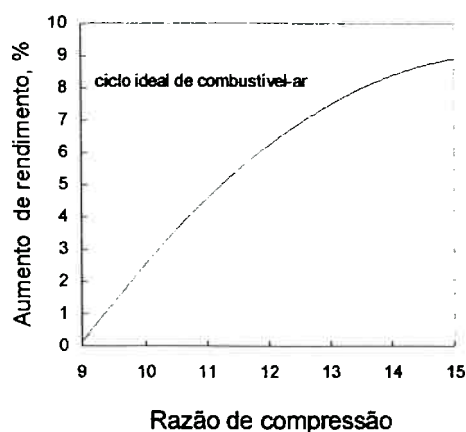


**Figura 4.7** - Temperaturas dos pontos 1, 2, 3<sub>a</sub>, 3<sub>b</sub>, e 4 do ciclo de pressão limitada em função da razão de compressão. Curvas obtidas pela aproximação do ciclo de operação do motor por um ciclo ideal de combustível-ar.

A Fig. 4.8 e a Fig. 4.9 mostram, respectivamente, em função da razão de compressão, o rendimento e o aumento percentual de rendimento para o ciclo de pressão limitada ideal de combustível-ar, nas condições estabelecidas.



**Figura 4.8** - Rendimento do ciclo de pressão limitada ideal de combustível-ar em função da razão de compressão, nas condições estabelecidas na seção 4.3.



**Figura 4.9** - Aumento percentual de rendimento do ciclo de pressão limitada de combustível-ar, nas condições estabelecidas na seção 4.3.

### 4.3.2 Discussão dos resultados

Dos resultados obtidos através desta simulação, observa-se que o comportamento das temperaturas nos pontos 3<sub>b</sub> e 4 do ciclo é decrescente com o aumento da razão de compressão, tal qual ocorre quando o ciclo considerado é um ciclo ideal de ar. A redução máxima observada na temperatura  $T_{3b}$ , temperatura final da combustão, foi da ordem de 1,9%, em  $r_c = 15$ . Nesse ponto, também como um valor máximo dentro da faixa considerada, a redução de temperatura no final de processo de expansão,  $T_4$ , foi da ordem de 3,2 %.

Da mesma forma que o ocorrido na simulação por ciclo ideal de ar, a pressão no ponto 4, final da expansão, decresce com o aumento da razão de compressão, atingindo uma redução máxima de 7,7 % em  $r_c = 15$ .

O rendimento do motor, previsto por considerações de ciclo de pressão limitada combustível-ar é alto, continuamente crescente, situando-se entre o valor 0,439, em  $r_c = 9$ , e 0,478, em  $r_c = 15$ . Acima de  $r_c = 13$ , a proporção de aumento de rendimento por incremento de razão de compressão, diminui. O aumento percentual de rendimento, máximo, previsto por esse método é da ordem de 9,0 %, em  $r_c = 15$ , um valor relativo elevado.

As diferenças observadas nos aumentos percentuais de rendimento calculados pelos métodos idealizados, originam-se do fato de que, no ciclo de combustível-ar é considerada a composição da mistura ar-combustível e de seus produtos de combustão. Por conseguinte,  $\gamma_u$  e  $\gamma_b$  são distintos, Apêndice A. Por isso, a taxa de crescimento do trabalho de expansão  $W_E$  com a razão de compressão aumentou numa proporção maior do que o faria pela consideração de ciclo ideal de ar. A suposição de que o ciclo de

operação se aproxima de um ciclo ideal de pressão limitada, neste caso, foi um método, portanto, simples e razoável na estimativa do aumento percentual de rendimento.

#### **4.4 Conclusões**

Sob qualquer das duas formas idealizadas de abordagem do ciclo de operação, por ciclos ideais de pressão limitada, de ar e de combustível-ar, nos quais foi mantida constante a pressão máxima do ciclo ao se aumentar a razão de compressão, verifica-se o aumento do rendimento térmico. Considerando que as respectivas quantidades de energia fornecida a cada um dos ciclos foram também mantidas constantes, o aumento de rendimento decorreu, portanto, do aumento do trabalho líquido dos ciclos à medida que a razão de compressão foi aumentada. As temperaturas no início e no fim do processo de fornecimento de calor no ciclo ideal de ar, diminuíram. No ciclo ideal de combustível-ar, a temperatura de final de processo de combustão também diminuiu. Portanto, os modelos idealizados, portanto, indicam que, caso seja conseguida uma aproximação do ciclo de operação real com o ciclo de pressão limitada, há a possibilidade de aumento de rendimento e de potência útil. A ausência de detonação é também uma outra possibilidade, visto que a temperatura da mistura não queimada, nas imediações do final do processo de combustão, nas condições impostas, tende a ser menor. Há que se observar, entretanto, que o ciclo ideal não reproduz o processo de combustão e detonação no motor real.

## **5 VERIFICAÇÕES EXPERIMENTAIS**

### **5.1 Introdução**

Com o propósito de verificar a consistência do conceito de operação de motores de alta compressão (seção 3.1) e demonstrar a validade da hipótese formulada para justificá-lo (seção 3.2), foram feitas experiências em dinamômetro. Essas experiências incluíram a medição de pressão nos cilindros do motor experimental preparado para essa finalidade.

O comportamento do rendimento no freio, do ângulo de ignição, da temperatura de escapamento, da duração da combustão e do coeficiente de variação da pressão média efetiva são considerados como características de desempenho.

Certamente, as emissões de HC, CO, e NO<sub>x</sub> complementam tais características, entretanto, optou-se por apresentá-las e examiná-las separadamente na seção 6.

Todo o aparato experimental utilizado (motor, instrumentos, equipamentos, e procedimentos de ensaio) está descrito em detalhes nos parágrafos seguintes. Na seqüência, são mostrados todos os resultados experimentais obtidos, e as análises correspondentes efetuadas.

### **5.2 Aparato experimental**

#### **5.2.1 Motor**

As características construtivas mais importantes referentes ao motor experimental utilizado para a realização das experiências são mostrados na Tab. 5.1.

**Tabela 5.1 - Características construtivas principais**

<b>Característica</b>	<b>Detalhes</b>
Construção	Experimental
Deslocamento	1,6 litro
Número de cilindros	4
Disposição dos cilindros	Em linha
Número de válvulas por cilindro	2
Bloco	Material: Ferro fundido
Cabeçote	Escoamento: cruzado Material: alumínio
Câmara de combustão	Tipo: banheira
Coletor de admissão	Material: alumínio
Coletor de escapamento	Saída simples Material: ferro fundido:
Válvula de aceleração	Diâmetro: 45 mm
Comando de válvulas	Um único, posicionado sobre o cabeçote
Ajustador de folgas entre balancim e came	Hidráulico
Acionamento do trem de válvulas	Efetuada por correia denteada e polias
Vela de ignição	Uma por cilindro Grau térmico: 8 (classificação NGK)
Posição relativa da vela de ignição	Lado do coletor de escapamento
Arrefecimento	Forçado, efetuado por bomba d'água centrífuga
Volume de óleo lubrificante no cárter	3,5 litro
Óleo lubrificante	SAE 20W40 Classificação: API - SF
Sistema de injeção	Eletrônico Multiponto Seqüência de ignição: 1-3-4-2

**Tabela 5.2 - Dimensões básicas do motor**

<b>Grandeza</b>	<b>Medida</b>
Diâmetro do cilindro	$79,0 \times 10^{-3}$ m
Curso	$81,0 \times 10^{-3}$ m
Razão de compressão	[9, 10, 11, 12, 13, 14, 15]
Comprimento da biela	$129,75 \times 10^{-3}$ m
Diâmetro da válvula de admissão	$38,0 \times 10^{-3}$ m
Diâmetro da válvula de escape	$31,0 \times 10^{-3}$ m
Desalinhamento do pino do pistão	$0,5 \times 10^{-3}$ m
Relação de ampliação do balancim de admissão	1,629
Relação de ampliação do balancim de escape	1,629

**Tabela 5.3 - Altura do came da válvula de admissão (Lift) em função do ângulo de rotação da árvore de manivelas ( graus de árvore de manivelas x [mm] )**

<b>Ângulo - Lift</b>	<b>Ângulo - Lift</b>	<b>Ângulo - Lift</b>	<b>Ângulo - Lift</b>	<b>Ângulo - Lift</b>	<b>Ângulo - Lift</b>
-26,0	0,0000	22,0	2,4841	70,0	4,9993
				118,0	5,9939
				166,0	5,1934
				214,0	2,2384
-22,0	0,0033	26,0	2,7380	74,0	5,1458
				122,0	6,0000
				170,0	5,0323
				218,0	1,9010
-18,0	0,0373	30,0	2,9855	78,0	5,2810
				126,0	5,9938
				174,0	4,8554
				222,0	1,5537
-14,0	0,1553	34,0	3,2260	82,0	5,4048
				130,0	5,9752
				178,0	4,6626
				226,0	1,1988
-10,0	0,3576	38,0	3,4589	86,0	5,5172
				134,0	5,9437
				182,0	4,4539
				230,0	0,8393
-6,0	0,6042	42,0	3,6839	90,0	5,6179
				138,0	5,8992
				186,0	4,2294
				234,0	0,4809
-2,0	0,8714	46,0	3,9004	94,0	5,7069
				142,0	5,8413
				190,0	3,9892
				238,0	0,1895



2,0	1,1455	50,0	4,1080	98,0	5,7843	146,0	5,7697	194,0	3,7335	242,0	0,1103
6,0	1,4193	54,0	4,3064	102,0	5,8499	150,0	5,6840	198,0	3,4628	246,0	0,0767
10,0	1,6911	58,0	4,4951	106,0	5,9036	154,0	5,5838	202,0	3,1774	250,0	0,0494
14,0	1,9598	62,0	4,6737	110,0	5,9456	158,0	5,4689	206,0	2,8777	254,0	0,0222
18,0	2,2244	66,0	4,8419	114,0	5,9757	162,0	5,3388	210,0	2,5644	258,0	0,0013
										260,0	0,0000

**Tabela 5.4 - Altura do came da válvula de escape (Lift) em função do ângulo de rotação da árvore de manivelas ( graus de árvore de manivelas x [mm] )**

Ângulo - Lift	Ângulo - Lift	Ângulo - Lift	Ângulo - Lift	Ângulo - Lift	Ângulo - Lift	Ângulo - Lift	Ângulo - Lift	Ângulo - Lift	Ângulo - Lift	Ângulo - Lift	Ângulo - Lift
474,0	0,0000	524,0	3,6106	574,0	5,7686	624,0	5,7441	674,0	3,8789	724,0	0,8024
478,0	0,0193	528,0	3,8714	578,0	5,8405	628,0	5,6595	678,0	3,6622	728,0	0,5192
482,0	0,1582	532,0	4,1172	582,0	5,8986	632,0	5,5630	682,0	3,4374	732,0	0,3236
486,0	0,5053	536,0	4,3477	586,0	5,9434	636,0	5,4547	686,0	3,2047	736,0	0,1883
490,0	0,8673	540,0	4,5626	590,0	5,9750	640,0	5,3346	690,0	2,9647	740,0	0,1168
494,0	1,2270	544,0	4,7621	594,0	5,9938	644,0	5,2029	694,0	2,7180	744,0	0,0826
498,0	1,5807	548,0	4,9459	598,0	6,0000	648,0	5,0601	698,0	2,4652	748,0	0,0595
502,0	1,9261	552,0	5,1141	602,0	5,9939	652,0	4,9062	702,0	2,2071	752,0	0,0368
506,0	2,2612	556,0	5,2668	606,0	5,9755	656,0	4,7417	706,0	1,9447	756,0	0,0149
510,0	2,5845	560,0	5,4043	610,0	5,9452	660,0	4,5668	710,0	1,6790	760,0	0,0008
514,0	2,8950	564,0	5,5267	614,0	5,9027	664,0	4,3820	714,0	1,4111		
518,0	3,1919	568,0	5,6343	618,0	5,8483	668,0	4,1876	718,0	1,1234		
522,0	3,4747	572,0	5,7274	622,0	5,7818	672,0	3,9840	722,0	0,9325		

### 5.2.2 Equipamento

Com o motor instalado em um dinamômetro, as experiências foram efetuadas com a utilização do equipamento relacionado na Tab. 5.5.

**Tabela 5.5 - Equipamento utilizado**

<b>Equipamento</b>	<b>Fabricante / Modelo</b>	<b>Característica</b>
Dinamômetro	GE Modelo: 42G405	Absorção e acionamento
Sistema de suprimento de ar de admissão		Controle de temperatura e umidade
Sistema de exaustão de gases de escapamento		Do tipo torre de exaustão
Sistema eletrônico de aquisição e processamento de dados operacionais	HP Modelo 1000	Série A-700
Bancada de emissões para medição dos gases $\text{No}_x$ , HC e CO	Horiba	Série 800
Sistema de medição de combustível	Pierburg Modelo 116-H;	
Sistema eletrônico de aquisição e processamento de dados para registro de <del>curvas de operação</del> medição	DSP	Versão 3.0
Transdutores de pressão marca	Kistler Modelo 601A.	

### 5.2.3 Procedimentos, condições de operação e combustível utilizados

O motor foi operado na condição de plena carga, na faixa de rotações de trabalho compreendidas entre 1200 e 5200 rev/min. Nas rotações selecionadas para leitura de

dados (1200, 2000, 3200, 4400 e 5200 rev/min), o ângulo de ignição foi otimizado para obtenção de máximo torque sem ocorrência de detonação.

Faixa de razões de compressão analisadas: de 9 a 15. A variação da razão de compressão foi feita através da diminuição consecutiva e apropriada da altura da cabeça plana dos pistões, através de usinagem em torno mecânico.

A cada experiência executada em uma determinada razão de compressão, efetuou-se todas as medições pretendidas: torque observado; potência no freio observada, consumo de combustível, consumo específico de combustível; temperaturas dos gases de escapamento de cada um dos cilindros do motor; ângulo de ignição requerido; registro de uma única curva de pressão em cada um dos quatro cilindros do motor, e dados estatísticos das pressões ali desenvolvidas; emissões de NO<sub>x</sub>, HC, CO, e dados necessários ao controle operacional do motor.

A norma utilizada para obtenção e redução da potência no freio foi a ABNT ISO 1585, revisão de janeiro de 1995.

As medições de pressão foram efetuadas com base em informações obtidas do trabalho desenvolvido por RANDOLPH<sup>(24)</sup>.

A geometria básica do motor e o formato da câmara de combustão, a parte correspondente ao cabeçote, permaneceram invariáveis ao longo das experiências.

O sistema de alimentação e ignição utilizado foi do tipo injeção eletrônica multiponto, com recursos para alteração eletrônica de ângulo de ignição e de tempo de injeção de combustível.

Através de um sistema externo auxiliar, composto por uma torre de resfriamento e um trocador de calor do tipo placas paralelas, a temperatura da saída da água de

arrefecimento do motor foi mantida em  $90 \pm 2$  °C. A pressão do sistema principal de arrefecimento do motor foi mantida em 103 kPa.

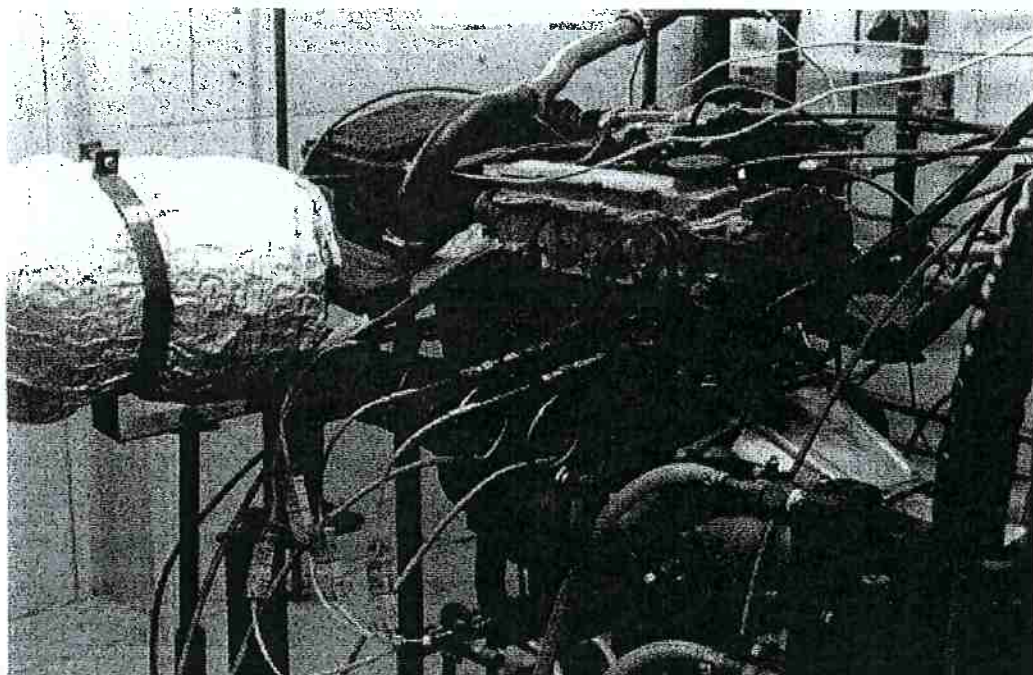
O combustível utilizado foi a gasolina amarela, tipo C, de octanagem 81,7 a 83,9 MON, com 22 % de álcool etílico anidro (veja Apêndice B).

A medição do consumo de combustível foi feita segundo o procedimento seguinte:

1. Atingir condição de operação desejada no motor.
2. Ajustar consumo de combustível no LBT (mínimo consumo de combustível para o máximo torque observado, sem ocorrência de detonação).
3. Ajustar ângulo de ignição no MBT ou no BKL (o que ocorrer primeiro).
4. Ajustar consumo de combustível no LBT.
5. Ajustar ângulo de ignição no MBT ou BKL.
6. Aguardar até que ocorra a estabilização do torque observado, das temperaturas do óleo lubrificante e da saída d'água do motor.
7. Ajustar consumo de combustível no LBT.
8. Ajustar ângulo de ignição no MBT ou no BKL (o que ocorrer primeiro).
9. No medidor combustível, selecionar tempo padrão de medição:  $t = 5$  min.
10. Medir consumo médio de combustível.
11. Repetir item 10 duas vezes.
12. Calcular média aritmética dos valores de consumo determinados nos itens 9 e 10.

As Fig. 5.1 e Fig 5.2 mostram as fotografias de diferentes ângulos do motor utilizado nas experiências, instalado no dinamômetro com todo o aparato necessário à

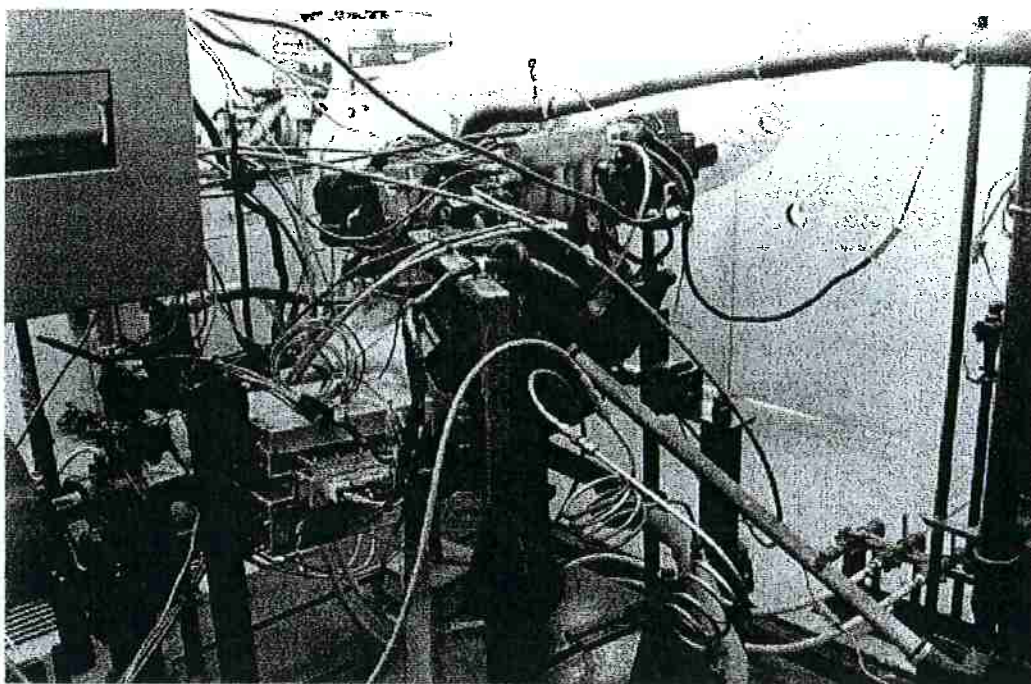
sua operação, às medições das temperaturas, das pressões, ao controle da vazão de combustível, do ângulo de ignição, etc.



**Figura 5.1** - Fotografia da vista lateral esquerda do motor 1,6 litro, utilizado nas experiências, instalado no dinamômetro.

Como mostra a Fig. 5.1, a fixação dos termopares de medição de temperatura e dos tubos coletores de amostra de gases de escapamento para as medições das concentrações dos gases poluentes, foi feita individualmente, por cilindro, no coletor de escapamento do motor. Os pontos internos de medição de temperatura e coleta de gases, nos dutos de escapamento do cabeçote, distavam 2,0 cm das hastes das válvulas de escape respectivamente.





**Figura 5.2** - Fotografia da vista lateral direita do motor 1,6 litro, utilizado nas experiências, instalado no dinamômetro.

A Fig. 5.3 mostra a fotografia do cabeçote do motor, visto pelo lado dianteiro inferior direito. Conforme indicado pela seta, os furos localizados, no cabeçote, em baixo dos ramais do coletor de admissão foram os únicos locais disponíveis para a tomada de pressão em cada um dos cilindros.

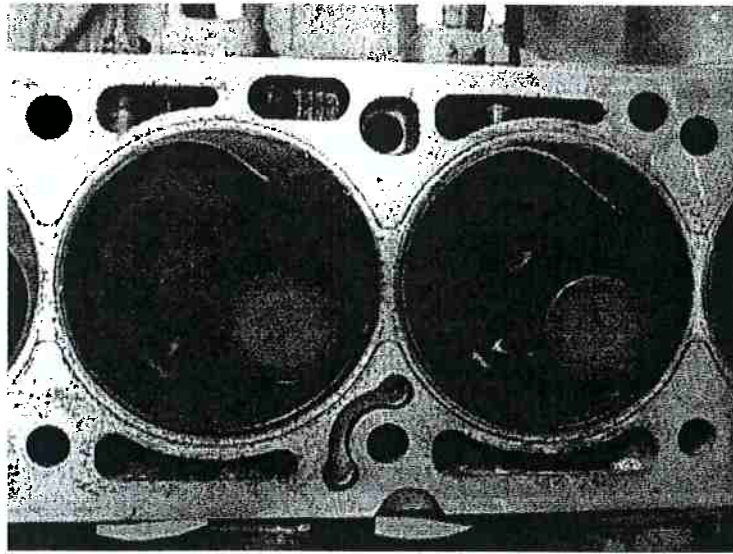
A Fig. 5.4 mostra a fotografia da vista frontal das câmaras de combustão do cabeçote, correspondentes ao segundo e terceiro cilindros. O furo para tomada de pressão do cilindro, como se pode ver, está localizado próximo à válvula de admissão. A posição relativa da vela de ignição também é evidente.

A Fig. 5.5 mostra a fotografia da câmara de combustão do quarto cilindro, vista pelo lado inferior traseiro. Nessa figura, o formato da câmara de combustão, do tipo banheira, é evidenciado.

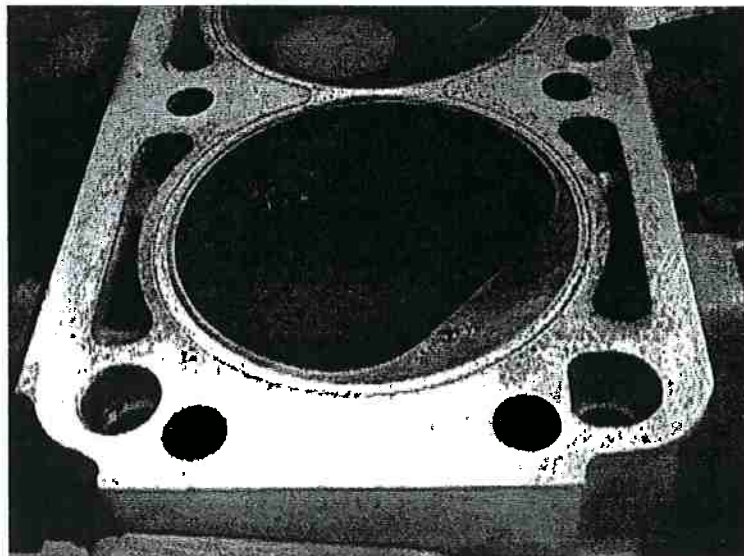
A Fig. 5.6 mostra a fotografia do bloco do motor, vista traseira superior direita. Note-se o detalhe da cabeça plana do pistão. Como já mencionado, o ajuste das razões de compressão foi feito pela diminuição da altura da zona de fogo dos pistões, distância entre o anel de compressão superior e a superfície plana da cabeça do pistão.



**Figura 5.3** - Fotografia do cabeçote do motor, visto pelo lado dianteiro inferior direito. Os furos localizados no cabeçote, em baixo dos ramais do coletor de admissão, foram os locais disponíveis para a tomada de pressão em cada um dos cilindros (quatro adaptadores de cabeça sextavada).

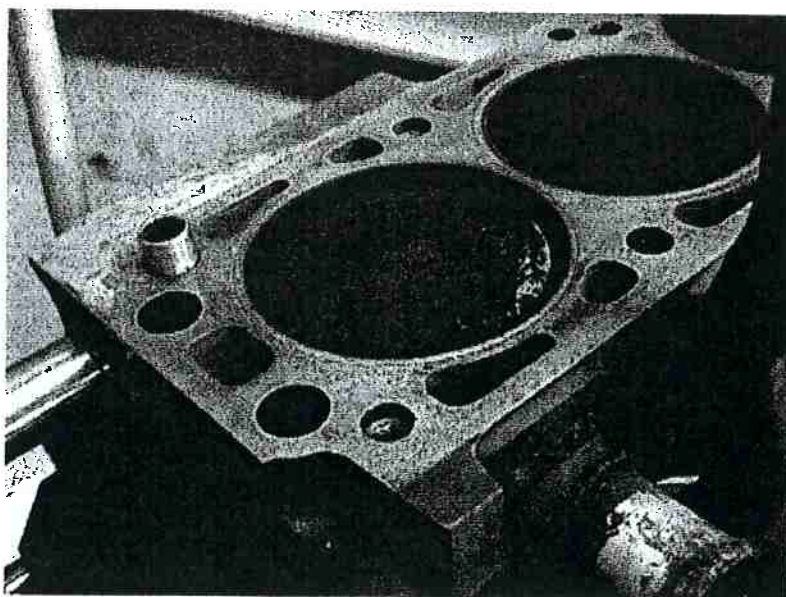


**Figura 5.4** - Fotografia em vista frontal das câmaras de combustão do cabeçote, correspondentes ao segundo e terceiro cilindros. O furo para tomada de pressão do cilindro está localizado próximo à válvula de admissão. A posição relativa da vela de ignição também é evidente.



**Figura 5.5** - Fotografia da câmara de combustão do quarto cilindro.





**Figura 5.6** - Fotografia do bloco do motor, vista traseira superior direita, quarto cilindro. Note-se o detalhe da cabeça plana do pistão montado no quarto cilindro.

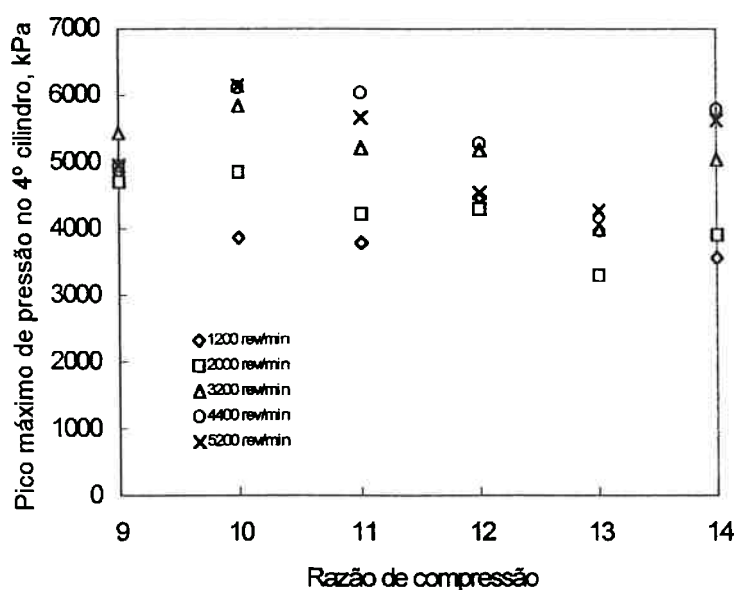
### **5.3 Resultados**

#### **5.3.1 Das medições de pressão nos cilindros do motor**

Os resultados das medições de pressão nos cilindros, obtidos das experiências realizadas em dinamômetro com o motor 1,6 litro, a gasolina, são mostrados graficamente nas figuras seguintes. Por simplificação, foram escolhidos para apresentação os resultados das medições feitas no quarto cilindro. Os demais cilindros tiveram comportamento similar, com valores pouco diferentes dos apresentados. Portanto, isso possibilita considerar o quarto cilindro como representativo do motor. As medições foram feitas através de adaptadores de passagem única, RANDOLPH<sup>(24)</sup>.

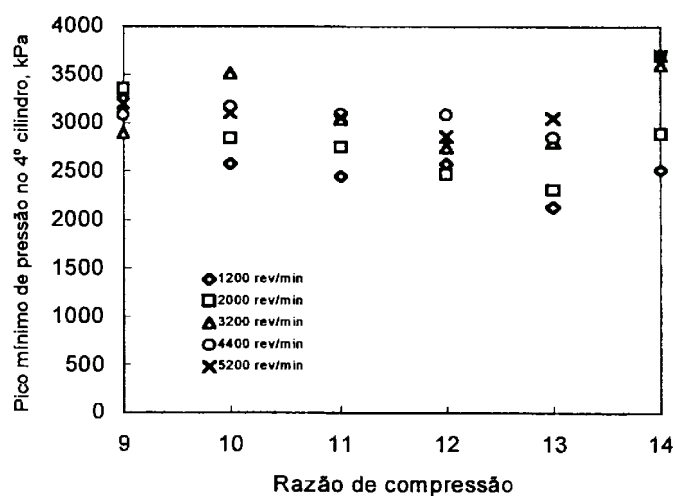
A Fig. 5.7 mostra os valores dos picos máximos de pressão registrados no quarto cilindro como função da razão de compressão, para as rotações e condições de obtenção

de dados definidas na seção 5.2.3 anterior. Esses dados correspondem à análise de trezentos ciclos consecutivos de operação.



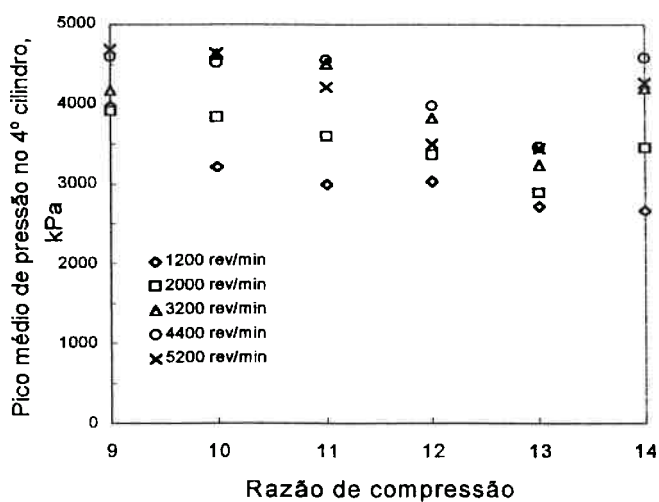
**Figura 5.7** - Comportamento do pico máximo de pressão registrado no quarto cilindro do motor para as rotações de 1200, 2000, 3200, 4400, 5200 rev/min, a plena carga.

A Fig. 5.8 mostra, para as mesmas rotações e condições de obtenção de dados da Fig. 5.7, os picos mínimos de pressão registrados no quarto cilindro, como função da razão de compressão.



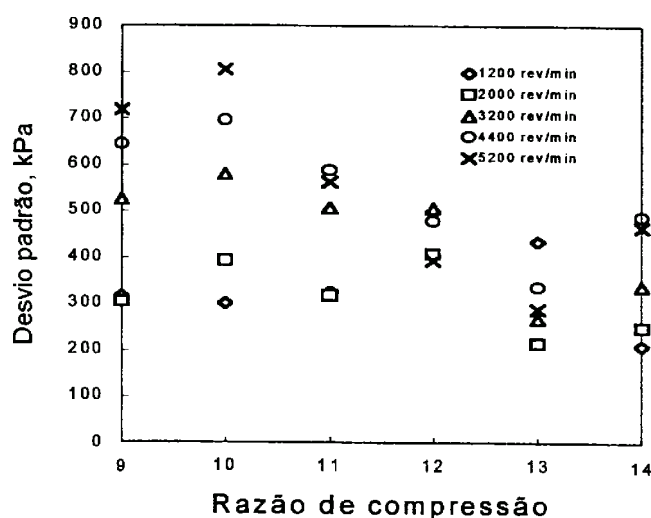
**Figura 5.8** - Comportamento dos picos mínimos de pressão registrados no quarto cilindro do motor para as rotações de 1200, 2000, 3200, 4400, 5200 rev/min, a plena carga.

A Fig. 5.9 mostra os picos médios de pressão obtidos também no quarto cilindro.



**Figura 5.9** - Comportamento dos picos médios de pressão registrados no quarto cilindro do motor para as rotações de 1200, 2000, 3200, 4400, 5200 rev/min, a plena carga.

A Fig. 5.10 mostra o desvio padrão dos picos de pressão no 4º cilindro do motor, em relação aos picos médios apresentados na Fig. 5.9.



**Figura 5.10** - Desvio padrão dos picos médios de pressão no 4º cilindro. Motor 1,6 litro. Operação a plena carga. Dados obtidos de 300 ciclos consecutivos.

Na forma  $\log p \times \log V$ , a Fig. 5.11 mostra três curvas típicas de pressão registradas no quarto cilindro do motor. Elas foram obtidas a 2000 rev/min, plena carga, nas razões de compressão 9, 12 e 14.

Cada uma dessas curvas é o registro de um ciclo de operação individual escolhido arbitrariamente na tela do computador do equipamento de medição utilizado. Todavia, elas foram escolhidas de forma a representar o comportamento médio dos 300 ciclos de operação consecutivos que forneceram os dados apresentados nas figuras Fig. 5.7, Fig. 5.8, Fig. 5.9 e Fig. 5.10.

No eixo das abscissas do gráfico da Fig. 5.11,  $V_n$  é o volume normalizado do cilindro numa determinada posição do pistão. Nesse gráfico, os valores de  $V_n$  foram obtidos de acordo com a relação dada pela Eq. 5.1.

$$V_n = (V/V_i) \times 1000, \quad (5.1)$$

onde  $V$  é o volume real do cilindro, acima da cabeça do pistão, numa dada posição da árvore de manivelas, e  $V_i$  é dada pela relação, Eq. 5.2,

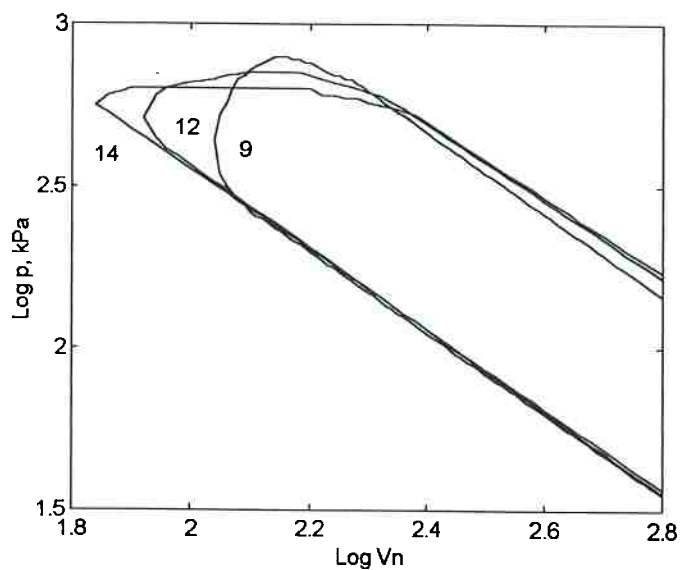
$$V_i = V_d + V_{PMS}, \quad (5.2)$$

onde  $V_d$  é o volume deslocado pelo pistão na sua movimentação do PMS ao PMI, ou vice versa, e  $V_{PMS}$  é o volume do cilindro quando o pistão está no PMS.

De acordo com as dimensões básicas do motor utilizado, dadas na Tab. 5.2, a tabela Tab. 5.7 fornece os valores correspondentes de  $V_d$ ,  $V_{PMS}$ ,  $V_i$ , e  $V_n$  para cada razão de compressão analisada, bem como os valores de  $\text{Log}(V_n)$  no PMI e no PMS.

**Tabela 5.7 - Volumes característicos do cilindro do motor**

$r_c$	$V_d$	$V_{PMS}$	$V_i$	$\text{Log}(V_n)$	$\text{Log}(V_n)$
	[cm <sup>3</sup> ]	[cm <sup>3</sup> ]	[cm <sup>3</sup> ]	PMI	PMS
9	397,04	49,60	446,64	3	2,045
10	397,04	44,10	441,14	3	1,999
11	397,04	39,70	436,74	3	1,958
12	397,04	36,05	433,09	3	1,920
13	397,04	33,10	430,14	3	1,886
14	397,04	30,50	427,54	3	1,855
15	397,04	28,30	425,34	3	1,823



**Figura 5.11** - Curvas de pressão  $\log p \times \log V_n$  com razões de compressão 9, 12 e 14, obtidas no quarto cilindro do motor, a 2000 rev/min e plena carga.

### 5.3.2 Rendimento no freio

Nas razões de compressão e condições de operação investigadas, foram registrados a potência no freio  $\Gamma_{obs}$  e o consumo horário de combustível  $C_{obs}$  observados. Esses dados foram utilizados para determinação do consumo específico de combustível  $C_{esp}$ , conforme mostra a relação Eq. 5.3.

$$C_{esp} = \frac{C_{obs}}{\Gamma_{obs}} \quad (5.3)$$

O rendimento no freio pode ser calculado pela relação mostrada na Eq. 5.4,

$$\eta = \frac{W_c}{m_f Q_{LHV}} \quad (5.4)$$

onde  $W_c$  é o trabalho executado no ciclo,  $m_f$  é a massa de combustível admitida no ciclo, e  $Q_{LHV}$  é o poder calorífico inferior do combustível. Em termos de fluxo de energia, essa relação pode ser expressa pela Eq. 5.5.

$$\eta = \frac{\Gamma_{obs}}{\dot{m}_f Q_{LHV}} . \quad (5.5)$$

Observando que  $C_{obs} = \dot{m}_f$ , e combinando as expressões Eq. 5.3 e Eq. 5.5, vem

$$\eta = \frac{1}{C_{esp} Q_{LHV}} . \quad (5.6)$$

Como pode ser visto na seção 5.3.8 adiante, em uma condição de operação fixa, variações no ângulo de ignição e aumentos na razão de compressão além do valor convencional pouco alteram a eficiência volumétrica. Nas experiências executadas, numa mesma condição de operação, a razão ar-combustível e o consumo de combustível foram aproximadamente constantes. Isso significa que o fluxo de ar e de combustível foram também aproximadamente constantes em cada condição de operação e razão de compressão analisadas. Por conseguinte, o fluxo de energia manteve-se aproximadamente constante em condições de operação similares caracterizadas por rotação e carga no cilindro.

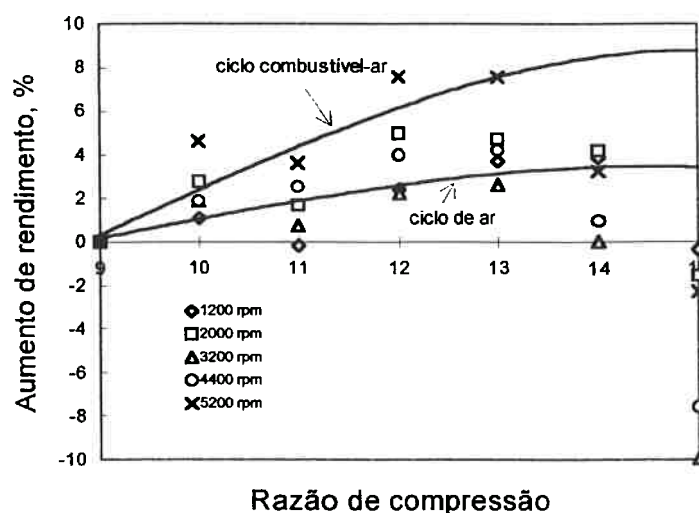
O quociente entre o rendimento obtido em qualquer razão de compressão e o rendimento obtido na razão de compressão  $r_c = 9$ , tomada como referência, equivale então ao quociente entre os consumos específicos de combustível obtidos em ambas as razões de compressão, Eq. 5.7.

$$\frac{\eta}{\eta_{rc=9}} = \frac{C_{esp}}{C_{esp(rc=9)}} . \quad (5.7)$$

Por conveniência, os resultados experimentais relativos aos rendimentos verificados na faixa de altas razões de compressão são apresentados na forma de aumento percentual de rendimento, em relação aos valores obtidos na razão de compressão  $r_c = 9$ . Em outros termos, os aumentos  $\delta$  de rendimento em relação ao verificado com  $r_c = 9$  foram normalizados pela relação Eq. 5.8.

$$\delta = \left( 1 - \frac{C_{esp}}{C_{esp(r_c=9)}} \right) \times 100 \quad (\%). \quad (5.8)$$

Como mostra a Eq. 5.8, a simples divisão dos consumos específicos de combustível obtidas nas condições estabelecidas forneceu tais resultados, os quais são mostrados na Fig. 5.12. Para referência, foram adicionados ao gráfico dessa figura as curvas de aumento percentual de rendimento determinadas pelos dois métodos de aproximação utilizados no capítulo 4: ciclo ideal de ar e ciclo combustível-ar. Todos os dados apresentados referem-se a operação a plena carga, nas rotações 1200, 2000, 3200, 4400, e 5200 rev/min.



**Figura 5.12** - Aumento percentual de rendimento térmico. Dados experimentais obtidos no motor 1,6 litro, em operação a plena carga na faixa de altas razões de compressão,

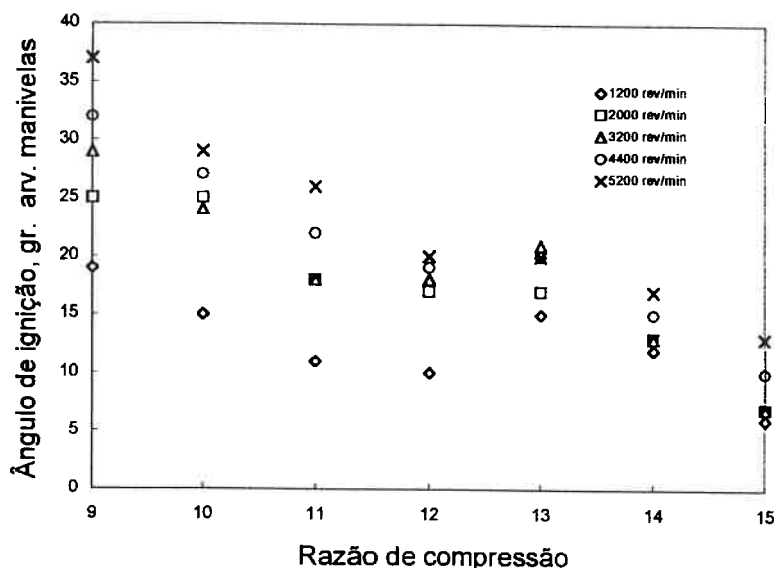


conforme descrito no capítulo 3, seção 3.2. Para referência, foram adicionadas as curvas obtidas pelos métodos aproximados: ciclo ideal de ar, ciclo combustível-ar.

### 5.3.3 Ângulos de ignição requeridos

Como já mencionado na seção 5.2.3, nas experiências de desempenho a plena carga, na faixa de altas razões de compressão, os ângulos de ignição foram aplicados ao motor para obtenção de máxima potência no freio, sem detonação. Tais ângulos, relativamente aos ângulos de ignição requeridos na razão de compressão de referência  $r_c = 9$ , constituem os pontos de BKL para cada condição analisada.

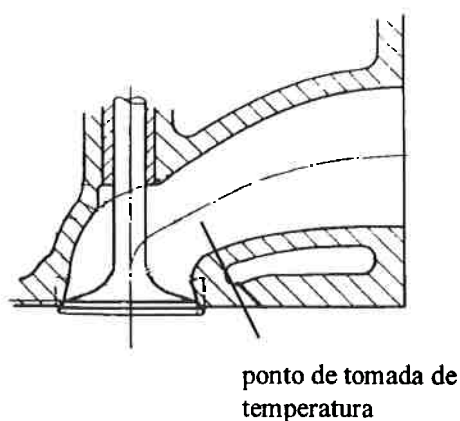
Os resultados experimentais dos ângulos de ignição BKL requeridos para obtenção da curva de aumento percentual de rendimento, mostrada na Fig. 5.12, são apresentados na Fig. 5.13.



**Figura 5.13** - Ângulos de ignição requeridos para operação do motor 1,6 litro na faixa de altas razões de compressão, graus de árvore de manivelas. À exceção da razão de compressão 9, todos os pontos foram obtidos em BKL.

### 5.3.4 Temperatura dos gases de escape

A medição de temperatura dos gases de escape foi efetuada em todos os cilindros do motor. Os pontos de medição situaram-se dentro dos dutos de descarga do cabeçote, a 2,0 cm de distância da haste de cada válvula de escape, conforme ilustra, esquematicamente, a Fig. 5.14. A Fig. 5.1 mostra, externamente ao coletor de escapamento, os locais onde tais temperaturas foram tomadas.



**Figura 5.14** - Desenho esquemático do local escolhido para medição da temperatura dos gases de escape do motor 1,6 litro utilizado nas experiências.

As medições foram efetuadas com a utilização de termopares introduzidos nos dutos do coletor de escapamento, com suas extremidades a 2,0 cm das hastes das válvulas de escape.

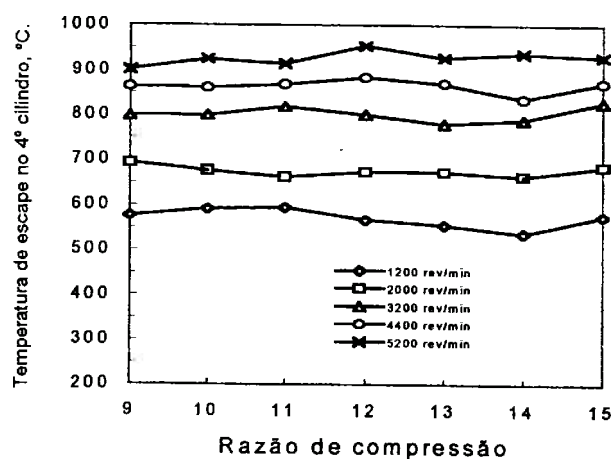
No coletor de escapamento, a temperatura dos gases de escape é função da seção de escoamento escolhida para medição, e da posição relativa do ponto de medição na própria seção de escoamento.

Considerando as dimensões relativas do termopar e da seção do duto de escoamento no coletor de escapamento, a introdução do termopar no duto interfere no escoamento dos gases, modificando o campo de velocidades e a distribuição de temperatura locais. Portanto, a temperatura dos gases de escape, tomada no local indicado na Fig. 5.14, refere-se à temperatura resultante no termopar introduzido naquele local. Para fins de comparação e análise de comportamento, entretanto, tal método de medição é satisfatório.

A Fig. 5.15 mostra os resultados das medições de temperatura dos gases de escape obtidos a plena carga, e nas rotações estabelecidas na seção 5.2.

Pelo fato de o comportamento e a magnitude das temperaturas de escape dos quatro cilindros terem sido similares, são apresentados somente os dados obtidos no quarto cilindro do motor. Dessa forma mantém-se concordância com os resultados de medição de pressão no cilindro já apresentados nas figuras Fig. 5.7, Fig. 5.8, e Fig. 5.9.

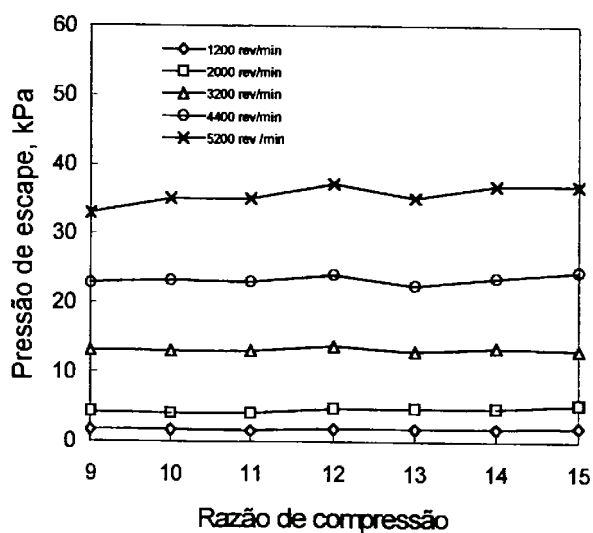
O ponto escolhido para medição de pressão distou aproximadamente 90 cm da flange do coletor de escape. Na Fig. 5.2, sobre o tubo primário de escape do motor, esse ponto corresponde ao ponto de fixação do segundo tubo serpentinado.



**Figura 5.15** - Resultados das medições de temperatura dos gases de escape no quarto cilindro. Motor 1,6 litro em operação a plena carga, nas rotações 1200, 2000,3200, 4400, 5200 rev/min.

### 5.3.5 Pressões de escape

A Fig. 5.16 mostra os resultados das medições de pressão estática efetuadas no tubo primário do sistema de escapamento do motor.



**Figura 5.16** - Curvas de pressão de escape, kPa. Motor 1,6 litro em operação a plena carga, nas rotações 1200, 2000,3200, 4400, 5600 rev/min.

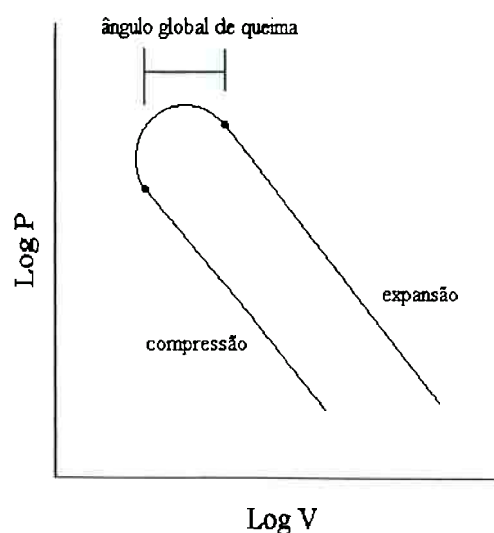
### 5.3.6 Ângulo global de queima

Nos processos de combustão que se desenvolvem nos motores de ignição por centelha algumas definições têm sido utilizadas para caracterizar fases de liberação de energia da combustão. Em conformidade com as observações feitas por LANCASTER et al.<sup>(15)</sup>, as seguintes definições são comumente usadas: 1. *Ângulo de desenvolvimento da chama*,  $\Delta\theta_d$ , o qual é caracterizado pelo intervalo, em graus de árvore de manivelas, entre o momento da ignição e o momento da queima de uma pequena, mas significativa, fração da massa da mistura combustível, ar e gases residuais contida ao cilindro. Normalmente essa fração está em torno de 10%; 2. *Ângulo de queima rápida*,  $\Delta\theta_b$ , é o intervalo em graus de árvore de manivelas requerido para queimar 90% da massa de mistura combustível, ar e gases residuais contidos no cilindro. Esse ângulo é definido como o intervalo entre o final do estágio de desenvolvimento da chama e o final do processo de propagação da chama; 3. *Ângulo global de queima*,  $\Delta\theta_o$ , é caracterizado pela duração global do processo de queima. É a soma dos ângulos  $\Delta\theta_d$  e  $\Delta\theta_b$ .

Em conformidade com esses conceitos e utilizando os registros das pressões no quarto cilindro obtidos a 2000 rev/min, mostrados no Apêndice C, foram determinados os ângulos globais de queima. Tais ângulos foram estimados graficamente como descrito a seguir.

De cada único registro de pressão, na forma  $\log p \times \log V_n$ , escolhido na série de 300 ciclos de operação consecutivos, na condição de operação considerada, determinou-se o ângulo global de queima. Isso foi feito através da medição da distância em graus de árvore de manivelas do momento da ignição, Fig. 5.17, ao ponto, na fase

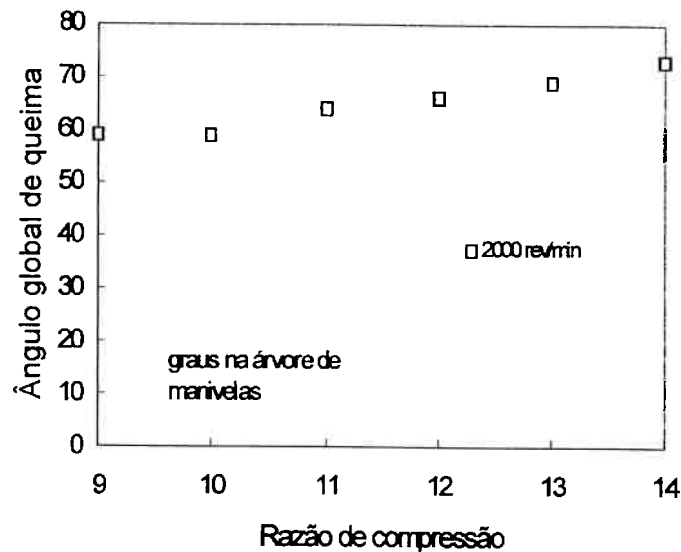
terminal da combustão, no qual a curva de pressão começa a assumir comportamento retilíneo, na fase de expansão dos gases queimados, CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>.



**Figura 5.17** - Forma gráfica de medição adotada para a determinação estimada do ângulo global de queima.

As medições assim efetuadas são mostradas na Fig. 5.18. É importante observar que os dados que serviram de base para a construção dessa figura, não têm procedência estatística.

Apesar da incerteza desse método de medição, pode-se tecer considerações a respeito da tendência do comportamento do ângulo global de queima.



**Figura 5.18** - Ângulo global de queima em função da razão de compressão, graus de árvore de manivelas. Motor 1,6 litro em operação a plena carga, na rotação 2000 rev/min.

### 5.3.7 Coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada

A comparação das curvas de pressão versus tempo geradas em sucessivos ciclos de operação de um motor de ignição por centelha, revela a existência de variações ciclo a ciclo significativas, tanto individualmente por cilindro como entre cilindros. Considerando que o desenvolvimento da pressão está relacionado aos processos de combustão e de indução de mistura ar-combustível, tais variações são consequência direta de variações ocorridas nesses processos. Principalmente nas vizinhanças da vela de ignição, variações ciclo a ciclo no processo de combustão são causadas pelas variações no movimento da carga dentro do cilindro no momento da centelha, variações das

quantidades de combustível e ar admitidos, e variações na mistura da carga admitida com os gases residuais. Diferenças ciclo a ciclo existentes no campo de composição de mistura, no campo de densidades e no campo de velocidades do escoamento no cilindro resultam em ciclos com processos de combustão que podem ser classificados, segundo o espectro de rapidez com a qual ocorrem, como ciclos de queima rápida, média, e lenta. As variações ciclo a ciclo são importantes porque, uma vez que o ângulo de ignição é ajustado para ciclos de queima média, ciclos de queima rápida, dependendo do sistema de ignição utilizado, estarão com o respectivos ângulos de ignição avançados, e os ciclos de queima lenta com os respectivos ângulos de ignição atrasados, o que resulta em perda de potência e rendimento. Também, os extremos das variações ciclo a ciclo definirão os limites de operação do motor. Os ciclos de queima rápida, por estarem com o ângulo de ignição avançados em relação ao ponto ótimo, têm maior probabilidade de detonar e definem os requisitos de octanagem e razão de compressão do motor. Os ciclos de queima lenta, por estarem atrasados em relação ao ponto ótimo, têm maior probabilidade de apresentar queima incompleta da mistura. Estes ciclos definem o limite prático de operação com mistura empobrecida, e limitam a quantidade de gás recirculado eventualmente utilizado no controle das emissões de  $\text{NO}_x$ . As variações ciclo a ciclo na pressão no cilindro podem ser correlacionadas com as variações observadas no torque do motor, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

Várias medidas têm sido adotadas para medição da variabilidade de combustão. Em termos de parâmetros relacionados à pressão, são referenciados a pressão máxima no cilindro, o ângulo no qual ela ocorre, a máxima taxa de variação de pressão e respectivo ângulo de ocorrência, e a pressão média efetiva indicada. Em termos de parâmetros relacionados à taxa de queima, são usados a máxima taxa de liberação de calor, a

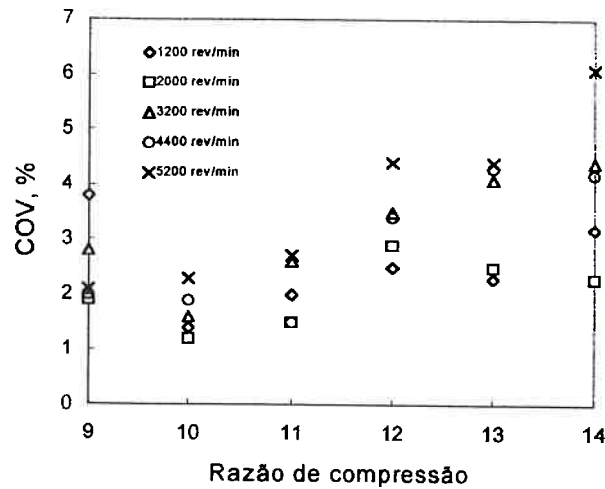


máxima taxa de queima de massa, o ângulo de desenvolvimento da chama e o ângulo de queima rápida. Com relação a parâmetros de posição da frente de chama utiliza-se, em um determinado instante, o raio da frente de chama, área da frente de chama, volume queimado, e o tempo de chegada da frente de chama em certos locais da câmara de combustão.

Conforme já mencionado, o equipamento utilizado nas experiências para a medição das pressões nos cilindros do motor permitiu inclusive o levantamento de dados estatísticos sobre alguns parâmetros relacionados à combustão. O equipamento dispunha, baseado nas medições de pressão de cilindro em sucessivos ciclos, de recurso para determinação do coeficiente de variação da pressão média efetiva,  $COV_{imep}$ . Esse coeficiente, expresso em termos pecentuais, é uma das formas encontradas para se medir a instabilidade cíclica dos motores de ignição por centelha, e é definido pela Eq. 5.9.

$$COV_{imep} = \left( \frac{\sigma_{imep}}{\overline{imep}} \right) \times 100 \quad , \quad (5.9)$$

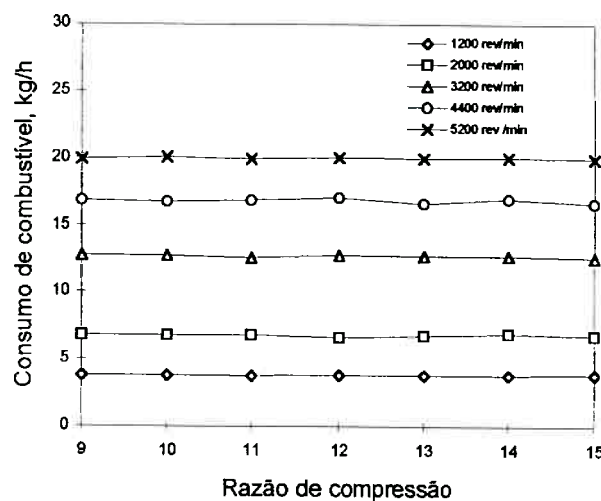
onde  $\overline{imep}$  é a média das pressões médias efetivas indicadas, determinadas em cada um dos sucessivos ciclos analisados, e  $\sigma_{imep}$  é o desvio padrão das respectivas pressões médias efetivas indicadas. Segundo HEYWOOD<sup>(17)</sup>, tem sido verificado que a dirigibilidade de veículo é afetada quando o valor do  $COV_{imep}$  ultrapassa o limite de dez por cento. Os valores do  $COV_{imep}$  obtidos das medições de pressão no quarto cilindro do motor 1,6 litro, para 300 ciclos sucessivos analisados, são mostrados na Fig. 5.19. Como nos casos anteriores, suprimiu-se os dados dos demais cilindros pela similaridade com os resultados apresentados.



**Figura 5.19** - Coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada,  $COV_{imep}$ , a plena carga. Dados referentes ao quarto cilindro do motor 1,6 litro, e determinados com base em 300 ciclos consecutivos.

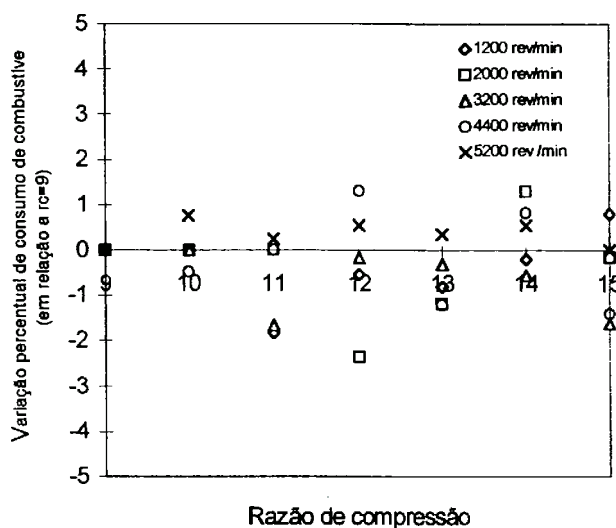
### 5.3.8 Consumo de combustível e razão ar-combustível

Fig. 5.20 mostra os valores dos consumos médios de combustível para cada razão de compressão e condição de operação analisadas.



**Figura 5.20** - Consumo médio de combustível, kg/h. Combustível: gasolina amarela, tipo C, com 22% de álcool etílico anidro.

O gráfico da Fig. 5.21 mostra os valores das variações percentuais dos consumos médios de combustível com relação aos valores respectivos encontrados na razão de compressão de referência  $r_c = 9$ .



**Figura 5.21** - Variações percentuais dos consumos médios de combustível, em relação aos valores correspondentes encontrados na razão de compressão de referência. Combustível: gasolina amarela, tipo C, com 22% de álcool etílico anidro.

Como informação complementar, a Tab. 5.8 fornece os valores correspondentes das razões ar-combustível em função da razão de compressão e da rotação do motor. No Apêndice C encontram-se as planilhas dos dados dos ensaios realizados.

**Tab. 5.8.** Valores das razões ar-combustível

$r_c$	Rotação [rev/min]				
	1200	2000	3200	4400	5200
9	12,2	12,8	12,3	12,5	12,5
10	12,9	12,4	12,3	12,3	12,2
11	13,0	12,7	12,5	12,5	12,3
12	12,6	12,5	12,1	12,0	11,9
13	12,8	12,8	12,1	12,8	12,0
14	12,1	12,3	12,3	12,0	11,8
15	12,5	12,2	12,5	12,2	12,2

## 5.4 Análise e discussão dos resultados

### 5.4.1 Picos máximos de pressão

Na Fig. 5.7, cada ponto do gráfico representa o valor do pico máximo de pressão ocorrido em 300 ciclos consecutivos de operação, com o motor operando a plena carga, na razão de compressão e na rotação indicadas. Como se pode ver nessa figura, os níveis máximos de pressão no cilindro não foram constantes. Houve queda efetiva dos valores dos picos máximos de pressão de combustão com o aumento da razão de compressão, principalmente em  $r_c = 13$ .

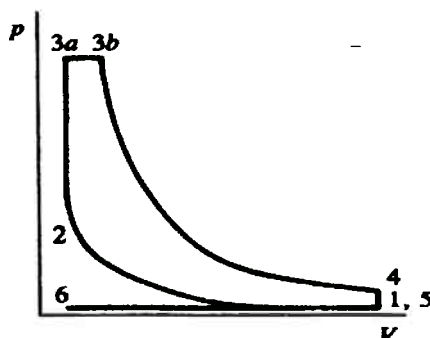
Esse resultado contradiz a condição (seção 3.3) de que a pressão máxima no cilindro deveria permanecer constante quando a razão de compressão é incrementada. Contudo, deve ser salientado que tal condição foi estabelecida com base nos conceitos idealizados de ciclos, de processos e de fluido de operação, o que não ocorre num motor real.

Em termos ideais, o motivo pelo qual a pressão máxima do ciclo de operação deveria permanecer constante à medida que a razão de compressão é incrementada, segundo o conceito introduzido, é que, assim acontecendo, se impediria o surgimento de detonação na região do gás extremo. Esse fato pode ser verificado de forma aproximada. Com essa finalidade, são fornecidos brevemente no parágrafo seguinte alguns dados experimentais pertinentes, obtidos de trabalhos publicados.

Os mecanismos responsáveis pelo surgimento de detonação ainda não são conhecidos. As teorias existentes permanecem ainda no campo das hipóteses. BRUSSOVANSKY<sup>(25)</sup>, todavia, observou que existem três critérios que, separadamente, conseguem prevê-la e, inclusive, determinar o ângulo na árvore de

manivelas em que ela ocorre, com razoável precisão. O primeiro critério estabelece que a detonação ocorre quando a temperatura do gás extremo ultrapassa o limite de 1200 K. Pelo segundo critério, a detonação ocorre quando a taxa de variação da temperatura no gás extremo sobe para  $6 \times 10^6$  K/s. O terceiro critério estabelece que a detonação ocorre quando a velocidade de propagação do som na câmara de combustão é ultrapassada pela velocidade das reações químicas na queima normal. O primeiro destes critérios foi proposto por GLUKSTEIN; WALCUTT<sup>(26)</sup>. Em um motor CFR, mediu-se a temperatura do gás extremo quando este estava na iminência de auto-ignição e constatou-se que, para o motor utilizado, nas condições em que foram realizadas as experiências, essa temperatura era constante e próxima de  $1020 \pm 20$  K. Isso foi verificado para grande variedade de combustíveis, em considerável faixa de temperaturas de admissão, e com a razão de compressão como variável.

Para mostrar que se a pressão máxima do ciclo permanecer constante não ocorrerá detonação à medida que a razão de compressão é incrementada, será usado o primeiro critério verificado por BRUSSOVANSKY<sup>(25)</sup>. Seja admitido que o ciclo de operação do motor é um ciclo de pressão limitada, conforme esquematizado na Fig. 5.22, TAYLOR<sup>(12)</sup>. A pressão máxima  $p_{ex}$  do gás extremo será então igual à pressão máxima  $p_3$  do ciclo.



**Figura 5.22** - O ciclo ideal de pressão limitada, TAYLOR<sup>(12)</sup>.

Se for admitido que o gás extremo é comprimido adiabaticamente, a relação Eq. 5.10, WYLEN<sup>(27)</sup>, é aplicável ao presente caso.

$$\frac{T_{ex}}{T_1} = \left( \frac{p_{ex}}{p_1} \right)^{(\gamma-1/\gamma)} \quad (5.10)$$

Na Eq. 5.10,  $T_{ex}$  é a temperatura do gás extremo num ponto qualquer do processo de compressão adiabática, e  $T_1$  e  $p_1$  são a temperatura e a pressão da mistura no início do processo de compressão, respectivamente.

Conforme dados experimentais mais recentes, BRUSSOVANSKY<sup>(25)</sup>, para que não ocorra detonação,  $T_{ex} \leq 1200$  K. Então, se a temperatura  $T_1$  for mantida constante, a razão  $p_3/p_1$ , que é igual a  $p_{ex}/p_1$  pois  $p_{ex} = p_3 = p_{3a}$ , deveria permanecer constante à medida que se dá incrementos substanciais à razão de compressão  $r_c$ . Caso contrário,  $T_{ex} > T_{exr_c=9}$  e haveria detonação. No ciclo de pressão limitada  $T_{3b}$  permanece aproximadamente constante.

Segundo HEYWOOD<sup>(17)</sup>, a suposição de que o gás extremo sofre um processo de compressão adiabática é uma aproximação apenas razoável. Ao processo real de

compressão estão associados processos bastante complexos como, por exemplo, a transferência de calor das paredes da câmara de combustão para o gás extremo quando este se encontra em menor temperatura, a transferência de calor por radiação e convecção da porção já queimada, o aumento de temperatura provocado pelas pré-reações químicas existentes no gás extremo, a movimentação da carga no interior da câmara de combustão, etc. Certamente, a consideração de todos esses fatores no processo de compressão do gás extremo indicaria um outro nível de pressão máxima, diferente do que foi obtido pela consideração, simplista, de compressão adiabática. Logo, num motor real, devido a esses fatores, é pouco provável que a razão  $p_3/p_1$  permaneça constante à medida que  $r_c$  é incrementada.

Uma explicação plausível para a redução observada nos picos máximos de pressão pode ser a influência do ângulo de ignição na combustão. Como mostrado na Fig. 5.13, os ângulos de ignição correspondentes aos dados da Fig. 5.7 diminuíram substancialmente com o aumento de  $r_c$ . A combustão, por conseqüência, foi cada vez mais deslocada para o curso descendente do pistão. Isso fez com que o período de combustão tendesse a aumentar, já que a queima passou a ocorrer, cada vez mais a volumes crescentes do cilindro. O aumento do período de combustão, por sua vez, implica em aumento do tempo de residência do gás extremo na câmara de combustão. O aumento de temperatura por transferência de calor e as pré-reações químicas que precedem a detonação no gás extremo têm, portanto, maior tempo para ocorrer. Para que não ocorra detonação, então, tais efeitos devem ser compensados pela redução apropriada da pressão máxima na câmara, através da redução correspondente do ângulo de ignição, com relação ao limite observado na razão de compressão de referência.

Em uma determinada  $r_c$ , os níveis dos picos máximos de pressão, os quais variam com a rotação do motor, são afetados pela eficiência volumétrica característica e pela magnitude das variações cíclicas geradas na câmara de combustão. O intervalo de ocorrência dos picos de pressão, distância entre o máximo e o mínimo picos observados, não se manteve constante ao longo das razões de compressão analisadas.

Os picos máximos de pressão no cilindro são os limitadores do ângulo de ignição aplicado de forma a não ocorrer detonação. Em  $r_c = 9$  os ângulos de ignição foram todos ajustados no MBT, e a partir daí, no BKL. Esse fato explica o aumento de pico de pressão havido nas rotações mais altas 3200, 4400 e 5200 rev/min, nas razões de compressão 10,11 e 14. As razões para isso são que entre o MBT e o BKL há ainda possibilidade de aumento de pressão máxima no cilindro sem ocorrência de detonação, e que o tempo de residência do gás extremo na câmara de combustão é relativamente menor. Nas baixas rotações, o tempo de residência do gás extremo na câmara de combustão é relativamente maior. Por isso, a diminuição dos picos máximos de pressão havida nas rotações 1200 e 2000 rev/min é provável tenha sido consequência de aumento de transferência de calor das paredes quentes da câmara de combustão, da frente de chama e dos gases queimados para o gás extremo, devido às alterações geométricas causadas pelo aumento da razão de compressão.

#### **5.4.2 Picos mínimos de pressão**

Analisando os dados da Fig. 5.8, nota-se que os níveis dos picos mínimos de pressão e os intervalos de variação destes em função da rotação, foram razoavelmente estáveis ao longo de toda a faixa de razões de compressão analisada. Entretanto,



verifica-se também, embora em menor grau, tendência de queda com o aumento de  $r_c$ . A causa provável desse efeito pode ser atribuída, em parte, ao fato de o período de combustão ter aumentado em decorrência da diminuição significativa havida nos ângulos de ignição. Quanto maior o período de combustão, mais lento é o processo de queima de toda a mistura ar-combustível contida na câmara de combustão. Por conseguinte, a frequência de ocorrência de ciclos lentos tende a aumentar, e o nível dos picos mínimos de pressão tende a se aproximar do nível da pressão de compressão nos cilindros.

#### **5.4.3 Picos médios de pressão**

O comportamento dos picos médios de pressão, Fig. 5.9, foi similar ao comportamento dos picos máximos de pressão, Fig. 5.7. Isso se verifica tanto na tendência de queda com o aumento de  $r_c$ , como na amplitude dos intervalos de variação dos picos de pressão com a rotação.

A faixa de variações dos picos médios de pressão no cilindro compreendida entre os picos mínimos e os picos máximos, típica das variações cíclicas do motor, não aumentou com  $r_c$ .

#### **5.4.4 Perfis das curvas de pressão no cilindro**

Da Fig. 5.11, embora a origem não estatística das curvas de pressão apresentadas, verifica-se claramente que o caráter de ciclo de pressão limitada se acentuou com o aumento da razão de compressão. Esse resultado é notável e demonstra a validade do conceito de operação de motores de ignição por centelha em alta razão de compressão, introduzido na seção 3.1.

Um ciclo de pressão limitada pode aumentar o rendimento e não causar detonação. Portanto o ciclo do motor experimentado se aproximou de um ciclo de pressão limitada.

O processo de queima da mistura ar, combustível e gases residuais, e o processo de transferência de calor resultantes na câmara de combustão, combinados com as características geométricas básicas do motor, tais como o comprimento da biela, o raio do virabrequim, e o diâmetro do cilindro, e a geometria da câmara de combustão, contribuíram para que o perfil do ciclo real se aproximasse razoavelmente do perfil de um ciclo de pressão limitada. A contribuição de cada um desses fatores pode ser percebida observando-se que a taxa de variação da pressão no cilindro  $dp/d\theta$  é, basicamente, o resultado das influências da taxa de variação de volume do cilindro,  $dV/d\theta$ , da taxa de queima da mistura ar, combustível e gases residuais,  $dQ_{ch}/d\theta$ , e da taxa de transferência de calor da câmara de combustão para o seu exterior,  $dQ_{ht}/d\theta$ , Eq. 5. 10,

$$\frac{dp}{d\theta} = f\left(\frac{dV}{d\theta}, \frac{dQ_{ch}}{d\theta}, \frac{dQ_{ht}}{d\theta}\right). \quad (5.10)$$

O processo de queima e o processo de transferência de calor englobam a geometria da câmara de combustão.

A taxa de variação do volume do cilindro engloba as dimensões geométricas básicas do motor na forma mostrada na expressão Eq. 5.11,

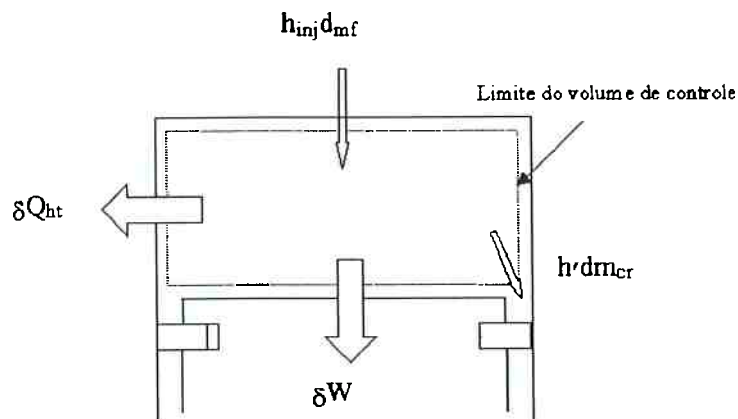
$$\frac{d}{d\theta}(V) = \frac{d}{d\theta} \left\{ V_{PMS} + \frac{\pi d^2}{4} \left[ l + a(1 - \cos\theta) - (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \right] \right\}, \quad (5.11)$$

onde  $V$  é o volume do cilindro,  $\theta$  é a posição angular da árvore de manivelas,  $V_{PMS}$  é o volume do cilindro quando o pistão está no PMS,  $d$  é o diâmetro do cilindro,  $l$  é o comprimento da biela, e  $a$  é o raio da árvore de manivelas.

Da Eq. 5.10 e da Eq. 5.11 nota-se que combinações apropriadas de fatores geométricos do motor com os modelos de queima e de troca de calor, podem gerar perfis de curvas de pressão próximos aos necessários para obtenção do trabalho útil requerido.

Durante a combustão, a pressão desenvolvida no cilindro é o resultado das influências de vários processos presentes na conversão da energia química da mistura reativa ar-combustível em energia sensível dos produtos e, finalmente, em trabalho útil. Se o grau de influência de cada um desses processos puder, dentro dos limites práticos, ser controlado, o perfil da curva de pressão no cilindro em função do tempo, poderá ser ajustado convenientemente. O ajuste dos fatores primários de controle de cada processo pode ser um método para aproximar o perfil da curva de pressão gerada no ciclo de operação real para o perfil da curva de pressão de um ciclo de pressão limitada pretendido.

Examinando, por exemplo, o modelo simplificado de sistema termodinâmico adotado por GATOWSKI et al.<sup>(28)</sup> para o desenvolvimento de um método de análise de calor liberado, pode-se ter uma noção dos principais fatores que controlam os processos considerados, e que, dependendo do grau de dificuldade, podem ser ajustados. Em tal modelo, mostrado esquematicamente na Fig. 5.23, o conteúdo do cilindro é assumido uniforme. O estado da carga no cilindro é definido em termos de propriedades médias e não há distinção entre mistura fresca e gases queimados.



**Figura 5.23** - Esquema de sistema termodinâmico simplificado utilizado para análise de liberação de calor, GATOWSKI et al.<sup>(28)</sup>. Referência utilizada para demonstração de fatores que poderiam ser ajustados para o controle do perfil da curva pressão no cilindro x tempo durante a combustão.

Considerando o sistema aberto, o modelo de liberação de calor da câmara de combustão considera a aplicação da primeira lei da termodinâmica:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} - \sum \dot{m}_i h_i. \quad (5.12)$$

Nessa expressão,  $dU/dt$  é a taxa de mudança na energia interna da massa no sistema,  $\dot{W}$  é a taxa de transferência de trabalho do sistema,  $\dot{Q}$  é a taxa de transferência de calor para o sistema, e o somatório representa as trocas de massa através das fronteiras do sistema. Os possíveis fluxos de massa incluem: 1. escoamento através das válvulas; 2. injeção de combustível, se for o caso; 3. escoamento para os volumes das frestas na câmara de combustão. O desenvolvimento desse modelo, objetivando a

determinação da taxa de liberação de calor, resulta na relação apresentada na forma diferencial na Eq. 5.13.

$$\frac{dQ_{ch}}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dt} + V_{cr} \left[ \frac{T'}{T_w} + \frac{T}{T_w(\gamma - 1)} + \frac{1}{bT_w} \ln \left( \frac{\gamma - 1}{\gamma' - 1} \right) \right] \frac{dp}{dt} + \frac{dQ_{ht}}{dt}. \quad (5.13)$$

Nessa relação já está incluso um modelo simples de frestas conectadas à câmara de combustão, e  $dQ_{ch}/dt$  é a taxa de liberação de calor na combustão;  $p$  é a pressão instantânea no cilindro;  $V$  é o volume do cilindro;  $dV/dt$  é a taxa de variação do volume do cilindro, a qual pode ser positiva ou negativa, dependendo de o movimento do pistão ser ascendente ou descendente;  $V_{cr}$  é o volume total das frestas;  $T'$  é a temperatura do elemento de massa que escoar de ou para as frestas;  $T_w$  é a temperatura das paredes das frestas;  $T$  é a temperatura média dos gases na câmara de combustão;  $\gamma$  é a relação entre os calores específicos a pressão e a volume constantes da mistura homogênea na câmara de combustão;  $b$  é o coeficiente da função linear aproximada que representa as variações de  $\gamma$  havidas durante o processo de combustão; e  $dQ_{ht}/dt$  é a taxa de transferência de calor do volume de controle para o seu exterior.

Examinando a Eq. 5.13, verifica-se que para aproximar o ciclo real de um ciclo de pressão limitada, os fatores de maior influência, e que permitem um certo ajuste, são: a taxa de variação do volume do cilindro, a qual pode ser modificada pela alteração das dimensões relativas entre curso e diâmetro do pistão; a taxa de queima da mistura ar-combustível, que pode ser controlada pela intensidade de turbulência na mistura, pelo formato da câmara de combustão, e pelo ângulo de ignição aplicado; e, em certa extensão, a taxa de transferência de calor para fora do sistema considerado, a qual pode

ser alterada através de modificações em materiais, espessuras de parede, e no escoamento do líquido de arrefecimento nas galerias do bloco e do cabeçote.

No ciclo de pressão limitada aproximado, utilizando o modelo expresso na Eq. 5.13, a zona de pressão constante corresponde a variações praticamente desprezíveis de pressão no ciclo real:

$$\frac{dp}{dt} \cong 0 . \quad (5.14)$$

Como consequência, o terceiro e o quarto termos da Eq. 5.13 são anulados, resultando em

$$\frac{dQ_{ch}}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{ht}}{dt} . \quad (5.15)$$

Rearranjando os termos da Eq. 5.15, vem

$$\frac{\gamma - 1}{\gamma} \left( \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} \right) \left( \frac{dV}{dt} \right)^{-1} = p = const. \quad (5.16)$$

Na zona de pressão constante, os fatores que controlam de maneira predominante a aproximação do ciclo real para o ciclo de pressão limitada, para o modelo simplificado analisado, são as funções temporais relacionadas na Eq. 5.16.

Em termos gerais, a aproximação do ciclo real para o ciclo de pressão limitada será obtida dependendo do grau de compatibilidade obtido entre as funções taxa de queima de mistura, taxa de transferência de calor e taxa de variação do volume do cilindro.

O fenômeno detonação não esteve presente nas altas razões de compressão pois, caso contrário, as curvas de pressão apresentariam as irregularidades típicas causadas pela presença desse fenômeno.

Em  $r_c = 14$ , Fig. 5.11, o ponto limite de transição de ciclo de pressão limitada para um ciclo de pressão constante, ponto **B** da Fig. 3.1, não foi atingido. As linhas curvas unindo as linhas retas que caracterizam os processos de compressão claramente mostram esse fato. Isso indica a possibilidade de se poder aumentar a razão de compressão ainda mais, desde que a curva de pressão gerada no cilindro seja a apropriada.

É conveniente lembrar que nos motores com razão de compressão tradicional, procura-se tornar o processo de combustão suficientemente rápido de forma a evitar o surgimento de detonação no gás extremo, aumentar o grau de estabilidade cíclica, e aumentar o rendimento térmico do motor. Em motores de alta compressão, essa técnica, todavia, talvez não seja a mais adequada porque, mesmo com a utilização de combustíveis compatíveis, geraria altas tensões estruturais e altas temperaturas de combustão. Para esse caso, o desenvolvimento do ciclo de operação próximo de um ciclo de pressão limitada talvez seja mais apropriado pelos efeitos que podem ser gerados no desempenho do motor.

#### **5.4.5 Desvio padrão dos picos médios de pressão**

Os desvios padrão dos picos médios de pressão no cilindro diminuíram, Fig. 5.10. A magnitude das diferenças dos desvios padrão havidas entre as rotações, também diminuiu. Alguns fatores podem ter contribuído para esse resultado: 1. Com o aumento da razão de compressão a densidade da mistura tende a se uniformizar e a movimentação da carga no momento da ignição tende a diminuir, o que pode ter afetado os estágios iniciais de crescimento e desenvolvimento da chama, tornando a sua propagação mais

estável, CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>; 2. Com maior frequência os ciclos rápidos podem ter sido atenuados por variações positivas de volume do cilindro durante a combustão; 3. Houve diminuição dos picos máximos de pressão, para que se evitasse a ocorrência de detonação, e também aumento da pressão de compressão decorrente do aumento da razão de compressão. O aumento da pressão de compressão tende a elevar o nível dos picos mínimos. Conseqüentemente, o campo de variação possível dos picos de pressão no cilindro diminuiu ocasionando a redução dos desvios padrão dos picos de pressão no cilindro em torno do valor médio. Este último, parece ser o fator predominante.

#### 5.4.6 O Coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada

Sob o aspecto das variações ocorridas na pressão média efetiva indicada, as variações cíclicas aumentaram com o aumento da razão de compressão, Fig. 5.19. O valor médio do  $COV_{imep}$  passou de 2% em  $r_c = 9$  para, aproximadamente, 4% em  $r_c = 14$ . Esse valor, contudo, ainda está bem abaixo do limite de 10% mencionado por HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

O  $COV_{imep}$  e o desvio padrão dos picos médios de pressão são medidas distintas do grau de instabilidade cíclica. O desvio padrão dos picos médios de pressão considera a instabilidade cíclica apenas sob o enfoque de variação puntual de pressão. O  $COV_{imep}$  considera a instabilidade cíclica principalmente sob o aspecto das variações ao longo de toda a curva de pressão durante a fase de expansão. Portanto, o fato de um ter aumentado e o outro diminuído quando se variou a razão de compressão não implica que os resultados sejam contraditórios. Tais medidas se complementam na determinação da instabilidade cíclica.



Com o aumento da razão de compressão, o ângulo de ignição foi diminuído e a combustão deslocada cada vez mais para a fase de expansão. O aumento verificado no ângulo global de queima, Fig. 5.18, o que indica que a combustão ficou mais lenta, pode, então, ter contribuído para o aumento da instabilidade do processo de combustão, sob o enfoque do  $COV_{imep}$ .

#### 5.4.7 Rendimento no freio

Como se pode verificar na Fig. 5.12, os valores dos aumentos percentuais de rendimento no freio, determinados em cada uma das razões de compressão, apresentaram diferenças em função da rotação de medição. Em  $r_c = 12$  e  $r_c = 13$ , na rotação de 5200 rev/min, os aumentos percentuais foram máximos e da ordem de 7,5 %. À exceção do verificado em  $r_c = 15$  e nas rotações de 1200 e 3200 rev/min correspondentes, respectivamente, às razões de compressão  $r_c = 11$  e  $r_c = 14$ , todas as demais condições de operação apresentaram ganhos no rendimento no freio. Na média, o aumento percentual de rendimento no freio em  $r_c = 13$  foi de 4%. Em  $r_c = 15$ , ao contrário, o rendimento no freio sofreu redução; nesse ponto, na rotação 3200 rev/min, a redução de rendimento no freio atingiu um máximo de 10%.

As diferenças de rendimento no freio ocorridas entre as rotações é provável tenham sido resultado da combinação de fatores típicos de cada rotação tais como transferência de calor da câmara de combustão para o sistema de arrefecimento do motor, eficiência volumétrica, e compatibilidade entre a taxa de liberação de energia de combustão e a taxa de variação do volume do cilindro, a qual contribui para a aproximação do ciclo real para um ciclo de pressão limitada. Observa-se na Fig. 5.12,

que há uma certa tendência de aumento no percentual de rendimento no freio à medida que a rotação cresce. Essa característica é relacionada a efeitos de perda de calor devido ao tempo de troca de calor. A disponibilidade de tempo para os processos de transferência de calor da câmara de combustão para o sistema de arrefecimento diminui à medida que a rotação do motor aumenta.

Comparando as curvas teóricas de aumento percentual de rendimento no freio com os dados experimentais, verifica-se que a aproximação por ciclo ideal subestimou o aumento percentual de rendimento no freio. A aproximação por ciclo de combustível-ar superestimou esses valores.

A queda de rendimento no freio a partir de  $r_c = 14$  foi brusca. Os picos de aumento percentual de rendimento, ou do próprio rendimento no freio, verificado nas razões de compressão 12 e 13, provavelmente são o resultado da contribuição de vários fatores: 1. o aumento da razão de compressão faz diminuir a razão  $S/V$ , área da superfície da câmara de combustão dividida pelo volume gerado por essa superfície. O aumento dessa razão implica em aumento das perdas de calor para o sistema de arrefecimento, com a conseqüente diminuição do rendimento; 2. a diminuição do volume da câmara de combustão tende a uniformizar a temperatura da massa de gás queimado, e diminuir a espessura relativa da camada limite que recobre a superfície  $S$  da câmara de combustão, o que, por conseqüência, tende a aumentar o coeficiente de película global do sistema, MURANAKA et al.<sup>(16)</sup>. A conseqüência disso é a redução do rendimento no freio; 3. com o aumento da razão de compressão, a distribuição de massa na câmara de combustão tende a se uniformizar, alterando a forma de liberação de energia durante a combustão: menores porções de massa queimam na fase intermediária e maiores porções

passam a queimar na fase terminal da combustão, CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>. Esse efeito provoca o aumento do período de duração da combustão, ou do ângulo global de queima  $\Delta\theta_o$ , e pode modificar a taxa de queima de forma a diminuir o rendimento; 4. a importância relativa do volume das frestas na câmara de combustão aumenta com a razão de compressão. Sob maior compressão, maiores quantidades mistura fresca entram nas frestas e não participam da combustão normal, sendo emitidas, posteriormente, ao sistema de escape, sob a forma de hidrocarbonetos não queimados. Novamente, o rendimento tende a diminuir; 5. o nível de turbulência na câmara de combustão diminui à medida que a razão de compressão aumenta. Menor o espaço de confinamento da mistura, menor a possibilidade de movimentação da carga na região do PMS, CARIS; NELSON<sup>(7)</sup>. A diminuição da intensidade de turbulência da mistura implica na alteração da taxa de queima, o que pode resultar numa taxa de queima não adequada; 6. a redução substancial no ângulo de ignição à medida que a razão de compressão é incrementada altera a forma e a magnitude da taxa de liberação de energia de combustão. A taxa de queima resultante pode não ser a apropriada, causando a diminuição do rendimento.

A partir de  $r_c = 13$ , ao se tentar manter a proximidade do ciclo real com o ciclo de pressão limitada, tentando-se manter constante a pressão máxima do ciclo, a função  $dQ_{ch}/dt$ , Eq. 5.16, começou a se desviar rapidamente do modelo necessário. Pela magnitude das reduções no ângulo de ignição dadas ao motor em  $r_c = 14$  e  $r_c = 15$ , Fig. 5.13, essa pode ter sido a causa primária do pico ocorrido em  $r_c = 13$  e da queda brusca ocorrida nas duas últimas razões de compressão.

Conforme HEYWOOD<sup>(14)</sup>, para motores de quatro tempos, o rendimento volumétrico  $\eta_v$  e a potência  $\Gamma$  no freio são determinados através das relações mostradas na Eq. 5.17 e Eq. 5.18 respectivamente.

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_{a,i} V_d} \quad (5.17)$$

$$\Gamma = \frac{\eta_f \eta_v N V_d Q_{LHV} \rho_{a,i} (F/A)}{2} \quad (5.18)$$

Nessas expressões,  $m_a$  é a massa de ar induzida ao cilindro,  $\rho_{a,i}$  é a densidade do ar na admissão,  $V_d$  é o volume deslocado pelo pistão,  $\eta_f$  é o rendimento no freio, Na rotação do motor,  $Q_{LHV}$  é o poder calorífico do combustível, e  $F/A$  é a razão combustível-ar. É evidente dessas duas expressões que a potência no freio aumenta se o rendimento volumétrico aumentar.

Com o aumento da razão de compressão, a quantidade de gás residual remanescente no cilindro diminui, o que resulta na redução do volume ocupado pelos gases residuais na mistura fresca induzida. A redução do volume dos gases residuais no cilindro, implica em maior quantidade de ar que pode ser induzida ao cilindro no processo de admissão. Esse efeito possibilita, portanto, que o rendimento volumétrico do motor aumente com a razão de compressão. Isso efetivamente acontecendo, permite aumento de potência no freio e pode até possibilitar redução de consumo específico de combustível do motor.

Na mudança da razão de compressão de 9 para 15, houve diminuição gradual do volume,  $V_{PMS}$ , localizado acima da cabeça do pistão na posição do PMS. Examinando a Fig. 5.20, nota-se claramente que o consumo de combustível, para cada rotação de medição selecionada, foi praticamente constante à medida que a razão de compressão foi

incrementada. Além disso, como mostrado na Tab. 5.8, as razões ar-combustível medidas foram razoavelmente constantes na faixa de razões de compressão analisada. Isso mostra, portanto, que as respectivas quantidades de ar induzidas ao motor permaneceram praticamente constantes em função da razão de compressão.

Na Fig. 5.21 vê-se que as diferenças percentuais entre os consumos de combustível, relativas aos valores correspondentes obtidos na razão de compressão de referência  $r_c = 9$ , foram, em maior parte dos pontos, ligeiramente negativas. Esse gráfico mostra que não houve aumento significativo de vazão de ar induzido ao motor.

As medições de consumo de combustível estiveram sujeitas às incertezas decorrentes do procedimento de medição utilizado, seção 5.2.3, e às incertezas associadas ao equipamento de medição. Conforme descrito no Apêndice D, a incerteza associada ao equipamento de medição de consumo de combustível é da ordem de 1,0 %. Esse valor é relativamente baixo. A incerteza relativa associada à determinação do consumo específico de combustível, conforme mostrado no Apêndice D é da ordem de 0,5 %. É, portanto, também, um valor relativamente baixo, em comparação com a ordem de grandeza dos valores de consumo de combustível apresentados na Fig. 5.20. As diferenças percentuais havidas entre os consumos de combustível, Fig. 5.21, não alteram significativamente o valor dessa incerteza.

Logo, em termos práticos, pode-se dizer que o aumento de rendimento volumétrico, decorrente do aumento da razão de compressão, no presente caso, não foi significativo e que sua influência no rendimento medido no freio não foi detectada. CARIS; NELSON<sup>(7)</sup> também constataram em suas experiências que o rendimento volumétrico dos motores analisados foi praticamente independente da razão de

compressão. Portanto, pode-se considerar, para fins práticos, que os aumentos de rendimento verificados são devidos à aproximação do ciclo real de operação para um ciclo de pressão limitada.

#### 5.4.8 Os ângulos de ignição

Em conformidade com a forma desejada de operação do motor, seção 3.2, para que não ocorresse detonação, com o aumento da razão de compressão, os ângulos de ignição tiveram de ser reduzidos apropriadamente, Fig. 5.13. Em  $r_c = 15$ , a redução média necessária no ângulo de ignição foi da ordem de 66%. Em cada uma das razões de compressão, as diferenças observadas entre os pontos experimentais correspondem aos requisitos do motor na rotação e carga analisadas. Entretanto, percebe-se claramente que a magnitude dessas diferenças tende a diminuir quando a razão de compressão cresce.

#### 5.4.9 Temperaturas de escape

As estimativas de temperatura de final de processo de expansão feitas pelas duas aproximações ideais, Fig. 4.1, ciclo de ar, e Fig. A.5, Apêndice A, ciclo combustível-ar de pressão limitada, respectivamente, indicaram que a temperatura  $T_4$  deveria diminuir ligeiramente com o aumento da razão de compressão. Teoricamente, essa diminuição estaria por volta de 3,0% na maior razão de compressão. Os reflexos dessa redução na temperatura de exaustão seriam, provavelmente, de ordem menor ou igual.

Examinando a Fig. 5.15, vê-se que em alguns pontos houve pequena queda nas temperaturas de escape, e em outros, houve pequeno aumento.

A precisão do sistema de medição, Apêndice D, constituído de um termopar e de um indicador de temperaturas, é relativamente alta, e não justificaria os aumentos de temperatura, pequenos, ocorridos em certas condições de medição. Uma das causas prováveis desse resultado pode estar em alterações ocorridas no modelo do escoamento dos gases de exaustão, no local onde as medições de temperatura foram efetuadas.

#### **5.4.10 Pressões de escape**

Igualmente ao ocorrido com as temperaturas de escape, as pressões de escape, medidas no tubo primário do sistema de escape do motor, praticamente não sofreram alterações Fig. 5.16. Esses resultados também são consistentes com os resultados experimentais de temperatura de escape, Fig. 5.15. O fato de as pressões de escape não terem aumentado, apesar do significativo aumento da razão de compressão e da substancial redução do ângulo de ignição, atestam a eficiência do ciclo de operação na faixa de altas razões de compressão, segundo o ciclo proposto. As aproximações por ciclos ideais de ar e combustível-ar estimaram, respectivamente, reduções de 3,4% e 7,7% na pressão no final do processo de expansão.

Os benefícios e as implicações de a pressão e a temperatura de escape serem praticamente constantes, dentro da faixa de altas razões de compressão, muito provavelmente são as seguintes: 1. a fração de gás residual no cilindro não terá variações significativas; 2. não é necessário redimensionamento da estrutura do sistema de escape pois as solicitações térmica e mecânica não se alteram; 3. os níveis de ruído de escapamento não aumentarão.

#### 5.4.11 Ângulo global de queima

O período de duração da combustão, caracterizado pela soma dos ângulos de árvore de manivelas ocupados pelos períodos de desenvolvimento da chama e da propagação completamente desenvolvida,  $\Delta\theta_o = \Delta\theta_d + \Delta\theta_b$ , aumentou com a razão de compressão, Fig. 5.18. O aumento observado no ângulo global de queima pode ter sido o resultado da combinação dos seguintes efeitos: 1. aumento do grau de uniformidade na distribuição de massa de mistura ar-combustível na câmara de combustão. Com o aumento da razão de compressão, e conseqüente alteração da geometria da câmara, ocorre a diminuição do volume de confinamento da mistura e uma redistribuição de massas no interior da câmara de combustão. Regiões que antes possuíam uma quantidade de massa de mistura proporcionalmente pequena, passam a encerrar quantidades maiores. Então, tomando por base uma mesma distância percorrida pela chama, a quantidade de massa queimada tende a diminuir. Conseqüentemente, as porções finais de massa de mistura não queimada aumentam o seu grau de importância, em termos de quantidade de energia liberada, dentro do processo de combustão; 2. diminuição da intensidade de turbulência da mistura. A diminuição do volume da câmara reduz a possibilidade de movimentação turbulenta da carga, o que causa diminuição das velocidades da chama em todas as suas fases: crescimento central, desenvolvimento, propagação completamente desenvolvida, e terminação, LANCASTER<sup>(15)</sup> et al.; 3. Para reduções substanciais no ângulo de ignição, frações maiores do processo de combustão passam a ocorrer na fase de expansão, quando o pistão já está em movimento descendente e o volume da câmara passa a variar positivamente. O resultado disso é um aumento no percurso total da chama. Sob esse enfoque, então, o aumento ocorrido no



ângulo global de queima é consequência do fato de os ciclos de operação terem se tornado mais lentos.

No geral, esses efeitos concorrem para aumentar o período de combustão através da modificação da taxa de liberação de energia de combustão  $dQ/dt$ .

De acordo com as definições básicas de ciclos rápidos, médios, e lentos, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, o tempo de duração da combustão, ou o ângulo global de queima  $\Delta\theta_o$ , varia de forma inversa à rapidez do ciclo desenvolvido. Assim, numa amostragem estatística de ciclos sucessivos, os ciclos rápidos apresentam menor ângulo global de queima; ciclos médios o têm no valor médio, e ciclos lentos correspondem aos maiores ângulos de queima observados. Os ciclos rápidos geram os maiores picos de pressão no cilindro, os ciclos médios geram os picos médios de pressão, e os ciclos lentos correspondem aos picos mínimos observados.

#### 5.4.12 O fenômeno detonação

Existem duas teorias que tentam explicar o fenômeno conhecido por “batida de pino” apresentado pelos motores de ignição por centelha. A primeira delas, a teoria da auto-ignição estabelece que quando a mistura ar-combustível na região do gás extremo é comprimida a pressões e temperaturas suficientemente elevadas, o processo de oxidação, começando com pré-reações químicas e terminando com uma rápida liberação de energia, pode ocorrer espontaneamente em parte ou em toda a região do gás extremo. A segunda, a teoria da detonação, propõe que a frente de chama acelera para a velocidade sônica e consome o gás extremo numa taxa muito superior à que seria pela velocidade

normal da chama. Evidências experimentais têm demonstrado que a teoria da auto-ignição é a mais consistente, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

O termo detonação, entretanto, tem sido utilizado para identificar indistintamente o fenômeno da batida de pino.

Na obtenção de correlações empíricas que modelem aproximadamente o processo de auto-ignição, é assumido que a hipótese de LIVENGOOD e WU<sup>(29)</sup>, é válida, e a auto-ignição ocorre quando

$$\int_{t=0}^{t_i} \frac{dt}{\tau} = 1, \quad (5.19)$$

onde  $\tau$  é o tempo de indução na temperatura e pressão instantâneas na mistura,  $t$  é o tempo decorrido desde o início da compressão do gás extremo ( $t = 0$ ), e  $t_i$  é o tempo de auto-ignição. Essa equação pode ser derivada assumindo que a taxa global de produção de espécies químicas na química do período de indução, para uma dada mistura, depende somente do estado do gás e que a concentração de espécies críticas requerida para iniciar a auto-ignição é fixa, (independente do estado do gás).

Uma correlação empírica, é a proposta por DOUAUD; EYZAT<sup>(30)</sup>,

$$\tau = Ap^{-n} \exp\left(\frac{B}{T}\right), \quad (5.20)$$

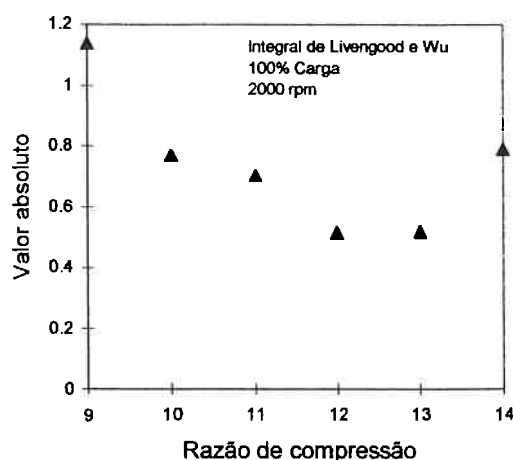
onde  $\tau$  é o tempo de indução, em milissegundos, para que ocorra detonação,  $p$  é a pressão absoluta do gás extremo, em atmosferas,  $T$  é a sua temperatura,  $A$  e  $B$  e  $n$  são parâmetros relacionados ao combustível.

As relações Eq. 5.19 e Eq. 5.20 podem ser utilizadas em conjunto para prever a ocorrência de detonação. Fazendo um cálculo apenas estimativo com os dados

experimentais disponíveis a 2000 rev/min, e com as constantes determinadas por DOUAUD; EYZAT<sup>(30)</sup> para uma gasolina com octanagem de 82.4 MON e 93.5 RON (valores próximos ao da gasolina utilizada) obtém-se o resultado mostrado na Fig. 5.24 para os valores absolutos da Integral de LIVENGOOD e WU<sup>(29)</sup>. Nessa estimativa o histórico de pressão  $p$  foi obtido de uma única curva de pressão registrada a 2000 rev/min durante o período compreendido entre a ignição e o fim da combustão; os dados de pressão assim obtidos foram interpolados por um polinômio do terceiro grau. A temperatura  $T$  foi determinada do histórico de pressão, considerando que o gás extremo sofreu um processo de compressão adiabático no mesmo período. Os valores das constantes aplicadas na relação Eq. 5.20, as curvas de pressão utilizadas, os polinômios de interpolação, as curvas de temperatura do gás extremo, são mostrados no Apêndice C.

O resultado dessa estimativa, embora bastante simplificada, condiz com o fato de que nas condições em que foram efetuadas as experiências não ocorreu detonação, uma vez que os ângulos de ignição foram todos ajustados no BKL.

Como sabido, a ocorrência de detonação no gás extremo é dependente da composição do combustível utilizado, da razão de compressão, do histórico de pressão e temperatura do gás extremo no processo de compressão adiabática, da razão ar-combustível e da taxa de transferência de calor na região que encerra o gás extremo, TAYLOR<sup>(12)</sup>.



**Figura 5.24** - Valores estimados da integral de LIVENGOOD E WU<sup>(29)</sup>. Condição de operação: plena carga, e 2000 rev/min.

No que tange a esses fatores e suas respectivas influências na ocorrência de detonação, os dados disponíveis permitem os seguintes comentários:

1. O nível de pressão máxima no cilindro não aumentou com a razão de compressão relativamente às condições de operação em BKL.

2. O período de combustão aumentou com a razão de compressão, Fig. 5.18. Como consequência a disponibilidade de tempo para que as pré-reações químicas ocorram no gás extremo aumentou, e assim aumentou a possibilidade de ocorrência de detonação.

3. A taxa máxima de variação de pressão no gás extremo diminuiu à medida que a razão de compressão aumentou, Fig. 5.11, visto que o ciclo de operação, pode-se dizer, se aproximou cada vez mais de um ciclo de pressão limitada, com a zona de estabilidade de pressão cada vez maior. Isso pode ter afetado o tempo de indução.

## 6 EMISSÕES POLUENTES

### 6.1 Introdução

Simultaneamente às medições das características de desempenho do motor operando em regime de plena carga, foram medidas as quantidades de  $\text{NO}_x$ , HC e CO presentes nos gases de escapamento.

Por conveniência, antes da apresentação dos resultados das medições das quantidades desses compostos, é apresentado nas seções seguintes um resumo do atual estágio do conhecimento sobre os mecanismos básicos de formação de cada um desses compostos. Pretendeu-se com isso fornecer argumentos necessários que facilitem o entendimento, a análise, e a discussão dos dados experimentais que serão apresentados.

### 6.2 Equilíbrio químico

Um exame detalhado da combustão de hidrocarboneto em ar mostra que muitas reações químicas ocorrem simultaneamente e que os produtos da combustão variam dependendo da pressão e da temperatura locais. Por exemplo, no cilindro de um motor operando a plena carga, os produtos de combustão existem a temperaturas próximas de 2500 K e pressões de até 7000 kPa. A massa constituída por esses produtos é expandida até cerca de 1300 K e 500 kPa dentro do cilindro. Posteriormente, ela é expandida para a pressão atmosférica e sua temperatura reduzida para cerca de 900 K no sistema de exaustão. As espécies químicas que existem em quantidades significativas imediatamente após a combustão podem não mais existir em quantidades mensuráveis na exaustão. Em estimativas de desempenho é, geralmente, uma boa aproximação considerar que para uma dada quantidade de hidrocarboneto e uma dada quantidade de

ar, os produtos de combustão consistem de uma massa fixa dos átomos: H, C, O, e N. Se fosse dado a estes produtos tempo suficiente na pressão e na temperatura predominantes, uma situação de equilíbrio seria atingida. Sob tais condições e para as faixas de variação de temperatura e pressão encontradas na operação dos motores de ignição por centelha, as principais espécies químicas geralmente presentes a baixas temperaturas são:  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $CO$ ,  $H_2$ ,  $OH$ ,  $NO$ ,  $O$  e  $H$ . Dado que o estado de equilíbrio não é freqüentemente alcançado, alguns constituintes formados durante o processo de combustão podem persistir em quantidades de não equilíbrio durante as fases de expansão e exaustão, tal como ocorre com o  $NO$ .

### 6.3 Origem das emissões poluentes

Os motores de ignição por centelha são uma fonte significativa de poluição urbana do ar. Os gases expelidos pelo sistema de escapamento desses motores contém, dentre outros, compostos orgânicos os quais são hidrocarbonetos (HC) não queimados ou parcialmente queimados, monóxido de carbono (CO), e óxidos de nitrogênio (óxido nítrico,  $NO$ , e pequenas quantidades de dióxido de nitrogênio,  $NO_2$ ) conhecidos como  $NO_x$ . As quantidades relativas de cada um desses compostos dependem do projeto do motor, das condições de operação, e são da ordem de: HC, 3000 ppm; CO, 1 a 2 %; e  $NO_x$ , de 500 a 1000 ppm, HEYWOOD<sup>(17)</sup>. Fontes de hidrocarbonetos não queimados, tais como os gases do cárter (*blowby*) e o combustível evaporado do tanque, em motores modernos, são efetivamente controladas através do retorno completo ao sistema de admissão.

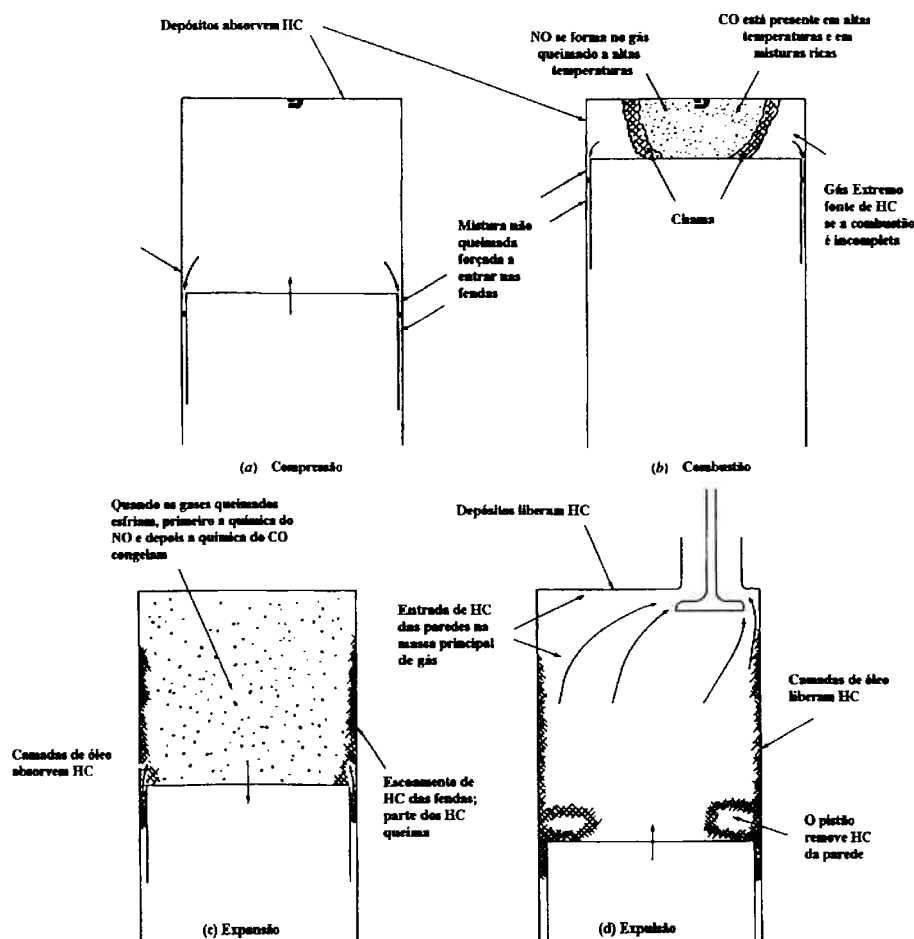
O uso de etanol como elemento de mistura na gasolina aumenta substancialmente as emissões de aldeídos (CHO), BATA et al.<sup>(31)</sup>. As gasolinas atuais de produção

contém enxofre o qual também dá origem a formação de poluentes. O enxofre é oxidado e produz dióxido de enxofre  $\text{SO}_2$  do qual uma fração pode ser oxidada para trióxido de enxofre,  $\text{SO}_3$ , o qual combina com a água para formar  $\text{H}_2\text{SO}_4$  (aerosol).

Geralmente, as concentrações desses poluentes observadas na prática diferem dos valores calculados com base na suposição de equilíbrio químico. Isso mostra que os mecanismos químicos pelos quais esses poluentes se formam e as cinéticas desses processos são importantes na determinação dos níveis das emissões. Para alguns compostos como monóxido de carbono, compostos orgânicos e particulados, as reações de formação e destruição estão intimamente ligadas ao processo primário de combustão. Logo, o entendimento do processo de formação desses compostos requer o conhecimento do processo de combustão. Nos motores de combustão interna, para os óxidos de nitrogênio e para os óxidos de enxofre, os processos de formação e destruição não são parte da combustão do combustível. Entretanto, as reações que produzem tais espécies têm lugar no ambiente criado pelas reações de combustão e, por isso, tais processos têm relação de dependência.

Os processos pelos quais os poluentes se formam dentro do cilindro de um motor de ignição por centelha convencional são mostrados qualitativamente na Fig. 6.1. O esquema mostra a câmara de combustão durante as diferentes fases do ciclo de operação do motor: compressão, combustão, expansão e exaustão. O óxido nítrico NO é formado através da alta temperatura dos gases queimados atrás da chama através de reações químicas envolvendo átomos e moléculas de oxigênio e nitrogênio, os quais não atingem o equilíbrio químico. Quanto maior a temperatura do gás queimado, maior a taxa de formação de NO. À medida que os gases queimados esfriam durante o curso de expansão, as reações envolvendo NO diminuem significativamente de velocidade, ou

“congelam”, fazendo com que as concentrações de NO fiquem muito acima dos níveis que correspondem ao equilíbrio nas condições de exaustão. O monóxido de carbono se forma durante o processo de combustão. Com misturas ricas, há insuficiente oxigênio para transformarr completamente todo o carbono do combustível em  $\text{CO}_2$ . Nas altas temperaturas, mesmo com misturas pobres, a dissociação química gera quantidade significativa de CO. Posteriormente, no curso de expansão, o processo de oxidação do CO também “congela” à medida que a temperatura do gás queimado cai.



**Figura 6.1** - Esquema mostrando como os três principais poluentes - hidrocarbonetos não queimados (HC), monóxido de carbono (CO), e óxido nítrico (NO) - são formados dentro do cilindro de um motor de ignição por centelha. HEYWOOD<sup>(17)</sup>.



As emissões de hidrocarbonetos provêm de diversas fontes. Durante o processo de compressão e combustão, a pressão crescente do cilindro força parte do gás no cilindro (mistura ar-combustível, gases residuais e, eventualmente gases de exaustão recirculados, EGR) a entrar nas frestas conectadas à câmara de combustão. Os volumes compreendidos entre o pistão, os anéis, e a parede do cilindro constituem uma grande fração dessas frestas. A maior parte desse gás é mistura ar-combustível não queimada; a maior parte dele não participa do processo primário de combustão porque a entrada dessas frestas é estreita demais para permitir a entrada da chama. Esse gás, o qual deixa as frestas posteriormente na fase de expansão e exaustão, é uma fonte de emissão de hidrocarbonetos não queimados. As paredes da câmara de combustão constituem outra possível fonte. Uma camada contendo hidrocarbonetos não queimados e parcialmente queimados é deixada sobre as paredes da câmara de combustão quando a chama de combustão se extingue ao atingir uma certa proximidade com as paredes da câmara. Enquanto tem sido mostrado que os hidrocarbonetos não queimados nessas finas camadas ( $< 0,1$  mm) queimam rapidamente quando essas paredes estão limpas, tem sido também demonstrado que a presença de depósitos porosos nos motores em operação aumentam as emissões de HC. Há evidências de que qualquer camada fina de óleo depositada sobre as paredes do cilindro e da câmara de combustão é uma outra provável fonte de hidrocarbonetos não queimados, HEYWOOD<sup>(17)</sup>. Essas camadas de óleo podem absorver e liberar componentes hidrocarbonetos do combustível, antes e depois da combustão, respectivamente, permitindo assim que uma fração do combustível não participe do processo primário de combustão. Outra fonte de hidrocarbonetos não queimados é a combustão incompleta da mistura devido à extinção da chama nos ciclos de operação em que a combustão é especialmente lenta. Tais condições são mais

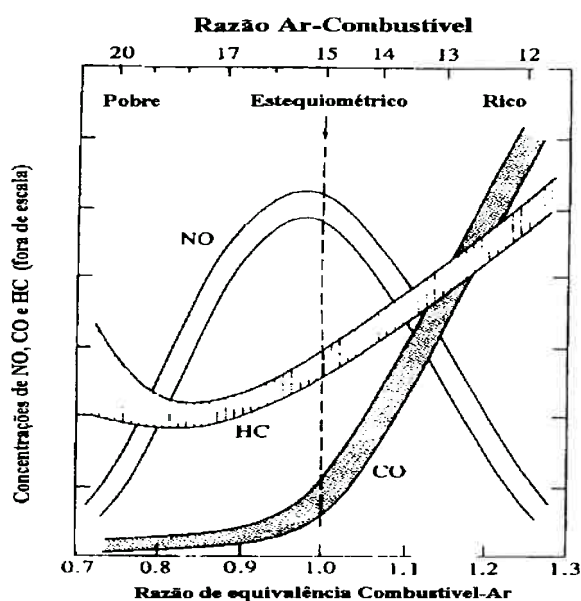
prováveis de ocorrer durante regimes transitórios de operação do motor quando a razão ar-combustível, o ângulo de ignição e a fração de gases de exaustão recirculados não forem apropriadamente ajustados.

Os hidrocarbonetos não queimados deixam o cilindro entrando no escoamento principal, durante o processo de *blowdown*, e no final do curso de expulsão quando o pistão empurra os gases removidos das paredes do cilindro para fora da válvula de escape. Oxidação substancial dos hidrocarbonetos que não participam do processo primário de combustão por qualquer um dos mecanismos acima mencionados pode ocorrer durante a expansão e a exaustão. A quantidade de oxidação depende dos históricos da temperatura desses hidrocarbonetos e da concentração de oxigênio do meio quando eles se misturam com a massa principal de gases.

Uma das mais importantes variáveis na determinação das emissões dos motores de ignição por centelha é a razão existente entre as massas de combustível e ar admitidas. Essa variável pode ser expressa em termos de razão ar-combustível  $F/A$ , de razão ar-combustível relativa  $\lambda$ , ou de razão de equivalência combustível-ar,  $\phi$ . A Fig. 6.2 mostra como as emissões de NO, CO e HC variam com essa razão. Os motores de ignição por centelha atuais têm operado com misturas geralmente próximas à razão estequiométrica, ou ligeiramente enriquecidas para assegurar um funcionamento apropriado. A Fig. 6.2 mostra que misturas pobres implicam em menores emissões até que a qualidade de combustão se torne objeccionável, o que ocorre quando as emissões de HC sobem rapidamente e a operação do motor se apresenta irregular. Os formatos dessas curvas indicam a complexidade no controle das emissões. O uso de recirculação de gases de exaustão, EGR, para diluir a mistura admitida diminui os níveis de emissões de  $\text{NO}_x$ , mas também deteriora a qualidade de combustão.

#### 6.4 A Formação do óxido nítrico (NO)

A designação  $\text{NO}_x$  é dada à mistura de diferentes óxidos de nitrogênio, principalmente de óxido nítrico NO e dióxido de nitrogênio  $\text{NO}_2$ . Nos motores a gasolina, o  $\text{NO}_x$  constitui-se predominantemente de NO (95%). A principal fonte de NO é a oxidação do nitrogênio (molecular) atmosférico. Entretanto se o combustível contém quantidades consideráveis de nitrogênio, a oxidação dos compostos que contém nitrogênio pode ser uma fonte adicional de NO.



**Figura 6.2** - Variação das concentrações de NO, HC, e CO na exaustão de motores de ignição por centelha com a razão ar-combustível relativa, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

O mecanismo de formação de NO do nitrogênio atmosférico tem sido bastante estudado. É geralmente aceito que na combustão de misturas ar-combustível próximas da razão estequiométrica as principais reações que governam a formação e destruição de NO, chamadas de o “Mecanismo Estendido de Zeldovich”, são as mostradas nas equações 6.1, 6.2 e 6.3, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.



De considerações das cinéticas químicas dessas reações, demonstra-se que a taxa de formação de NO, é fortemente dependente da temperatura dos produtos de combustão, Eq. 6.4, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = \frac{6 \times 10^{16}}{T^{1/2}} \exp\left(\frac{-69.090}{T}\right) [\text{O}_2]_e^{1/2} [\text{N}_2]_e . \quad (6.4)$$

Também, verifica-se que altas concentrações de oxigênio resultam em altas taxas de formação de NO.

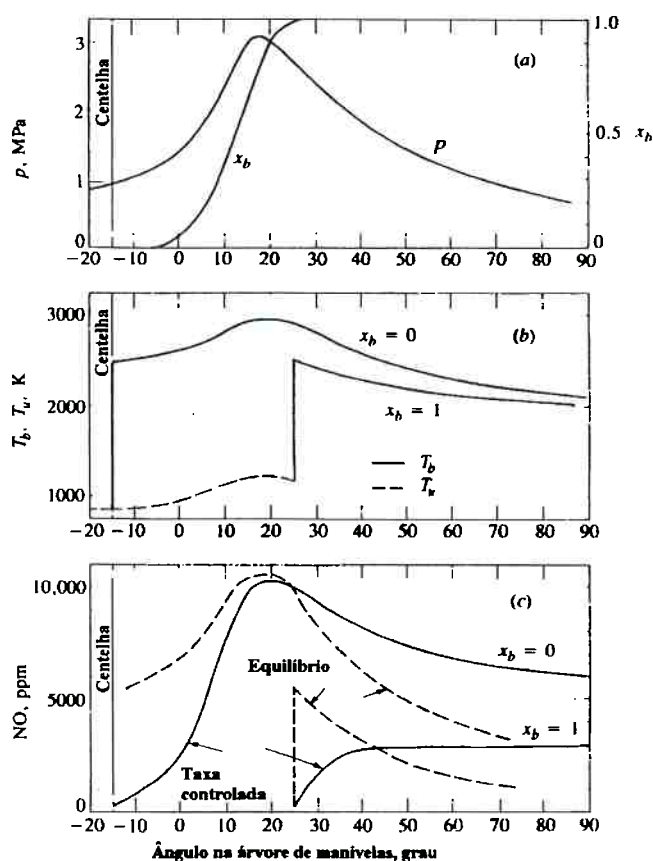
Nos motores de ignição por centelha, durante o processo de admissão, ocorre intensa mistura entre a massa de ar admitida, o combustível, os gases residuais remanescentes no cilindro e, eventualmente, os gases de escape recirculados. Para a presente discussão, é válido supor que essa mistura resulta em composição uniforme dentro do cilindro durante o processo de combustão. Por isso, a natureza do processo de formação do NO pode ser entendida ligando-se o mecanismo cinético, Eq. 6.4, com a distribuição de temperatura dos gases queimados e a pressão no cilindro durante os processos de combustão e expansão.

A primeira porção de mistura queimada é comprimida, pela ação da queima das porções subseqüentes, para uma temperatura maior que a que tinha atingido logo após a sua combustão. Esse processo ocorre enquanto houver aumento de pressão no cilindro. A última porção de mistura queimada é comprimida primariamente como mistura não

queimada e termina, após sua combustão, com uma temperatura de gás queimado menor que a atingida na primeira porção. A Fig. 6.3a mostra a medição de pressão no cilindro de um motor com estimativas da fração de massa queimada  $x_b$ , da temperatura de um elemento de gás que queimou logo após o centelhamento e da temperatura de um elemento de gás que queimou no fim do processo de combustão. O modelo usado para estimar essas temperaturas assumiu não haver mistura entre os elementos de mistura que queimam em tempos distintos. Essa suposição tem sido considerada mais adequada que a idealização de que os gases queimados misturam-se rapidamente, HEYWOOD<sup>(17)</sup>. Aplicando a Eq. 6.2 para calcular as concentrações de NO nesses dois elementos queimados, usando as concentrações de equilíbrio das espécies O, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, OH e H correspondentes à razão de equivalência média e fração de gás queimado da mistura, e os respectivos históricos de pressão e temperatura desses elementos, as curvas de concentração de NO são obtidas, Fig. 6.3c. Também, são mostradas as concentrações que corresponderiam ao equilíbrio químico nessas condições. Como se pode ver, a concentração de NO aumenta do nível correspondente à concentração existente nos gases residuais, alcança valores próximos dos níveis de equilíbrio estimados nas condições locais, cruza-os, e congela em valores bem acima dos valores de equilíbrio estimados para as condições de exaustão. Dependendo das condições de operação, as concentrações de NO podem ou não se aproximar dos níveis de equilíbrio quando a pressão do cilindro e a temperatura do gás são máximas. Também, o nível de “congelamento” da concentração de NO depende dessas condições e do momento em que ocorre a queima do elemento considerado.

Cessado o processo de formação de NO no início do curso de expansão, a integração da concentração de todos os elementos dará a concentração média final de

NO no cilindro, a qual corresponde à concentração de exaustão. As primeiras frações queimadas da carga no cilindro contribuem muito mais ao NO na exaustão do que as últimas frações. Concentrações “congeladas” nestes primeiros elementos podem ser de uma ordem de magnitude maior que as concentrações nos últimos elementos. Quando a movimentação da carga não é intensa, as mais altas concentrações de NO ocorrem próximas à vela de ignição, FERGUSON<sup>(32)</sup>,

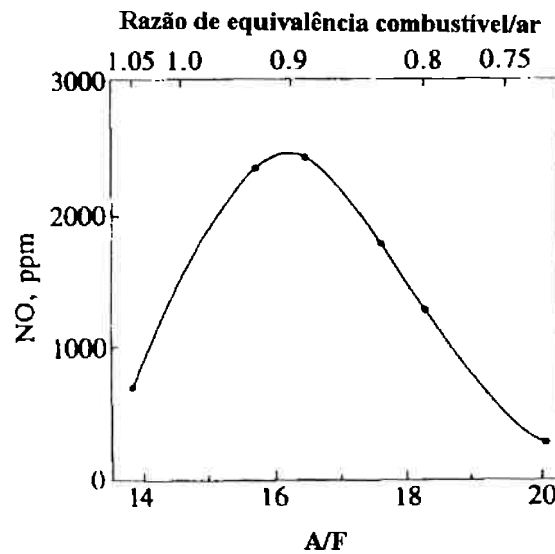


**Figura 6.3** - Modelo de formação do NO. a - pressão medida no cilindro e fração de massa queimada  $x_b$ . b - temperatura calculada do gás não queimado  $T_u$  e do gás queimado  $T_b$  no primeiro e no último elementos. c - concentrações calculadas de NO no primeiro e no último elementos para o modelo cinético e para o equilíbrio, FERGUSON<sup>(32)</sup>.

As mais importantes variáveis que afetam as emissões de NO são a razão de equivalência, a fração de gás queimado na mistura não queimada no cilindro, e o ângulo de ignição. A fração de gás queimado depende da quantidade de diluente, tal como o EGR usado para controle das emissões de NO<sub>x</sub>, e também da fração de gás residual. As propriedades do combustível afetam as condições do gás queimado; o efeito das variações nas propriedades da gasolina é, todavia, modesto. O efeito das variações nestes parâmetros pode ser explicado com o mecanismo de formação explicado acima: mudanças no histórico da temperatura e na concentração de oxigênio nos gases queimados durante o processo de combustão e durante a fase inicial do curso de expansão são os fatores mais importantes.

#### 6.4.1 O Efeito da razão de equivalência

A Fig. 6.4 mostra o efeito das variações na razão de equivalência combustível-ar nas emissões de NO. As máximas temperaturas de gás queimado ocorrem em  $\phi \approx 1,1$ . Entretanto, nesse ponto as concentrações de oxigênio são baixas. À medida que a mistura é enriquecida, as temperaturas do gás diminuem. À medida que a mistura é empobrecida, as concentrações crescentes de oxigênio inicialmente compensam as temperaturas decrescentes do gás e as emissões de NO apresentam um máximo em  $\phi \approx 0,9$ . Em misturas pobres as concentrações de NO congelam cedo no processo de expansão e ocorre pouca destruição de NO. Em misturas ricas, ocorre significativa destruição de NO a partir do pico de concentrações presentes quando a pressão no cilindro é máxima, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.



**Figura 6.4** - Variação da concentração de NO na exaustão com a razão de equivalência.

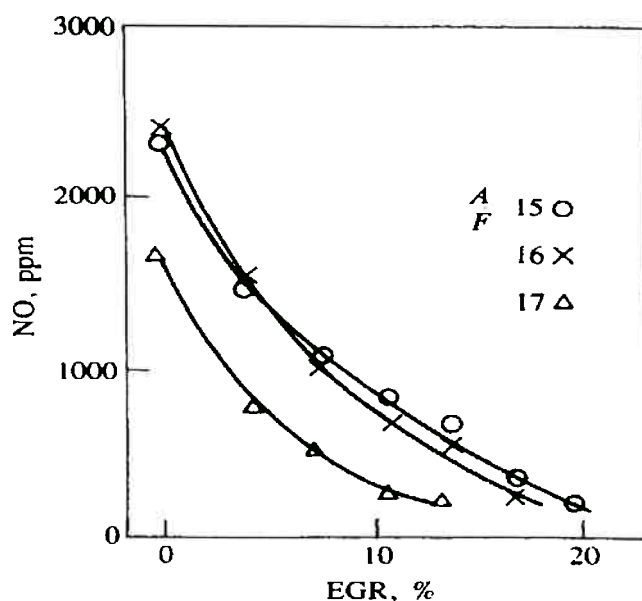
Motor de ignição por centelha, 1600 rev/min, MBT, HEYWOOD<sup>(16)</sup>.

#### 6.4.2 O Efeito da fração de gás queimado

Os gases queimados atuam como um diluente na mistura não queimada. A temperatura absoluta alcançada após a combustão varia inversamente com a fração de massa de gás queimado. Portanto, o aumento da fração de gás queimado reduz os níveis de NO. Entretanto, ele reduz a taxa de combustão e, portanto, aumenta o grau de instabilidade da combustão. O efeito principal do gás queimado diluente na mistura não queimada no processo de formação do NO é a redução das temperaturas de chama através do aumento do calor específico da carga no cilindro, por unidade de massa de combustível. Se a massa de gás queimado é obtida através de variações no EGR, no cruzamento de válvulas, ou mesmo na razão de compressão não tem qualquer significância, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.



A Fig. 6.5 mostra o efeito da fração de gás queimado, obtido através de EGR. Reduções significativas nas concentrações de NO são alcançadas com 15 a 25 por cento de EGR, o qual é a máxima quantidade de EGR tolerável em condições normais de carga parcial.

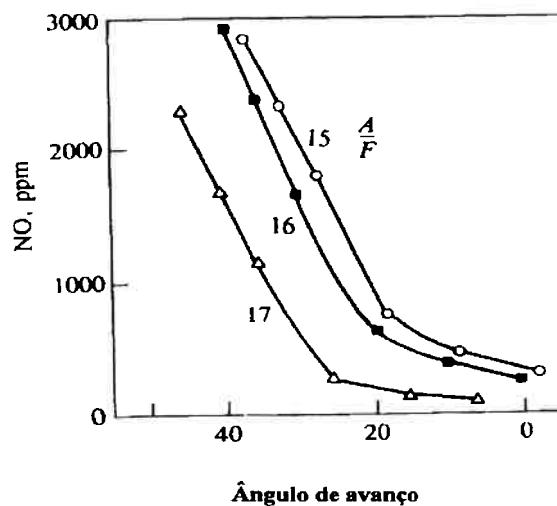


**Figura 6.5** - Variação da concentração de NO na exaustão com EGR. Motor de ignição por centelha, 1600 rev/min, MBT. HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

#### 6.4.3 O Efeito do ângulo de ignição

O ângulo de ignição afeta diretamente os níveis das emissões de NO. Relativamente ao MBT, o aumento do ângulo de ignição (avanço) causa o aumento do pico de pressão no cilindro. À medida que aumenta a fração de mistura ar-combustível queimada antes do PMS, o pico de pressão se desloca para mais perto do PMS onde o volume do cilindro é menor. A diminuição do ângulo de ignição (retardo) diminui o pico

de pressão no cilindro porque aumenta a quantidade de mistura ar-combustível queimada após o PMS. Picos de pressão maiores resultam em maiores picos de temperatura dos gases queimados e, portanto, maiores taxas de formação de NO. Para picos de pressão de cilindro menores, resultam menores taxas de formação de NO. A Fig. 6.6 mostra dados típicos de emissões de NO para um motor de ignição por centelha como função do ângulo de ignição.



**Figura 6.6** - Variação da concentração de NO na exaustão com ângulo de ignição.

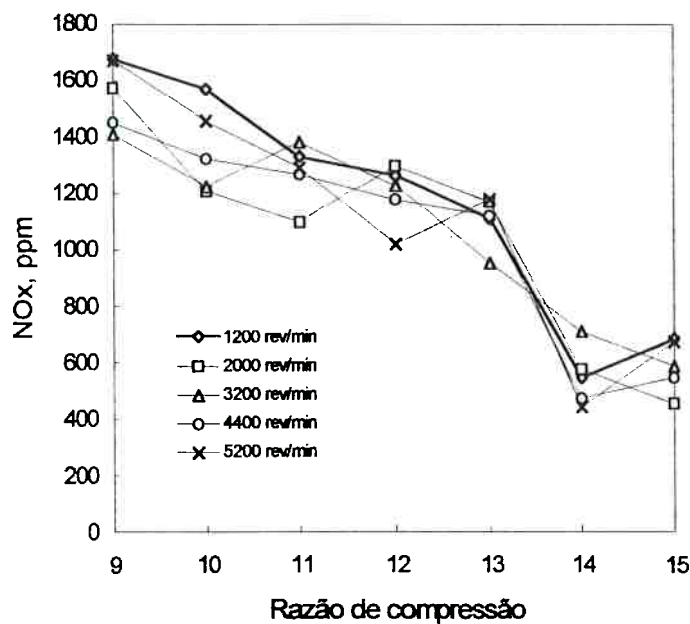
Motor de ignição por centelha, 1600 rev/min, MBT, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

### 6.5 Resultados das medições de NO<sub>x</sub>

Os resultados das medições das emissões de NO<sub>x</sub> obtidos no motor 1,6 litro são mostrados na Fig. 6.7. Os detalhes do equipamento, do método de medição utilizados, e das incertezas associadas às medições são apresentados no Apêndice E. A partir dos valores iniciais medidos em cada rotação de medição, à medida que  $r_c$  foi incrementada

a partir do valor 9, limitando-se a pressão máxima de combustão com a aplicação do BKL, as emissões de  $\text{NO}_x$  na exaustão diminuíram quase 66 %, o que é um valor bastante expressivo.

Em cada razão de compressão observada, as diferenças nos níveis de emissões de  $\text{NO}_x$  encontradas nas rotações de medição são consequência da condição particular de operação. Em cada condição de operação, os ângulos de ignição são diferentes, o modelo de movimentação da carga no cilindro durante o processo de combustão é diferente e, por conseguinte, os detalhes dos processos de transferência de calor não são exatamente os mesmos. Todos esses fatores influem no processo de formação do  $\text{NO}$ .



**Figura 6.7** - Variação das emissões de  $\text{NO}_x$  na exaustão com a razão de compressão.

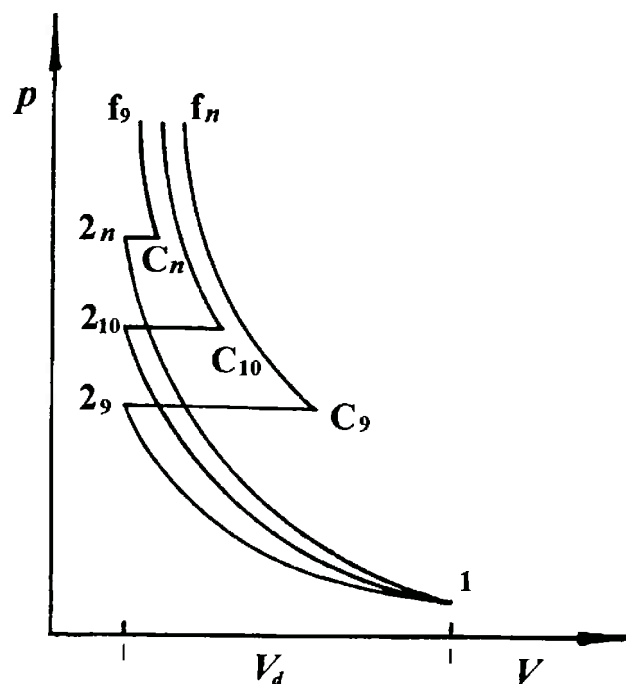
Dados experimentais: motor 1,6 litro, gasolina, operando em plena carga com ângulo de ignição ajustado para máximo torque observado. Medidas tomadas no tubo primário do sistema de escapamento, a 90 cm da flange de descarga do coletor de escapamento.

## 6.6 Análise dos resultados

Como visto na seção 6.4, a formação de NO é fundamentalmente dependente da temperatura. A diminuição dos níveis de NO<sub>x</sub> com o aumento da razão de compressão demonstra, portanto, que as temperaturas máximas dos gases queimados diminuíram. A diminuição observada nos níveis máximos de pressão no cilindro, Fig. 5.7, Fig. 5.8, e Fig. 5.9, contribuiu para esse efeito. Se efetivamente a primeira parcela queimada,  $x_b = 0$ , é a mais significativa na formação de NO, e se tal consideração for aplicável ao presente caso, então, o aumento de pressão ao qual essa parcela é submetida, devido à queima contínua das porções subsequentes foi reduzido à medida que  $r_c$  foi incrementada.

Sob um enfoque idealizado, o efeito da diminuição de temperatura na primeira porção de mistura queimada pode ser verificado determinando-se a sua pressão e temperatura desde o início do processo de compressão até o fim do processo de combustão, para várias razões de compressão. Sejam considerados, então, com essa finalidade, os vários processos idealizados mostrados na Fig. 6.8. No gráfico, tais processos foram superpostos para facilitar o entendimento e a comparação entre eles. O volume de deslocamento  $V_d$  (curso do pistão), é o mesmo para todos os processos. Os finais dos processos de compressão para as razões de compressão  $r_{c9} = 9$ ,  $r_{c10} = 10, \dots$ ,  $r_{cn} = n$ , são representados pelos pontos  $2_9$ ,  $2_{10}$ ,  $\dots$ ,  $2_n$ , respectivamente. As seguintes aproximações são feitas: 1. A mistura de gases (ar, combustível e gases residuais) contida na primeira porção é um gás ideal, com relação de calores específicos dada por  $\gamma = 1,4$ , TAYLOR<sup>(12)</sup>; 2. Os processos de compressão são adiabáticos; 3. As condições e a composição da mistura no ponto inicial dos processos de compressão, ponto (1), são as mesmas para todos os processos; 4. O fornecimento de calor  $Q$  à primeira porção

(queima no caso real) ocorre a pressão constante, o que implica que  $Q = mc_p \Delta T$ , onde  $m$  é a massa do gás contida na primeira porção,  $c_p$  o seu calor específico a pressão constante, e  $\Delta T$  é a variação de temperatura. Para um cálculo estimativo é considerado que  $Q^* = Q/m = 2,92 \times 10^6 (r_c - 1)/r_c$ , para uma mistura estequiométrica de isooctana e ar, HEYWOOD<sup>(17)</sup>; 5. Não há transferência de calor para fora das fronteiras da porção queimada; 6. Não há mistura entre a primeira porção e as porções restantes na câmara de combustão; 7. As variações do calor específico  $c_p$  e do número de moles da massa de gás com a razão de compressão são desprezíveis. Para cálculo estimativo, é considerado que  $c_p = 1004,18 \text{ J/kg K}$ , TAYLOR<sup>(12)</sup>.



**Figura 6.8** - Processos idealizados (compressão, queima, e nova compressão) admitidos para a primeira porção de mistura na câmara de combustão.

Sendo a pressão no ponto (1),  $P_1$ , constante, para um processo adiabático reversível  $P_{2_n}$  é dada por

$$P_{2_n} = (r_{cn})^\gamma P_1. \quad (6.5)$$

Da mesma forma, as temperaturas no final de cada processo de compressão são dadas por

$$T_{2_n} = T_1 (r_{cn})^{\gamma-1}. \quad (6.6)$$

A temperatura do gás ao final da queima (fornecimento de calor a pressão constante) de cada primeira porção de mistura é dada por

$$T_{C_n} = T_{2_n} + \frac{Q}{mc_p}. \quad (6.7)$$

Substituindo a expressão Eq. 6.6 em 6.7, tem-se

$$T_{C_n} = \frac{Q}{mc_p} + T_1 (r_{cn})^{\gamma-1}. \quad (6.8)$$

Se a temperatura no final da compressão adiabática da mistura queimada for  $T_{f_n}$ , para um processo de compressão isentrópico, tem-se

$$\frac{T_{f_n}}{T_{C_n}} = \left( \frac{P_{f_n}}{P_{C_n}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}. \quad (6.9)$$

Como  $P_{C_n} = P_{2_n}$ , e  $P_{f_n} = P_{nmax}$ , e introduzindo a relação Eq. 6.5 na relação Eq. 6.9, chega-se a

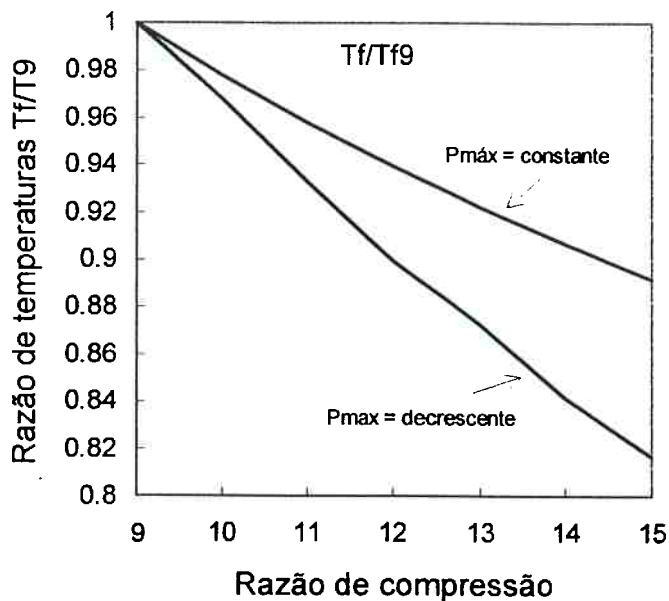
$$T_{f_n} = T_{C_n} \left( \frac{P_{nmax}}{P_1 (r_c)^\gamma} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}. \quad (6.10)$$

Considerando a razão de compressão  $r_c = 9$  como referência, determina-se a relação seguinte.

$$\frac{T_{fn}}{T_{f9}} = \frac{T_{Cn}}{T_{C9}} \left( \frac{p_{nmax}}{p_{9max}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left( \frac{r_{c9}}{r_{cn}} \right)^{\gamma-1} \quad (6.11)$$

Sejam introduzido nas equações Eq.6.8 e Eq.6.11 os valores das variáveis correspondentes aos dois casos distintos: o de pressão máxima constante, tal como a forma idealizada mostrada na seção 3.3 e o de pressão máxima decrescente com a razão de compressão, tal como verificado experimentalmente, Fig. 5.7, seção 5. Para ambos os casos, assumiu-se  $T_1 = 360$  K. Para o caso de pressão máxima constante, adotou-se  $p_{max} = 5000$  kPa para todas as razões de compressão. Para o caso de pressão máxima decrescente, as razões de pressão  $p_{nmax}/p_{9max}$  adotadas foram obtidas com base nos dados de picos máximos de pressão ocorridos a 2000 rev/min, Fig. 5.7. De  $r_c = 9$  a  $r_c = 15$ , essas razões de pressão são: 1; 0,961; 0,903; 0,846; 0,808, 0,750 e 0,711 respectivamente. A queda relativa de temperatura máxima da primeira porção de mistura queimada, em função do aumento da razão de compressão, é mostrada no gráfico da Fig. 6.9.

Supondo que essa aproximação representa qualitativamente o processo real, a magnitude das reduções de temperatura para ambos os casos, 10% e 18% aproximadamente, é significativa e justificaria, portanto, as reduções substanciais observadas nas emissões de  $\text{NO}_x$ .

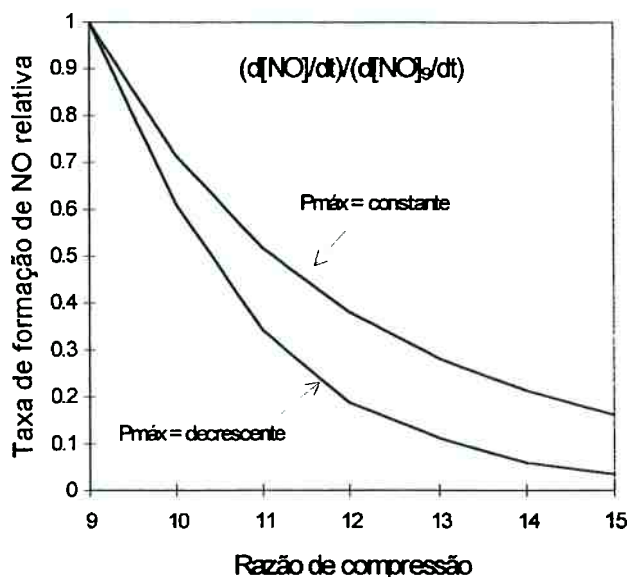


**Figura 6.9** - Estimativa idealizada da redução relativa da temperatura máxima atingida pela primeira porção de mistura queimada, em função da razão de compressão.

Através da Eq. 6.4 pode-se estimar a razão entre as taxas de formação de NO numa determinada razão de compressão e a taxa de formação de NO na razão de compressão de referência  $r_c = 9$ . Supondo as concentrações de  $O_2$  e  $N_2$  constantes e as mesmas tanto para o caso de pressão máxima constante como para o caso de pressão máxima decrescente, a razão entre as taxas de formação de NO, dada por  $(d[NO]/dt)/(d[NO]_9/dt)$ , é a mostrada no gráfico da Fig. 6.10. Para essa estimativa considerou-se a formação de NO a partir do momento em que a temperatura da primeira porção de mistura queimada atinge o seu valor máximo, o que ocorre quando a pressão do ciclo é máxima, segundo o modelo idealizado. A partir desse ponto, as temperaturas da primeira porção queimada são consideradas constantes. Para o cálculo, foram utilizados os valores das razões de temperaturas determinados pela Eq. 6.11.



Como se pôde verificar, a tendência de forte redução as emissões de  $\text{NO}_x$  é prevista no modelo sugerido. Qualitativamente, entretanto, nada se pode comentar pois o modelo é muito simplificado. Os resultados experimentais, todavia, mostram essa mesma tendência.



**Figura 6.10** - Estimativa idealizada da razão entre as taxas de formação de NO na primeira porção de mistura queimada. Casos considerados: 1. pressão máxima de ciclo constante; 2. pressão máxima decrescente.

## 6.7 Emissões de hidrocarbonetos não queimados

Os gases de exaustão dos motores de ignição por centelha convencionais contém uma grande variedade de compostos hidrocarbonetos provenientes da queima incompleta do combustível.

A composição do combustível pode influenciar consideravelmente a composição e quantidade das emissões de HC.

### 6.7.1 Conceitos básicos sobre extinção da chama e oxidação

A extinção da chama ocorre nas paredes da câmara de combustão do motor. As paredes frias da câmara atuam como sorvedouro de calor e espécies químicas de radicais ativos geradas dentro da frente de chama. Esse fenômeno ocorre em muitas configurações geométricas diferentes: a chama pode estar propagando na direção normal, paralela, ou em ângulo com a parede; a chama pode extinguir na entrada de uma fresta. Quando a chama extingue, ela deixa uma camada de mistura não queimada à sua frente. O quanto que dessa camada resultará em emissões de hidrocarbonetos depende de o quanto os hidrocarbonetos nela contida puderem ser subseqüentemente oxidados.

Os processos de extinção de chama têm sido analisados através do relacionamento do calor liberado dentro da chama com a perda de calor para as paredes da câmara de combustão nas condições onde a extinção é iminente. A razão entre essas duas grandezas é aproximadamente constante para qualquer configuração geométrica. Durante os cursos de admissão e compressão há suficiente tempo para que uma camada térmica, de espessura igual a no mínimo a distância de extinção, se desenvolva sobre as paredes da câmara de combustão.

Para motores de ignição por centelha, distâncias típicas de extinção de chama entre duas paredes vão de 0,2 a 1 mm. Distâncias de extinção para parede única vão de 0,04 a 0,2 mm. Enquanto uma fração dos hidrocarbonetos do combustível não participa, ou reage parcialmente, do processo de combustão primária, a oxidação de alguns desses hidrocarbonetos pode ocorrer durante os processos de expansão e exaustão, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

Estudos de combustão de misturas combustível-ar a alta pressão em bombas têm sido uteis em identificar os mecanismos pelos quais os hidrocarbonetos não participam da combustão completa. Os hidrocarbonetos residuais deixados na bomba após um experimento de combustão são provenientes primariamente das frestas nas paredes da bomba. Os níveis observados de HC não queimados são proporcionais ao volume total das frestas, e diminuem para valores bastante baixos à medida que todas as frestas são preenchidas com material sólido. O processo de extinção da chama pode ser considerado como constituído de dois estágios. O primeiro é o de extinção da chama a uma curta distância da parede fria, determinada por um balanço entre a condução térmica de calor da zona de reação para a parede e o calor liberado na zona de reação pelas reações de chama. O segundo é a difusão, após a extinção da chama, e oxidação as quais ocorrem numa escala de tempo da ordem de uns poucos milisegundos após a extinção. Os processos de difusão e oxidação subseqüentes reduzem a massa de hidrocarbonetos provenientes das paredes a valores muito baixos daqueles atingidos imediatamente após o processo de extinção da chama, HEYWOOD<sup>(17)</sup>. Esses mesmos estudos mostram também que camadas de óleo presentes nas paredes provocam o aumento dos níveis de hidrocarbonetos residuais após o processo de compressão. Os hidrocarbonetos adicionais que resultam desses experimentos são principalmente (> 95%) moléculas de combustível. A sua quantidade é diretamente proporcionais à quantidade de óleo depositada sobre as paredes do reator e à solubilidade do combustível no óleo. Esses resultados mostram que ocorre absorção do combustível pelo óleo antes da ignição. O combustível absorvido é então liberado para os gases queimados logo após a combustão se complete.

#### **6.7.2 Emissões de hidrocarbonetos nos motores de ignição por centelha**

Em motores de ignição por centelha convencionais as emissões de HC representam, aproximadamente, 1 a 2,5 por cento do combustível consumido. Como mostrado na Fig. 6.2, as emissões de HC aumentam rapidamente quando a mistura é enriquecida além do valor estequiométrico. Quando a qualidade de combustão deteriora, o que acontece com misturas muito pobres, as emissões de HC também aumentam devido à combustão incompleta ou 'misfire' numa fração dos ciclos de operação do motor. Existem vários mecanismos que contribuem para as emissões de HC. Como já mencionado, qualquer HC que não participa do processo primário de combustão pode oxidar nos processos de expansão e exaustão. Embora muitos dos detalhes desses mecanismos sejam ainda somente parcialmente entendidos, têm-se evidências experimentais e teóricas para se estimar as frações de combustível que não participam da combustão primária e, portanto, não contribuem para o processo de geração de potência do motor.

Quatro mecanismos de formação de emissões de HC têm sido propostos para os motores de ignição por centelha, cuja mistura ar-combustível é essencialmente premisturada, HEYWOOD<sup>(17)</sup>: 1. Extinção da chama nas paredes da câmara de combustão, o que deixa uma camada de mistura combustível-ar não queimada adjacente às paredes; 2. O enchimento do volume das frestas com mistura não queimada a qual, uma vez que a chama se extingue na entrada da fresta, não participa do processo de combustão primário; 3. Absorção de vapor de combustível pelas camadas de óleo presentes nas paredes do cilindro durante a admissão e compressão, seguida de liberação do vapor de combustível para o cilindro durante as fases de expansão e exaustão; 4. Combustão incompleta numa fração dos ciclos de operação do motor (queima parcial ou misfire). A combustão incompleta ocorre quando a qualidade de combustão é pobre.

Isso geralmente ocorre, durante as fases transitórias de operação quando a razão ar-combustível, o ângulo de ignição e o EGR podem não estar adequadamente controlados). Também, quando depósitos se formam nas paredes da câmara de combustão, as emissões de HC aumentam. esses mecanismos são discutidos a seguir.

### **Extinção da chama**

A existência de camadas de hidrocarbonetos não queimados resultantes da extinção da chama nas paredes frias da câmara de combustão de um motor de ignição por centelha foi primeiramente fotografada por DANIEL apud HEYWOOD<sup>(17)</sup>. Fotografias da região de chama imediatamente após a sua chegada na parede através de uma janela no cabeçote mostraram a existência de uma camada fina adjacente à parede. A espessura medida dessa camada esta entre 0,05 mm e 0,4 mm (a mais fina na maior carga). Estudos mais recentes indicam que a difusão de hidrocarbonetos presentes na camada resultante da extinção da chama para os gases queimados e sua subsequente oxidação ocorrem numa escala de tempo de uns pouco milisegundos, HEYWOOD<sup>(17)</sup>. Camadas resultantes da extinção da chama em câmaras de combustão com paredes limpas e lisas não são fonte significativa de hidrocarbonetos não queimados.

### **Frestas**

As frestas existentes nas paredes da câmara de combustão constituem uma fonte significativa de hidrocarbonetos não queimados. Elas têm volume relativamente pequeno e estão conectadas à câmara de combustão através de estreitas passagens as quais impedem a penetração da chama. A maior dessas frestas é a região formada pelos volumes existentes entre as superfícies do pistão, dos anéis, e da parede do cilindro. Em

motores de produção, os filetes expostos da rôsca da vela de ignição, o espaço ao redor do eletrodo central da vela de ignição, as frestas ao redor das cabeças das válvulas de admissão e escape, e as frestas da junta do cabeçote constituem outros volumes de frestas conectados à câmara de combustão.

Os principais processos envolvidos nas regiões de frestas durante o ciclo de operação são descritos resumidamente a seguir. Quando a pressão do cilindro sobe durante a compressão, mistura não queimada é forçada a penetrar nas regiões das frestas. A razão superfície/volume dessas frestas é grande. O gás que escoar para cada uma das frestas esfria, por transferência de calor, até uma temperatura próxima à das paredes circundantes. Durante a combustão, enquanto a pressão continua a aumentar, mistura não queimada continua a escoar para os volumes das frestas. Quando a chama chega em cada uma das frestas, ela pode propagar para dentro da fresta e queimar total ou parcialmente o combustível e o ar dentro dela, ou pode extinguir na entrada da fresta. A extinção da chama depende da geometria de entrada da fresta, da composição e do estado termodinâmico da mistura não queimada. Após a chegada e extinção da chama, gases queimados escoarão para dentro de cada fresta até que a pressão do cilindro comece a decrescer. Quando a pressão do gás nas frestas é maior que a pressão do cilindro, o gás escoar das frestas para o cilindro. Cerca de 5 a 10% da carga do cilindro é retida nessa região, e não participa do processo primário de combustão. Desse total, dependendo da posição relativa da vela de ignição e do espaço entre pontas do primeiro anel, 50 % desse gás pode ser mistura não queimada, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

A importância dessas regiões nas emissões de HC foi mostrada por SODRÉ<sup>(33)</sup>. Em experiências realizadas com um motor Ricardo E.6/T, verificou-se que o combustível não queimado contribui de 50 a 73% no total das emissões de HC medidas na exaustão.

O combustível utilizado foi a isooctana, e o motor operou com diferentes condições de razão de compressão, razão combustível-ar, rotação, ângulo de ignição, temperatura de óleo lubrificante, e temperatura de líquido refrigerante. SODRÉ<sup>(33)</sup> observou também que variando os parâmetros de ensaio do motor, as tendências dos hidrocarbonetos não queimados foram sempre determinadas pelo combustível não queimado, uma vez que a soma das concentrações de todas as outras espécies de HC permaneceu aproximadamente constante.

SILVA<sup>(34)</sup> modelou a formação e emissão de hidrocarbonetos num motor de ignição por centelha operando com gás natural. Em seu modelo foram considerados os mecanismos de expansão dos hidrocarbonetos não queimados retidos nas frestas da câmara de combustão, de difusão desses hidrocarbonetos em direção ao centro do cilindro contendo produtos de combustão em temperaturas elevadas, e de sua pós oxidação. O modelo elaborado é unidimensional de difusão turbulenta e reação, transiente, para simular a pós oxidação que ocorre na camada limite reativa entre a mistura de ar e combustível não queimado emergente das frestas da câmara de combustão e os produtos da combustão principal. Os resultados do modelo simulado mostraram que apenas os gases que emergiram das frestas a partir de 80° de árvore de manivelas após o PMS apresentaram parcelas de massa que não participaram das reações de pós oxidação, contribuindo para as emissões de HC. Verificou-se também que temperaturas dos produtos de combustão abaixo de 1540 K ocasionariam parcelas de hidrocarbonetos não queimados. Comparativamente a resultados experimentais obtidos a plena carga, o modelo desenvolvido por SILVA<sup>(34)</sup> subestimou as frações de metano que permaneceram não queimadas no cilindro.

Evidências de que as regiões do pistão e anel são importantes fontes nas emissões de HC foram apresentadas no trabalho de WENTWORTH apud HEYWOOD<sup>(17)</sup>. Em suas experiências constatou-se que a região dos anéis foi responsável por 80% de todo o HC medido na exaustão. As frestas da junta do cabeçote contribuíram com 13 % e os filetes expostos da rosca da vela de ignição com 5 %. Todas as outras fontes de HC produziram menos do que 2 % do HC medido na exaustão.

### **Absorção por camadas de óleo**

É sabido que a presença de óleo lubrificante nas paredes da câmara de combustão provoca o aumento das emissões de HC na exaustão. Experimentalmente verifica-se que tais emissões são derivadas principalmente do combustível não queimado e não dos compostos derivados do óleo, HEYWOOD<sup>(17)</sup>. Acredita-se que a absorção de vapor de combustível, e posterior liberação, pelas camadas de óleo existentes nas paredes da câmara de combustão são a causa desse fenômeno.

O mecanismo de absorção, e a liberação posterior, é descrito a seguir. A concentração de vapor de combustível dentro do cilindro é próxima à do coletor de admissão durante as fases de admissão e compressão. Dessa forma qualquer camada de óleo nas paredes absorverá vapor de combustível. Durante a parte final da compressão, a pressão de vapor do combustível é crescente e, assim, pela lei de Henry, a absorção continuará mesmo se o óleo esteja já saturado durante a admissão. Durante a combustão a concentração de combustível na parte central dos gases vai essencialmente a zero e, portanto, o vapor de combustível absorvido será liberado do filme líquido de óleo para os produtos gasosos da combustão. A liberação do vapor absorvido pode continuar por todas as fases de expansão e exaustão. Parte do vapor de combustível misturará com os



produtos de combustão a alta temperatura e oxidará. Entretanto, o vapor de combustível liberado e que permanece dentro da camada limite fria ou mistura com a massa principal de gases já mais fria na porção final do ciclo pode escapar da oxidação completa e contribuir para as emissões de hidrocarbonetos não queimados.

### **Baixa qualidade de combustão**

A extinção da chama na massa principal do gás, antes que toda a frente de chama alcance a parede do cilindro, é uma fonte de emissões de HC, sob certas condições de operação do motor. Quando a pressão do cilindro cai durante o curso de expansão, a temperatura da mistura não queimada à frente da chama decresce. Isso faz diminuir a taxa de queima da mistura. Se a pressão e a temperatura caem muito rapidamente, a chama pode ser extinta. Esse fenômeno tem sido observado em motores de ignição por centelha; ele resulta em emissões de HC muito elevadas. As condições do motor para as quais ele pode ocorrer são a marcha lenta e as cargas parciais leves onde a rotação do motor é baixa, a fração de gás residual é alta, com alta diluição por EGR ou com mistura muito pobre, e a combustão é retardada. A extinção da chama na massa principal pode não ocorrer com calibrações estáveis de  $A/F$ , EGR e avanço. Entretanto, em regimes transitórios de operação estas variáveis podem não ser apropriadamente ajustadas para evitar esse fenômeno devido às diferentes características dinâmicas dos subsistemas do motor que controlam estas variáveis.

### **Depósitos**

A formação de depósitos nas paredes da câmara de combustão aumenta as emissões de hidrocarbonetos não queimados. Normalmente isso ocorre em veículos com

elevada quilometragem. Em operação com gasolina com chumbo, o aumento nas emissões de HC varia de 7 a 20 por cento. A remoção dos depósitos resulta na redução dessas emissões a níveis próximos aos atingidos por um motor operando sem depósitos. Com gasolina sem chumbo, enquanto a composição do depósito é completamente diferente (carbonáceo ao invés de óxido de chumbo), o aumento nas emissões de HC para altas quilometragens é similar. Depósitos leves de carvão, tais como aqueles acumulados após o motor ter sido operado com mistura rica, também causam aumento nas emissões de HC. O efeito da área de depósitos varia com sua localização. Localizações próximas à válvula de escape, onde a o escoamento durante o processo de escape é dirigido diretamente à porta de escape, mostram maiores aumentos nas emissões de HC. Acredita-se que a absorção e a dessorção de hidrocarbonetos por esses depósitos contribui para o aumento das emissões de HC. Depósitos podem também se formar nas regiões das frestas dos anéis. Uma redução no volume dessas regiões diminui as emissões de hidrocarbonetos. Entretanto, mudanças na folga pistão-parede de cilindro causadas pela formação de depósitos podem afetar o processo de extinção da chama provocando o aumento dessas emissões, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

### **6.7.3 Mecanismos de transporte dos hidrocarbonetos**

Todos os mecanismos relacionados acima resultam em altas concentrações de hidrocarbonetos adjacentes às paredes da câmara de combustão. Enquanto qualquer escoamento que ocorre para fora das frestas durante o processo de expansão e expulsão pode transportar HC não queimados para a massa principal de gases, a maioria dos HC permanecerá próximo às paredes. Dois mecanismos pelos quais o gás próximo à parede do cilindro deixa o cilindro têm sido demonstrados, HEYWOOD<sup>(17)</sup>. Um é a entrada no

escoamento vigoroso de gás para fora do cilindro o qual ocorre durante o processo de blowdown. O outro é o vórtice gerado no canto formado pela superfície da cabeça do pistão e a parede do cilindro durante o processo de escape.

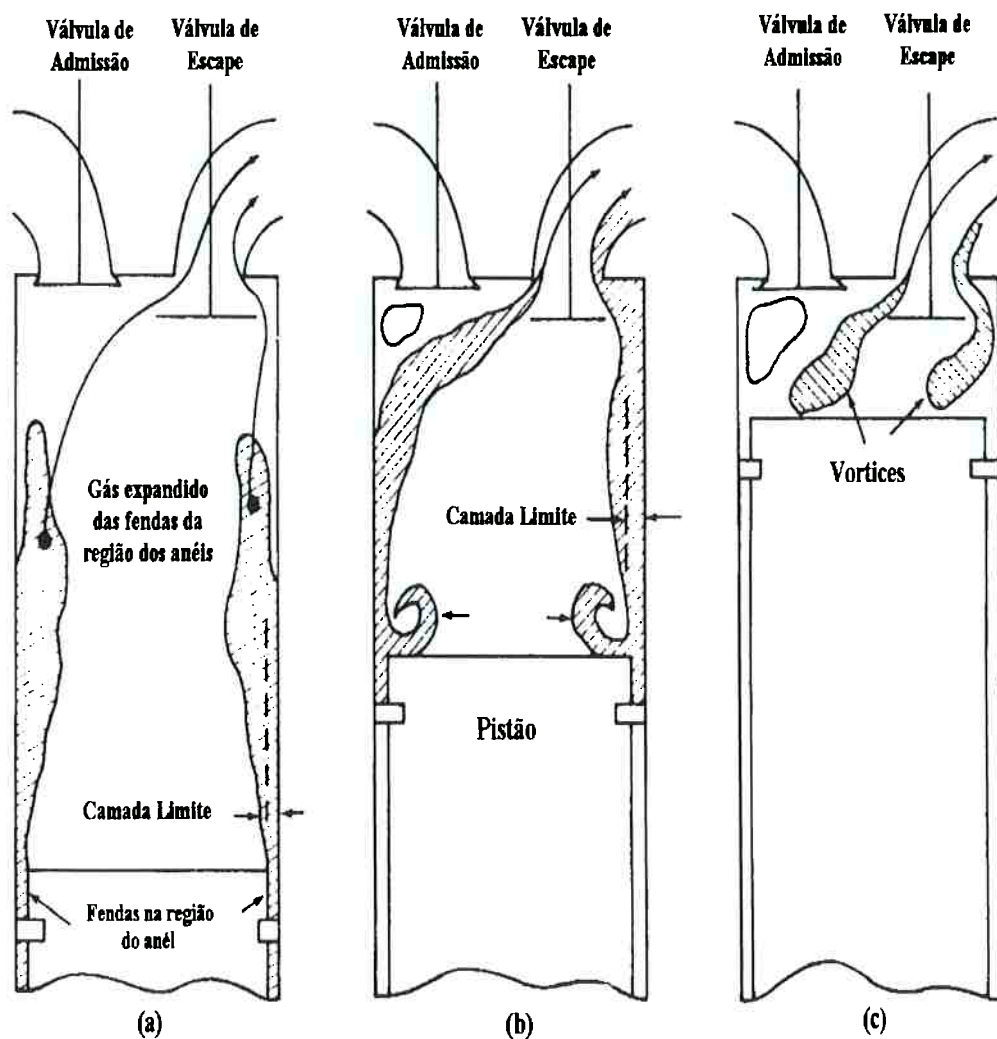
A Fig. 6.11 ilustra tais processos. Na Fig. 6.11a o cilindro do motor é mostrado quando a válvula de escape abre durante o processo de blowdown. Nesse momento os HC não queimados nas frestas, depositados ao longo da parede durante o processo de expansão (e possivelmente HC das regiões do filme de óleo na parede do cilindro), estão expandindo para o interior do cilindro quando a pressão cai. Parte desse material será arrastado pela massa principal de gases no rápido movimento que ocorre durante o processo de blowdown. Durante esse processo ocorre rápido afinamento da camada limite térmica das regiões nas paredes da câmara de combustão, o qual é resultante da entrada de gases (contendo hidrocarbonetos) mais densos adjacentes à parede. Esse processo, mais a entrada de qualquer HC da vela de ignição e das frestas da junta do cabeçote, contribuem para os HC nos gases de blowdown os quais contém cerca de metade das emissões de HC. Durante o curso de expulsão esse processo de entrada no gás principal continuará, expulsando hidrocarbonetos não queimados adicionais, como mostrado na Fig. 6.11b.

O segundo mecanismo se inicia no começo do curso de escape no canto formado pela parede do cilindro e a cabeça do pistão. O movimento do pistão durante o curso de expulsão dos gases 'raspa' a camada limite da parede do cilindro (a qual contém o remanescente dos hidrocarbonetos das frestas dos anéis e pistão), enrola-os em um vórtice, e empurra-os em direção ao topo do cilindro. No final do curso de expulsão, a altura desse vórtice é comparável à altura do volume final. Como mostrado na Fig. 6.11c, uma recirculação de gases é provável ocorrer no canto superior distante da

válvula de escape, provocando o destacamento do vórtice da parede e removendo-o do cilindro parcialmente. No canto próximo à válvula de escape o escoamento é defletido ao redor da válvula, também tendendo a empurrar parte do vórtice para fora da câmara de combustão. Nessa forma é possível para uma grande parte do vórtice, o qual agora contém uma grande parte dos HC não queimados originariamente adjacentes à parede do cilindro, deixar o cilindro no final do curso de expulsão. O escoamento do vórtice é considerado ser o mecanismo que conduz às altas concentrações de HC medidas no final do curso de expulsão. Esse mecanismo é o responsável pelas concentrações de HC medidas nos gases residuais, sendo muito mais altas que a média dos níveis de HC no escapamento, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

O segundo mecanismo se inicia no começo do curso de escape no canto formado pela parede do cilindro e a cabeça do pistão. O movimento do pistão durante o curso de expulsão dos gases 'raspa' a camada limite da parede do cilindro (a qual contém o remanescente dos hidrocarbonetos das frestas dos anéis e pistão), enrola-os em um vórtice, e empurra-os em direção ao topo do cilindro. No final do curso de expulsão, a altura desse vórtice é comparável à altura do volume final. Como mostrado na Fig. 6.11c, uma recirculação de gases é provável ocorrer no canto superior distante da válvula de escape, provocando o destacamento do vórtice da parede e removendo-o do cilindro parcialmente. No canto próximo à válvula de escape o escoamento é defletido ao redor da válvula, também tendendo a empurrar parte do vórtice para fora da câmara de combustão. Nessa forma é possível para uma grande parte do vórtice, o qual agora contém uma grande parte dos HC não queimados originariamente adjacentes à parede do cilindro, deixar o cilindro no final do curso de expulsão. O escoamento do vórtice é considerado ser o mecanismo que conduz às altas concentrações de HC medidas no final

do curso de expulsão. Esse mecanismo é o responsável pelas concentrações de HC medidas nos gases residuais, sendo muito mais altas que a média dos níveis de HC no escapamento, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.



**Figura 6.11** - Esquema do processo de escoamento pelo qual os HC formados nas frestas dos anéis e dessorvidos pelo filme de óleo na parede saem do cilindro: (a) processo de blowdown; (b) durante o curso de expulsão; (c) fim do curso de expulsão. HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

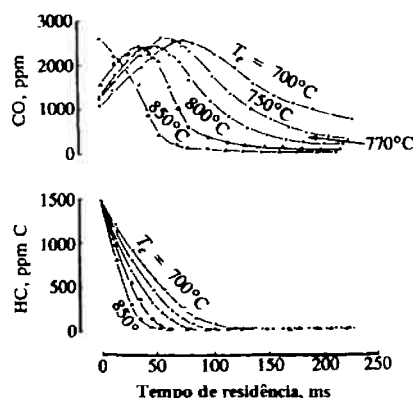
#### 6.7.4 Oxidação dos hidrocarbonetos

Os hidrocarbonetos que não participam do processo primário de combustão pelos mecanismos descritos anteriormente e permanecem não queimados durante os processos de expansão e exaustão contribuem para as emissões de HC na exaustão. Desde que os mecanismos de formação produzem HC não queimados a temperaturas próximas à da parede, a mistura com a massa principal de gases deve ocorrer primeiro de forma a aumentar a temperatura dos HC para o ponto no qual a reação de oxidação pode ocorrer. Devido às camadas resultantes da extinção da chama serem finas, a difusão dos HC para a massa principal de gases é rápida. Devido aos gases estarem ainda a alta temperatura, a oxidação ocorre rapidamente. Os HC no escapamento são uma mistura de compostos de hidrocarbonetos do combustível e produtos de oxidação parcial. Embora os HC oriundos de reação parcial sejam produzidos no processo de extinção da chama, sua temperatura é próxima à temperatura dos gases queimados e provavelmente se misturam e queimam rapidamente.

Como a temperatura decresce substancialmente quando os gases escoam pela porta de escape e pelo coletor de escapamento, o potencial de queima dos HC diminui rapidamente. Para oxidar os HC na fase gasosa, um tempo de residência da ordem de 50 ms é necessário, em temperaturas acima de 600 °C, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

A importância da temperatura dos gases na queima das emissões de HC no sistema de escapamento é ilustrada na Fig. 6.12. O sistema de escapamento de um motor foi modificado instalando-se uma seção de um tubo aquecido e isolado termicamente para manter a temperatura do gás constante na ausência de queima de qualquer HC ou CO. A temperatura dos gases de escape adentrando nessa seção foi variada ajustando as

condições de operação do motor. A figura mostra as concentrações de CO e HC como função do tempo de residência na seção de ensaio.  $T_e$  é a temperatura do gás na entrada. A oxidação de HC começa imediatamente, com a taxa de oxidação aumentando rapidamente com o aumento da temperatura. Sob condições de mistura pobre, oxidação incompleta de HC pode resultar em um aumento nos níveis de CO. A oxidação do CO começa mais tarde, quando a temperatura do gás sobe acima do valor de entrada devido à energia liberada pela oxidação dos HC, a qual já está ocorrendo. A energia liberada pela oxidação do CO acelera o processo de queima do CO, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.



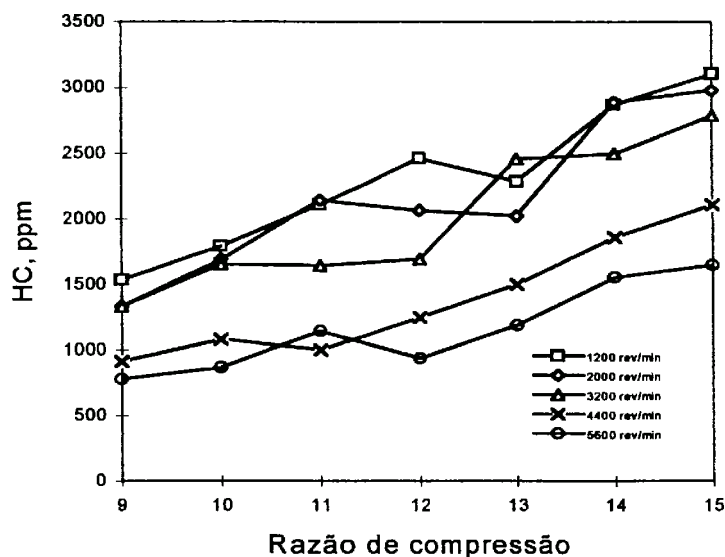
**Figura 6.12** - Efeito da temperatura do gás na queima de HC e CO no escapamento. Motor de ignição por centelha a 1600 rev/min. Vazão de ar:  $7,7 \text{ dm}^3/\text{s}$ , mistura pobre com 3%  $\text{O}_2$  e 13% ( $\text{CO} + \text{CO}_2$ ) no escapamento, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

### 6.8 Resultados das medições de HC

Os resultados das medições das emissões de HC obtidos no motor 1,6 litro operando com gasolina em regime de plena carga são mostrados na Fig. 6.14. Os detalhes do equipamento, do método de medição utilizados, e das incertezas associadas às medições são apresentados no Apêndice E. A partir dos valores iniciais observados

em cada rotação de medição, à medida que  $r_c$  foi incrementada a partir do valor 9, limitando-se a pressão máxima de combustão, as emissões de HC no escapamento aumentaram quase que linearmente em toda a faixa das  $r_c$  observadas. Considerando a média dos valores encontrados em todas as rotações na razão de compressão de referência,  $r_c = 9$ , e a média dos valores correspondentes observados no extremo da faixa,  $r_c = 15$ , o aumento da quantidade de emissões de HC foi da ordem de 100 %.

Em cada razão de compressão analisada, tal como nas medições de  $\text{NO}_x$ , ocorreram diferenças entre os níveis de emissões de HC nas rotações de medição. Esse resultado provavelmente é consequência da condição particular de operação. Em cada condição de operação, os ângulos de ignição são diferentes, o escoamento dos gases no cilindro durante os processos de combustão, blowdown e expulsão é diferente e, por conseguinte. Todos esses fatores influem no processo de formação de HC.



**Figura 6.13** - Variação das emissões de HC no escapamento com a razão de compressão. Dados experimentais: motor 1,6 litro, gasolina, operando em plena carga com ângulo de ignição ajustado para máximo torque observado. Medidas tomadas no tubo primário do sistema de escapamento, a 90 cm da flange de descarga do coletor de escapamento.



## 6.9 Análise dos resultados

Nas experiências efetuadas, a alteração da razão de compressão foi feita através da variação da altura da zona de fogo dos pistões. A altura da zona de fogo é definida como a distância entre a superfície da cabeça do pistão e a canaleta do primeiro anel de compressão. A Tab. 6.1 mostra os valores da altura da zona de fogo resultante para cada razão de compressão analisada.

**Tabela 6.1 - Altura da zona de fogo**

<b>Razão de Compressão</b>	<b>Altura da Zona de Fogo [mm]</b>
9	2,2
10	3,3
11	4,2
12	4,9
13	5,5
14	6,1
15	6,5

A região da zona de fogo dos pistões constitui uma das principais frestas nas emissões de hidrocarbonetos não queimados. Porque a sua altura aumentou (cerca de três vezes) para que se pudesse aumentar a razão de compressão, o volume dessa fresta, por consequência, também aumentou. Dessa forma, aumentou a quantidade de mistura ar-combustível aprisionada nessa região e que, por conseguinte, não participou do processo primário de combustão. Como essa região é responsável por quase 80% das emissões de HC na exaustão, tal como verificado por WENTWORTH apud HEYWOOD<sup>(17)</sup>, o aumento substancial havido no volume dessa fresta contribuiu para o aumento das emissões de HC medidas no sistema de exaustão do motor. Além disso, com o aumento da altura da zona de fogo, a superfície da cabeça do pistão se aproximou

cada vez mais da válvula de escape. Nesse processo, maior parte da altura do vórtice gerado no curso de expulsão dos gases, Fig. 6.11c, pode ter sido expelida para o sistema de exaustão, contribuindo significativamente para o aumento das emissões de HC. O problema do aumento das emissões de HC, entretanto, poderia ser solucionado num motor com um projeto de câmara de combustão, de pistão e de anéis apropriados.

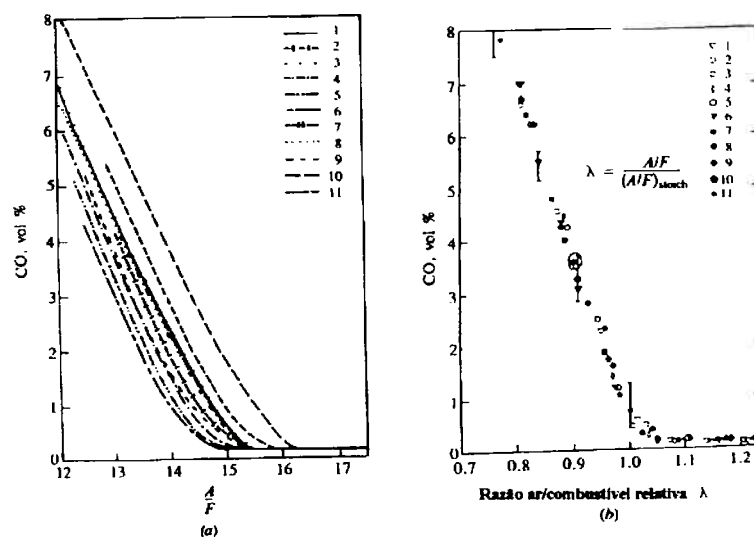
Com relação aos demais mecanismos de formação de HC, nas experiências efetuadas não foram modificadas as temperaturas de entrada e saída d'água do motor, e as temperaturas médias do óleo lubrificante. Por esse motivo, a espessura da camada dos HC não queimados adjacentes às paredes da câmara não deve ter aumentado. Logo, é pouco provável que tenha havido aumento significativo das emissões de HC provenientes do mecanismo de extinção de chama próximo às paredes da câmara de combustão. O mecanismo de absorção e dessorção de óleo provavelmente também pouco contribuiu para as emissões de HC, visto que não foram alteradas as características de lubrificação do motor nas experiências. Como mostra a Fig. 5.8, as razões ar-combustível não sofreram alterações significativas. Portanto, o processo primário de combustão, por enriquecimento ou empobrecimento da mistura, não contribuiu para os resultados encontrados. Pelo fato de o motor ser novo e ter sido submetido a processo de limpeza de componentes internos a cada mudança de razão de compressão, o mecanismo de formação de HC através de depósitos na câmara de combustão foi desprezível.

### **6.10 Emissões de monóxido de carbono**

As emissões de monóxido de carbono (CO) dos motores de combustão interna são controladas primariamente pela razão ar-combustível. A Fig. 6.14 mostra níveis de CO no escapamento de um motor de ignição por centelha convencional para diferentes

composições de combustível, HEYWOOD<sup>(17)</sup>. Quando os dados são expressos com base na razão ar-combustível relativa, eles se correlacionam através de uma única curva. Para misturas ricas, as concentrações de CO no escapamento aumentam quando a razão ar-combustível diminui. Para misturas pobres, as concentrações de CO no escapamento variam pouco com a razão ar-combustível.

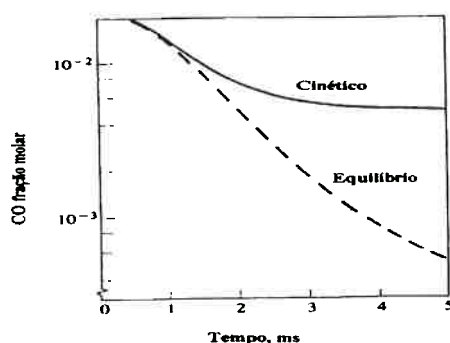
Os motores de ignição por centelha operam com relações ar-combustível próximas à estequiométrica em cargas parciais, e com misturas ricas na condição de plena carga. Por isso, as emissões de CO são significativas e devem ser controladas.



**Figura 6.14** - Variação das emissões de CO de um motor de ignição por centelha com onze combustíveis de diferentes razões H/C: (a) com relação ar-combustível; (b) com relação ar-combustível relativa, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

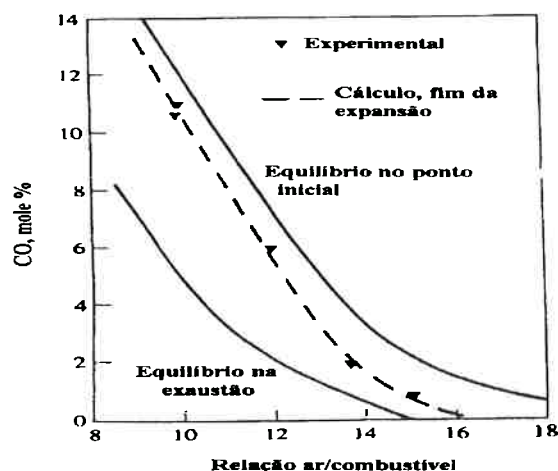
Os níveis de CO observados nos gases de escapamento de um motor de ignição por centelha são menores que os valores máximos medidos dentro da câmara de combustão, mas são significativamente maiores que os valores de equilíbrio para as condições de escapamento. Assim, os processos que governam os níveis de CO no escapamento são cineticamente controlados. Em chamas de ar-hidrocarbonetos pré-misturados, a concentração de CO aumenta rapidamente na zona de chama para um valor máximo, o qual é maior que o valor de equilíbrio para combustão adiabática da mistura ar-combustível. A formação de CO é uma das principais etapas de reação no mecanismo de combustão dos hidrocarbonetos.

NEWHAL apud HEYWOOD<sup>(17)</sup> conduziu uma série de cálculos cinéticos para o curso de expansão de um motor assumindo que o gás queimado no instante do pico de pressão no cilindro era uniforme e estava em equilíbrio. As reações bimoleculares consideradas e a reação de oxidação do CO foram suficientemente rápidas para serem continuamente equilibradas. Somente durante os estágios finais da fase de expansão verificou-se que os níveis médios previstos de CO se afastavam do equilíbrio, como mostrado na Fig. 6.15.



**Figura 6.15** - Resultados de cálculos cinéticos de concentração de CO durante o curso de expansão, mistura estequiométrica.

Usando essa técnica para prever os níveis médios de CO no fim do curso de expansão para uma certa faixa de razões combustível-ar, NEWHALL apud HEYWOOD<sup>(17)</sup> obteve resultados em bom acordo com os dados experimentais, Fig. 6.16. Os aspectos cinéticos do mecanismo das emissões de CO foram assim confirmados.



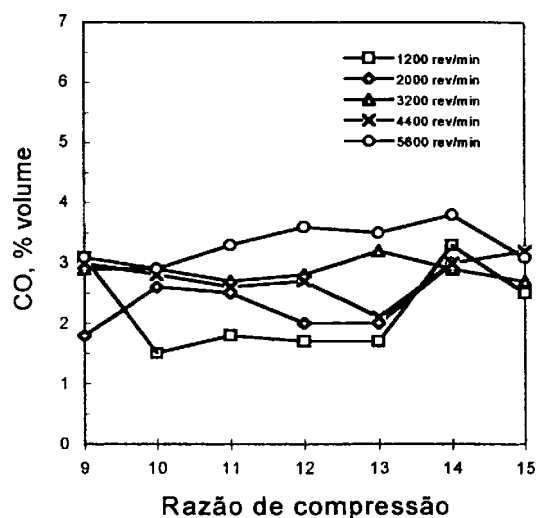
**Figura 6.16** - Concentrações estimadas de CO no final do curso de expansão, comparada com valores medidos na exaustão, como função da razão ar-combustível.

Existem ainda muitas questões acerca dos mecanismos de oxidação do CO. Entretanto, de forma prática, as emissões de CO são determinadas pela razão ar-combustível. Formas de controle das emissões de CO baseiam-se fundamentalmente na melhora da uniformidade e da razão ar-combustível da mistura fornecida, e na melhora das variações cilindro a cilindro em motores multicilindros, HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

Oxidação do CO no sistema de escapamento sem o uso de dispositivos especiais de tratamento não ocorre, pelo menos num grau significativo, porque a temperatura dos gases é muito baixa.

### 6.11 Resultados das medições de CO

Os resultados das medições das emissões de CO obtidos no motor 1,6 litro, são mostrados na Fig. 6.17. A partir dos valores iniciais observados em cada rotação de medição, quando  $r_c$  foi incrementada, limitando-se a pressão máxima de combustão, as emissões de CO no escapamento pouco se alteraram na faixa das  $r_c$  observadas. Em cada razão de compressão, as diferenças nos níveis de emissões de CO encontradas nas rotações de medição são, da mesma forma que o verificado para o  $\text{NO}_x$  e HC, consequência da condição particular de operação.



**Figura 6. 17** - Variação das emissões de CO no escapamento com a razão de compressão. Dados experimentais: motor 1,6 l, gasolina, operando em plena carga com ângulo de ignição ajustado para máximo torque observado. Medidas tomadas no tubo primário do sistema de escapamento, a 90 cm da flange de descarga do coletor de escapamento.

## 6.12 Discussão dos resultados

Uma vez que a razão ar-combustível, fator primário de controle das emissões de CO, foi mantida aproximadamente constante em cada condição de operação durante as experiências, veja Fig. 5.8, seção 5, era de se esperar que as emissões de CO não sofressem alterações significativas com a variação da razão de compressão. Tal fato foi o que sucedeu em regime de operação a plena carga.

O aumento da razão de compressão, na forma aqui proposta, não comprometeu, portanto, o nível de emissões de CO atingido no motor de ignição por centelha com razão de compressão convencional.

## 7 CONCLUSÕES

Investigações preliminares permitiram verificar que motores de ignição por centelha a gasolina operavam satisfatoriamente com razão de compressão substancialmente maior que a convencional. Verificou-se que não havia detonação e que o rendimento não diminuía. Para explicação dos resultados, fêz-se a hipótese de que o ciclo de operação deveria ser o ciclo de pressão limitada.

Em experiências realizadas em um motor experimental em dinamômetro, sob condições estáveis de operação a plena carga, e numa ampla faixa de altas razões de compressão, medições de pressão no cilindro confirmaram a hipótese de ciclo de pressão limitada.

A partir de um valor convencional, aumentando-se a razão de compressão e limitando-se a pressão máxima de combustão através do ajuste do ângulo de ignição no limite de detonação, observou-se aumento de rendimento no freio.

Com o ciclo de operação observado, a pressão máxima no cilindro diminuiu à medida que a razão de compressão foi incrementada.

Com relação às emissões poluentes, verificou-se decréscimo substancial e quase que linear dos níveis de  $\text{NO}_x$  com o incremento da razão de compressão. Um modelo teórico simplificado elaborado para explicação desse efeito, apresentou a mesma tendência que os resultados experimentais. As emissões de CO, devido ao fato de a razão ar-combustível ter permanecido aproximadamente constante, não tiveram alterações significativas. As emissões de HC, entretanto, aumentaram consideravelmente. As causas mais prováveis para esse efeito são 1. o aumento do volume da fresta entre o pistão, o cilindro e o primeiro anel de compressão, causado pelo aumento da altura da zona de



fogo do pistão; 2. maior proximidade da superfície da cabeça dos pistões da válvula de escape, permitindo que maior fração do vórtice gerado no curso de expulsão fosse espelida para o sistema de exaustão em forma de HC não queimados, na maior razão de compressão. Esse problema, contudo, pode ser solucionado com um projeto adequado de motor.

Na forma apresentada, as vantagens da operação com alta compressão são: aumento de rendimento térmico; flexibilidade de operação com mais de um combustível; diminuição da solitação mecânica nos componentes básicos; diminuição drástica das emissões de  $\text{NO}_x$ .

Recomenda-se para estudos futuros que sejam pesquisadas câmaras de combustão e características geométricas básicas de motores de ignição por centelha para as quais a operação em alta compressão forneça resultados ótimos de desempenho e emissões de poluentes. Além disso, um estudo da operação em regimes transitórios seria de bastante utilidade prática.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) ENCICLOPÉDIA BARSA. **Atualizações Anuais: 1972, 1974, 1975, 1976, 1977.**
- (2) TAYLOR, C. F. ; TAYLOR, E. S. **The Internal-Combustion Engine.** International Textbook Company. Scranton, Pennsylvania, March, 1966.
- (3) KETTERING, C. F. More Efficient Utilization of Fuels. **SAE Quarterly Trans.,** Vol. 1, pp. 669-679, October, 1947.
- (4) MACCUEN, C. L. A Report on Automobile Engine Progress. **Proceedings of American Petroleum Institute,** Vol. 31, Sec. 3, p. 198, 1951.
- (5) CHANDLER, J. M.; ENOCH, O. Once More About Mechanical Octanes. **SAE, Annual Meeting,** Detroit, Michigan, Jan., 9-13, 1956.
- (6) CAMPBELL, J. M. Looking Ahead in Fuels for Automotive Transportation. **SAE SP 216,** 1957.
- (7) CARIS, D. F. ; NELSON, E. E. A New Look at High Compression Engines. **SAE Trans.,** vol. 67, 112-124, 1959.
- (8) BROWN, J. E. ; LOVELL, W. G. New Manganese Antiknock. Paper presented before Division of Petroleum Chemistry, **American Chemical Society,** San Francisco, April, 1958.
- (9) CURRY, S. A 3-Dimensional Study of Flame Propagation in a Spark Ignition Engine. **SAE paper 452B,** 1962.
- (10) HORNING. The Cooperative Fuel-Research Committee Engine. **SAE Trans.** 26, 436, 1931.

- (11) KUO, K. K. **Principles of Combustion**. John Wiley & Sons, pg 326, ISBN 0-471-09852-3, 1986.
- (12) TAYLOR, C. F. ; TAYLOR, E. S. **The Internal Combustion Engine**. 2nd. Edition, Internal Textbook Co., vol. 1, pg. 42; pg. 79, Scranton, PA, 1961.
- (13) GRUDEN, D. ; HOCHSMANN, G. Field Experience Acquired with High Compression Thermodynamically Optimised Porsch (TOP) Engines. SAE Australasia, Melbourne-Australia, **Proceedings**, Nov., Vol. 1, 8-12, 1982.
- (14) JAMES, E. H. Some Aspects of Compression Ratio Increase on Spark Ignition Engine Combustion. **IME**, UK, Nov., 63-76, 1986.
- (15) LANCASTER, D. R. et al. Effects of Turbulence on Spark Ignition Engine Combustion Chambers. **SAE paper 800458**, Detroit, 1980.
- (16) MURANAKA, S. et al. Factors Limiting the Improvement in Thermal Efficiency of S. I. Engine at High Compression Ratio. **SAE Trans. paper 870548**, vol. 96, 1988.
- (17) HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. MacGraw-Hill B. Comp., ISBN 0-07-100499-8, 1988.
- (18) MIKULIC, L. A. Development and Application of High Compression Fast Burn Systems to Passenger Car and Light Commercial Vehicle Engines. International Pacific Conference, 1-15, 1989.
- (19) KLEIN, S. A. An Explanation for Observed Compression Ratios in Internal Combustion Engines, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Oct., vol113/511, 1991.
- (20) DALÁVIA, D. M. ; MELCHORS, O. J.; STRESSE, O. Alternativas Reversíveis de Baixo Custo. **Relatório Petrobrás - REFAP**, 1989.

- (21) GUTIERREZ, H. JR. **Obtenção de Mesma Eficiência Térmica em Motores de Ignição por Centelha com Razões de Compressão Diferentes.** Tese de Mestrado, Universidade de São Paulo, 1995.
- (22) LEE, J. F. ; SEARS, F. W. **Termodinâmica.** Editôra da Universidade de São Paulo, Rio de Janeiro, 1969.
- (23) ANDERSON, J. D. **Modern Compressible Flow, With Historical Perspective.** ISBN 0-07-001673-9, MacGraw-Hill Publishing Company, 1990.
- (24) RANDOLPH, A. L. Cylinder-Pressure-Transducer Mounting Techniques to Maximize Data Accuracy. **SAE paper 900171**, Detroit, Michigan, Feb., 1990.
- (25) BRUSSOVANSKY, S. ; HEYWOOD, J. B. ; KECK, C. Predicting the Effects of Air and Coolant Temperature, Deposits, Spark Timing, and Speed on Knock in Spark Ignition Engines. **SAE paper 922324**, 1992.
- (26) GLUCKSTEIN; WALCUTT. End-Gas Temperature-Pressure Histories and Their Relation to Knock. **Trans. SAE 69**, 529, 1961.
- (27) WYLEN, V. ; GORDON, J. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica.** V381f, 2ª Edição, Editora Edgard Blücher, pg 166, 1976.
- (28) GATOWSKY, J. A., et al. Heat Release Analysis of Engine Pressure Data. **SAE paper 841359**, Baltimore, Maryland, October, 1984.
- (29) LIVENGOOD. et al. Surface Ignition in a Motored Engine. **Proceedings.** Joint Conference on Combustion; Boston, June 15-17; London 25-27, October 1955; IME, London. Sec. IV, p. 235.
- (30) DOUAD, A. M. ; EYZAT, P. Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines. **SAE paper 780080**, SAE Trans., vol. 87, 1978.

- (31) BATA, R. M. ; ROAN, V. P. Effects of Ethanol and/or Methanol in Alcohol-Gasoline Blends on Exhaust Emissions. **Journal of Eng.g for Gas Turbines and Power. Trans. ASME**, vol. 111, pg. 432, July, 1989.
- (32) FERGUSON, C. R. **Internal Combustion Engines - Applied Thermosciences**. John Wiley & Sons, New York, 1986.
- (33) SODRÉ, J. R. ; YATES, D. A. Chromatograph Determination of Unburned Fuel Concentration in the Exhaust of a SI Engine. **SAE paper 962370 E**, V International Conference Mobility, Conference and Exhibit, São Paulo, Brasil, Outubro, 1996.
- (34) SILVA, L. L. C. **Modelagem da Formação e Emissão de Hidrocarbonetos em Motores a Gás**. São Paulo, 1999. 124 p. Tese (Doutorado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- (35) EDSON, M. H. The Influence of Compression Ratio and Dissociation on Ideal Otto Cycle Engine Thermal Efficiency. Digital Calculations of Engine Cycles. **SAE Prog. In Technology**, vol. 7, pp. 49-64, 1964.
- (36) MOFFAT, R. J. Describing the Uncertainties in Experimental Results. 0894-1777/88. **Experimental Thermal and Fluid Science** 1988; 1:3-17. Elsevier Science Publising Co., Inc., 52 Vanderbilt Avenue, New York, NY 10017.
- (37) **GUIA PARA A EXPRESSÃO DA INCERTEZA DE MEDIÇÃO**. Edição revisada de Agosto de 1998
- (38) KURATLE, R. H. ; MARKI, B. Influencing Parameters and Error Sources During Indication on Internal Combustion Engines. **SAE paper**, nº 920233.

## APÊNDICE A

### SIMULAÇÃO DO CICLO DE OPERAÇÃO ATRAVÉS DE APROXIMAÇÃO POR CICLO IDEAL DE COMBUSTÍVEL-AR

O algoritmo adotado para esta simulação encontra-se descrito, em detalhes, em HEYWOOD<sup>(17)</sup>. Em caso de necessidade de maiores esclarecimentos e informações sobre os métodos utilizados, o autor indica a consulta daquele trabalho. Os processos de compressão e expansão, tal como citado no início da seção 4.2 do Capítulo 4, para o ciclo ideal de ar, são considerados também como adiabáticos e reversíveis e, portanto, isoentrópicos. Essa aproximação não introduz erros significativos na determinação das curvas de pressão de compressão e pressão de expansão em função do volume do cilindro.

Segundo EDSON<sup>(35)</sup>, as relações dadas pela Eq. A.1 e Eq. A.2, podem ser usadas para estimar as condições da mistura ar-combustível no início do processo de compressão, ponto 1 do ciclo ideal de pressão limitada, Fig. 4.1.

$$x_r = \left\{ 1 + \frac{T_r}{T_i} \left[ r_c \left( \frac{p_i}{p_e} \right) - \left( \frac{p_i}{p_e} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{-1}, \quad (\text{A.1})$$

e

$$T_1 = T_r r_c x_r \left( \frac{p_i}{p_e} \right), \quad (\text{A.2})$$

onde  $T_r = 1400 \text{ K}$  e  $(\gamma - 1)/\gamma = 0,24$  são valores médios apropriados como estimativas iniciais,  $x_r$  é a fração residual de gases queimados (fração em massa),  $T_i$

temperatura da mistura ar-combustível na indução,  $T_i$  temperatura dos gases residuais,  $r_c$  razão de compressão,  $\gamma$  relação entre calores específicos a pressão e a volume constantes,  $p_1$  pressão da mistura ar-combustível no ponto 1 do ciclo, Fig. 4.1, e  $p_e$  pressão na descarga. Para efeito de cálculo estimativo, será adotado  $T_i = 300$  K durante o processo de indução. Nas experiências descritas na seção 3.3, observou-se que em toda a faixa de variação de razões de compressão  $p_i/p_e \approx 0,75$ , e, portanto, tal será a relação utilizada nas expressões Eq. A.1 e Eq. A.2. Então, por essas expressões, as frações de gases residuais na mistura ar-combustível, para as razões de compressão compreendidas entre 9 e 15, são as mostradas na Tab. A.1.

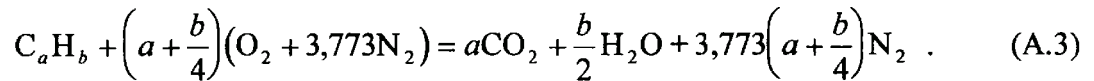
**Tabela A.1 - Fração residual e temperatura da mistura não queimada no início do processo de compressão**

$r_c$	9	10	11	12	13	14	15
$x_r$	0,0355	0,0316	0,0284	0,0258	0,0237	0,0219	0,0203
$T_i$	335,76	331,81	328,64	326,05	323,88	322,05	320,48

\* Unidade:  $T$ , K.

O ar atmosférico contém nitrogênio. Quando os produtos de combustão estão a baixas temperaturas, o nitrogênio não é afetado significativamente pela reação de combustão.

Seja considerado a combustão completa de um combustível, de composição molecular média  $C_aH_b$ , com o ar. A equação geral de combustão completa desse combustível é dada na expressão Eq. A.3, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 69.



Essa equação define, portanto, as proporções estequiométricas de ar e de combustível:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{(1 + y/4)(32 + 3,773 \times 28,16)}{12,011 + 1,008y} = \frac{34,561(4 + y)}{12,011 + 1,008y} \quad (A.4)$$

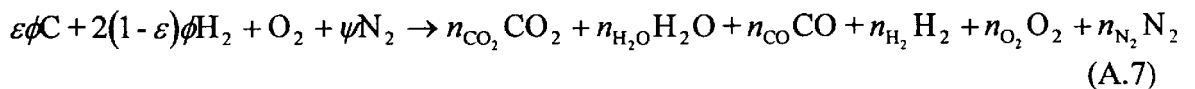
onde  $y = b/a$ . Daí, para a isooctana  $C_8H_{18}$  como combustível,

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s^{-1} = \left(\frac{F}{A}\right)_s = 0,0661 \quad (A.5)$$

A razão de equivalência  $\phi$ , quociente entre a razão combustível-ar atual e a razão combustível-ar estequiométrica, é dada por, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 71,

$$\phi = \frac{(F/A)_{real}}{(F/A)_s} \quad (A.6)$$

A equação de combustão para um combustível derivado de petróleo, de razão molar H/C média  $y$ , pode ser escrita, por mol de  $O_2$ , como, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 103,



Nos produtos de combustão, para  $\phi \leq 1$ , CO e  $H_2$  podem ser desprezados. Para  $\phi \geq 1$ ,  $O_2$  pode ser desprezado. Nesta simulação será adotado, por simples conveniência,  $\phi = 1$ . Por se tratar de um cálculo apenas estimativo e comparativo, o combustível adotado foi o disponível em tabelas existentes de misturas ar-combustível e produtos de combustão:  $C_8H_{18}$ , isooctana, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 120, e TAYLOR<sup>(12)</sup>, pag. 54. Para gases de combustão da isooctana que estejam até a temperatura de 1700 K, a determinação do número de moles da mistura queimada é dada pela Eq. A.7, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 107,



$$\eta_b = (1 - \varepsilon)\phi + 1 + \psi, \quad (\text{A.8})$$

onde  $\varepsilon = 4/(4 + y)$ ,  $y$  é a razão molar H/C do combustível,  $\eta_b$  número de moles da mistura queimada por mol de  $\text{O}_2$  reagente, e  $\psi$  é a razão molar N/O (3,773 para o ar).

Para a mistura não queimada (combustível, ar, e fração de gás queimado), por mol de  $\text{O}_2$  na mistura, o número total de moles da mistura não queimada é dado pela expressão, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 105,

$$n_u = (1 - x_b) \left[ \frac{4(1 + 2\varepsilon)\phi}{M_f} + 1 + \psi \right] + x_b n_b, \quad (\text{A.9})$$

onde  $n_u$  é o número de moles da mistura não queimada,  $x_b$  fração de massa de gases queimados na mistura (considerando % EGR se houver), e  $M_f$  é o peso molecular do combustível.

A massa de mistura  $m_{RP}$  (queimada ou não queimada) por mol de  $\text{O}_2$  na mistura é dada por

$$m_{RP} = 32 + 4\phi(1 + 2\varepsilon) + 28,16\psi. \quad (\text{A.10})$$

O peso molecular da mistura queimada,  $M_b$ , é, portanto

$$M_b = \frac{m_{RP}}{n_b}. \quad (\text{A.11})$$

O peso molecular da mistura ainda não queimada,  $M_u$ , é dado por

$$M_u = \frac{m_{RP}}{n_u}. \quad (\text{A.12})$$

A massa de ar  $m_{ar}$  na mistura original, por mol de  $\text{O}_2$  reagente, é dada pela relação

$$m_{ar} = 32 + 28,16\psi. \quad (\text{A.13})$$

Considerando que o combustível adotado é a isooctana  $C_8H_{18}$ ,  $a = 8$  e  $b = 18$ , as expressões dadas acima se tornam

$$n_b = 0,36\phi + 4,773 . \quad (\text{A.14})$$

$$n_u = 0,08\phi + 4,773 + 0,28x_b\phi . \quad (\text{A.15})$$

$$m_{RP} = 138,2 + 9,12\phi . \quad (\text{A.16})$$

Como  $\phi = 1$ , e  $\psi = 3,773$ , vem que

$$n_b = 0,36 + 4,773 = 5,133 . \quad (\text{A.17})$$

$$n_u = 0,08 + 4,773 + 0,28x_b = 4,853 + 0,28x_b . \quad (\text{A.18})$$

$$m_{RP} = 147,32 . \quad (\text{A.19})$$

$$m_{ar} = 138,2 . \quad (\text{A.20})$$

Aplicando-se, então, essas relações para  $r_c = 9, 10, \dots, 15$ , obtém-se os respectivos valores de  $n_u$  e  $M_u$ , conforme mostrado na Tab. A.2.

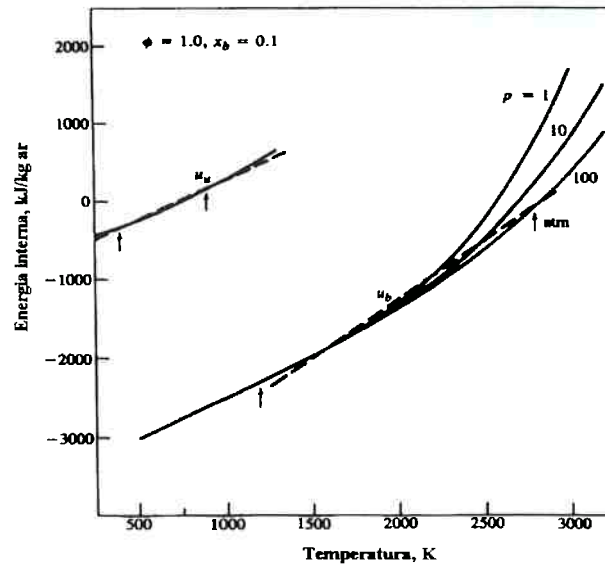
**Tabela A.2 - Propriedades das misturas queimada e não queimada.**

$r_c$	9	10	11	12	13	14	15
$n_u$	4,8629	4,8618	4,8609	4,8602	4,8596	4,8591	4,8586
$n_b$	5,1330	5,1330	5,1330	5,1330	5,1330	5,1330	5,1330
$M_u$	30,294	30,301	30,306	30,311	30,314	30,318	30,320
$M_b$	28,701	28,701	28,701	28,701	28,701	28,701	28,701
$m_{RP}$	147,32	147,32	147,32	147,32	147,32	147,32	147,32
$m_{ar}$	138,20	138,20	138,20	138,20	138,20	138,20	138,20

\* Unidade de massa de ar  $m_{ar}$  e dos produtos de combustão  $m_{RP}$ : kg/mol de  $O_2$ ;  $n_u$  e  $n_b$ , número de moles por mol de  $O_2$ .

Seja admitido, agora, por simples conveniência, que os dados apresentados no gráfico da Fig. A.1, extraída de HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 110, são aplicáveis a frações

residuais limitadas por  $x_r < 0,1$ , e que, portanto, incluem os valores calculados de  $x_r$  mostrados na Tab. A.1.



**Figura A.1** - Gráfico de energia interna versus temperatura para misturas de gases queimados e não queimados: isoocetana; para fração de massa queimada 0,1 e  $\phi=1$ , HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 110.

Desse gráfico, pode-se, então, obter o calor específico molar a volume constante  $\tilde{c}_{v,u}$  (kJ/kmol·K), e a relação de calores específicos  $\gamma_u = c_{p,u}/c_{v,u}$ . Da Fig. A.1 tem-se, por aproximação linear,

$$u_u \text{ (kJ/kg ar)} = 0,96 T \text{ (K)} - 700. \quad (\text{A.21})$$

A massa de ar por mol de  $O_2$  na mistura é 138,2 kg/kmol, Eq. A.20. Assim, o número de moles de mistura não queimada por unidade de massa de ar na mistura original é dado por

$$\frac{n_u}{\text{Massa de ar / mol de O}_2 \text{ na mistura}} = z \quad (\text{A.22})$$

O calor específico molar da mistura não queimada é

$$\tilde{c}_{v,u} = \frac{du_u}{dT} \frac{1}{z} \quad (\text{A.23})$$

Sendo

$$\frac{1}{\gamma - 1} = \frac{\tilde{c}_{v,u}}{\tilde{R}} \quad (\text{A.24})$$

vem que,

$$\gamma_u = \frac{\tilde{R} + \tilde{c}_{v,u}}{\tilde{c}_{v,u}} \quad (\text{A.25})$$

Efetuada-se, então, os respectivos cálculos para  $r_c = 9, 10, \dots, 15$ , obtém-se as propriedades da mistura não queimada, mostradas na Tab. A.3.

**Tabela A.3 - Propriedades da mistura não queimada**

$r_c$	9	10	11	12	13	14	15
$z_u$	0,0352	0,0352	0,0352	0,0352	0,0352	0,0352	0,0352
$\tilde{c}_{v,u}$	27,195	27,195	27,195	27,195	27,195	27,195	27,195
$\tilde{c}_{p,u}$	35,509	35,509	35,509	35,509	35,509	35,509	35,509
$\gamma_u$	1,3057	1,3057	1,3057	1,3057	1,3057	1,3057	1,3057

\* Unidades:  $\tilde{c}_{v,u}, \tilde{c}_{p,u}$ : kJ/kmol · K;  $z_u$ : número de moles/kg ar

Como  $\tilde{R} = 8,314$  (kJ/kmol · K), vem que

$$n_u \tilde{R} = 292,7 \text{ J / kg ar} \cdot \text{K} \quad (\text{A.26})$$

A lei dos gases ideais dá como volume específico no início do curso de compressão, para todas as razões de compressão, a relação, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 114,

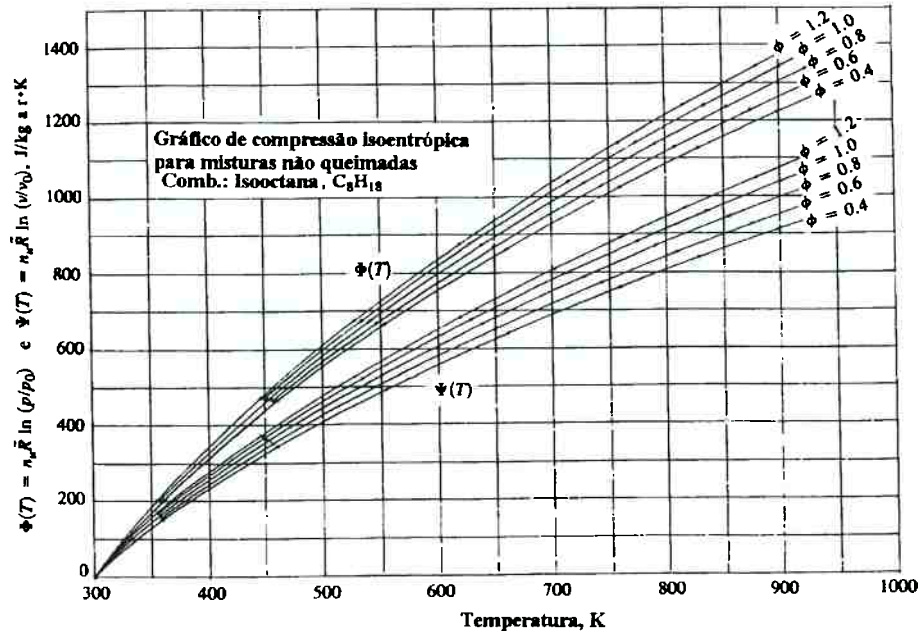
$$v \text{ (m}^3\text{/kg ar)} = \frac{n_u \tilde{R}}{p \text{ (Pa)}} \text{ (kJ / kg ar} \cdot \text{K)} T \text{ (K)} . \quad (\text{A.27})$$

Considerando a temperatura da mistura ar-combustível no ponto inicial do processo de compressão,  $T_1$ , o volume específico da mistura nesse ponto será determinado, então, pela relação

$$v_1 = \frac{n_u R T_1}{p_1} , \quad (\text{A.28})$$

onde,  $n_u$  é o número de moles da mistura não queimada por mol de  $O_2$ ,  $\tilde{R}$  constante molar dos gases ideais,  $p_1$  pressão no ponto 1 do ciclo,  $v_1$  volume específico da mistura no início do curso de compressão, em relação à massa de ar na mistura.

Do gráfico das funções isoentrópicas  $\Psi$  e  $\Phi$  para misturas combustível-ar, Fig. A.2, respectivamente, para a isooctana  $C_8H_{18}$  e  $\phi = 1$ , HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 115, determina-se as temperaturas da mistura combustível-ar no final dos processos de compressão para cada razão de compressão considerada.



**Figura A.2** - Funções de compressão isentrópica,  $\Psi$  e  $\Phi$ , como função da temperatura para misturas não queimadas de isooctana-ar. Unidades: J/kg ar · K. HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

Por definição, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, (pag. 108),

$$\Psi(T) = \int_{T_0}^T c_v(T) \frac{dT}{T}, \quad (\text{A.29})$$

onde  $c_v(T)$  é o calor específico a volume constante em função da temperatura,  $T$  temperatura da mistura ar-combustível,  $T_0$  temperatura de referência.

A função  $\Psi(T)$  é o primeiro termo do segundo membro da equação que define a variação de entropia em um processo, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 108,

$$S - S_0 = \Psi(T) + R \ln\left(\frac{v}{v_0}\right), \quad (\text{A.30})$$

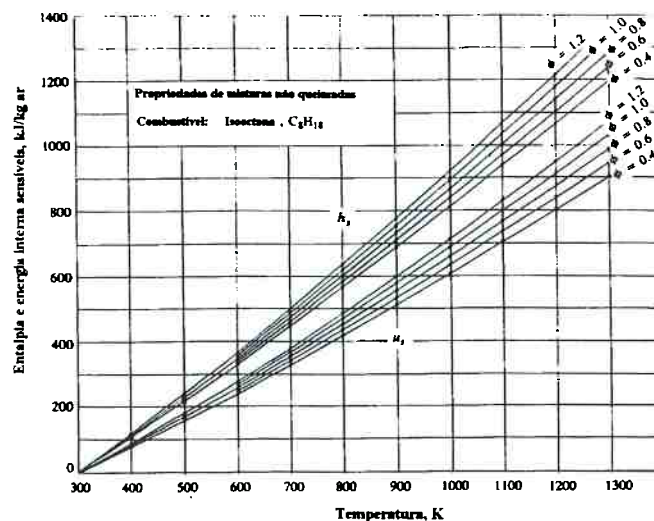
onde  $S$  é a entropia do sistema,  $S_0$  entropia de referência,  $v$  volume específico da massa do sistema,  $v_0$  volume específico de referência da massa do sistema. Deve-se observar que, para um processo isoentrópico,

$$\Psi_2(T_2) = \Psi_1(T_1) - n_u \tilde{R} \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right). \quad (\text{A.31})$$

Da Fig. 4.4, determinando  $\Psi_1(T_1)$  e  $\Phi_1(T_1)$ , calcula-se, através da Eq. A.30,  $\Psi_2(T_2)$ . Voltando à Fig. A.2, obtém-se a temperatura  $T_2$  correspondente a cada  $\Psi_2(T_2)$  calculado. Da Fig. A.2 também obtém-se  $\Phi_2(T_2)$ . Com esse valor, determina-se  $p_2$  através da expressão, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 108.

$$\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \frac{\Phi_2 - \Phi_1}{n_u \tilde{R}}. \quad (\text{A.32})$$

No gráfico da Fig. A.3, energia interna e entalpia sensíveis de mistura não queimada para a isooctana, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 114, determina-se a energia interna da mistura, correspondente à temperatura  $T_2$  atingida no final do processo de compressão.



**Figura A.3** - Entalpia e energia interna sensíveis para misturas não queimadas de isooctana-ar como função da temperatura. Unidades: kJ/kg ar na mistura.

HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

O trabalho de compressão é calculado, então, através da expressão, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 115,

$$W_{1 \rightarrow 2} = u_s(T_2) - u_s(T_1). \quad (\text{A.33})$$

Através das expressões Eq. A.28, Eq. A.29, Eq. A.32 e Eq. A.33, e das figuras Fig. A.2 e A.3, obtém-se os dados mostrados na Tabela A.4.

**Tabela A.4 - Propriedades da mistura não queimada nos pontos limites do processo de compressão**

$r_c$	9	10	11	12	13	14	15
$p_1$	93,470	93,470	93470	93,470	93,470	93,470	93,470
$T_1$	335,76	331,81	328,64	326,04	323,88	322,05	320,48
$v_1$	1,0514	1,0390	1,0291	1,0210	1,0142	1,0085	1,0035
$p_2$	1658,4	1888,9	2124,5	2359,4	2631,1	2908,2	3154,5
$T_2$	690,0	700,0	713,7	726,1	739,1	748,7	760,3
$v_2$	0,1168	0,1039	0,0935	0,0850	0,0780	0,0720	0,0669
$u_{s1}$	30,0	26,7	23,5	21,6	20	18,3	16,7
$u_{s2}$	369,1	380,0	393,3	408,3	422,5	431,6	443,3
$W_{1 \rightarrow 2}$	339,1	353,3	369,8	386,7	402,5	413,3	426,6
$\Psi_1$	120,8	102,3	92,8	83,3	76,8	68,5	63,4
$\Psi_2$	763,9	776,3	794,6	810,6	827,6	840,9	856,0
$\Phi_1$	145,4	125	114,8	104,1	95,8	86,5	80
$\Phi_2$	987,2	1004,9	1029,1	1049,1	1072,7	1092,7	1110,0

\* Unidades:  $p$ , kPa;  $T$ , K;  $v$ , m<sup>3</sup>/kg ar;  $u_s$ , kJ/kg ar;  $W$ , kJ/kg ar; funções  $\Phi$  e  $\Psi$ , J/kg ar · K.

Para  $\phi = 1$  e  $x_b = x_r$ , tem-se, para a mistura não queimada, as seguintes relações para entalpia e energia de formação, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 124,



$$\Delta h_{f,u}^0 = -129,7 - 2951x_b. \quad (\text{A.34})$$

$$\Delta u_{f,u}^0 = -118,2 - 2956x_b. \quad (\text{A.35})$$

Substituindo nessas expressões os valores de  $x_b$  correspondentes a cada razão de compressão considerada, obtém-se os dados mostrados na Tab. A.5.

**Tabela A.5 - Entalpia e energia interna de formação da mistura isoocatana-ar.  $\phi = 1$ .**

$r_c$	9	10	11	12	13	14	15
$\Delta h_{f,u}^0$	-235,936	-224,132	-212,328	-206,426	-200,524	-194,622	-188,72
$\Delta u_{f,u}^0$	-224,616	-212,792	-200,968	-195,056	-189,144	-183,232	-177,32

\* Unidade: J/kg ar.

Como já mencionado, o ciclo térmico adotado é o ciclo de pressão limitada, Fig. 4.1. Nesta simulação, a pressão máxima do ciclo será limitada em 5000 kPa, devido à proximidade desse valor com a média obtida das medições experimentais, Capítulo 5. Para o ciclo de pressão limitada, a aplicação da primeira lei da termodinâmica à mistura, entre os estados 2 e 3<sub>b</sub> do ciclo, dá as seguintes relações, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag.175.

$$h_{3b} = u_{3b} + p_3 v_{3b} = u_2 + p_3 v_2 = u_{s,u} + \Delta u_{f,u}^0 + p_3 v_2, \quad (\text{A.36})$$

onde  $u_2$  é a energia interna da mistura no ponto 2,  $u_{s,2}$  energia sensível da mistura no ponto 2,  $\Delta u_{f,u}^0$  energia de formação da mistura não queimada,  $h_{3b}$  entalpia da mistura queimada no ponto 3<sub>b</sub> do ciclo,  $u_{3b}$  energia interna da mistura queimada no ponto 3<sub>b</sub>,  $p_3$  pressão nos pontos 3<sub>a</sub> e 3<sub>b</sub> do ciclo,  $v_{3b}$  volume específico da mistura queimada no ponto 3<sub>b</sub>.

Como  $p_3$  é dado,  $u_{s2}$ ,  $\Delta u_{f,u}^0$  e  $v_2$  já foram calculados, as propriedades da mistura queimada no ponto  $3_b$  podem ser determinadas com o auxílio do gráfico mostrado na Fig. A.4, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 120, para isoctana, com  $\phi = 1$ .

A determinação de  $\tilde{c}_{v,b}$ ,  $\tilde{c}_{p,b}$  e  $\gamma_b$ , é feita pela mesma maneira pela qual foram determinadas as propriedades correspondentes à mistura não queimada, Eq. A.22 a Eq. A.25. Como expressão para  $u_b$  será utilizada a relação aproximada dada pela expressão Eq. Eq. A.37, abaixo

$$u_b \text{ (kJ/kg ar)} = 0,001T^2 - 2,9928T + 915,03. \quad (\text{Eq. (A.37)})$$

Os resultados obtidos são mostrados na Tab. A.6.

**Tabela A.6 - Propriedades da mistura queimada.  $\phi = 1$ .**

$r_c$	9	10	11	12	13	14	15
$h_{3b}$	728,61	686,74	660,12	638,66	623,45	608,55	600,50
$u_{3b}$	-140,4	-174,3	-196,0	-213,3	-227,0	-239,0	-246,0
$v_{3b}$	0,1738	0,1722	0,1712	0,1704	0,1701	0,1696	0,1694
$T_{3b}$	2743,3	2727,4	2715,9	2706,2	2700,0	2695,5	2692,0
$z_b$	0,0371	0,0371	0,0371	0,0371	0,0371	0,0371	0,0371
$\tilde{c}_{v,b}$	67,218	66,361	65,741	65,218	64,884	64,641	64,453
$\tilde{c}_{p,b}$	75,532	74,675	74,035	73,532	73,198	72,955	72,766
$\gamma_b$	1,123	1,125	1,126	1,127	1,128	1,128	1,129
$S_{3b}$	9,377	9,363	9,353	9,344	9,338	9,334	9,331

\* Unidades:  $h_b, u_b$ , e  $S_b$ , kJ/kg ar;  $v_b$ , m<sup>3</sup>/kg ar;  $T$ , K;  $\tilde{c}_{v,b}$ ,  $\tilde{c}_{p,b}$ : kJ/kmol · K;  $z_b$  :: número de moles/kg ar

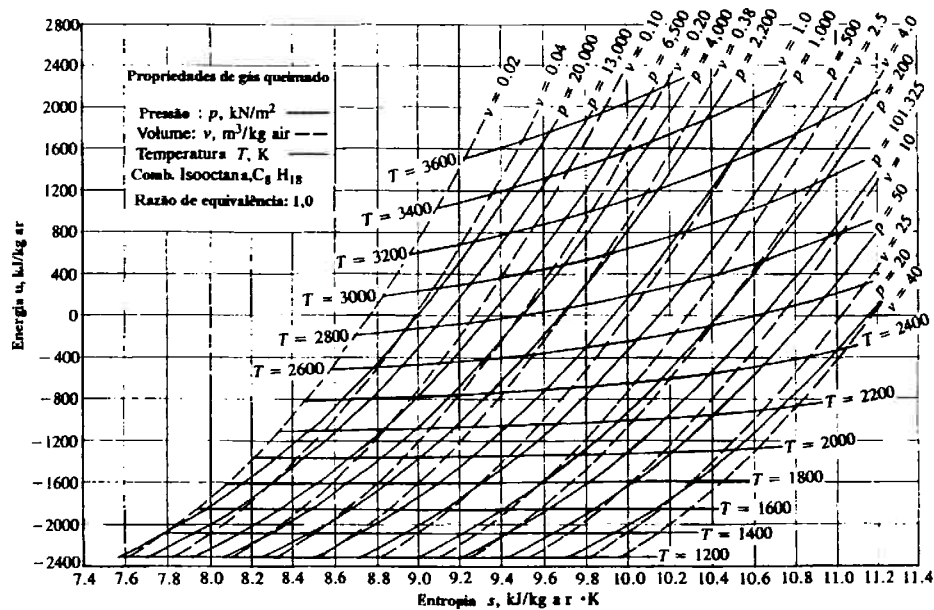


Figura A.4 - Gráfico da energia interna versus entropia para mistura de gás queimado em equilíbrio. Combustível: isooctana; razão de equivalência 1,0. HEYWOOD<sup>(17)</sup>.

Considerando o processo de expansão isentrópico, e observando que  $v_4 = v_1$ , com o auxílio da Fig. A.4, determina-se a energia interna e a temperatura da mistura de gás queimado no ponto 4, final desse processo. Os resultados encontram-se na Tab. A.7.

Tabela A.7 - Propriedades da mistura queimada no final do processo de expansão.  $\phi = 1$ .

$r_c$	9	10	11	12	13	14	15
$u_4$	-1476,4	-1500,8	-1520,3	-1534,1	-1543,1	-1550,4	-1556,9
$T_4$	1902,5	1883,7	1870	1858,7	1852,5	1846,2	1841,2
$p_4$	556,8	541,4	531,0	524,0	520,6	517,2	513,7

\* Unidades:  $u$ , kJ/kg ar;  $T$ , K;  $p$ , kPa.

O trabalho de expansão, por unidade de massa de mistura queimada, é calculado através da expressão, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 166,

$$W_{E,3a \rightarrow 4} = \left[ (u_{3b} - u_4) + p_3 (v_{3b} - v_{3a}) \right]. \quad (\text{A.38})$$

O trabalho de bombeamento é dado por, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 168,

$$W_B = (p_e - p_i)V_{deslocamento} \quad (A.39)$$

Para o ciclo em questão,  $V_{deslocamento} = V_2 - V_1 = 4 \times 10^{-4} \text{ m}^3$  e  $p_e - p_i = 6 \text{ kPa}$ , para todas as razões de compressão. O trabalho de bombeamento é, então,

$$W_B = 4 \times 10^{-4} \cdot 6 \text{ m}^3 \cdot \text{kPa} = 2,4 \times 10^{-3} \text{ kJ}. \quad (A.40)$$

A massa de ar, aproximada, admitida no ponto 1 do ciclo, Fig. 4.1, pode ser determinada pela relação entre a densidade do ar e o volume específico da mistura,

$$\rho_1 \cong \frac{1}{v_1} \quad (A.41)$$

E daí, a massa de ar admitida será

$$m_{ar,1} = \rho_1 V_{deslocamento} = 4 \times 10^{-4} \rho_1 \quad (A.42)$$

O trabalho de bombeamento por unidade de massa de ar admitida será, então, dado por

$$\frac{W_B}{m_{ar,1}} = \frac{2,4 \times 10^{-3}}{4 \times 10^{-4} \rho_1} \quad (A.43)$$

A Tab. A.8, mostra os valores de  $\rho_1$ ,  $m_{ar,1}$  e  $W_B/m_{ar,1}$  determinados através das expressões Eq. A.41, Eq. A.42 e Eq. A.43 respectivamente.

**Tabela A.8 - Massa aproximada de ar admitido, trabalho de bombeamento e trabalho de expansão.**

$r_c$	9	10	11	12	13	14	15
$\rho_1$	0,95107	0,96241	0,97168	0,97941	0,98596	0,99156	0,99642
$m_{ar,1}$	0,000380	0,000384	0,000388	0,000391	0,000394	0,000396	0,000398
$W_B/m_{ar,1}$	6,3086	6,2340	6,1748	6,1260	6,0854	6,0510	6,0215
$W_{E,3 \rightarrow 4}$	1620,86	1667,97	1712,51	1747,37	1776,50	1799,21	1823,37

\* Unidades:  $\rho$ , kg / m<sup>3</sup>;  $m$ , kg;  $W$ , kJ/kg ar.

O trabalho gerado no ciclo  $W_c$  resulta da soma dos trabalhos de compressão, de expansão e de bombeamento, respectivamente,

$$W_c = W_C + W_E + W_B. \quad (\text{A.44})$$

O rendimento do ciclo é, finalmente, dado por, HEYWOOD<sup>(17)</sup>, pag. 164,

$$\eta = \frac{W_c}{m_f Q_{LHV}}. \quad (\text{A.45})$$

Para o caso presente, o valor de interesse é o aumento percentual  $\delta$  havido entre o rendimento do ciclo, obtido pela Eq. A.45, nas razões de compressão  $r_c$  seleccionadas, e o rendimento do ciclo na razão de compressão,  $r_c = 9$ , tomada como valor referencial,

$$\delta = \eta_{r_c} / \eta_{r_c=9} \times 100 \%. \quad (\text{A.46})$$

A Tab. A.9 mostra os valores de  $W_c$  e da Eq. A.46 para cada uma das razões de compressão analisadas.

**Tabela A.9 - Trabalho do ciclo, rendimento térmico e aumento percentual de rendimento térmico**

$r_c$	9	10	11	12	13	14	15
$\eta$	0,439	0,450	0,460	0,466	0,471	0,474	0,478
$W_c$	1275,37	1308,36	1336,63	1354,66	1367,92	1379,98	1390,84
$\delta$	0	2,6	4,8	6,2	7,2	8,2	9,0

\* Unidade:  $W_c$ , kJ/kg ar.

## APÊNDICE B

### CARACTERÍSTICAS DA GASOLINA USADA NAS EXPERIÊNCIAS

#### \*Tipo C\* ESPECIFICAÇÃO

Gasolina	Tipo A	Tipo B	Tipo C	1º Enchimento
Cor	Amarela	Púrpura	Amarela	
<b>Características</b>				
<b>Álcool Etílico</b>				
% Volume, mínimo	zero	zero	21	21
% Volume, máximo	zero	zero	23	23
<b>Destilação</b>				
10% evaporado, °C, máximo	70	70	70	70
50% evaporado, °C, máximo	140	140	140	140
90% evaporado, °C, máximo	200	200	200	200
Ponto final, °C, máximo	220	220	220	220
Resíduo, %, máximo	2	2	2	2
Pressão de vapor a 37,8 °C, kg/cm <sup>2</sup> , máx.	0,7	0,7	0,7	0,7
Índice de Octano, mínimo.	80(1)	82	80	80
Corrosividade 3 h. a 50 °C, máximo	1	1	1	1
Goma atual mg/100ml, máximo	5	5	5	5
Enxofre %, peso, máximo	0,25	0,25	0,25	0,25
Chumbo Tetraetila * ml/l, máximo	0,8	0,8	0,8*	0,8
Período de Indução minutos, mínimo	180	180		
Aspecto	L.I.M.S.	L.I.M.S.	L.I.M.S.	L.I.M.S.
Densidade relativa a 20/4 °C			0,735	

**Relatório Técnico CNP, nº 04-79, Revisão 1**  
**Portaria CNP, nº. 144, 20 de Junho de 1988**

(\* ) - Limite tolerado por lei. Esse elemento não esteve presente no combustível utilizado.  
L.I.M.S. - Límpido e isento de materiais em suspensão.

## APÊNDICE C

### C.1 Planilhas dos dados dos ensaios

Planilha de Dados de Ensaio					
Motor 1,6 litro					
Combustível: gasolina, 22% de álcool					
Razão de compressão: 9					
Condição de operação: Plena Carga					
Rotação, [rev/min]	1200	2000	3200	4400	5200
Parâmetros					
Temperatura de saída d'água, °C	91,2	91,0	89,3	89,9	89,2
Temperatura de entrada d'água, °C	83,1	82,8	81,6	82,6	81,6
Temperatura do óleo, °C	78,1	91,1	103,0	109,6	114,3
Temperatura do ar, °C	24,1	23,8	24,5	24,7	24,5
Temp. do combustível, °C	24,5	26,0	28,1	29,6	30,1
Temperatura de escape, °C	575	692	797	862	900
Pressão na admissão, kPa	-1,6	-2,1	-2,7	-3,3	-3,9
Pressão de óleo, kPa	285	420	394	400	408
Pressão no escapamento, kPa	1,7	4,3	13,2	22,9	33
Pressão de combustível, kPa	310	303	303	301	300
Consumo de combustível, kg/h	3,80	6,78	12,72	16,78	19,89
Ângulo de ignição, °	19	25	29	32	37
Razão ar-combustível	12,2	12,8	12,3	12,5	12,5
Fator de correção	1,098	1,092	1,097	1,099	1,100
Potência, kW	12,9	23,0	42,7	54,1	58,8

Planilha de Dados de Ensaio					
Motor 1,6 litro					
Combustível: gasolina, 22% de álcool					
Razão de compressão: 10					
Condição de operação: Plena Carga					
Rotação, [rev/min]	1200	2000	3200	4400	5200
Parâmetros					
Temperatura de saída d'água, °C	89,7	90,3	89,1	89,1	88,6
Temperatura de entrada d'água, °C	81,2	82,9	82,4	83,0	82,4
Temperatura do óleo, °C	78,1	91,6	104,8	109,9	112,4
Temperatura do ar, °C	24,4	24,9	24,6	24,7	24,9
Temp. do combustível, °C	28,5	29,8	31,0	31,9	33,1
Temperatura de escape, °C	590	676	798	859	924
Pressão na admissão, kPa	-1,5	-1,9	-2,5	-3,4	-4,1
Pressão de óleo, kPa	267	406	393	400	407
Pressão no escapamento, kPa	1,7	4,1	13,1	23,3	35,1
Pressão de combustível, kPa	307	306	303	303	301
Consumo de combustível, kg/h	3,8	6,78	12,71	16,70	20,04
Ângulo de ignição, °	15	25	24	27	29
Razão ar-combustível	12,9	12,4	12,3	12,3	12,2
Fator de correção	1,094	1,095	1,094	1,095	1,095
Potência, kW	13,1	23,7	43,5	55,0	62,1

Planilha de Dados de Ensaio					
Motor 1,6 litro					
Combustível: gasolina, 22% de álcool					
Razão de compressão: 11					
Condição de operação: Plena Carga					
Rotação, [rev/min]	1200	2000	3200	4400	5200
Parâmetros					
Temperatura de saída d'água, °C	91,1	90,9	90,4	90,1	90,2
Temperatura de entrada d'água, °C	82,8	83,3	82,8	83,5	84,1
Temperatura do óleo, °C	76,3	88,6	103,5	110,4	115,4
Temperatura do ar, °C	24,3	24,0	24,8	24,5	24,8
Temp. do combustível, °C	26,9	29,2	30,6	31,7	32,2
Temperatura de escape, °C	593	661	818	867	913
Pressão na admissão, kPa	-1,3	-1,6	-2,3	-3,1	-3,8
Pressão de óleo, kPa	289	421	399	404	402
Pressão no escapamento, kPa	1,6	4,1	13,1	23,1	35,1
Pressão de combustível, kPa	306	305	303	301	299
Consumo de combustível, kg/h	3,73	6,78	12,51	16,78	19,94
Ângulo de ignição, °	11	18	18	22	26
Razão ar-combustível	13,0	12,7	12,5	12,5	12,3
Fator de correção	1,106	1,055	1,107	1,107	1,109
Potência, kW	12,6	23,4	42,3	55,1	61,1

Planilha de Dados de Ensaio					
Motor 1,6 litro					
Combustível: gasolina, 22% de álcool					
Razão de compressão: 12					
Condição de operação: Plena Carga					
Rotação, [rev/min]	1200	2000	3200	4400	5200
Parâmetros					
Temperatura de saída d'água, °C	89,6	89,4	89,5	89,5	89,2
Temperatura de entrada d'água, °C	82,1	82,4	82,7	82,6	82,9
Temperatura do óleo, °C	75,2	90,4	106,1	119,8	130,0
Temperatura do ar, °C	24,4	24,7	25,5	25,2	25,6
Temp. do combustível, °C	27,4	28,1	29,1	28,9	29,6
Temperatura de escape, °C	566	672	799	882	953
Pressão na admissão, kPa	-1,4	-1,6	-2,3	-3,1	-3,8
Pressão de óleo, kPa	284	412	374	376	369
Pressão no escapamento, kPa	1,8	4,8	13,8	24,1	37,2
Pressão de combustível, kPa	305	304	302	300	299
Consumo de combustível, kg/h	3,78	6,62	12,70	17,00	20,00
Ângulo de ignição, °	10	17	18	19	20
Razão ar-combustível	12,6	12,5	12,1	12,0	11,8
Fator de correção	1,099	1,100	1,102	1,104	1,101
Potência, kW	13,2	23,6	43,6	57,0	63,9



Planilha de Dados de Ensaio					
Motor 1,6 litro					
Combustível: gasolina, 22% de álcool					
Razão de compressão: 13					
Condição de operação: Plena Carga					
Rotação, [rev/min]	1200	2000	3200	4400	5200
Parâmetros					
Temperatura de saída d'água, °C	91,0	91,5	91,1	91,3	91,2
Temperatura de entrada d'água, °C	82,5	84,1	84,6	85,1	85,2
Temperatura do óleo, °C	84,0	88,7	103,0	106,2	113,6
Temperatura do ar, °C	24,3	24,4	26,0	25,9	25,9
Temp. do combustível, °C	30,3	30,8	31,9	32,7	33,7
Temperatura de escape, °C	554	672	779	869	927
Pressão na admissão, kPa	-0,9	-1,4	-2,1	-3,0	-3,8
Pressão de óleo, kPa	268	458	398	416	428
Pressão no escapamento, kPa	1,8	4,8	13,0	22,5	35,2
Pressão de combustível, kPa	295	294	292	292	290
Consumo de combustível, kg/h	3,77	6,70	12,68	16,58	19,96
Ângulo de ignição, °	15	17	21	20	20
Razão ar-combustível	12,8	12,8	12,1	12,8	12,0
Fator de correção	1,100	1,100	1,101	1,102	1,102
Potência, kW	13,3	23,8	43,7	55,8	63,8

Planilha de Dados de Ensaio					
Motor 1,6 litro					
Combustível: gasolina, 22% de álcool					
Razão de compressão: 14					
Condição de operação: Plena Carga					
Rotação, [rev/min]	1200	2000	3200	4400	5200
Parâmetros					
Temperatura de saída d'água, °C	90,1	90,7	89,8	60,3	90,4
Temperatura de entrada d'água, °C	82,2	83,2	82,9	84,4	84,4
Temperatura do óleo, °C	92,7	100,1	107,3	111,6	113,6
Temperatura do ar, °C	25,1	25,6	25,8	25,7	25,5
Temp. do combustível, °C	32,9	33,8	33,0	33,6	33,6
Temperatura de escape, °C	536	663	789	835	936
Pressão na admissão, kPa	-0,7	-1,0	-1,8	-2,6	-3,5
Pressão de óleo, kPa	244	382	386	393	396
Pressão no escapamento, kPa	1,8	4,8	13,5	23,6	36,4
Pressão de combustível, kPa	297	296	295	294	292
Consumo de combustível, kg/h	3,79	6,87	12,65	16,92	20,00
Ângulo de ignição, °	12	13	13	15	17
Razão ar-combustível	12,1	12,3	12,3	12,0	11,8
Fator de correção	1,110	1,112	1,113	1,111	1,111
Potência, kW	13,4	24,3	42,5	54,5	61,1

Planilha de Dados de Ensaio					
Motor 1,6 litro					
Combustível: gasolina, 22% de álcool					
Razão de compressão: 15					
Condição de operação: Plena Carga					
Rotação, [rev/min]	1200	2000	3200	4400	5200
Parâmetros					
Temperatura de saída d'água, °C	91,2	91,1	91,4	91,8	91,4
Temperatura de entrada d'água, °C	83,9	84,6	84,5	85,3	84,5
Temperatura do óleo, °C	81,9	91,9	104,5	109,7	113,6
Temperatura do ar, °C	28,6	23,9	25,7	26,4	26,8
Temp. do combustível, °C	30,6	31,5	33,8	32,4	35,9
Temperatura de escape, °C	575	684	828	871	930
Pressão na admissão, kPa	-0,9	-1,4	-2,0	-2,8	-3,5
Pressão de óleo, kPa	276	422	388	397	403
Pressão no escapamento, kPa	2,0	5,3	13,2	24,6	36,9
Pressão de combustível, kPa	293	292	291	291	290
Consumo de combustível, kg/h	3,83	6,77	12,52	16,55	19,89
Ângulo de ignição, °	6	7	7	10	13
Razão ar-combustível	12,5	12,2	12,5	12,2	12,2
Fator de correção	1,107	1,109	1,104	1,104	1,113
Potência, kW	12,9	22,6	38,2	49,6	57,4

## C.2 Dados para o cálculo da integral de LIVENGOOD E WU

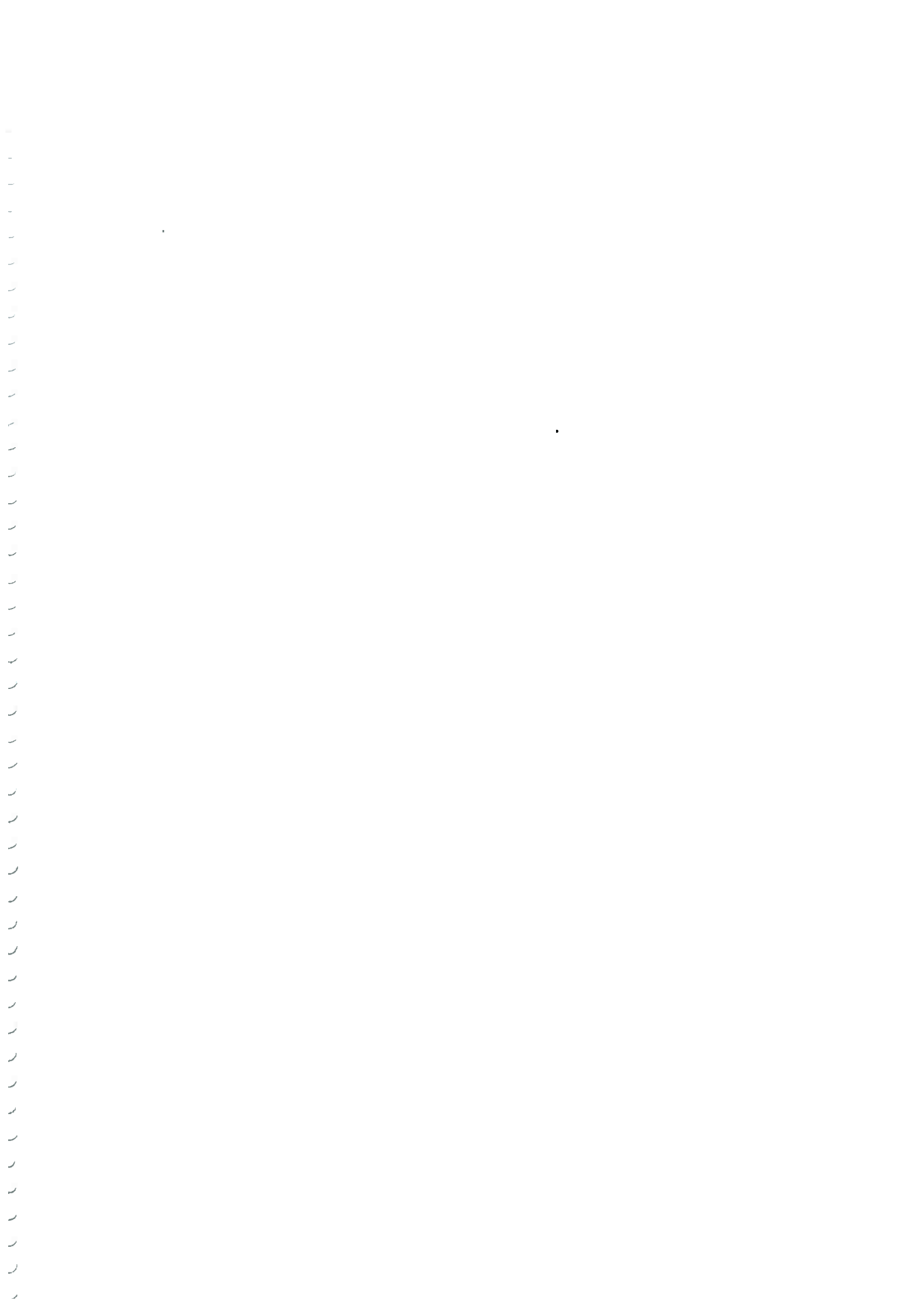
Para o cálculo da integral de LIVENGOOD; WU<sup>(28)</sup>, Eq. 5.19, e construção do gráfico mostrado na Fig. 5.24, seção 5, foram selecionados alguns pontos das curvas de pressão no cilindro geradas durante os processos de combustão a 2000 rev/min, nas razões de compressão 9, 10, 11, 12, 13 e 14. Esses pontos foram tomados entre o início e o fim do processo de combustão, em função do tempo em que ocorriam nesse processo. Para cada conjunto de pontos assim obtidos determinou-se um polinômio interpolador de grau arbitrário para representá-lo.

Os conjuntos de pontos caracterizados por tempo  $t$  [s], temperatura  $T$  [K] e por pressão  $P$  [atm] escolhidos para representá-los são mostrados abaixo, juntamente com os respectivos polinômios.

$t$ [s]	$P_9$ [atm]	$T_9$ [K]
0	10.209773	590.444853
0.0017	19.7388944	688.987716
0.0033	47.6456071	846.86053
0.0045	30	750

$$T_9(t) = -2E+10t^3 + 1E+08t^2 - 58250t + 590.44$$

$$P_9(t) = -3E+09t^3 + 2E+07t^2 - 19276t + 10.21$$



$t$ [s]	$P_{10}$ [atm]	$T_{10}$ [K]
0	11.3668806	595.428489
0.001667	25.8647581	721.819591
0.003334	37.1635735	785.746351
0.005001	23.8228036	708.054505

$$T_{10}(t) = -3E+09t^3 + 3E+06t^2 + 78727t + 595.43$$

$$P_{10}(t) = -8E+08t^3 + 3E+06t^2 + 5369.3t + 11.367$$

$t$ [s]	$P_{11}$ [atm]	$T_{11}$ [K]
0	12.2517275	605.971023
0.001667	21.780849	693.353832
0.003334	35.3938796	776.821766
0.005	25.1841066	717.326766

$$T_{11}(t) = -5E+09t^3 + 2E+07t^2 + 25768t + 605.97$$

$$P_{11}(t) = -1E+09t^3 + 6E+06t^2 - 1092.6t + 12.252$$

$t$ [s]	$P_{12}$ [atm]	$T_{12}$ [K]
0	11.57	608.003302
0.001667	21.78	705.051551
0.003334	42.88	826.225944
0.005	23.14	715.130313

$$T_{12}(t) = -9E+09t^3 + 5E+07t^2 - 325.6t + 608$$

$$P_{12}(t) = -2E+09t^3 + 1E+07t^2 - 7492.4t + 11.57$$

$t$ [s]	$P_{13}$ [atm]	$T_{13}$ [K]
0	12.2517275	601.180306
0.001667	21.4405232	685.340685
0.003334	28.042843	729.797884
0.005	24.5034551	707.105141

$$T_{13}(t) = -1E+09t^3 - 2E+06t^2 + 56899t + 601.18$$

$$P_{13}(t) = -3E+08t^3 + 895220t^2 + 4775.9t + 12.252$$

$t$ [s]	$P_{14}$ [atm]	$T_{14}$ [K]
0	13.68	632.321584
0.001667	26.95	741.119438
0.003334	33.01	777.145397
0.005	27.22	742.865386
0.006664	16.33	659.127362

$$T_{14}(t) = -1E+07t^2 + 81431t + 634.37$$

$$P_{14}(t) = 6E+10t^4 - 8E+08t^3 + 1E+06t^2 + 7485t + 13.68$$

## C.2 Constantes para cálculo do tempo de indução

Os valores das constantes  $A$ ,  $B$  e  $n$  para determinação da Eq. 5.20 foram obtidos do trabalho de DOUAUD e EYZAT<sup>(29)</sup>. São eles

$$A = 0,00992$$

$$B = 3800$$

$$n = 1,7$$

A integração da Integral de Livengood e Wu foi efetuada com a utilização do programa Mathcad, versão 4.0.

## C.3 Registros das curvas de pressão a 2000 rev/min. plena carga.

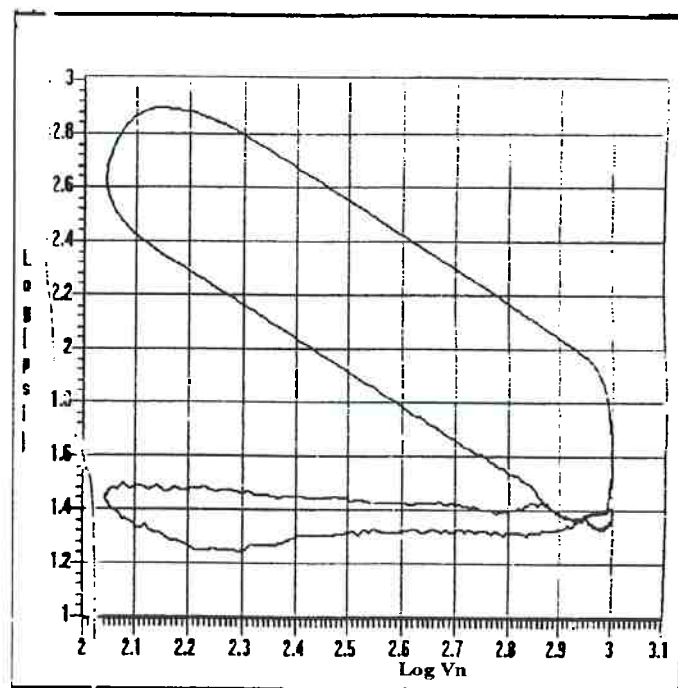
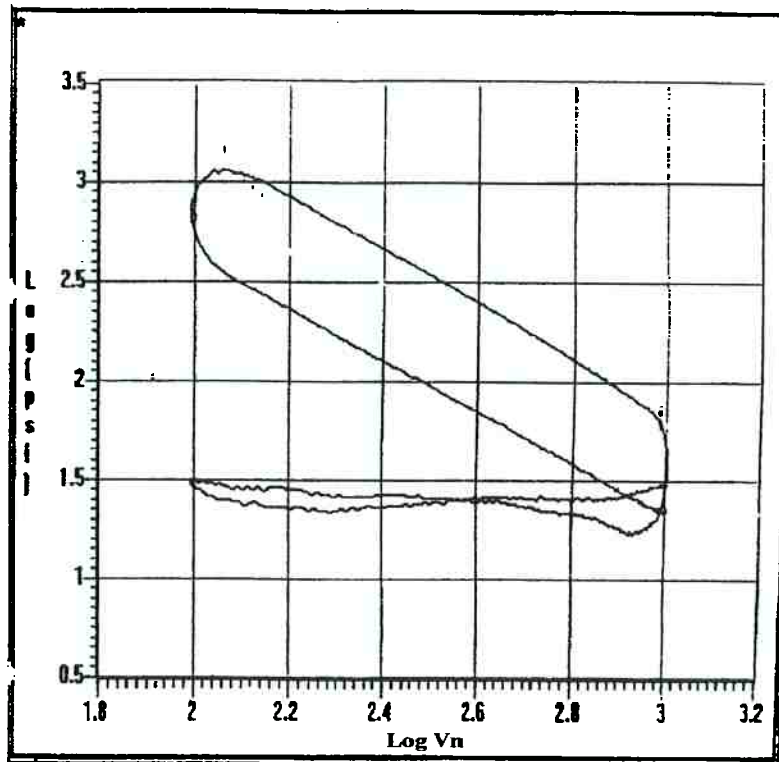
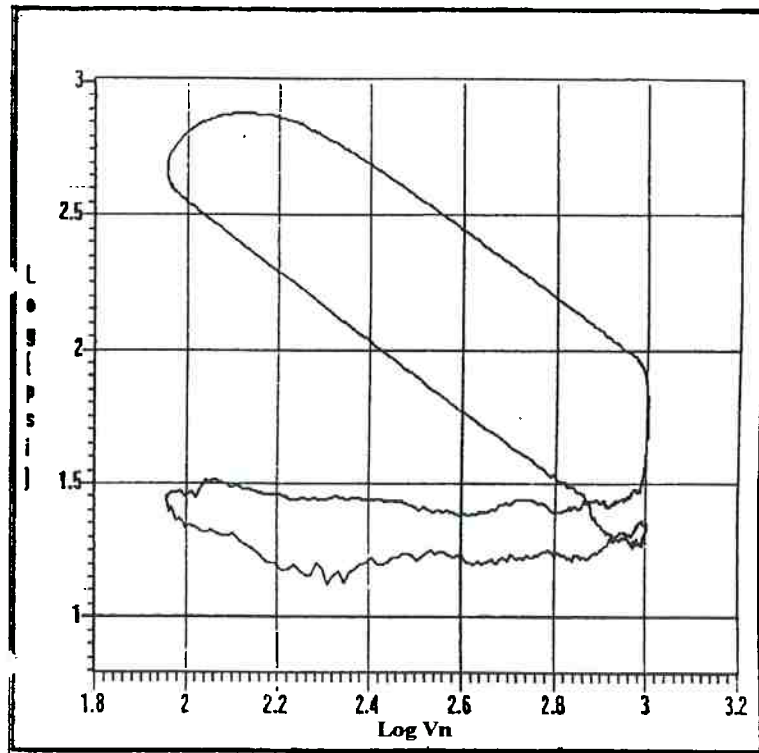
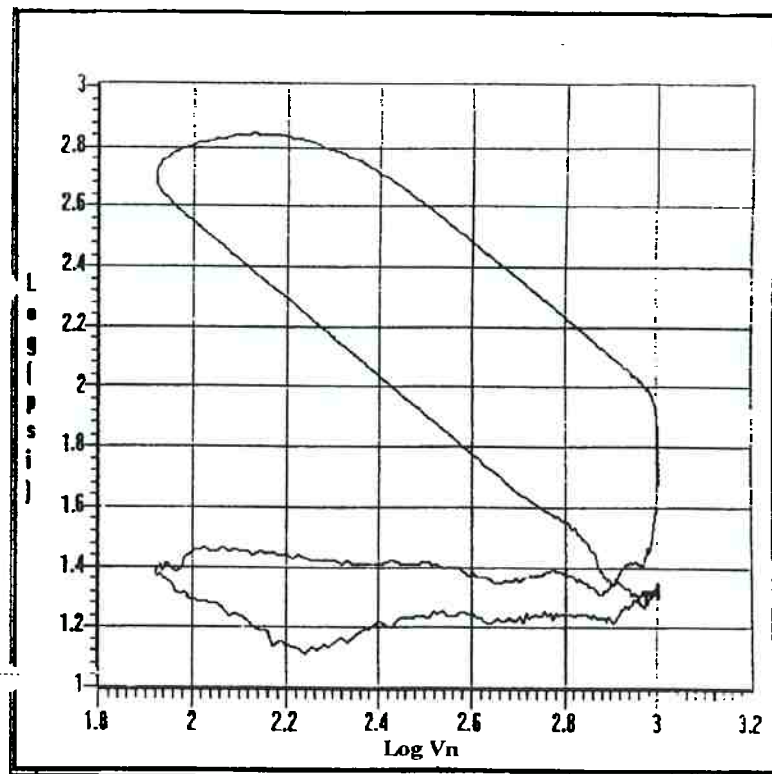
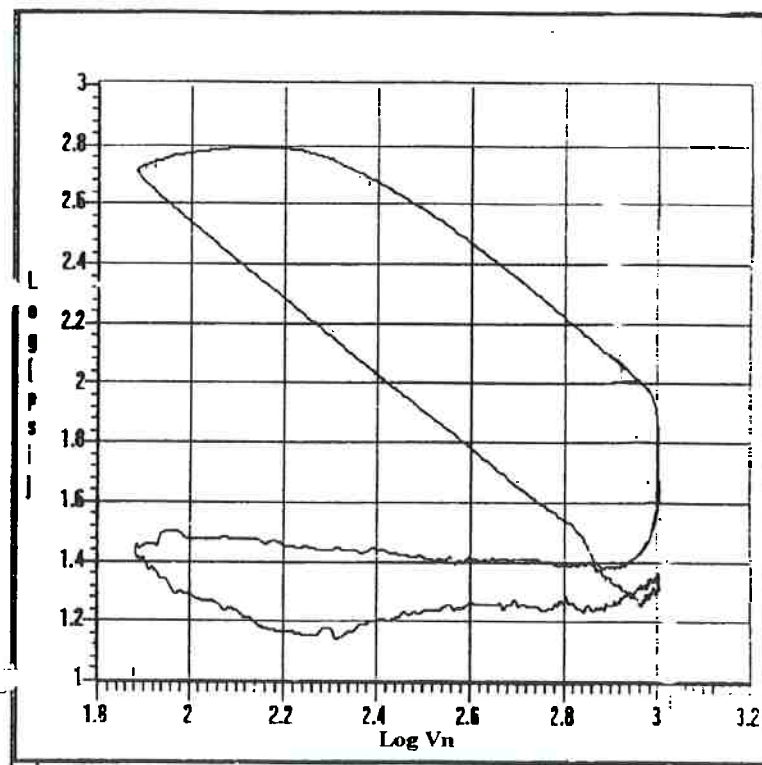


Fig. C.1.  $r_c = 9$

Fig. C.2.  $r_c = 10$ Fig. C.2.  $r_c = 11$

Fig. C.3.  $r_c = 12$ Fig. C.4.  $r_c = 13$

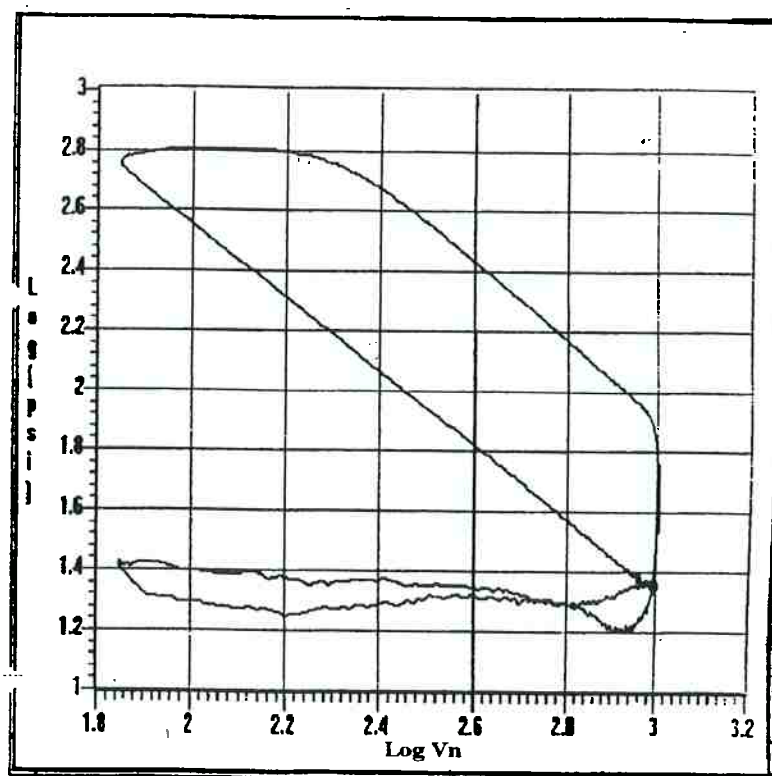


Fig. C.5.  $r_c = 14$



## APÊNDICE D

### ANÁLISE DE INCERTEZAS DAS MEDIÇÕES

#### D.1 Introdução

Neste trabalho, a análise das incertezas dos resultados experimentais foi conduzida segundo metodologia abordada por MOFFAT<sup>(36)</sup>, e expressa segundo normas estabelecidas no “Guia para a Expressão da Incerteza de Medição<sup>(37)</sup>,” edição revisada de Agosto de 1998.

#### D.2 Das medições de pressão e dos parâmetros de performance de combustão

Devido às dimensões e às características particulares do projeto do cabeçote do motor utilizado nas experiências, o adaptador que pôde ser usado nas medições de pressão do cilindro foi o do tipo passagem única, RANDOLPH<sup>(24)</sup>. A pressão em cada um dos cilindros do motor foi a grandeza diretamente medida e, como consequência, com valor de mensurando diretamente dependente do método de medição adotado. A pressão tomada no local onde se encontra a face do transdutor de pressão, no volume da cavidade do adaptador, é tida, geralmente, tomadas as devidas precauções, e quando não se tem por objetivo a realização de uma análise de liberação de calor no ciclo de operação, como um bom indicador da pressão desenvolvida no cilindro. Portanto, o valor medido dessa grandeza foi considerado como o *a melhor estimativa* da pressão no cilindro. E, portanto, para esse caso, conforme a norma ANSI/ASME PTC 19.1 - 1985, por não haver equação de redução de dados, somente as incertezas dos componentes do sistema de medição precisam ser consideradas. Baseado na classificação adotada pelo

Guia para a Expressão da Incerteza de Medição, essas incertezas foram consideradas como do Tipo B, e incluem todas as incertezas causadas por efeitos sistemáticos e aleatórios introduzidos individualmente pelos componentes do sistema de medição.

Obviamente, o método de medição empregado é intrusivo. A passagem do adaptador altera o volume da câmara de combustão, a razão de compressão, cria distúrbios locais de pressão e temperatura, etc. Entretanto, para os fins deste trabalho, essas alterações, devido às dimensões da passagem, podem ser desprezadas.

### **D.2.1 Equipamento**

O sistema utilizado para medição da pressão no cilindro é mostrado esquematicamente na Fig. D.1. As especificações dos componentes desse sistema, fabricado pela 'DSP Technology' para medição de pressão de cilindro de motores de combustão interna, é dada a seguir.

#### **Sistema de Medição de Pressão de Cilindro em Tempo Real**

Modelo: 4325.

#### **Controlador**

Modelo: 4012A.

Função: Controlar a aquisição de dados, os módulos de memória e o fluxo de dados entre a aquisição de dados, a memória e os módulos de processamento em tempo real.

Limite de Memória Interna: 16 MegaSamples; 4 MegaSamples/Canal.

#### **Conversores A/D**

Modelo: 2814.

Número de módulos conversores do equipamento: 2.

Especificações:

Número de canais: 4 por módulo conversor.

Taxa de amostragem: 100 kHz/canal.

Resolução: 14 bit.

Faixa de voltagem de entrada:  $\pm 12$  Volts.

Impedância: 100 k $\Omega$ .

### **Spincoder**

Modelo: 2904.

Função: Módulo temporizador e contador capaz de armazenar dados digitais provenientes do Encoder. O canal contador simplesmente conta os pulsos gerados pelo encoder enquanto que o canal do temporizador grava o tempo em que cada pulso ocorre relativamente ao primeiro pulso gerado. O canal contador é 'zerado' pelo pulso *trigger* e o canal de tempo roda continuamente. O Spincoder codifica a posição da árvore de manivelas e o tempo para cálculos em tempo real.

### **Processador de Tempo Real**

Modelo: 4325.

Função: O processador de tempo real combina um processador digital e memória em um módulo que pode ser programado para efetuar cálculos em tempo real.

### **Memória**

Modelo: 5006.

Função: O sistema de medição de pressão pode adquirir dados brutos somente, dados processados somente ou dados brutos sincronizados com dados processados. Durante a execução de um teste, dados brutos são armazenados dentro do sistema através de módulos de memória RAM de alta velocidade.

Tamanho de memória: 4 MegaSamples.

### **Encoder**

Fabricante: Heidenhain.

Modelo: ROD 426 BR 360I.

Características: Encoder rotativo que opera no princípio fotoelétrico de varredura de sinus. O padrão de medição para encoders rotativos incrementais é um disco graduado com uma divisão radial de linhas e espaços. As linhas opacas, as quais são aproximadamente da mesma largura que os espaços transparentes entre elas, consistem de cromo depositado num substrato de vidro. No mesmo disco, uma segunda trilha contém uma marca de referência.

### **Transdutor de pressão**

Fabricante: Kistler.

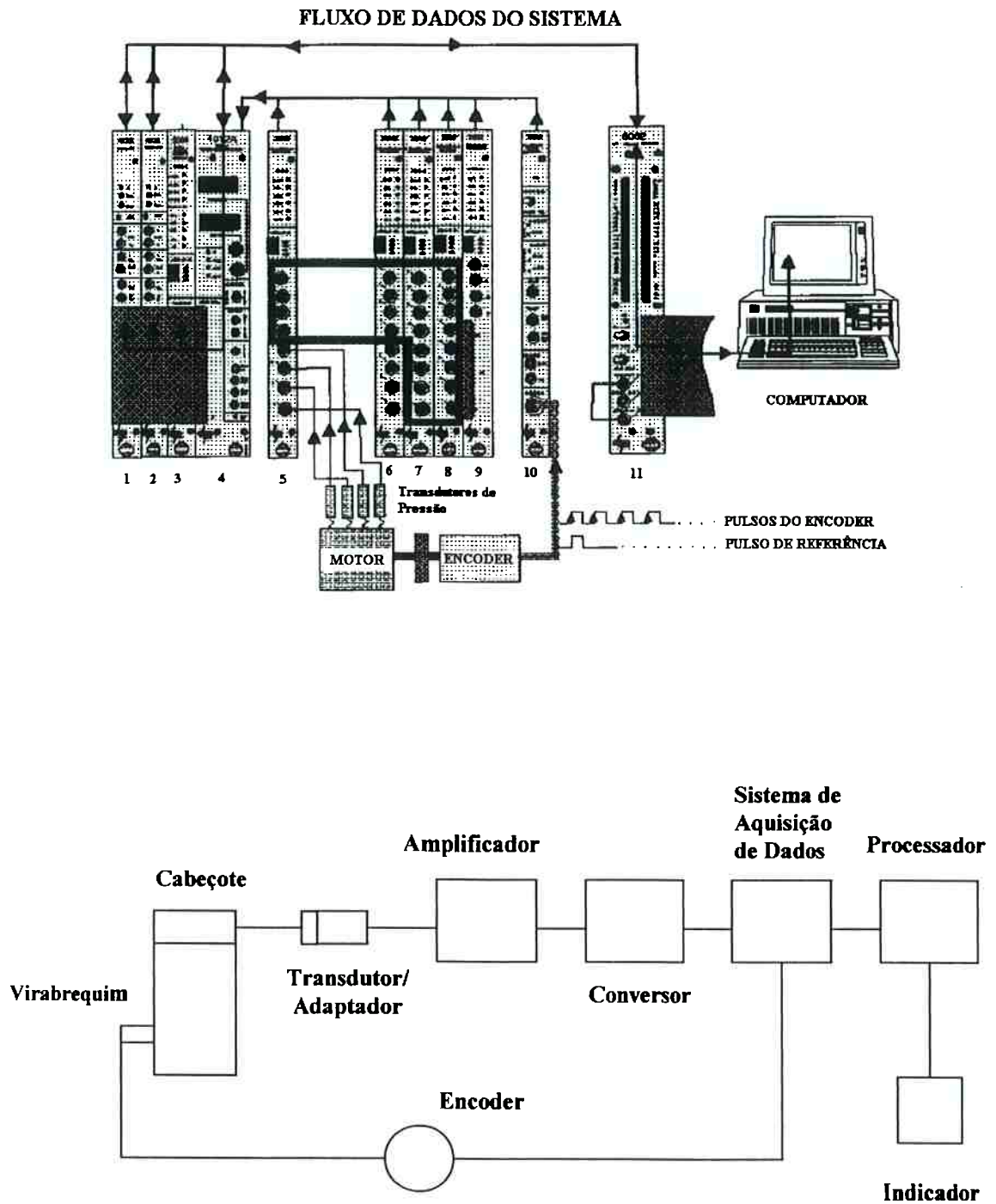
Modelo: 601A.

Faixa de medição: 0 ...250 bar.

Sensibilidade: -15,4 pC/bar.

Linearidade:  $\leq \pm 0,2$  % FSO.

Temperatura de Trabalho: -196 a 240 °C.



**Figura D.1** - Diagrama do sistema utilizado para medição da pressão nos cilindros.

### D.2.2 Equações básicas da análise de incertezas.

A análise detalhada das incertezas investiga as contribuições das fontes de incerteza elementares, obtém estimativas das incertezas  $B_{X_i}$  causadas por efeitos sistemáticos e das incertezas  $S_{X_i}$  causadas por efeitos aleatórios para cada variável medida, e com elas determina os valores estimados  $B_R$  e  $S_R$  das incertezas causadas por efeitos sistemáticos e aleatórios do resultado experimental. A incerteza  $u_c$  no resultado experimental é expressa, então, através da combinação dessas duas componentes de incerteza. O método da combinação RSS - raiz da soma dos quadrados - é o geralmente utilizado para a obtenção da incerteza associada à melhor estimativa do resultado experimental.

Conforme MOFFAT<sup>(36)</sup>, as contribuições das incertezas geradas por efeitos sistemáticos e por efeitos aleatórios em uma medição são dadas, respectivamente, pelas expressões Eq. D.1 e Eq. D.2.

$$B_{X_i} = \left[ (B_{cal})^2 + (B_{acq})^2 + (B_{int})^2 \right]^{1/2}. \quad (D.1)$$

$$S_{X_i} = \left[ (S_{cal})^2 + (S_{acq})^2 + (S_{int})^2 \right]^{1/2}. \quad (D.2)$$

Os índices *cal*, *acq* e *int* referem-se, respectivamente, às incertezas provenientes da calibração do instrumento de medição, às incertezas derivadas do sistema de aquisição de dados, e à interpretação dada ao mensurando, sistemáticos ou aleatórios.

Descrevendo a incerteza global em um resultado, o resultado  $R$  de um experimento, se este for o caso, é assumido ser calculado de um conjunto de medições através de uma relação funcional (com as grandezas de entrada), tal como dada na expressão Eq. D.3.

$$R = R(X_1, X_2, X_3, \dots, X_N). \quad (D.3)$$

As incertezas causadas por efeitos sistemáticos e aleatórios associadas ao resultado em função de cada grandeza medida são dados por, MOFFAT<sup>(36)</sup>,

$$B_{R,i} = \frac{\partial \mathcal{R}}{\partial X_i} B_{X_i}, \quad (\text{D.4})$$

$$S_{R,i} = \frac{\partial \mathcal{R}}{\partial X_i} S_{X_i}, \quad (\text{D.5})$$

A incerteza causada pelos efeitos sistemáticos associada à melhor estimativa do resultado da medição, abrangendo todo o conjunto de grandezas de entrada, é dada por

$$B_R = \left[ \sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial \mathcal{R}}{\partial X_i} B_{X_i} \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (\text{D.6})$$

E a incerteza causada pelos efeitos aleatórios associada ao resultado da medição, da mesma forma, é dada por

$$S_R = \left[ \sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial \mathcal{R}}{\partial X_i} S_{X_i} \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (\text{D.7})$$

Onde  $N$  é o número de grandezas de entrada independentes, não correlacionadas, no conjunto de dados.

A incerteza associada à melhor estimativa do resultado experimental é dada por

$$u_c = \left[ (B_R)^2 + (S_R)^2 \right]^{1/2}, \quad (\text{D.8})$$

$u_c$  é chamada de incerteza padrão combinada associada ao resultado da medição.

## D.2.3 Análise detalhada das incertezas

### D.2.3.a Pressão no cilindro

Com relação aos componentes constituintes do sistema de medição, esquema da Fig. D.1, as respectivas incertezas foram obtidas dos catálogos de fabricante, e são dadas na Tabela D.1. Em tais catálogos, não constam os níveis da confiança associado às incertezas expressas e, tampouco, o tipo de distribuição de probabilidade correspondente. Por tal motivo, foram tratadas aqui como desvios padrão de distribuições normais.

**Tabela D.1. Incertezas associadas aos componentes do sistema de medição de pressão**

Componente	Tipo	Faixa	Fabricante	Modelo	Incerteza kPa
Pressão de referência	Início de compressão				±0,571
Transdutor de pressão	Piezoelétrico	0-250 bar	Kistler	601A	±50,0
Adaptador do transdutor	Passagem única	0 - 20000 Hz			±0,808 (*)
Conversor Processador	A/D	+/-10 Volts	DSP	2814	±0,469
Amplificador		5-5000 pC/Volt	DSP	1104	±0,150
Encoder	Incremental	300 kHz	HEIDENHAIN	ROD426 -BR - 360I	±0,00014

Dados obtidos dos catálogos dos respectivos fabricantes.

(\*) Informação baseada dos dados de RANDOLPH. A/D: analógico /digital.

Com os dados mostrados na Tabela D.1, o cálculo da incerteza padrão combinada associada ao resultado de medição de pressão, oriunda do sistema de medição, é feito, então, através da expressão D.8.

$$u_c = \left[ (0,571)^2 + (50)^2 + (0,808)^2 + (1,625)^2 + (0,15)^2 + (0,00014)^2 \right]^{1/2},$$

$$u_c = 50,04 \text{ kPa} - \text{incerteza padrão combinada.}$$



### D.2.3.b Pressão média efetiva indicada (imep)

Em conformidade com o método do sistema de medição, a imep é determinada através da relação funcional dada pela Eq. D.9.

$$imep = \frac{p_1 dV + p_2 dV + \dots + p_N dV}{V_{dest}}, \quad (D.9)$$

onde  $p_i$ ,  $1 \leq i \leq N$ , é a pressão num ponto qualquer do ciclo, e  $dV$  (um elemento de volume do volume de deslocamento,  $V_{dest}$ ) é o espaçamento uniforme no diagrama  $p$  x  $V$ . Então,

$$imep = \sum_{i=1}^N p_i \frac{dV}{V_{dest}}. \quad (D.10)$$

A razão  $dV/V_{dest}$  é fixa e pode ser igualada, por simplicidade, a um fator  $z$ . Dessa forma ,

$$imep = \left( \sum_{i=1}^N p_i \right) z. \quad (D.11)$$

Para a imep, a relação funcional é, portanto,

$$R = R(p_1, p_2, p_3, \dots, p_N, z). \quad (D.12)$$

Aplicando-se a lei de propagação de incertezas à Eq. D.10, a incerteza no resultado será dada por

$$u_{imep} = \left[ \left( \frac{\partial imep}{\partial p_1} u_{p1} \right)^2 + \left( \frac{\partial imep}{\partial p_2} u_{p2} \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial imep}{\partial p_N} u_{pN} \right)^2 + \left( \frac{\partial imep}{\partial z} u_z \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (D.13)$$

Observando que

$$\frac{\partial imep}{\partial p_1} = z = \frac{\partial imep}{\partial p_2} = \dots = \frac{\partial imep}{\partial p_N}. \quad (D.14)$$

Substituindo a Eq. D.14 na expressão Eq. D.13, dá

$$\left(u_{imep}\right)^2 = \left(zu_{p1}\right)^2 + \left(zu_{p2}\right)^2 + \dots + \left(zu_{pN}\right)^2 + \left(\frac{\partial imep}{\partial z} u_z\right)^2, \quad (D.15)$$

e, substituindo a Eq. D.11, vem

$$\left(u_{imep}\right)^2 = \left(zu_p\right)^2 + \left(zu_{p2}\right)^2 + \dots + \left(zu_{pN}\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^N p_i u_z\right)^2. \quad (D.16)$$

Daí,

$$\left(u_{imep}\right)^2 = \left(zu_p\right)^2 \cdot N + \left(\sum_{i=1}^N p_i u_z\right)^2. \quad (D.17)$$

Considerando que  $u_{p1} = u_{p2} = \dots = u_{pN}$ , dividindo a Eq. D.17 por  $imep^2 = \left(\sum_{i=1}^N p_i z\right)^2$ ,

vem

$$\left(\frac{u_{imep}}{imep}\right)^2 = \left(\frac{zu_p}{\sum_{i=1}^N p_i}\right)^2 \cdot N + \left(\frac{\sum_{i=1}^N p_i u_z}{\sum_{i=1}^N p_i z}\right)^2, \quad (D.18)$$

Simplificando, tem-se

$$\left(\frac{u_{imep}}{imep}\right)^2 = \left(\frac{u_p}{\sum_{i=1}^N p_i}\right)^2 \cdot N + \left(\frac{u_z}{z}\right)^2. \quad (D.19)$$

Sem prejuízo da acurácia do resultado procurado, pode-se considerar que

$$\sum_{i=1}^N p_i = Np_e, \quad (D.20)$$

onde  $p_e$  é uma pressão equivalente e, por conseqüência, sempre menor que o máximo valor observado em  $p_i$ . Daí, vem que

$$\left( \frac{u_p}{\sum_{i=1}^N p_i} \right)^2 \cdot N = \left( \frac{u_p}{p_e} \right)^2. \quad (\text{D.21})$$

Observando que a incerteza associada à medição de  $p_e$  é a mesma que à de  $p_i$ , então, a incerteza relativa associada à medição de  $imep$  será dada por

$$\left( \frac{u_{imep}}{imep} \right)^2 = \left( \frac{u_p}{p_e} \right)^2 + \left( \frac{u_z}{z} \right)^2. \quad (\text{D.22})$$

Pelas características do encoder utilizado, tem-se que  $u_z = 5 \times 10^{-5} \text{ cm}^3$ . Da capacidade volumétrica do motor obtém-se  $V_{dest} = 400 \text{ cm}^3$ . Do algoritmo de cálculo da  $imep$  elaborado pelo fabricante do equipamento, DSP,  $dV = 1,333 \text{ cm}^3$ . Adotando, por simples conveniência,  $p_e = 2500 \text{ kPa}$ , e substituindo todos esses valores na expressão Eq. D.22, resulta que

$$\left( \frac{u_{imep}}{imep} \right)^2 = \left( \frac{50,76}{2500} \right)^2 + \left( \frac{5 \times 10^{-5}}{\frac{1,333}{400}} \right)^2,$$

$$\left( \frac{u_{imep}}{imep} \right) = 0,025 \text{ - incerteza padrão combinada relativa.}$$

Os valores das incertezas nas medições de pressão e  $imep$  determinadas neste trabalho estão conformes com os valores normalmente requeridos para esse tipo de medição, veja KURATLE et al.<sup>(38)</sup>.

### D.3 Das medições de torque, rotação, potência, consumo específico de combustível e aumento relativo de rendimento no freio

### **D.3.1 Equipamento de medição**

O equipamento básico utilizado para as medições de torque, rotação, potência, consumo específico de combustível e aumento relativo de rendimento térmico do motor está relacionado abaixo.

#### **Dinamômetro**

Marca: General Electric.

Tipo: Absorção e Acionamento.

Modelo: 42G405.

Rotação máxima: 6500 rpm.

Braço: 762 mm.

#### **Célula de carga**

Marca: Lebow.

Modelo: 3132

Série: 6274.

Voltagem de excitação: 20VDC

#### **Sistema de suprimento de ar de admissão**

Marca: Higrotec.

Modelo: DES10A3000S

Capacidade: 18.000 m<sup>3</sup>/h a 70 mmCA

Capacidade: Controle de temperatura e umidade relativa do ar (no teste mantidas a 25 °C e 55% , respectivamente).

#### **Sistema de exaustão de gases de escapamento**

#### **Sistema de aquisição e processamento de dados**

Marca: HP.

Modelo: 1000.

Série A-700.

#### **Tacômetro**

Marca: Daytronic.

Modelo: 3340A.

#### **Indicador de torque**

Marca: Daytronic.

Modelo: 3370.

#### **Sensor magnético**

Marca: Electro.

Modelo: 3030AN.

Voltagem de saída: 190 Volt pico-a-pico.

Resistência DC: 1200  $\Omega$ .

#### **Medidor de vazão mássica de combustível**

Marca: Pierburg.

Tipo: 116H - 120.

Faixa de Vazão Nominal: 2 - 120 litro/hora.

Voltagem: 11-16 Volt

Frequência de saída: onda quadrada, 45 - 2800 Hz.

### **D.3.2 Incertezas associadas aos instrumentos de medição**

A Tabela D.2 mostra as incertezas associadas aos sistemas de medição que utilizam os instrumentos relacionados acima. Todos esses dados foram obtidos dos

respectivos catálogos dos fabricantes, nos quais não há qualquer menção a nível da confiança correspondente.

**Tabela D.2. Incertezas dos sistema de medição de torque, rotação e vazão de combustível**

<b>Sistema de Medição</b>	<b>Incerteza</b>
Torque (*)	$\pm 0,169 \text{ Nm} + (\pm 0,3 \text{ Nm})$
Rotação (*)	$\pm 9 \times 10^{-4} \text{ Hz} + (\pm 3,0 \text{ rev/min})$
Vazão de Combustível (faixa de abrangência do instrumento de medição)	$\pm 0,04 \text{ kg/h} - (5 \text{ kg/h})$ $\pm 0,23 \text{ kg/h} - (32 \text{ kg/h})$

(\*) A incerteza do sistema de medição de torque e rotação são acrescentadas as incertezas associadas ao motor em operação, devidas à sua natural variabilidade, na faixa de 1200 a 6500 rev/min.

### D.3.3 Cálculo da incerteza da medição de aumento relativo de rendimento

Para as medições diretas de torque,  $T_{obs}$ , e consumo absoluto de combustível (vazão mássica,  $C_{obs}$ ) as incertezas das respectivas medições oriundas do equipamento utilizado são as mostradas na Tabela D.2 acima. Para a determinação da incerteza associada à medição do consumo específico de combustível e do aumento relativo de rendimento térmico no freio, além destas, deve-se considerar as incertezas propagadas pelas respectivas relações funcionais dos dados experimentais, Eq. 5.3 e Eq. 5.4, seção 5. De acordo com a Eq. 5.3,

$$C_{esp} = \frac{C_{obs}}{\Gamma_{obs}} = 1000 \times \frac{C_{obs}}{T_{obs} \cdot n} \left[ \frac{g}{\text{kW} \cdot \text{h}} \right],$$

onde  $n$  é a rotação medida, em rad/s, e o torque  $T_{obs}$  é expresso em Nm.

Aplicando lei de propagação de incertezas à Eq. 5.3, tem-se

$$u_{Cesp} = \left[ \left( \frac{\partial \mathcal{C}_{esp}}{\partial T_{obs}} u_{Tobs} \right)^2 + \left( \frac{\partial \mathcal{C}_{esp}}{\partial C_{obs}} u_{Cobs} \right)^2 + \left( \frac{\partial \mathcal{C}_{esp}}{\partial n} u_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (D.23)$$

onde  $u_{Cesp}$ ,  $u_{Tobs}$ ,  $u_{Cobs}$  e  $u_n$  correspondem às incertezas associadas às medições de consumo específico, torque, consumo absoluto e rotação do motor respectivamente.

Obtendo as derivadas parciais da Eq. D.23, vem que

$$\frac{\partial \mathcal{C}_{esp}}{\partial T_{obs}} = -1000 \times \frac{C_{obs}}{n} \left( \frac{1}{T_{obs}} \right)^2, \quad (D.24)$$

$$\frac{\partial \mathcal{C}_{esp}}{\partial C_{obs}} = 1000 \times \frac{1}{T_{obs} \cdot n}, \quad (D.25)$$

$$\frac{\partial \mathcal{C}_{esp}}{\partial n} = -1000 \times \frac{C_{obs}}{T_{obs}} \left( \frac{1}{n} \right)^2. \quad (D.26)$$

Substituindo-as na Eq. D.23, obtém-se

$$u_{Cesp} = \left\{ \left[ -1000 \times \frac{C_{obs}}{n} \left( \frac{1}{T_{obs}} \right)^2 u_{Tobs} \right]^2 + \left( 1000 \times \frac{1}{T_{obs} \cdot n} u_{Cobs} \right)^2 + \left[ -1000 \times \frac{C_{obs}}{T_{obs}} \left( \frac{1}{n} \right)^2 u_n \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (D.27)$$

Da Eq. D.27 pode-se verificar que a incerteza  $u_{Cesp}$  é maior quando  $T_{obs}$  e  $n$ , numa condição real de operação do motor, forem os menores da faixa de operação considerada para análise (1200 rev/min). Introduzindo, então, esses dados, experimentais, e os valores das incertezas, Tabela D.2, na Eq. D.27, resulta

$$u_{Cesp} = \left\{ \left[ -1000 \cdot \frac{3200}{125,66} \left( \frac{1}{112} \right)^2 0,469 \right]^2 + \left( 1000 \cdot \frac{1}{112 \cdot 125,66} 0,04 \right)^2 + \left[ -1000 \cdot \frac{3200}{112} \left( \frac{1}{125,66} \right)^2 0,314 \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{Cesp} = \pm 1,11 \text{ g/kW} \cdot h, \text{ incerteza padrão combinada.}$$

A relação funcional do aumento relativo de rendimento é dada pela expressão Eq. 5.8, seção 5:

$$\delta = \left( \frac{C_{esp/r=rc}}{C_{esp/rc=9}} - 1 \right) \times 100.$$

Nessa expressão, para uma rotação fixa, o consumo específico na razão de compressão de referência,  $r_c = 9$ , permanece constante. Portanto, a incerteza associada à medição de  $\delta$  é a mesma que a associada à medição de  $C_{esp}$ .

#### **DC.4 Medição da temperatura média dos gases de escapamento**

Como já mencionado na seção 5, as temperaturas médias dos gases de escape foram tomadas no cabeçote do motor, nos dutos de escape, a 2,0 cm de distância da haste de cada válvula de escape, Fig. 5.14.

A grandeza temperatura de escape aqui tratada representa tão somente a temperatura resultante no termopar ali introduzido. Para efeito de comparação de resultados, entretanto, tal estimativa da temperatura média dos gases de escape é válida.

#### **Termopar de medição da temperatura média dos gases de escapamento**

Marca: Ecil.

Tipo: Termopar Mineral Tipo K.

A incerteza  $U$  associada às medições de temperatura de escape, Fig. 5.15, corresponde a  $U = \pm 1,6^\circ\text{C}$ , onde o número após o símbolo  $\pm$  é o valor numérico de  $U = k u_c$  (uma incerteza padrão expandida) com  $U$  determinado por  $u_c = 0,8^\circ\text{C}$  (uma



incerteza padrão combinada) e  $k = 2$  (um fator de abrangência) para  $\nu = 4$  graus de liberdade.  $U$  define um intervalo estimado para ter um nível da confiança de 95 por cento.

### **C.5 Medição da pressão estática dos gases de escapamento**

A grandeza *pressão de escape* representa aqui a pressão estática dos gases de escape do motor no sistema de escapamento do motor. O ponto de medição distou 90 cm da flange do coletor de escape do motor. A tomada de pressão constou de um tubo serpentinado conectado ao tubo de escape do sistema de escapamento, sem imersão no escoamento dos gases, conectado a um transdutor de pressão piezoresistivo.

#### **Transdutor de pressão para medição da pressão estática no tubo de escapamento**

Marca: Viatran.

Modelo: 2184-AF2DHA20

Faixa: -100 a +100 kPa

Incerteza padrão combinada relativa:  $u = 1,0\%$

### **C.6 Medição das emissões de HC, CO e NO<sub>x</sub>**

#### **C.6.1 Medição de NO<sub>x</sub>**

A determinação dos níveis de NO<sub>x</sub> foi feita com o equipamento Horiba CLA-22A NO/NO<sub>x</sub>. O sistema de medição é composto de três unidades; um analisador de luminescência química CLA-22A, um gerador de ozônio OZG-UV-01 e um módulo eletrônico OPE-235.

O analisador CLA-22A NO/NO<sub>x</sub> mede a concentração de óxidos de nitrogênio monitorando a reação de luminescência química do ozônio O<sub>3</sub> e do óxido nítrico NO.

Uma extensa faixa de concentrações de NO e NO<sub>2</sub> pode ser continuamente medida com interferência desprezível de outros gases componentes. Um conversor de alta eficiência muda o NO<sub>2</sub> na amostra gasosa para NO para medição pelo equipamento.

Na determinação do óxido nítrico NO, a amostra de NO é quantitativamente convertida para NO<sub>2</sub> por oxidação de gás dentro do analisador ozônio molecular produzido pelo gerador de ozônio. A reação característica é de elevação de aproximadamente 10% das moléculas de NO<sub>2</sub> para um estado eletronicamente excitado, seguido por uma reversão imediata para um estado não excitado acompanhado por emissão de fótons. Os fótons são detectados por um detector fotomultiplicador, gerando uma corrente contínua de baixo nível. A corrente é amplificada para ativar um painel medidor.

NA determinação do NO<sub>x</sub>, a função do analisador é idêntica à determinação do NO exceto que, antes da entrada na câmara de reação, a amostra é conduzida através de um conversor onde o componente NO<sub>2</sub> é reduzido para NO. A resposta do analisador é proporcional ao NO total na amostra convertida, isto é, a soma do NO presente na amostra original mais o NO produzido pela redução do NO<sub>2</sub>.

Especificações:

Faixa de medição: 0 a 3000 ppm

Acurácia: 5% de fundo de escala

Sensibilidade: 0,5% de fundo de escala

Repetibilidade: +/- 1% de fundo de escala.

Linearidade: +/- 1% de fundo de escala, máximo.

Nível de ruído: menor que +/- 1,5% de fundo de escala na faixa mais sensível. Menor que 1% nas demais.

Requisito para a amostra de gás:  $0,4 \text{ kg/cm}^2$

Requisito para o gás  $\text{O}_3$ : vazão de  $1000 \text{ ml/min}$ , a pressão ambiente

Requisito para o Oxigênio:  $1,0 \text{ kg/cm}^2$

### **C.6.2 Medição de HC**

O instrumento utilizado para as medições de hidrocarbonetos foi o analisador Horiba FIA-23A. Esse analisador utiliza o princípio de Detecção de Ionização de Chama (FID). O instrumento consiste de duas partes: um analisador FIA-23A e um módulo eletrônico OPE-435. Essas duas unidades são eletricamente interconectadas por um cabo multicondutor e um cabo coaxial de entrada. A entrada de corrente AC é feita através do módulo eletrônico.

O analisador, alojado em um estojo metálico, contém um sistema de queima completo, um sistema regulador de fluxos de ar e combustível, uma fonte de energia para operação de válvulas solenóide, e um aquecedor que mantém os capilares de amostra de gás e combustível à temperatura constante de  $53 \text{ }^\circ\text{C}$ . O fluxo da amostra é automaticamente controlado pela regulagem de pressão e um sistema capilar de precisão. Os fluxos de ar e combustível necessários para manter a chama no queimador FID são controlados pelos sistemas reguladores de fluxo.

Especificações:

Repetibilidade:  $\pm 0,5\%$  de fundo de escala

Sensibilidade:  $0,5\%$  de fundo de escala ( $0,05\text{ppm}$ )

Drift: menor que  $1\%$  de fundo de escala a cada 8 horas

Ruído: menor que  $0,5\%$  de fundo de escala

Linearidade: melhor que  $1\%$  de fundo de escala

Velocidade de resposta:	0,5 segundos (tempo para 90% de leitura)
Temperatura ambiente:	0 °C a 40 °C
Tensão:	115VAC $\pm$ 10%
Pressão da amostra:	0,4 kg/cm <sup>2</sup> na entrada do instrumento
Fluxo total:	3-5 litros/minuto, incluindo by-pass
Queimador:	Combustível: 120 ml/minuto de combustível premisturado consistindo de 40% de hidrogênio e 60% de helio ou nitrogênio, fornecido a 1,0 kg/cm <sup>2</sup> Ar: 300 ml/minuto de ar a 1,0 kg/cm <sup>2</sup>
Faixa de medição:	0-100/3000 ppm-Carbono

### C.6.3 Medição de CO

Para as medições de CO utilizou-se o analisador de raios infravermelhos não dispersivos (NDIR) Horiba AIA 210. O instrumento utiliza um raio infravermelho convertido por um interruptor ótico em uma fonte de luz intermitente. Essa luz passa então simultaneamente através da amostra do gás a ser analisado e de células de gás de referência, dirigindo-se a um detector de intensidade de luz. A luz infravermelha absorvida pela amostra muda a intensidade da luz dirigida ao detector. A diferença entre a amostra e o raio proveniente do gás de referência corresponde à concentração de CO existente na amostra de gás.

Especificações:

Método de medição: NDIR, filtro ótico, dupla fonte de raios infravermelhos, detector capacitivo.

Sensibilidade: 0,5% de fundo de escala

Repetibilidade: + 1% de fundo de escala com amostras de gás sucessivas idênticas sob as mesmas condições físicas.

Linearidade: Inerentemente não linear. Deve ser linearizada

Drift: menor que 1% de fundo de escala a cada 8 horas (flutuação de temperatura ambiente dentro de 5 °C)

Nível de ruído: menor que 1% de fundo de escala

Saída: 0-5 VDC não isolado e não linearizado

Tempo de resposta ao escoamento de amostra: 2,0 s @ 5 l/min

Vazão recomendada: 1 a 10 l/min

Impedância: 1000 ohms/volt

Tensão: 120 VAC - 50/60 Hz