

UNESP
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Guaratinguetá

1987



1110000125



" SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO FUNCIONAMENTO DE
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS
OPERANDO COM GASES COMBUSTÍVEIS "

EDSON DEL RIO VIEIRA

02



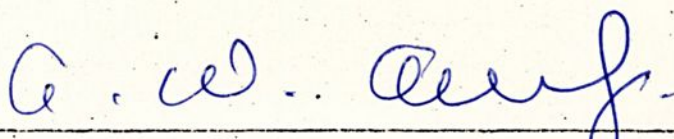
SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO FUNCIONAMENTO DE MOTORES DE COMBUSTÃO
INTERNA ALTERNATIVOS OPERANDO COM GASES COMBUSTÍVEIS

EDSON DEL RIO VIEIRA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE "MESTRE EM CIÊNCIAS"

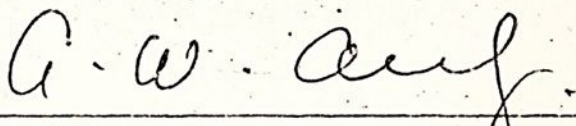
ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO EM
TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA E, APROVADA EM SUA FORMA
FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

T621 432 (043)
V657N

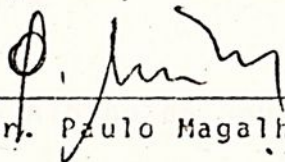


Prof. Dr. Antônio Washington A. de Souza
Orientador e Coordenador

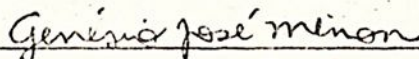
BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. Antônio Washington A. de Souza



Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho



Prof. Dr. Genésio José Menon

CARO LEITOR NÃO
RISQUE O LIVRO

Instituto de Pesquisas e Desenvolvimento
BIBLIOTECA

125²⁵

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA "JULIO DE MESQUITA FILHO"

Dissertação para Obtenção do Título de "Mestre em Ciências"

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO FUNCIONAMENTO DE MOTORES DE COMBUSTÃO
INTERNA ALTERNATIVOS OPERANDO COM GASES COMBUSTÍVEIS

Prof. Edson Del Rio Vieira

Prof. Antonio Washington Albino de Souza



Ao meu Deus e meu Senhor



À meu Pai (José) por ter-me iniciado
no mundo da ciência, à minha esposa
Marlene, e à minha filha Débora, pelo
tempo em minha companhia, renunciado
por ambas, que tornou possível este
trabalho.



AGRADECIMENTOS

Aos professores da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetã, Maria Helena, Murcia, Washington, Erler e Cezar, por terem, sollicitamente, repetidas vezes se deslocado até Ilha Solteira.

Aos colegas Sergio, Marcos e João pela intensa colaboração. Ao amigo Barbosa, pelo trabalho como secretário, ao colega Petronio pela prontidão e colaboração, a Ivani pela Datilografia dos manuscritos, aos técnicos Edinho e Fefeu pela ajuda nos ensaios e finalmente, mais uma vez, pela pronta orientação da presença de meu orientador.



RESUMO

Neste trabalho, apresentamos um modelo matemático capaz de simular o funcionamento de motores de combustão interna alternativos, operando com misturas gasosas como combustível.

Faz-se comparações com outros modelos e são apresentados os resultados da aplicação do modelo ao motor PETER TE-15 operando com G.L.P., do Laboratório de Termotécnica da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá.

SÍMBOLOS E SUAS DIMENSÕES

<u>Símbolo</u>	<u>Nome</u>	<u>Dimensão</u>
A	Área	$ L^2 $
b	Diâmetro do Pistão	$ L $
C_p	Calor Específico a Pressão Constante	$ Q M^{-1} \theta^{-1} $
C_v	Calor Específico a Volume Constante	$ Q M^{-1} \theta^{-1} $
D	Deslocamento Volumétrico do Pistão	$ L^3 $
E	Energia	$ Q $
e	Energia Específica	$ Q M^{-1} $
F	Razão Combustível em Massa	$ 1 $
F_c	Razão Combustível-ar em Massa Para uma Mistura Estequiométrica	$ 1 $
F_r	Razão Combustível-ar Relativa $F/r = F/F_c$	$ 1 $
G	Vazão em Massa de Gás Divi do pela Área do Pistão	$ M L^{-2} t^{-1} $
h	Coefficiente Instantaneo de Troca de Calor	$ Q \theta^{-1} L^{-2} t^{-1} $
h (T,P)	Entalpia Específica a T E P	$ Q M^{-1} $
h_e	Coefficiente Global de Troca de Calor	$ Q L^{-2} \theta^{-1} t^{-1} $

K	Constante de Equilíbrio Ter <u>mo</u> -Qu <u>ímico</u>	1
k	Coeficiente de Expansão Isoen <u>trópico</u>	1
k_g	Condutibilidade Térmica do Gás	$ Q L^{-1} \theta^{-1} t^{-1} $
ℓ	Comprimento da Biela	$ L^{-1} $
M	Número de Moles	M
m	Massa Molecular	1
N	Potência	$ F L t^{-1} $
n	Revoluções por Unidade de Tempo	$ t^{-1} $
P	Pressão	$ F L^{-2} $
Q	Calor	Q
\bar{R}	Constante Universal dos Ga <u>s</u> Perfeitos	$ F L \theta^{-1} M^{-1} $
r	Raio da Manivela	L
r_v	Taxa de Compressão	1
S	Entropia	$ Q \theta^{-1} $
s	Entropia Específica	$ Q \theta^{-1} M^{-1} $
T	Temperatura	$ \theta $
U	Energia Interna	Q
\bar{u}	Energia Interna Específica Molar	$ Q M^{-1} $
\bar{u}_f^0	Energia Interna de Formação	$ Q M^{-1} $

V	Volume	$ L^3 $
v	Velocidade Média	$ L t^{-1} $
V_c	Volume Morto	$ L^3 $
W	Massa Total do Sistema	$ M $
w	Unidade Absoluta do ar Atmosférico	$ 1 $
y	Fração Molar	$ 1 $
α	Ângulo de Manivela $\alpha = 0$ no P.M.S.	$ 1 $
γ_r	Coeficientes dos Gases Residuais	$ 1 $
η	Rendimento Térmico	$ 1 $
η_v	Rendimento Volumétrico	$ 1 $
θ	Ângulo de Manivela $\theta = 0$ no P.M.I.	$ 1 $
μ	Viscosidade	$ F L^{-2} t $
ϕ	Disponibilidade	$ F L $
θ_{Rg}	Uma Função do Número de Reynolds	$ 1 $
λ	Relação Entre o Raio da Manivela e o Comprimento da Biela	$ 1 $

Subscrito

Nome

b queimado
c carga



e.	escape
f	elemento de chama
g	gás
i	admissão
m	valores médios
p	pistão
r	gases residuais
u	não queimados
w	parede
0	condições atmosféricas
1	início da compressão
2	instante da ignição
3	fim da combustão
4	fim do tempo de expansão
5	fim do tempo de escape

Dimensões

Nomes

L	Comprimento
θ	Temperatura
Q	Energia
T	Tempo
M	Massa

SUMÁRIO

CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO

IMPORTÂNCIA E APLICAÇÃO DO GÁS COMBUSTÍVEL EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	11
---	----

CAPÍTULO II - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

II.1 - O Ciclo Padrão-ar e o Ciclo Padrão ar Combustível..	II.1
II.2 - O Diagrama Indicado Experimental	II.4
II.3 - Análise do Diagrama Indicado do Ciclo a Volume Cons tante	II.5
II.3.1 - O Fluido de Trabalho	II.6
II.3.2 - Propriedades Termodinâmicas do Fluido de Trabalho Antes da Combustão	II.8
II.3.3 - Propriedades Termodinâmicas do Fluido de Trabalho, Durante e Após a Combustão	II.9
II.3.4 - Admissão e Eficiência Volumétrica	II.11
II.3.5 - Volume no Interior do Cilindro	II.12
II.3.6 - Compressão	II.14
II.3.7 - Equilíbrio Termo-Químico	II.14
II.3.8 - Combustão	II.16
II.3.9 - Calculo do Processo de Combustão	II.20
II.4 - Transferência de Calor	II.24
II.5 - Eficiência Mecânica	II.26
II.6 - Expansão e Escape	II.28

CAPÍTULO III - DESENVOLVIMENTO DO MODELO MATEMÁTICO

III.1 - A Mistura Fresca	III.1
--------------------------------	-------



III.2 - Os Gases Residuais	III.3
III.3 - Temperatura, Pressão e Composição da Carga no Iní cio da Compressão	III.5
III.4 - Volume Específico Energia Interna, Entropia e Dispo nibilidade do Sistema	III.7
III.5 - O Processo de Compressão	III.8
III.6 - Combustão	III.12
III.7 - Equacionamento da Combustão	III.14
III.7.1 - Equacionamento do Passo 1	III.14
III.7.2 - Equacionamento do Passo 2	III.14
III.7.3 - Equacionamento do Passo 3	III.15
III.7.4 - Equacionamento do Passo 4	III.15
III.7.5 - Solução do Equacionamento da Combustão..	III.16
III.8 - Expansão	III.18
III.8.1 - Passo 1 - Transferência de Calor Isovolu métrica	III.18
III.8.2 - Passo 2 - Expansão Isoentrópica	III.19
III.9 - Temperatura dos Gases Residuais	III.19
III.10 - Potência Indicada, de Atrito e Efetiva	III.21
CAPÍTULO IV - APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	IV.1
IV.1 - Validação do Modelo	IV.1
IV.2 - Análise dos Resultados da Comparação com a Referên cia [35]	IV.16
IV.3 - O Motor Petter TE-15 da F.E.G - Faculdade de Enge nharia de Guaratinguetã	IV.20
IV.4 - Aplicação do Modelo	IV.29
IV.6 - Sugestão para Continuidade do Trabalho	IV.39
CAPÍTULO V - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	V.1



I. INTRODUÇÃO - IMPORTÂNCIA E APLICAÇÕES DO GÁS COMBUSTÍVEL EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

No início da década de 70 culpava-se a indústria automobilística por danos à saúde da população e pela deterioração da qualidade de vida, em consequência da poluição ambiental causada pelos motores de combustão interna. Nos EUA aprovou-se uma rígida legislação de controle de emissão de poluentes nos gases de escapamento, que dificilmente era atendida pelos veículos em produção, e previa-se limites de emissão ainda mais severos para os anos vindouros.

Nesta época, a utilização do gás como combustível para os motores de combustão interna recebeu seu maior incentivo, uma vez que os motores a gás possuem índices de emissão de poluentes significativamente menores que os motores que operam com hidrocarbonetos líquidos (Fig. 1) [1].

Diversos projetos de motores a gás foram desenvolvidos nesta época, com o objetivo de cumprir a legislação de controle de poluentes.



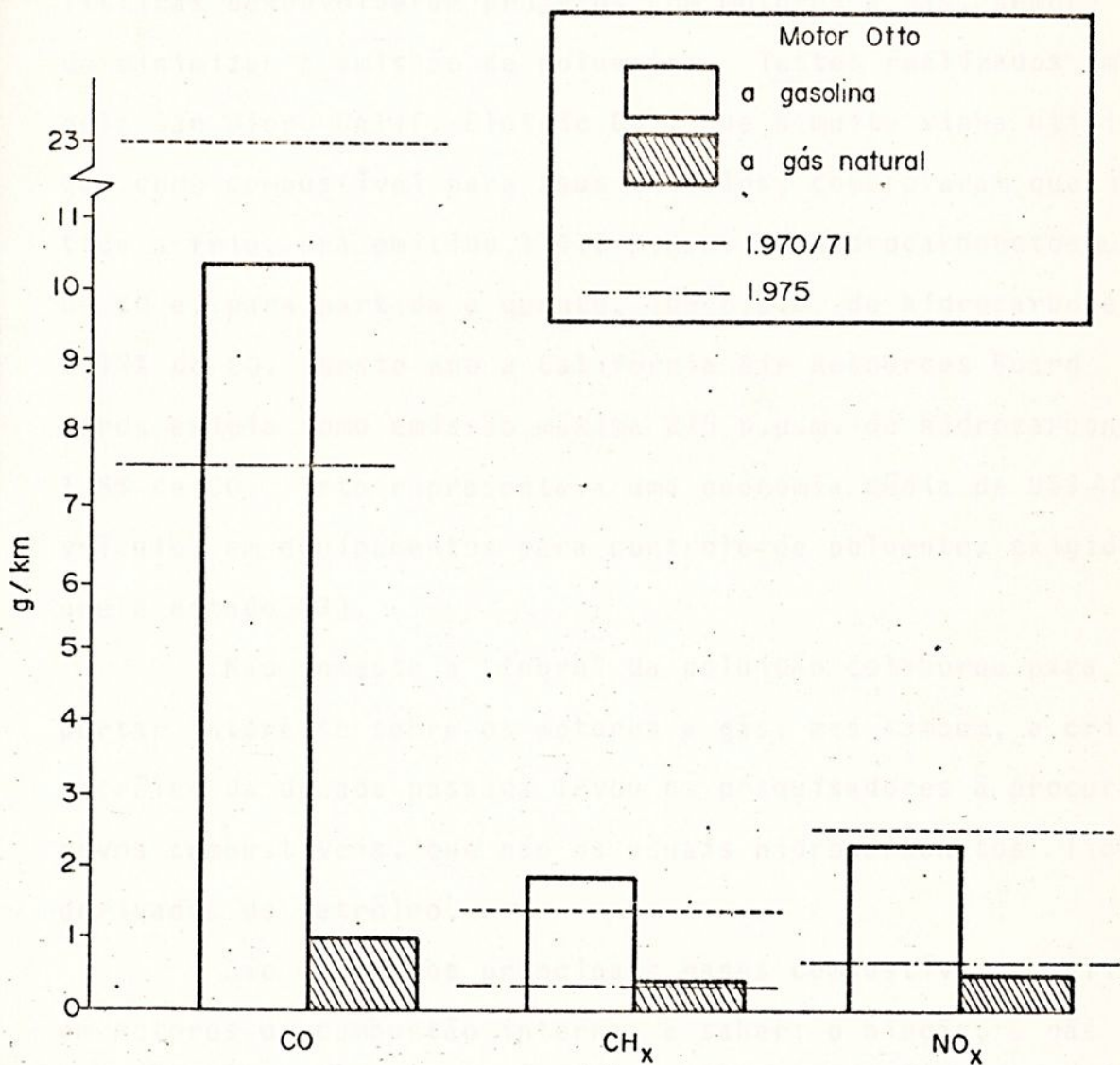


Figura 1 - Emissão de gases de escapamento em motores Otto - com comparação com a prescrição USA 1970/71 e 1975 [2]

Em 1974-75, a Mercedes-Benz da Alemanha converteu um motor diesel de 10 cilindros em V em um motor de 6 cilindros em linha, dividindo o motor original longitudinalmente e adicionando mais um cilindro. Esta unidade foi montada sobre um chassi de ônibus urbano e operava com gás natural, apresentando indi

ces de emissão significativamente menores que os padrões oficiais [3].

A exemplo da Mercedes-Benz outras indústrias automobilísticas desenvolveram projetos com motores a gás, sempre visando do minimizar a emissão de poluentes. Testes realizados em 1967, pela San Diego Calif. Electric Co., que a muito vinha utilizando gás como combustível para seus veículos, comprovaram que, na partida a frio, era emitido 114,3 p.p.m. de hidrocarbonetos e 0,11% de CO e, para partida a quente, 109 p.p.m. de hidrocarbonetos e 0,12% de CO. Neste ano a Califórnia Air Resources Board Standards exigia como emissão máxima 275 p.p.m. de hidrocarbonetos e 1,5% de CO. Isto representava uma economia média de US\$ 400 por veículo, em equipamentos para controle de poluentes exigidos naquele estado. [3].

Não somente a "febre" da poluição colaborou para despertar interesse sobre os motores a gás, mas também, a crise do petróleo da década passada levou os pesquisadores à procura de novos combustíveis, que não os usuais hidrocarbonetos líquidos derivados do petróleo.

São quatro os principais gases combustíveis utilizados em motores de combustão interna, a saber: o biogás, o gás natural, o gás liquefeito de petróleo e o hidrogênio.

O biogás, obtido através da biomassa, é constituído basicamente de 40 a 70% de metano e 30 a 60% de dióxido de carbono (em proporções volumétricas em base seca).

O gás natural é encontrado em jazidas - junto com o petróleo contido em rochas porosas - e fica acumulado graças às camadas impermeáveis que o mantêm sob pressão. A composição média do gás seco é de 68 a 96% de metano e 3 a 30% de etano [4].

O gás liqüefeito de petróleo [G.L.P.], também conhecido como gás de refinaria, é produzido durante o refino do petróleo. É amplamente utilizado nas aplicações domésticas e no setor de produção de aços, sendo constituído basicamente de diferentes misturas de propanos e butanos.

Quanto ao gás hidrogênio, houve uma época em que as refinarias de gasolina de alta octanagem produziam, como subproduto de seus processos, uma grande quantidade deste gás. Foi exatamente por esse motivo que surgiu o interesse de utilizá-lo como combustível em motores [5].

Todo esse interesse na utilização do gás como combustível em motores não se restringiu somente aos últimos anos. Em 1860, o inventor francês Etienne Lenoir utilizando gás de carvão - que naquela época estava apenas começando a ser canalizado - construiu o primeiro motor de combustão interna alternativo realmente prático (Fig. 2). Já há muito as indústrias da época procuravam uma máquina compacta que pudesse realizar trabalhos leves, para os quais o modelo a vapor, além de grande, era por demais pesado [6].

- 1-2 Aquecimento a volume constante
- 2-3 Expansão isoentrópica
- 3-1 Resfriamento a pressão constante

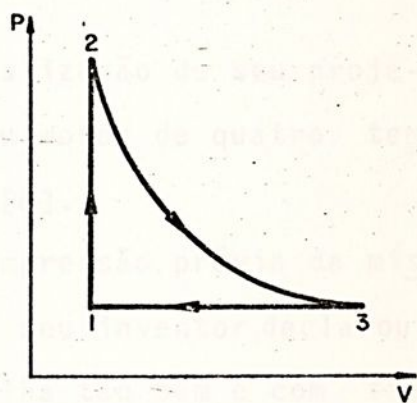


Figura 2 - Diagrama pressão "versus" volume do ciclo de ar do motor de Lenoir [7]

Na prática, porém, o motor de Lenoir não se mostrou suficientemente bom. Quebrava-se com facilidade e sua eficiência deixava muito a desejar. Para produzir seus três cavalos de potência, consumia enormes quantidades de gás combustível, mas, o motor serviu para convencer ao grande público que era possível construir pequenos motores de combustão interna, capazes de funcionar de forma econômica e satisfatoriamente. Centenas de unidades deste tipo de motor foram vendidas na Inglaterra e na França [6] [8].

Foi o físico francês Beau de Rochas que estabeleceu, em 1862, a necessidade da compressão prévia da mistura ar-combustível antes da combustão. O trabalho de Beau de Rochas foi puramente teórico e resultou do desenvolvimento de uma das ciências tida hoje como um dos pilares do conhecimento humano, que é a termodinâmica clássica [9].

Na mesma época, o engenheiro alemão Nicolaus Otto chegou à mesma conclusão da compressão prévia, às custas de ensaios empíricos, e via-se obrigado a abandonar a construção do motor que projetara, em virtude das dificuldades materiais para sua implementação.

Quinze anos separaram Otto da realização de seu projeto. Apenas em 1876 ele pôde construir seu motor de quatro tempos, utilizando gás combustível (Fig. 3) [8].

O motor de quatro tempos com "compressão prévia da mistura" funcionou tão satisfatoriamente que seu inventor declarou, a cerca de sua própria realização: "Trabalha tão bem e com tanta elegância que um anjo ficaria satisfeito ao vê-lo". [6].

Em 1879 Dugald Clerk lança no mercado industrial o motor de dois tempos com compressão prévia, operando com gás com

bustível, cuja invenção foi motivada pelo desejo de competir com o monopólio estabelecido pelas patentes de Otto [10].

- 1-2 Compressão isentrópica
- 2-3 Combustão isovolumétrica
- 3-4 Expansão isentrópica
- 4-1 Fechamento do ciclo

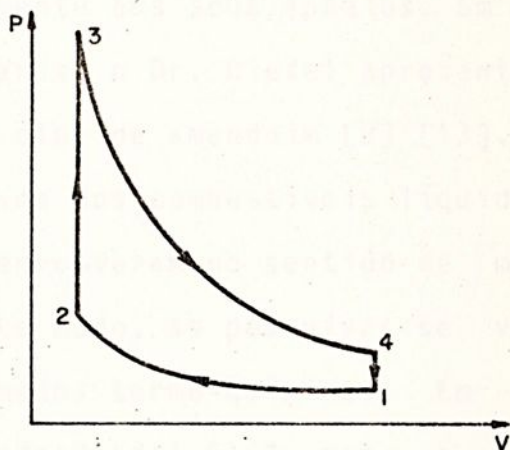


Figura 3 - Diagrama pressão "versus" volume do ciclo de ar Otto

Até então os motores operavam exclusivamente com gases combustíveis, mas, foi em 1882, que o motor Otto encontrou sua grande glória através do engenheiro alemão Gottlieb Daimler. O motor de Daimler podia utilizar um combustível líquido, até aquela data considerado como sem importância. Havia chegado a era da gasolina [10] [11].

Com o advento dos hidrocarbonetos líquidos houve interesse pela utilização dos combustíveis gasosos. Mas, a pesquisa pela procura de novos combustíveis continuou. Foi então que, no período de 1892 a 1897, outro engenheiro alemão, o Dr. Rudolph Diesel, desenvolveu um motor que hoje conserva o seu nome. Diesel foi contratado pela Augsburg & Krupp da Alemanha para desenvolver um motor de combustão interna mais eficiente e, um de seus objetivos, era poder utilizar o carvão em pó. Mas o motor de Diesel a carvão pulverizado fracassou, durante os testes o motor explodiu quase matando-o [6] [8] [11] [12].

Diesel desenvolveu, então, seu motor para combustíveis pesados. Funcionando com elevado rendimento térmico e com alta durabilidade, correspondia exatamente aos seus anseios. Em 1900, na Grande Exposição Mundial de Paris, o Dr. Diesel apresenta um dos seus motores funcionando com óleo de amendoim [8] [13].

Com a alta disponibilidade dos combustíveis líquidos hidrocarbonados, os motores se desenvolveram no sentido de melhorar seu rendimento térmico. Deste modo, as pesquisas se voltaram para o conhecimento dos fenômenos termo-químicos. Em 1936 foi publicado o célebre trabalho de Hottel [14], mas, o maior desenvolvimento se deu com a Segunda Grande Guerra Mundial. Até então diversos foram os combustíveis gasosos testados: gás de iluminação, butano, gás dos altos fornos, gás pobre e entre outros até mesmo o acetileno [15] [16] [17].

McCann [18] publicou, em 1943, um importante conjunto de cartas termodinâmicas utilizadas ainda hoje nos textos didáticos [7] e ficou evidente a importância do conhecimento acurado das propriedades termodinâmicas para os vários combustíveis [19] [20].

Em 1962, a Natural Gas Processors Association (N.G.P.A.), nos EUA, adotou uma especificação para os propanos utilizados em motores de combustão interna, com o objetivo de assegurar um grau uniforme da qualidade daqueles combustíveis. Neste mesmo ano, a 65ª Reunião Anual da American Society for Testing and Materials, apontava a necessidade de uma "avaliação crítica" dos G.L.P.s utilizados em motores, com o objetivo de avaliar as necessidades dos motores para o novo combustível e assegurar dados de projeto [22]. Por volta de 1967 havia, nos EUA, cerca de 100.000 veículos circulando com G.L.P. [23].

Na Inglaterra existem, atualmente, algumas municipalidades que aproveitam os dejetos das cidades, para a produção de biogás, fornecendo combustível a grandes motores de grupos-geradores. Em oposição, os agricultores utilizam o gás produzido a partir de restos de suas propriedades em pequenos motores monocilíndricos [24].

Em 1982, a Ford Americana apresentou um protótipo denominado "Ford AFV" (Alternate Fuel Vehicle), propulsionado por motor alimentado por diversos combustíveis como G.L.P., gás natural, metanol e até óleo diesel [3].

As instalações de redução do óxido de alumínio (Alumina) em alumínio metálico são uma boa ilustração da utilização dos motores a gás. Estas instalações dependem, em consequência dos processos eletroquímicos, de enormes quantidades de energia elétrica (cerca de 22 kWh para produção de 1 kg de Alumínio). Uma usina instalada no Texas, onde há disponibilidade de gás abundante e barato, possui 120 grupos geradores de 1.000 kW e 72 grupos geradores de 1.100 kW, com uma capacidade total de 200.000 kW. Cada motor possui uma pressão de compressão superior a 18 kgf/cm² e operam com grande rendimento (2016 kcal/kWh) não consumindo nenhum combustível líquido, o consumo diário de gás sobrepassa 1.400.000 m³ [25].

No Brasil, o Conselho Nacional do Petróleo proíbe a utilização do G.L.P. em veículos. As aplicações se restringem aos motores que operam em ambiente fechados, por exemplo empilhadeiras. Isto porque a poluição causada pelos gases de escape, na combustão quase completa do G.L.P. é menor, quando comparadas aos usuais hidrocarbonetos líquidos.

Para aplicação em motores de ignição por centelha, de um modo geral, os combustíveis gasosos são superiores aos líquidos. Isto é válido para gases com poder calorífico médio ou alto. Para os gases com baixo poder calorífico, existe o inconveniente da perda de potência máxima do motor (Fig. 4). Isto decorre de que parte significativa do volume da câmara de combustão é preenchido pelo volume relativamente grande do gás.

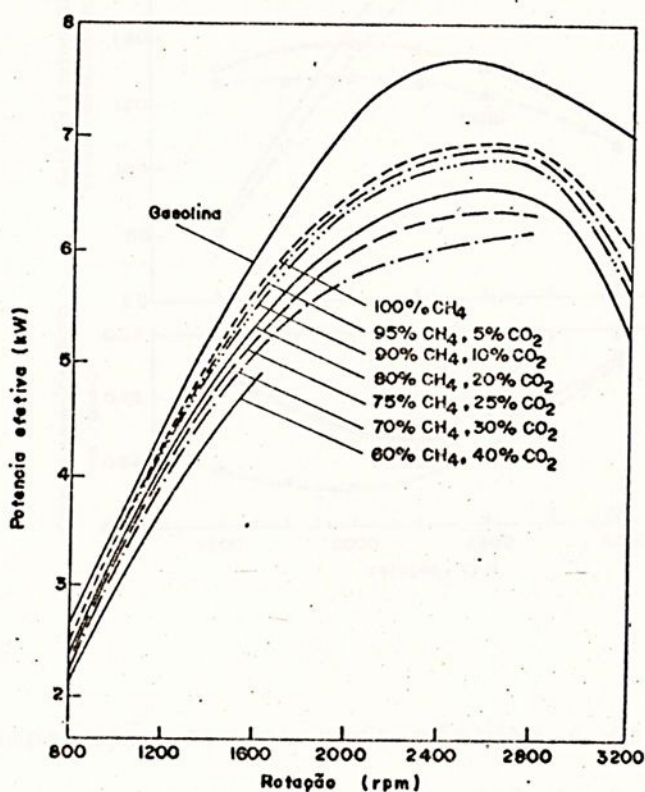


Figura 4 - Potência máxima de um motor de ignição por centelha operando com uma mistura combustível de CH₄ e CO₂ [24]

Se o motor operando com gás tem menor potência efetiva máxima que o mesmo motor operando com gasolina, por outro lado, o consumo específico é menor para o motor a gás (Fig. 5), resultando em um melhor rendimento [22] [26].

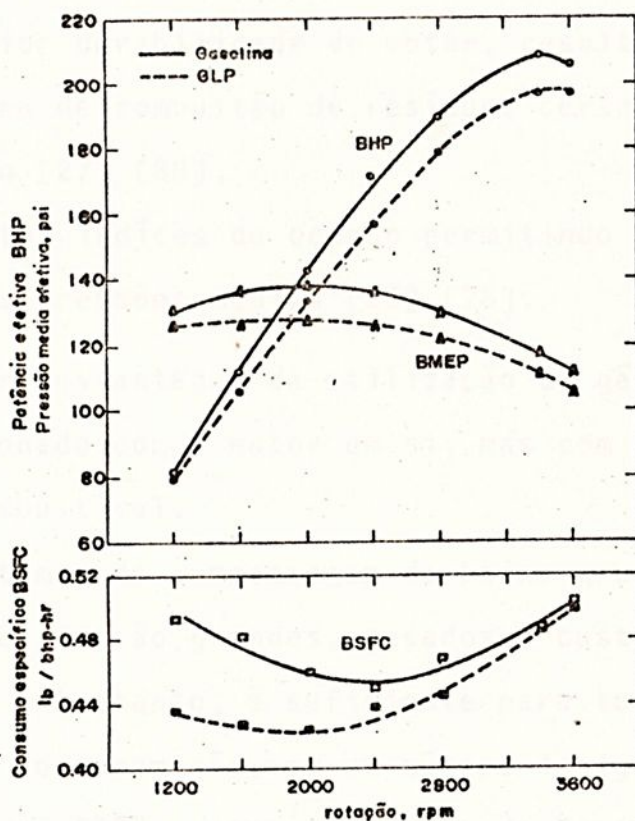


Figura 5 - Comparação da potência efetiva e do consumo específico de um motor V-8 comercial de 6,77 l de deslocamento volumétrico e taxa de compressão de 9,9:1, funcionando com gasolina e G.L.P. [22]

As outras principais vantagens do combustível gasoso quando utilizados nos motores de ignição por centelha são:

1 - Mistura homogênea do gás com o ar, melhor distribuída entre os cilindros, resultando menores variações cíclicas [7] [27] [28].

2 - Nenhuma necessidade do aquecimento do coletor de admissão, o que redundaria em melhor rendimento volumétrico [27].

3 - Não há problemas de partida a frio [27] [28].

4 - Não há diluição do óleo lubrificante pelo combustível, de fato, posto que o estado do combustível é de vapor e ele não chega a descer ao cárter [27] [28].

5 - Maior durabilidade do motor, resultado da menor deposição na câmara de combustão de resíduos cerâmicos e carbônicos da combustão [27] [28].

6 - Altos índices de octano permitindo o emprego de motores de grandes pressões médias [25] [28].

A maior desvantagem da utilização do gás combustível não está relacionada com o motor em si, mas com o sistema de armazenagem do combustível.

Os sistemas de armazenagem de baixa pressão são imensos e os de alta pressão grandes, pesados e caros. Esta única desvantagem, entretanto, é suficiente para tornar o emprego dos motores que consomem gás, em um número insignificante [1].

Hofbauer [29], vice-presidente da Power Systems Development da Volkswagen alemã e French [30], diretor da Ricardo Consulting Engineers Ltd - da Inglaterra durante o Symposium of Technology Metal Leve - The Engine in the Future (evento comemorativo dos 30 anos) - afirmaram as boas perspectivas futuras da aplicação dos G.L.P. como combustível dos motores de ignição por centelha.

Segundo Hofbauer [29], o consumo do G.L.P. dos motores, na Alemanha, em 1979, foi de aproximadamente $0,0058 \times 10^{14}$ kJ (contra $10,7 \times 10^{14}$ kJ de óleo diesel e gasolina). Para o ano 2000, acredita-se que o consumo não ultrapasse a mesma marca de

1979, ou seja, não excedendo 10.7×10^{14} kJ, mas, deste total, 6% deverá ser fornecido pelo G.L.P.

Segundo French [30], a atual tecnologia disponível atualmente, permite a aplicação eficiente e satisfatória do G.L.P. em motores por ignição por centelha. Nesta mesma ocasião, French recomendou o uso do G.L.P. no campo dos transportes onde a frota de veículos é sediada por um ponto central de abastecimento. Isto porque ainda não existe uma infraestrutura adequada de fornecimento deste gás para veículos.

Pelos motivos aqui apresentados, podemos sentir a importância do combustível gasoso para os motores de combustão interna, que foi a principal motivação deste trabalho.



II. O MODELO MATEMÁTICO - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

II.1. O CICLO PADRÃO-AR E O CICLO PADRÃO AR-COMBUSTÍVEL

O motor de combustão interna é uma máquina admirável sob todos os aspectos, exceto na dificuldade existente quando se deseja realizar um acurado estudo analítico de seu funcionamento. Esta dificuldade surge da complexidade dos fenômenos inerentes ao ciclo do motor.

Uma análise simplista pode ser realizada através do ciclo padrão-ar. Nesse ciclo, supõe-se uma massa fixa de ar como fluido de trabalho, sem fluxos de massa de entrada e saída. O processo da combustão é substituído por um processo de transferência de calor de uma fonte externa e todos os processos são internamente reversíveis. Além disso, admite-se usualmente, a hipótese adicional de que o ar tem calor específico constante [31].

Os resultados obtidos do ciclo padrão-ar - tais como, rendimento e pressão média - diferem consideravelmente daqueles



do motor real. A ênfase, portanto, são para os aspectos qualitativos dos resultados [32].

Como exemplo, a figura 6 mostra uma comparação entre a eficiência de um motor C.F.R.* de 3 1/4" x 4 1/2", operando com butano a 1200 rpm, com diferentes relações ar-combustível [7], com a eficiência do ciclo padrão-ar com a hipótese adicional do calor específico constante (η_0) e sem esta hipótese (η) [32].

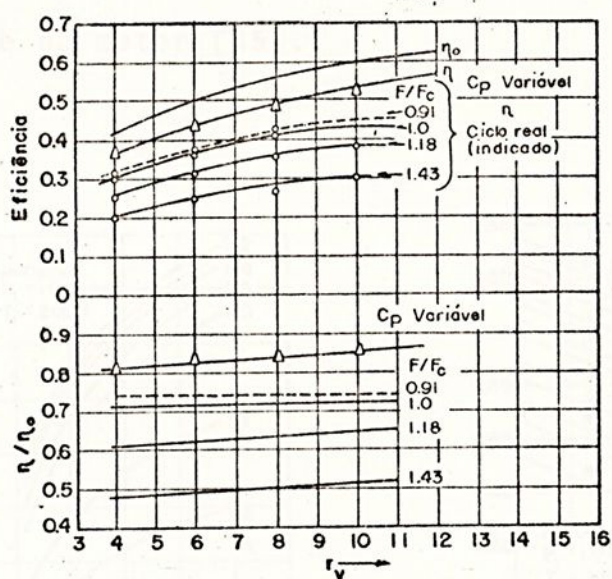


Figura 6 - Comparação da eficiência do ciclo real a volume constante e do ciclo padrão-ar (C_p = calor específico e F/F_c relação combustível-ar relativa).

Uma aproximação um pouco mais elaborada que o ciclo padrão-ar, é o ciclo padrão ar-combustível. Este último, em sua análise, inclui os efeitos da composição da mistura e da dissociação termo-química dos componentes do fluido de trabalho, bem como sua influência sobre importantes parâmetros, como, a taxa de compressão, a razão ar-combustível, as condições de admissão

* C.F.R. Motor de Pesquisa de Taxa de Compressão Variável.

e descarga, em função da eficiência ou da potência desenvolvida pelo motor (Fig. 7) [33] [34].

Outras importantes variáveis do funcionamento do motor não são analisadas pelo ciclo padrão ar-combustível, como: a propagação da chama, transferência de calor, formato da câmara de combustão, posição da vela de ignição e avanço da ignição (para os motores Otto).

Assim, se o projetista de motores depender dos resultados do ciclo padrão ar-combustível, deve adicionar uma boa dose de sua experiência pessoal para ter uma estimativa realística da performance do motor [35].

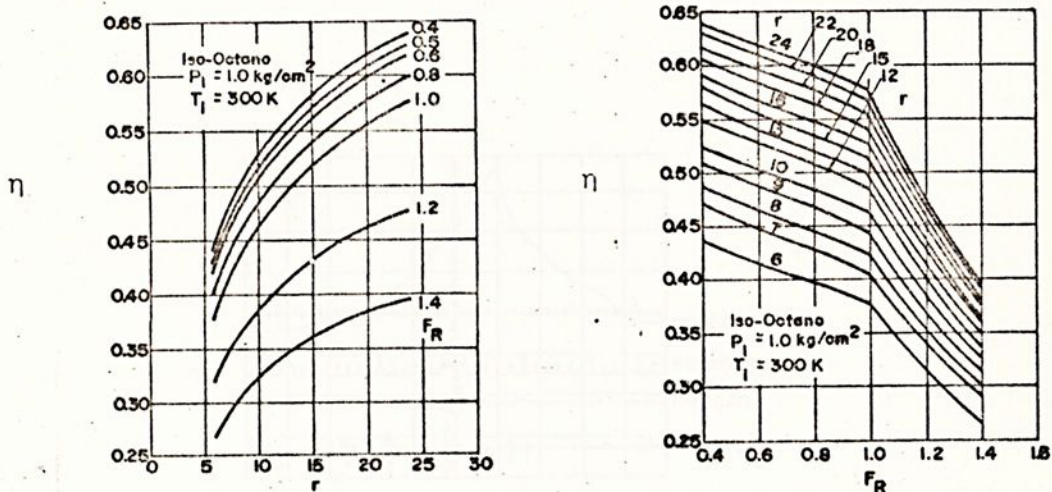


Figura 7 - Características do ciclo combustível-ar a volume constante com C_8H_{18} como combustível [7] r = taxa de compressão; η = rendimento; F_r = fração relativa ar-combustível ($F_r > 1$ mistura rica e $F_r < 1$ mistura pobre)

II.2. O DIAGRAMA INDICADO EXPERIMENTAL

O ensaio experimental dos motores, há muito tempo, é efetuado com grande grau de sofisticação. A obtenção da temperatura e pressão no interior da câmara de combustão é feita a partir de adequados métodos e instrumentação [36], [37], [38], [39], [40], [90], [91], [96].

A grande dificuldade reside na aquisição dos equipamentos de medida devido aos seus altos custos. Por exemplo, o equipamento analisador da Tektronix é capaz de medir, simultaneamente, o instante da centelha, o ângulo de rotação da manivela, o instante do P.M.S., a pressão no interior da câmara de combustão e a vibração do motor (Fig. 8). Seu custo, sem o sistema de aquisição de dados, é orçado em aproximadamente US\$ 200.000 [41].

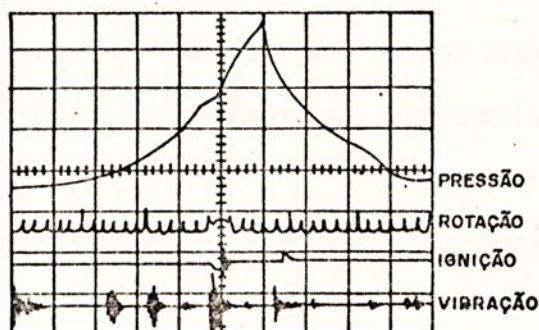


Figura 8 - Diagrama indicado característico da Tektronix Engine Analyzer [41]

Portanto, os ensaios experimentais ficam confinados aos laboratórios estritamente especializados, com disponibilidade de aquisição destes equipamentos e sua manutenção, além do treinamento do pessoal envolvido.

Um dos propósitos deste trabalho é demonstrar a possibilidade de se avaliar a performance de um motor de combustão interna alternativo, com um grau de acuracidade razoável, através de uma análise simples e abrangente.

II.3. ANÁLISE DO DIAGRAMA INDICADO DO CICLO A VOLUME CONSTANTE

Por ciclo a volume constante, entende-se uma análise crítica do funcionamento do ciclo Otto, que leva em consideração as importantes variáveis desprezadas pelo ciclo padrão ar-combustível. Assim sendo, os resultados da análise aproximam-se significativamente do que ocorre na realidade [35].

A figura 9 mostra o ciclo a volume constante. Supõe-se uma admissão ideal, compressão, combustão, expansão e escape dos gases. As principais hipóteses feitas são:

1. Não ocorre mudança da composição química do ar ou do combustível, antes do início da combustão [7], [35], [42], [43], [44];
2. A admissão e escape são processos isobáricos [7], [35], [45];
3. Admissão, compressão e escape são adiabáticos [7], [35];
4. As propriedades de transporte - i.e., viscosidade, condutividade térmica e difusibilidade - são desprezadas [7], [35], [46];
5. A abertura e fechamento das válvulas se efetuam no P.M.S. e no P.M.I. [7], [35];
6. Os processos de transferência de calor são calcula

dos a partir de uma temperatura média da cabeça do pistão e outra temperatura média das paredes do cilindro [7], [35], [42], [43].

Outras hipóteses e considerações serão, a seguir, tratadas e discutidas em detalhes.

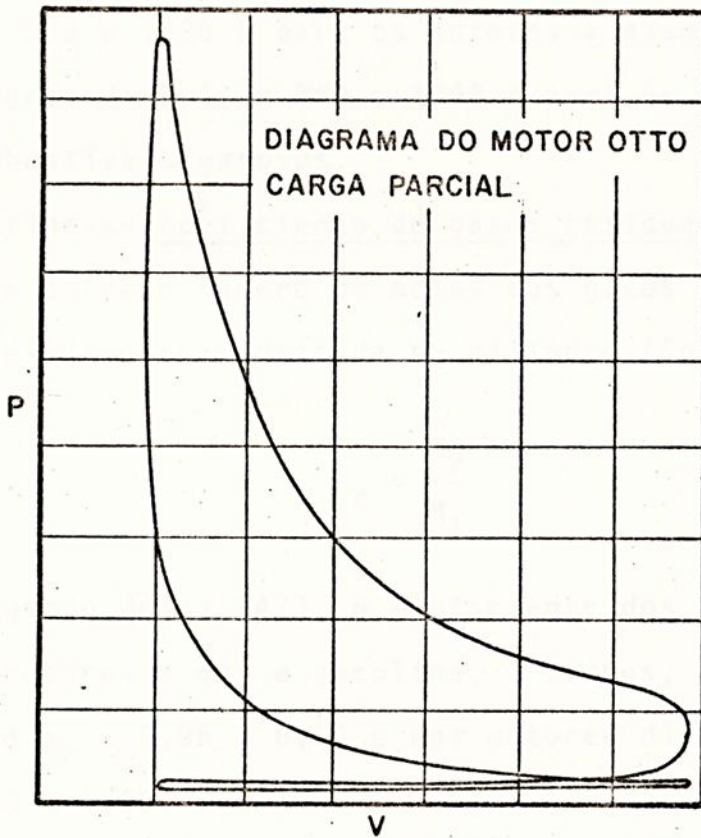


Figura 9 - Diagrama indicado pressão "versus" volume do ciclo a volume constante (Otto)

II.3.1. O Fluido de Trabalho

Supõe-se que a carga seja constituída de uma mistura gasosa homogênea de combustível e ar atmosférico padrão, que é queimada durante o ciclo. No processo de compressão, o fluido

de trabalho consiste dos reagentes mais os produtos residuais da combustão do ciclo anterior. Após a combustão, considera-se somente os produtos da combustão [7], [35] e [43].

Segundo Van Wylen [35], a composição e a temperatura dos gases residuais é de difícil determinação. Jõvaj [47] assume que a pressão dos gases residuais é de 10 a 25% maior que a pressão atmosférica e a temperatura dos gases residuais, variam na faixa de 900 a 1000 K para os motores a gasolina; 700 a 900 K para os motores diesel, e 750 a 1000 K para os motores alimentados com combustíveis gasosos.

Define-se coeficiente de gases residuais (γ_r) como sendo a relação entre o número de moles dos gases residuais e o número de moles da carga admitida no cilindro (Equação 1).

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_l} \tag{1}$$

Segundo Jõvaj [47], o coeficiente dos gases residuais variam nos motores a gás e gasolina, 4 tempos, aspirados, a plena carga, de $\gamma_r = 0,06$ a $0,10$ e nos motores diesel aspirados, de $\gamma_r = 0,03$ a $0,06$.

Pode-se afirmar com certeza, que a temperatura do gás residual não influencia o rendimento volumétrico do motor [7] e, quanto maior a taxa de compressão, menor é o coeficiente de gases residuais [35].

O maior efeito dos gases residuais é quanto à diluição da carga, provocando a diminuição da velocidade de chama [34].

A carga fresca possui, ainda, uma pequena quantidade de água, proveniente da umidade do ar. A influência da umidade do ar e dos gases residuais, segundo Taylor [7], é pequena. Os re

sultados de Edson [70], são, também, concordantes com esta afirmativa.

II.3.2. Propriedades Termodinâmicas do Fluido de Trabalho Antes da Combustão

Para a análise do ciclo indicado a volume constante, é necessário o conhecimento do estado termodinâmico do fluido de trabalho em cada instante do ciclo.

O primeiro passo é determinar a equação de estado do fluido de trabalho. Neste sentido foram efetuados diversos esforços para assegurar uma equação de estado que representasse com fidelidade o comportamento da mistura gasosa [48].

A equação de estado mais comumente utilizada nos trabalhos em motores de combustão interna ainda é a equação do gás perfeito [7], [14], [18], [19], [20], [33], [35], [36], [42], [43], [46], [49].

Zacharias [50], recomenda o uso da empírica equação de estado de Beattie-Bridgeman de 5 constantes. Van Wylen [31] somente recomenda a equação de Beattie-Bridgeman para densidades menores que 0,8 vezes a densidade crítica. Para densidades mais altas, recomenda a equação de Benedict, Webb e Rubin de 8 constantes empíricas.

O próprio Van Wylen utiliza na ref. [35] a equação de estado de gás perfeito com resultados concordantes com os ensaios experimentais.

Uma vez definido o comportamento de gás ideal da carga, as propriedades termodinâmicas são calculadas a partir do calor específico de cada constituinte da mistura segundo o modelo da mistura ideal [31].



Callen [51] recomenda que o calor específico do gás perfeito, seja escrito na forma polinomial, em função da temperatura absoluta e, assim é feito em diversas publicações [20],[31],[49], [52], [53].

De posse do calor específico, todas as propriedades termodinâmicas podem ser calculadas através de relações termodinâmicas como a entalpia, entropia ou a função de Gibbs, as quais, se mostrarão úteis no decorrer desta análise.

II.3.3. Propriedades Termodinâmicas do Fluido de Trabalho, Durante e Após a Combustão

A combustão é, ainda hoje, um fenômeno muito estudado mas pouco compreendido. Espera-se, num futuro próximo, descobertas esclarecedoras sobre o assunto [35].

Durante a combustão, a temperatura localizada do gás no interior da câmara de combustão, pode atingir valores momentâneos de pico da ordem de 10.000 K [47].

Tabelas de propriedades termodinâmicas das substâncias puras, que compõem a mistura de gases do fluido de trabalho, são encontradas nas referências [31], [53] e [54], para temperaturas de até 6.000 K (os polinômios do calor específico em geral são válidos até 1000 ou 1500 K).

As constantes de equilíbrio termo-químico também são encontradas em tabelas nas mesmas referências.

Stoecker [55], recomenda que os valores da entalpia e da entropia sejam ajustados por funções polinômias da temperatura absoluta. Para a entropia, esta função é definida para uma pressão padrão (sugerida de 1 atm).



Os valores das constantes de equilíbrio podem ser determinados a partir dos valores da entalpia e da entropia. No entanto, Van Ness [53], sugere o ajuste do logarítmo natural da constante de equilíbrio em função do inverso da temperatura absoluta, que é um comportamento bem próximo do linear (figura 10).

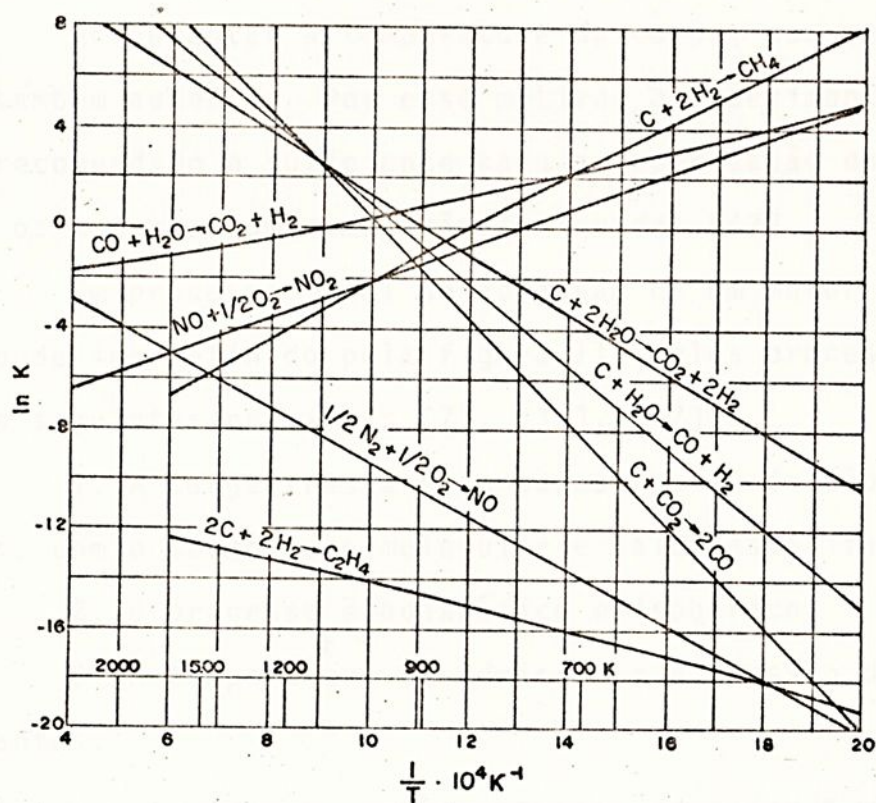


Figura 10 - Logarítmo natural da constante de equilíbrio de algumas reações em função do inverso da temperatura absoluta [53]

II.3.4. Admissão e Eficiência Volumétrica

Durante o processo de admissão, a carga fresca, em seu movimento pelo sistema de admissão e no interior do cilindro, entra em contato com as paredes quentes, elevando sua temperatura. O aquecimento da carga depende, não só de sua velocidade e da duração do processo da admissão, como também da diferença de temperatura entre as paredes e a carga [47].

Ao aumentar a temperatura da carga, seu volume específico também aumenta. Por esse motivo, o aquecimento da mistura só é recomendado o suficiente para a vaporização do combustível (para os motores com combustível líquido) [47].

Um processo ideal de admissão de um motor de quatro tempos, pode ser definido pela figura 11, pelos processos 5-0-1, com as seguintes premissas [7], [35], [47]:

1. A carga fresca e os gases residuais são gases perfeitos, com o mesmo peso molecular e calor específico;
2. O processo é adiabático e isobárico;
3. A temperatura de admissão e a pressão de descarga são constantes.

Uma importante característica do motor é o rendimento volumétrico (η_v), que pode ser escrito pela equação 2 [37]:

$$\eta_v = \frac{r_v}{r_v - 1} \frac{P_1}{P_0} \frac{T_0}{T_1(1 + \gamma_p)} \quad (2)$$

onde:

r_v = taxa de compressão

T_0, P_0 = temperatura e pressão atmosférica

T_1, P_1 = temperatura e pressão no início da compressão
(ponto 1 da figura 11)

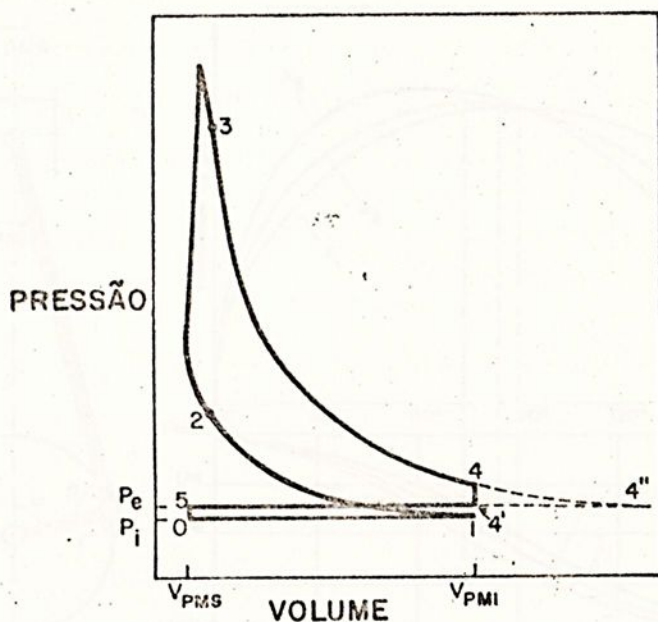


Figura 11 - Diagrama do ciclo Otto considerando a abertura e fechamento instantâneo das válvulas

II.3.5. Volume no Interior do Cilindro

O movimento de um pistão ligado a um sistema biela-manivela não é perfeitamente harmônico, mas sim condicionado pela relação $\lambda = r/l$.

A figura 12 mostra os espaços percorridos e a velocidade do pistão, em função dos ângulos de manivela, para três diferentes valores de λ , dos quais, dois extremos teóricos. O valor $\lambda_1 = 0$, correspondente a uma biela de comprimento infinito e, é a condição para que o movimento seja perfeitamente harmônico; $\lambda_3 = 0,5$, corresponde a um comprimento de biela igual ao curso, ao passo que $\lambda_2 = 0,25$ é um valor próximo daqueles utilizados na prática [11].

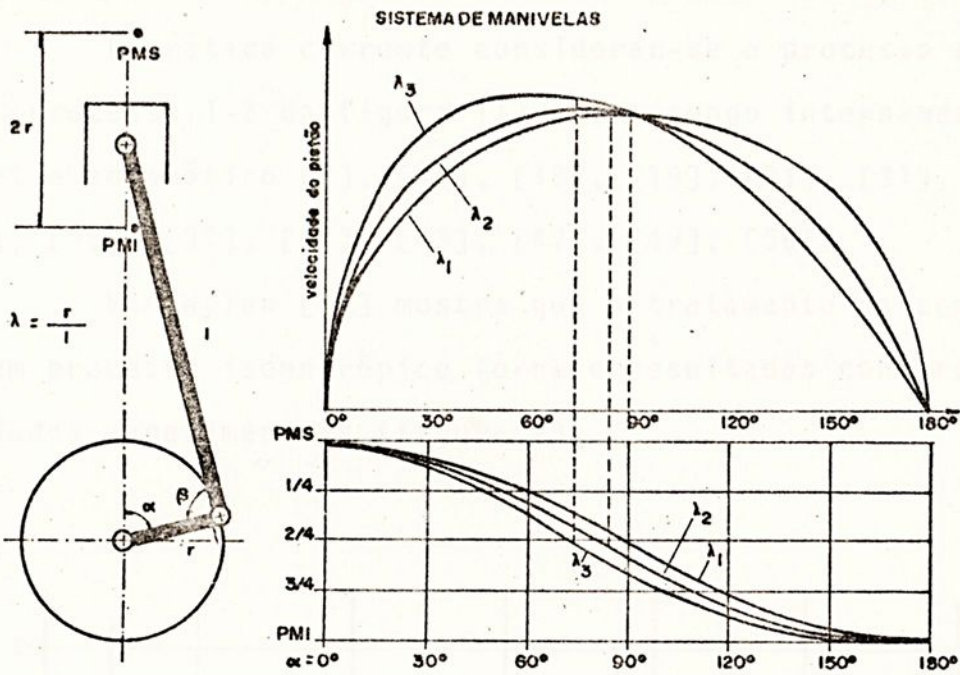


Figura 12 - Velocidade do pistão e espaço percorrido do sistema de manivelas [11]

O volume do interior do cilindro (doravante chamado de sistema) pode ser expresso como uma função do ângulo da manivela [46].

$$V_{\theta} = D \left(1 - \frac{1}{2} \{ (1 - \cos \theta) + \frac{1}{\lambda} [1 - (1 - \lambda^2 \sin^2 \theta)^{1/2}] + \frac{1}{r_v - 1} \right) \quad (3)$$

onde:

$$0 \leq \theta \leq 4\pi \quad \text{e} \quad \theta = 0, 2\pi \text{ e } 4\pi \text{ radianos no PMI.}$$

D = deslocamento volumétrico

r = raio da manivela

l = comprimento da biela

II.3.6. Compressão

É prática corrente considerar-se o processo de compressão (processo 1-2 da figura 11), como sendo internamente reversível e adiabático [7], [10], [18], [19], [21], [31], [32], [33], [34], [35], [37], [42], [43], [47], [49], [56].

Van Wylen [35] mostra que o tratamento da compressão como um processo isoentrópico fornece resultados concordantes com os dados experimentais (figura 13).

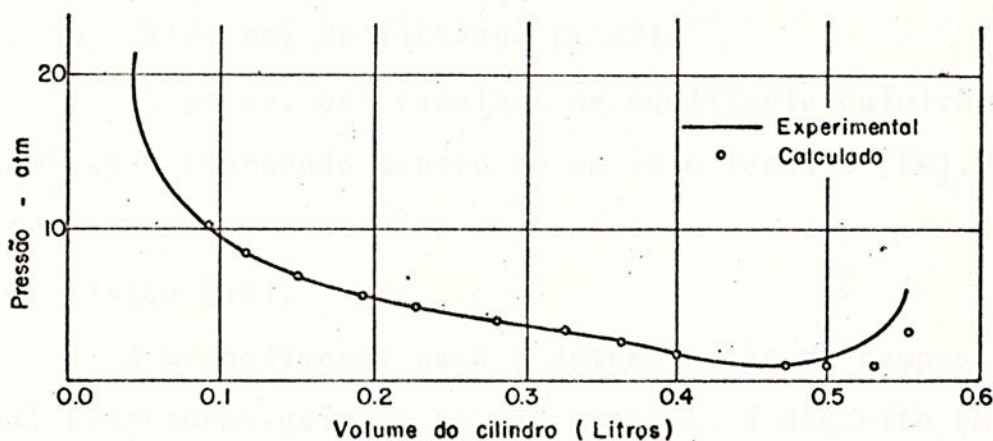


Figura 13 - Diagrama pressão "versus" volume do processo de compressão, de um motor de 10:1 de taxa de compressão [35]

II.3.7. Equilíbrio Termo-Químico

Os aspectos gerais do equilíbrio termo-químico da combustão interna, eram conhecidos desde os anos 30. Uma contribuição significativa, é o histórico trabalho de Hershey, Eberhard

e Hottel [14], onde os resultados são apresentados na forma de cartas que para sua execução foram gastas centenas de horas de um complexo trabalho manual de cálculo.

Vickland, Strange, Bell e Starkman [57], com o auxílio do computador digital, consideraram 11 compostos químicos nos produtos da combustão, isto é: CO_2 , CO , O_2 , H_2O , H_2 , H , OH , N_2 , O , N e NO , ou seja, um componente (N) a mais que o trabalho de Hershey *et alli*.

Kopa *et alli* [58] estenderam para 16 os compostos químicos dos produtos da combustão, ou seja: O_3 , C (gasoso), CH_4 , NO_2 , NO_3 , além dos de Vickland *et alli*.

Em geral, os trabalhos de equilíbrio químico se referem à combustão ocorrendo dentro de um vaso fechado [59]. Poucos são os trabalhos que tratam da combustão em um motor com o movimento do pistão [46].

O procedimento para a determinação da composição de equilíbrio termo-químico de uma mistura, é descrito em detalhes nas referências [31] e [53].

A análise do efeito do equilíbrio termo-químico sobre a combustão, em uma mistura gasosa (inclusive com a presença de uma substância simples na fase sólida, para reações em até 40 atmosferas, pode ser visto nas referências [60], [61], [63], [64], [65].

Entretanto, Domschke [66] afirma que, segundo os autores modernos, a influência da dissociação na temperatura e no calor liberado pela combustão, é muito pequena (figura 14).

Um interessante resultado empírico, em motores de ignição por centelha, é apresentado por Jõvaj [47]. Nessa análise experimental dos motores, importantes relações foram obtidas, das quais, algumas serão utilizadas no desenvolvimento deste trabalho.

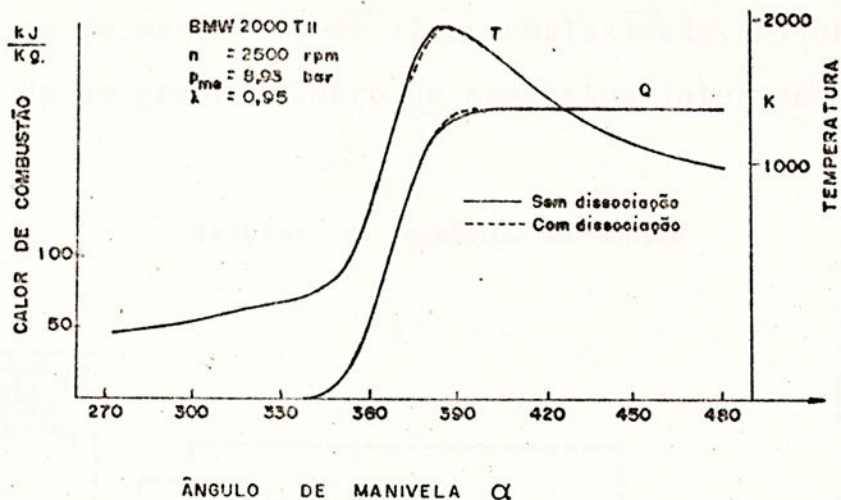


Figura 14 - Diagrama da temperatura dos gases e do calor gerado na combustão em função do ângulo de manivela com e sem efeito da dissociação [67]

II.3.8. Combustão

A combustão é um processo físico-químico complexo. Os principais fenômenos envolvidos nesse processo, podem ser convenientemente descritos pela velocidade de reação química, pela transferência de calor e massa na região da chama e pela transferência de calor através das paredes do sistema.

Para uma mesma mistura, a velocidade da reação química depende da concentração das substâncias reacionantes e, por consequência, das pressões parciais [47].

A dificuldade da pesquisa no campo da química da combustão, deve-se aos compostos intermediários, que são formados ao longo do desenvolvimento do processo. Os objetivos são identificar tais compostos, sua concentração e propor modelos que possam realizar previsões [68].

Mesmo ao queimar uma molécula simples - como o metano - verifica-se um mecanismo de alta complexidade, figura 15, com a formação de um grande número de compostos intermediários.

Reações de combustão do metano

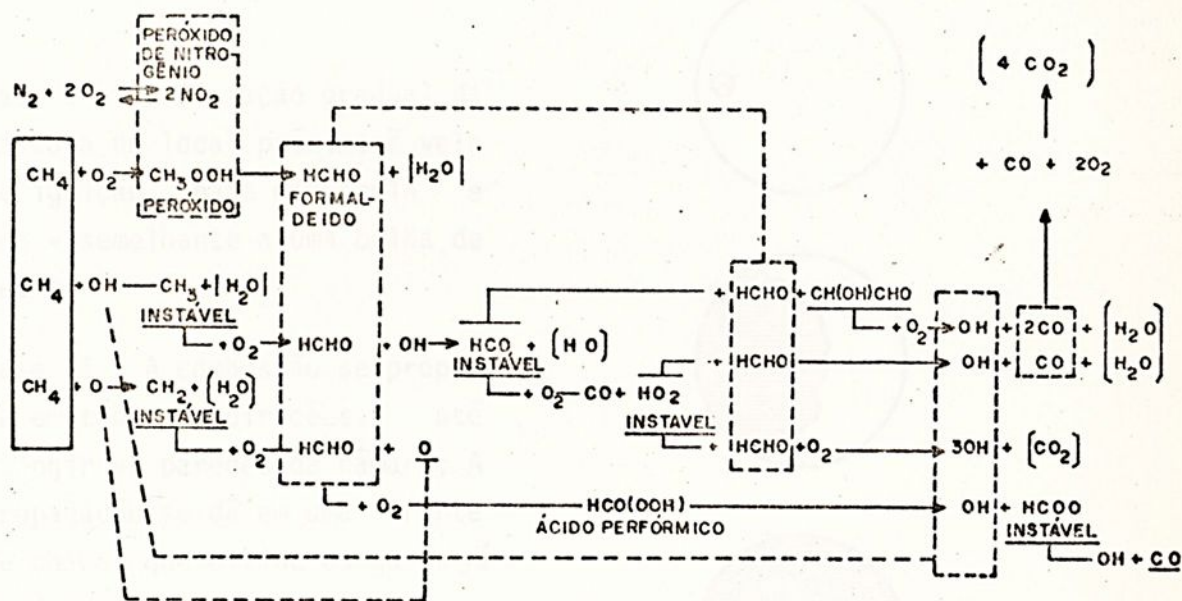


Figura 15 - Reações de combustão do metano. As reações de oxidação do nitrogênio são simplificadas e os produtos permanentes da oxidação são H_2O e CO_2 [71]

A identificação dos compostos intermediários e as anomalias da combustão, são estudadas há algum tempo, através da análise espectrográfica da combustão [68], [72], [73].

A propagação da frente de chama, também depende da forma e do material da câmara de combustão, e é, do mesmo modo, um assunto estudado já há algum tempo [74], [75].

A identificação das 3 fases da combustão, em motores de ignição por centelha (figura 16), é bem mais recente. Seu re

conhecimento sō foi possível a partir da anālise do diagrama in-
dicado [66].

Alguns autores de renome, por exemplo Ricardo [76], dei-
xam de citar a 3ª fase da combustão, provavelmente decorrente da
falta de atualidade de suas publicações.

Fase I : Inflamação gradual da
mistura no local próximo à vela
de ignição. Chama minúscula e
oca - semelhante a uma bolha de
sabão.

Fase II : A combustão se propa-
ga em todas as direções, até
atingir as paredes da câmara. A
propagação se dá em uma frente
de chama, que divide os gases já
queimados dos não queimados.

Fase III: Componentes não queima-
dos na mistura varrida pela fren-
te de chama são agora queimados.

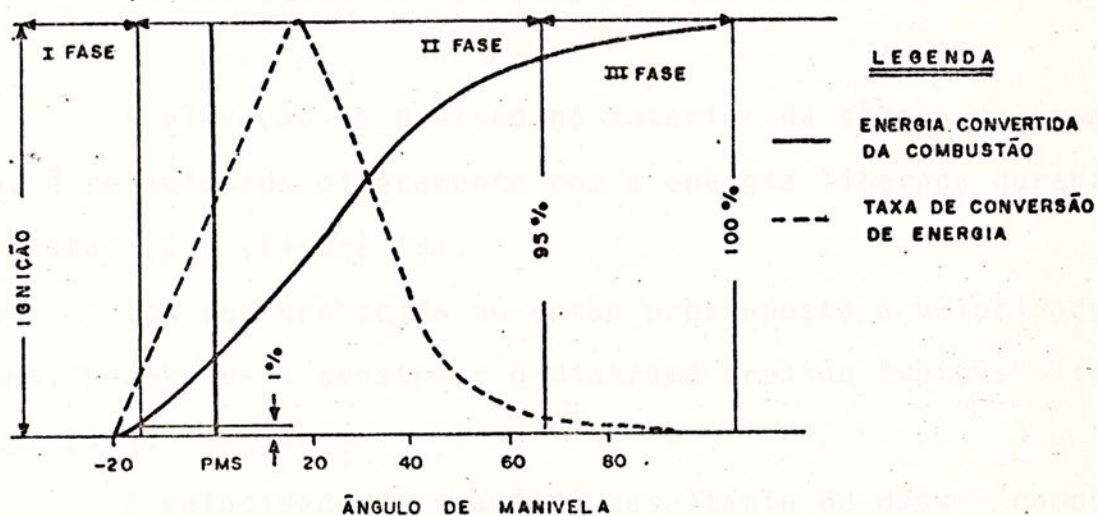
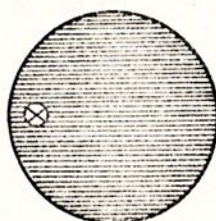
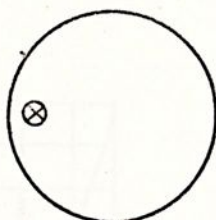


Figura 16 - As três fases da combustão em um motor de ignição
por centelha [69],[71],[88].

Na propagação da chama, a densidade da mistura não queimada depende da compressão que a mistura já queimada exerce, isto é, inevitável e independente da forma da câmara de combustão. Existe uma relação entre a massa já queimada e o volume já queimado, calculada por diversos pesquisadores [21] (figura 17).

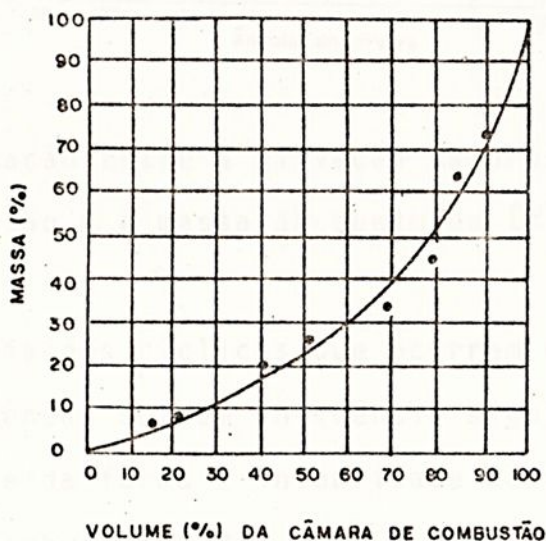


Figura 17 - Relação entre a massa e o volume da carga queimada, conhecida também como relação de Rabezzana [21].

A elevação da pressão no interior da câmara de combustão, é relacionada diretamente com a energia liberada durante a combustão [21] (figura 18).

Uma vez conhecida ou então pressuposta a velocidade da chama, poder-se-ia construir o diagrama pressão "versus" tempo [21], [35].

A velocidade de reação é resultante de duas componentes. A velocidade da reação química e a velocidade da expansão, resultante da expansão da mistura já queimada [21].

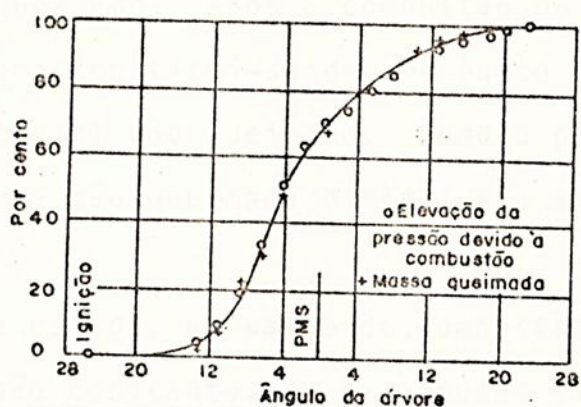


Figura 18 - Relação entre a elevação da pressão na câmara de combustão e a massa já queimada [21], [35].

As variações cíclicas que ocorrem na combustão, para uma carga homogênea, sofrem influência significativa da razão combustível-ar e da forma e intensidade da turbulência no cilindro, antes da combustão [78].

II.3.9. Cálculo do Processo de Combustão

No cálculo do processo de combustão proposto por Edson [46], a combustão é concebida como uma seqüência de i estágios, cada qual contendo um passo de combustão, uma operação de mistura e um movimento do pistão.

O primeiro estágio inicia-se a qualquer tempo (qualquer posição do eixo-árvore) e continua até que toda a massa não queimada, contida no interior do cilindro, seja consumida.

O pequeno elemento de massa a ser transformado de não queimado, para a condição de queimado, em um dado incremento de tempo, é chamado de elemento de chama. Antes do primeiro ele

mento de massa ser queimado, o sistema consiste, unicamente, de material não queimado. Após a combustão do primeiro elemento de massa, o sistema constitui-se de uma parte de material queimado e outra de material não queimado. Como o processo é contínuo, a massa da parte não queimada diminui e a massa da parte já queimada aumenta.

Neste estudo, um passo da combustão é definido como uma queima, a pressão constante, de um pequeno elemento da massa total, contida na câmara de combustão, seguido por uma compressão isoentrópica deste elemento, da parte não queimada e da parte anteriormente queimada, até a pressão final, tal que a energia total e o volume do sistema sejam iguais à energia total e o volume antes do início do passo de combustão.

No motor ciclo Otto, um passo da combustão é acompanhado pelo movimento do pistão (ou movimento do ângulo do eixo árvore). Neste movimento de compressão (ou expansão) isoentrópica, as partes não queimadas e queimadas, bem como o elemento de chama em combustão, alteram seus volumes, determinado pelas características físicas do motor. Antes da compressão (ou expansão), o elemento de chama e a parte queimada são misturadas, constituindo uma só parte queimada.

Cada estágio constitui-se, portanto, de um passo de combustão, uma mistura e um movimento do pistão, até que toda a massa não queimada seja consumida.

Antes do início do primeiro passo de combustão, a composição e as propriedades termodinâmicas do sistema são inteiramente conhecidas. Para o caso geral de um sistema consistindo de um elemento de chama e partes queimadas e não queimadas, a massa do sistema em um estágio i do processo, é dada por:

$$W = \omega_{u,i} + \omega_{f,i} + \omega_{b,i} \quad (4)$$

W = massa total do sistema

$\omega_{u,i}$ = massa não queimada no instante i

$\omega_{f,i}$ = massa do elemento de chama no instante i

$\omega_{b,i}$ = massa queimada total no instante i

Lembrando que:

$$\omega_{i,b} = \sum_{u=0}^{i-1} \omega_{u,b} \quad i = 1, 2, \dots$$

$$\omega_{0,b} = 0$$

No estágio i -ésimo, correspondente a uma posição θ do pistão, a massa do i -ésimo elemento de chama, $\omega_{f,i}$, é queimada a pressão constante. Logo a seguir, $\omega_{f,i}$, $\omega_{b,i}$ e a massa não queimada, são isoentropicamente comprimidas, até uma pressão final, tal que a energia total após o passo de combustão seja igual à energia total antes do passo ter iniciado. As condições de equilíbrio de cada subsistema presente são, então, determinadas.

Considerando, inicialmente, a queima a pressão constante do subsistema constituído do i -ésimo elemento de chama, para combustão a pressão constante, temos:

$$h(T_f, P) - h(T_u, P) = 0 \quad (5)$$

onde, a entalpia específica (h) é melhor estimada pelo método de Brinkley [60], [61], [62], [63] e [64].

Após a combustão, a pressão constante, de qualquer i -ésimo elemento de chama, a sua composição e propriedades ter

modinâmicas são conhecidas. A partir disto, a parte faltante do passo, pode ser calculada. Esta porção faltante consiste de um processo de compressão isoentrópica dos subsistemas, até uma temperatura e pressão, em que a energia do sistema seja igual à energia antes da queima, a pressão constante, do i -ésimo elemento de chama. Matematicamente, em um processo isoentrópico:

$$\sum_j s_j(T', P') - \sum_j s_j(T, P) = 0 \quad (6)$$

$$j = b, f, u$$

A entropia específica (s), calculada em T' e P' refere-se ao valor da entropia em cada subsistema j , antes do processo isoentrópico e T, P referem-se ao valor da entropia após o processo isoentrópico.

A energia interna pode ser especificada para um i -ésimo passo, pela relação:

$$E_j^i = \sum_j \omega_{i,j} e_{i,j} \quad j = b, f, u \quad (7)$$

onde, E_j^i representa a energia interna do sistema antes da queima do i -ésimo elemento de chama, e $e_{i,j}$ representa a energia interna específica de cada j subsistema, em um dado i -ésimo valor de temperatura e pressão.

Quando na análise considera-se a transmissão de calor, introduz-se, logo após o passo da combustão a pressão constante, o passo da troca de calor em um processo isovolumétrico, conforme sugerido por Livengood [36] e Patterson e Van Wylen [35].

II.4. TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Apesar das condições em que se desenvolve a combustão no interior do cilindro, a transmissão de calor por radiação contribui com apenas 1 a 5% do calor total. Ainda que o erro provável em tais medidas seja considerável, é prática corrente desconsiderar a pequena parcela do calor transmitido por radiação, dos gases para as paredes do motor [7].

Assim, assume-se que a transferência de calor seja inteiramente convectiva [98] e, define-se um coeficiente global de transmissão de calor do motor, pela seguinte relação:

$$\frac{h_e b}{k_g} = \phi \left(\frac{Gb'}{\mu} \right)_g = \phi R_g \quad (8)$$

onde:

h_e = coeficiente de troca de calor;

b = diâmetro do cilindro;

k_g = condutibilidade térmica do gás;

ϕ = uma função do número de Reynolds

G = vazão em massa do gás dividida pela área do pistão;

μ = viscosidade do gás.

Taylor e Toong [79] ensaiaram uma ampla variedade de motores (figura 19), e concluíram que a seguinte expressão representa, com conformidade, o fenômeno:

$$\frac{h_e b}{k_g} = 10.4 \left(\frac{Gb'}{\mu} \right)_g^{0.75} \quad (9)$$



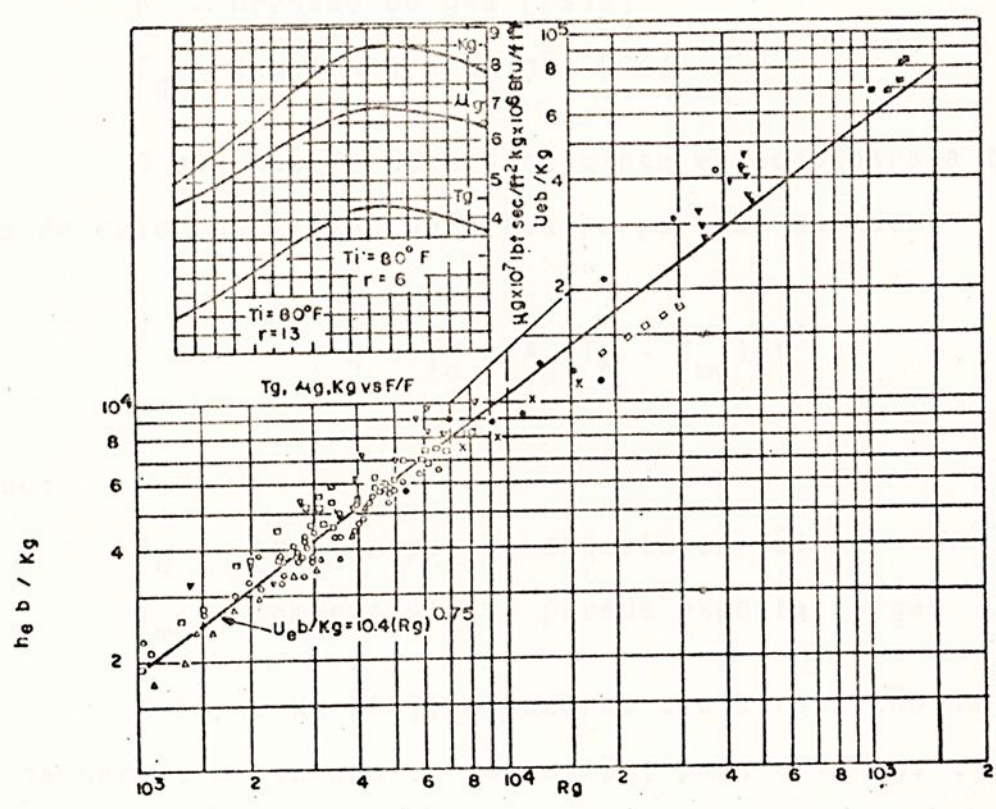


Figura 19 - Número de Nusselt "versus" número de Reynolds para diversos motores, no canto superior esquerdo da figura, a temperatura média efetiva do gás, viscosidade e condutibilidade "versus" a razão ar-combustível [79],[7]

O coeficiente instantâneo de transferência de calor pode ser obtido, também, a partir da seguinte expressão [35], [80], [81],[97]:

$$h = 0,0564 \sqrt[3]{v_d} \sqrt{PT_g} \tag{10}$$

h = coeficiente instantâneo de transferência de calor [Btu/ft²hrR]

v_p = velocidade média do pistão [ft/sec]

P = pressão do gás [psia]

T_g = temperatura do gás [$^{\circ}$ R]

O que nos fornece a seguinte equação para a transferência de calor do fluido de trabalho para as paredes:

$$Q = \int_0^t h A_g (T_g - T_{\omega g}) dt \quad (11)$$

onde:

A_g = área da parede exposta ao gás

$T_{\omega g}$ = temperatura da parede exposta ao gás

Kuapp e Wu [82], estudaram a distribuição de temperatura na parede da câmara de combustão, para diversos tipos de câmaras e motores. Porém, vários outros autores, utilizam valores médios da temperatura das paredes e da cabeça do pistão. Patterson e Van Wylen [35], por exemplo, utilizam, para esses valores, respectivamente, 300 e 400 $^{\circ}$ F.

II.5. EFICIÊNCIA MECÂNICA

Determinar a energia gasta em atrito mecânico e bombeamento nos motores, com precisão, só é possível quando se obtém o diagrama indicado de pressões.

Por isso, sugere-se relações empíricas, uma das quais, proposta por Jõvaj [47], para a pressão média de atrito (P_m), é a que se segue:

$$P_m = A + B v_p \quad (12)$$



P_m = pressão média de atrito [MP_a]

v_p = velocidade média do pistão [m/s]

A, B = são coeficientes que, para os motores de ignição por centelha, variam segundo a relação S/D (curso/diâmetro).

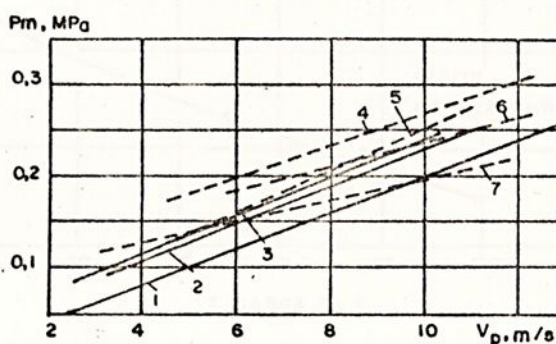


Figura 20 - Relação entre as perdas mecânicas e a velocidade média do pistão para sete diferentes motores [24]

Assim, a potência despreendida em perdas mecânicas é:

$$N_m = \frac{P_m D n}{30} \quad (13)$$

N_m = potência média de atrito [kW]

D = deslocamento volumétrico [ℓ]

n = rotação [rpm].

Deve-se esclarecer que, a carga, segundo Mueller *et alli* [83], não interfere na pressão média de atrito, como pode ser visto pela figura 21.

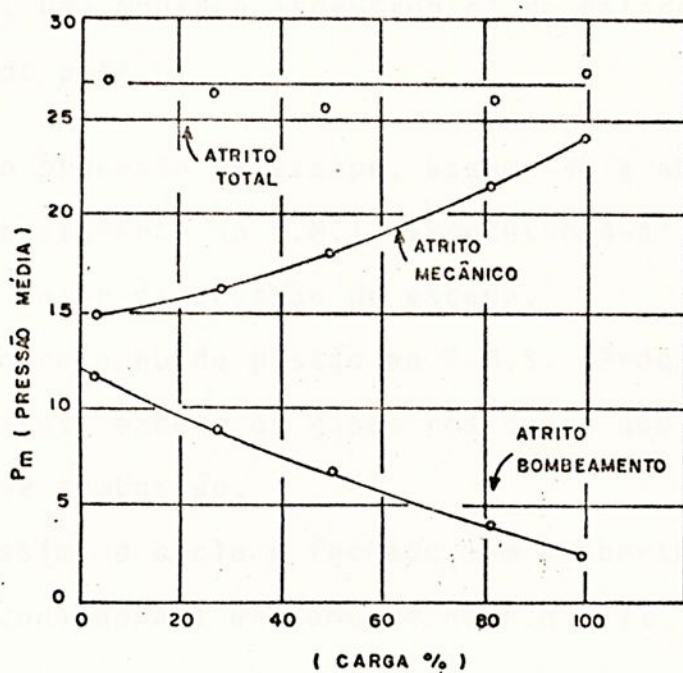


Figura 21 - Pressão média de atrito, fricção e bombeamento de um motor de 12:1 de taxa de compressão "versus" carga [83]

II.6. EXPANSÃO E ÊSCAPE

A expansão é representada pelo processo 3-4 da figura 11, e o escape pelo processo 4-4'-5 da mesma figura.

O tratamento matemático dado à expansão, encontra-se suficientemente esclarecido em Patterson e Van Wylen [35]. Devido à combustão já ter se completado, o sistema fica sendo considerado uma mistura homogênea de gases.

Admita-se, então, que o processo se desenvolva em pequenos estágios e cada estágio seja constituído de dois passos:

1. Um processo de transferência de calor a volume cons

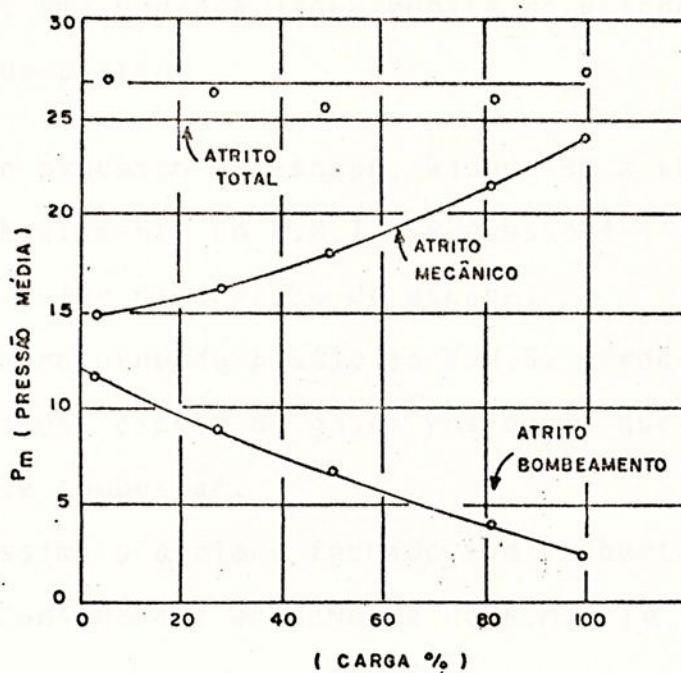


Figura 21 - Pressão média de atrito, fricção e bombeamento de um motor de 12:1 de taxa de compressão "versus" carga [83]

II.6. EXPANSÃO E ÊSCAPE

A expansão é representada pelo processo 3-4 da figura 11, e o escape pelo processo 4-4'-5 da mesma figura.

O tratamento matemático dado à expansão, encontra-se suficientemente esclarecido em Patterson e Van Wylen [35]. Devido à combustão já ter se completado, o sistema fica sendo considerado uma mistura homogênea de gases.

Admita-se, então, que o processo se desenvolva em pequenos estágios e cada estágio seja constituído de dois passos:

1. Um processo de transferência de calor a volume cons

tante, onde o calor flui dos produtos para a parte da câmara e

2. Uma mudança isoentrópica de estado acompanhado do movimento do pistão.

No processo de escape, assume-se a abertura da válvula de escape exatamente no P.M.I. (Processo 4-4') onde a pressão cai para o valor da pressão de escape.

No retorno do pistão ao P.M.S. (Processo 4'-5), expulsa-se os gases, exceto os gases residuais que ocupam o volume da câmara de combustão.

Assim, o ciclo é fechado com a abertura da válvula de admissão (considerada exatamente no P.M.S.) e, a partir daí, tem-se o início do novo ciclo.

III. DESENVOLVIMENTO DO MODELO MATEMÁTICO

III.1. A MISTURA FRESCA

A mistura fresca é considerada como sendo uma mistura ideal de combustível, ar atmosférico (21% de O_2 e 79% de N_2) e água proveniente da umidade atmosférica.

O combustível é uma mistura de hidrocarbonetos leves, derivados do petróleo, considerado sempre pela fórmula equivalente $C_A H_B$. As propriedades termodinâmicas do combustível são determinadas a partir de uma somatória proporcional à fração molar de cada composto, ou seja:

$$\bar{x}_C = \sum_{i=1}^n y_i \cdot x_i \quad (13)$$

onde:

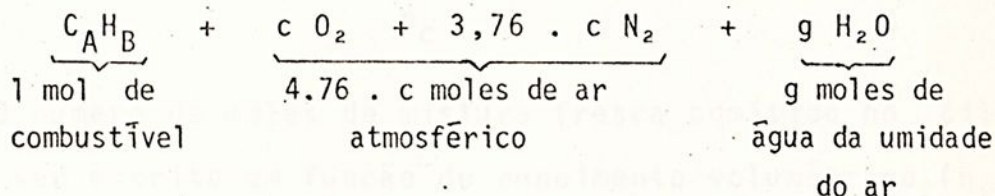
\bar{x}_C = propriedades do combustível

y_i = fração molar do composto i no combustível

x_i = propriedade parcial x (à pressão parcial) do composto i

n = número de componentes do combustível.

Podemos escrever, para a combustão de um mol de combustível:



Considera-se a qualquer instante, a mistura pobre (excesso de ar) e a combustão completa do combustível.

A fração relativa combustível-ar em massa (F_r) é igual a:

$$F_r = (2A + \frac{1}{2} B) / 2c \quad (14)$$

Lembrando que, para misturas pobres, $F_r < 1$, o que implica em:

$$c > \frac{1}{2} (2A + \frac{1}{2} B) \quad (15)$$

Se ω for a umidade absoluta do ar, pode-se, então, relacionar:

$$g = 7,63 \cdot \omega \cdot c \quad (16)$$

O número de moles da mistura fresca, para 1 mol de combustível, é:



$$n_{\text{carga}} = 1 + 4,76 \cdot c + g \quad (17)$$

e a massa molecular da mistura fresca fica:

$$m_c = \frac{12 \cdot A + 1,01 \cdot B + 18,02 \cdot g + 137,33 \cdot c}{n_c} \quad (18)$$

O número de moles de mistura fresca admitido no cilindro, pode ser escrito em função do rendimento volumétrico (η_v), anteriormente definido pela equação (2), como sendo:

$$M_c = P_0 \cdot D \cdot \eta_v / \bar{R} \cdot T_0 \cdot 4,2705 \times 10^{-2} \quad (19)$$

onde:

P_0 = pressão ambiente [kgf/cm²]

T_0 = temperatura ambiente [K]

D = deslocamento volumétrico [%]

\bar{R} = constante universal dos gases perfeitos = 1,987 [kcal/kg mol.K].

III.2. OS GASES RESIDUAIS

O coeficiente dos gases residuais (γ_r), definido pela equação (1), é de difícil determinação experimental. Nesta análise, assume-se um valor inicial da temperatura dos gases residuais (T_r) e assim estima-se o valor de γ_r , dentro da faixa de 0,06 a 0,12. Sendo os valores menores, aceitáveis para os maiores valores da taxa de compressão (r_v). Após o término de todos os cálculos, verifica-se os valores adotados de T_r e P_r .

Uma hipótese que implica em simplificação dos cálculos, sem introduzir erro significativo, é assumir que os gases residuais têm os mesmos valores de calor específico e peso molecular que a mistura fresca [47] [86].

Na verdade, há uma diferença entre a massa molecular da mistura fresca e a massa molecular dos gases residuais. Quando aumenta-se o valor de F_p , esta diferença também tende a aumentar e, ela, é tanto maior quanto maior for a massa molecular do combustível.

Valores para diversos combustíveis da relação entre o mol da carga fresca e o mol dos gases residuais, são analisados no próximo capítulo.

No entanto, os efeitos dos gases inertes residuais (combustão completa) são, nesta análise, substituídos por uma quantidade adicional virtual de carga, com a diferença que, a quantidade virtual adicional de combustível não sofre combustão, assim como a quantidade virtual adicional de oxigênio não é comburente.

Durante a admissão da mistura fresca, verifica-se um aumento da temperatura da mesma, causado pela transferência de calor das paredes do motor ao gás admitido. Nesta análise, a mistura fresca será admitida sem aumento de temperatura. Isto pode ser obtido nos motores gasosos, uma vez que o combustível utilizado encontra-se resfriado devido à sua recente gaseificação, e pode muito bem compensar este aumento.

Após a admissão da mistura fresca, verifica-se um aumento de temperatura devido à mistura com os gases residuais. Esta mistura não interfere no rendimento volumétrico [7], [47], isto se explica pela lembrança de que, com calor específico e



peso molecular aproximado ao da mistura fresca, quando ocorre a mistura com o gás residual, a contração deste, ao ser resfriado, compensa a expansão daquela, ao ser aquecida, não ocorrendo qualquer movimento do gás devido a esse efeito, para fora ou dentro do cilindro.

III.3. TEMPERATURA, PRESSÃO E COMPOSIÇÃO DA CARGA NO INÍCIO DA COMPRESSÃO

No início da compressão (ponto 1 da Figura 11), a carga possui os seguintes valores de temperatura e pressão:

$$T_1 = \frac{T_o + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (20)$$

e

$$P_1 = \frac{4,2705 \times 10^{-2} \cdot (M_r + M_c) \cdot \bar{R} \cdot T_1}{(D + V_c)} \quad (21)$$

onde:

T_1, P_1 = temperatura e pressão no início da compressão
[K], [kgf/cm²]

V_c = volume ocupado pelos gases residuais a T_r e P_r (volume do ponto 4 da Figura 11) ou volume da câmara de combustão [ℓ].

O número de moles dos gases residuais (M_r) pode ser escrito como:

$$M_r = \frac{P_r \cdot V_c}{4,2705 \times 10^{-2} \cdot \bar{R} \cdot T_r} \quad (22)$$

e, o número de moles de cada componente da carga como:

$$M_f = \frac{M_c}{n_{\text{carga}}} \quad (\text{combustível}) \quad (23)$$

$$M_{O_2} = \frac{M_c \cdot c}{n_{\text{carga}}} \quad (\text{oxigênio}) \quad (24)$$

$$M_{N_2} = \frac{M_c \cdot 3,76 \cdot c}{n_{\text{carga}}} \quad (\text{nitrogênio}) \quad (25)$$

$$M_{H_2O} = \frac{M_c \cdot g}{n_{\text{carga}}} \quad (\text{água}) \quad (26)$$

Pode-se, agora, verificar se o valor de γ_r encontra-se na faixa de 0.06 a 0.10 (valores usuais encontrados nos motores comerciais a plena carga).

Ao término dos cálculos, verifica-se a consistência dos valores de T_r e P_r previamente estimados.

No início da compressão, o número de moles da carga é o número de moles da carga fresca mais o número de moles dos gases residuais, ou seja:

$$M_1 = M_c + M_r \quad (27)$$

Nesta análise, os efeitos dos gases residuais são considerados através da adição de uma quantidade adicional virtual de massa em cada constituinte da carga fresca. Deste modo, possíveis diferenças significativas de calor específico e massa molecular entre os gases residuais e a carga fresca são compensa

dos, ou seja:

$$M_{i1} = M_{ic} + M_{ir} \quad (28)$$

M_{i1} = nº de moles do constituinte i no início da com
pressão

M_{ic} = nº de moles do constituinte i na carga fresca

M_{ir} = nº de moles virtual adicionado ao constituinte i
devido à presença dos gases residuais.

Assim, o comportamento dos gases residuais é diluído no comportamento de cada constituinte da carga fresca, através de uma massa virtual inerte. Nunca é demais lembrar que, a mas
sa virtual de oxigênio não é comburente e, a massa virtual de combustível não sofre combustão.

III.4. VOLUME ESPECÍFICO, ENERGIA INTERNA, ENTROPIA, E DISPONIBILIDADE DO SISTEMA

O volume do sistema é dado pela equação (3), e o volu
me parcial molar de cada constituinte pode ser determinado a
partir de sua fração molar.

$$y_i = \frac{\bar{v}_i}{\bar{v}} = \frac{M_{1i}}{\sum_i M_{1i}} \quad (29)$$

onde

y_i = fração molar do componente i na carga

\bar{v}_i = volume específico molar do componente i

\bar{v} = volume específico molar do sistema.



A energia interna do sistema é calculada pela somatória das integrais do calor específico molar a volume constante em função da temperatura,

$$\Delta U = \sum_i M_{1i} (\bar{u}_i - \bar{u}_{i_0}) = 100 \sum_i M_{1i} \int_{\theta_0}^{\theta} \bar{c}_{v_i}^0(\theta) d\theta \quad (30)$$

onde $\theta = T/100$ $T =$ temperatura absoluta [K]

e os valores de $\bar{c}_{v_i}^0(\theta)$ e de outras propriedades termodinâmicas são obtidos das referências [31], [49], [52], [53], [99], [100].

A variação de entropia é calculada a partir da expressão:

$$\Delta S = S - S_0 = \sum_i M_{1i} \left(\int_{\theta_0}^{\theta} \bar{c}_{p_i}^0(\theta) \frac{d\theta}{\theta} + \bar{R} \ln \frac{P_i}{P_0} \right) \quad (31)$$

onde $P_i =$ pressão parcial do componente i .

Quanto à disponibilidade no início da compressão (θ_1), ou seja, o máximo trabalho reversível que pode ser realizado pela carga, fica:

$$\theta = \Delta U + P_0 \Delta V - T_0 \Delta S \quad (32)$$

III.5. O PROCESSO DE COMPRESSÃO

O processo de compressão tem seu início no P.M.I. (0° do ângulo de manivela) e o término no instante da centelha (Processo 1-2 da Figura 11), quando tem-se o início do processo de combustão. Durante a compressão, o processo é adiabático reversível, ou seja:



$$ds = 0 \quad (33)$$

compressão

ou

$$Tds = du + Pdv = C_{v_0} dT + Pdv = 0 \quad (34)$$

A equação de gás perfeito nos fornece que

$$dT = \frac{1}{R} (Pdv + vdP) \quad (35)$$

Substituindo em (34) fica:

$$\frac{C_{v_0}}{R} (Pdv + vdP) + Pdv = 0 \quad (36)$$

Reordenando, e fazendo $k = \frac{C_{p_0}}{C_{v_0}}$, temos:

$$\frac{dP}{P} + k \frac{dv}{v} = 0 \quad (37)$$

A equação (37) é de difícil solução, uma vez que k é uma função quociente de dois polinômios na temperatura.

Uma alternativa é tomar o valor médio de k como uma aproximação da solução, ou seja, tomar k como constante. Deste modo a solução fica:

$$Pv = P_1 v_1^k = P_2 v_2^k \quad \text{ou} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \quad (38)$$

No entanto, outro tratamento pode ser dispensado à equação (33), ou seja:

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T dP = 0 \quad (39)$$

ainda:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P = \frac{\partial s}{\partial h}\bigg|_P \frac{\partial h}{\partial T}\bigg|_P = \frac{\bar{C}_P}{T} \quad (40)$$

e

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T = - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P = \frac{\bar{R}}{v} \quad \text{para um gás perfeito} \quad (41)$$

Assim, substituindo em (39):

$$ds = \frac{\bar{C}_P}{T} dT - \bar{R} \frac{dv}{v} = 0 \quad (42)$$

ou integrando:

$$\int_1^2 \frac{\bar{C}_P}{T} dT - \bar{R} \ln \frac{v_2}{v_1} = 0 \quad (43)$$

Aplicando a equação (43) para a carga, tem-se:

$$\sum_i M_{i1} \left(\int_1^2 \frac{\bar{C}_P^0}{T} dT \right) = \bar{R} \ln(M_1 \cdot T_2 \cdot \bar{R} / (D(1 + \frac{1}{r_v - 1} \cdot P_1))) \quad (44)$$

A equação (44) tem como incôgnita apenas a temperatura da carga e, pode ser solucionada numericamente, sendo, a equação (38), uma aproximação consistente para a primeira solução do processo de iteração numérica.

O diagrama de fluxo 1 mostra a solução desta análise para o processo de admissão da carga fresca e tempo de compressão.

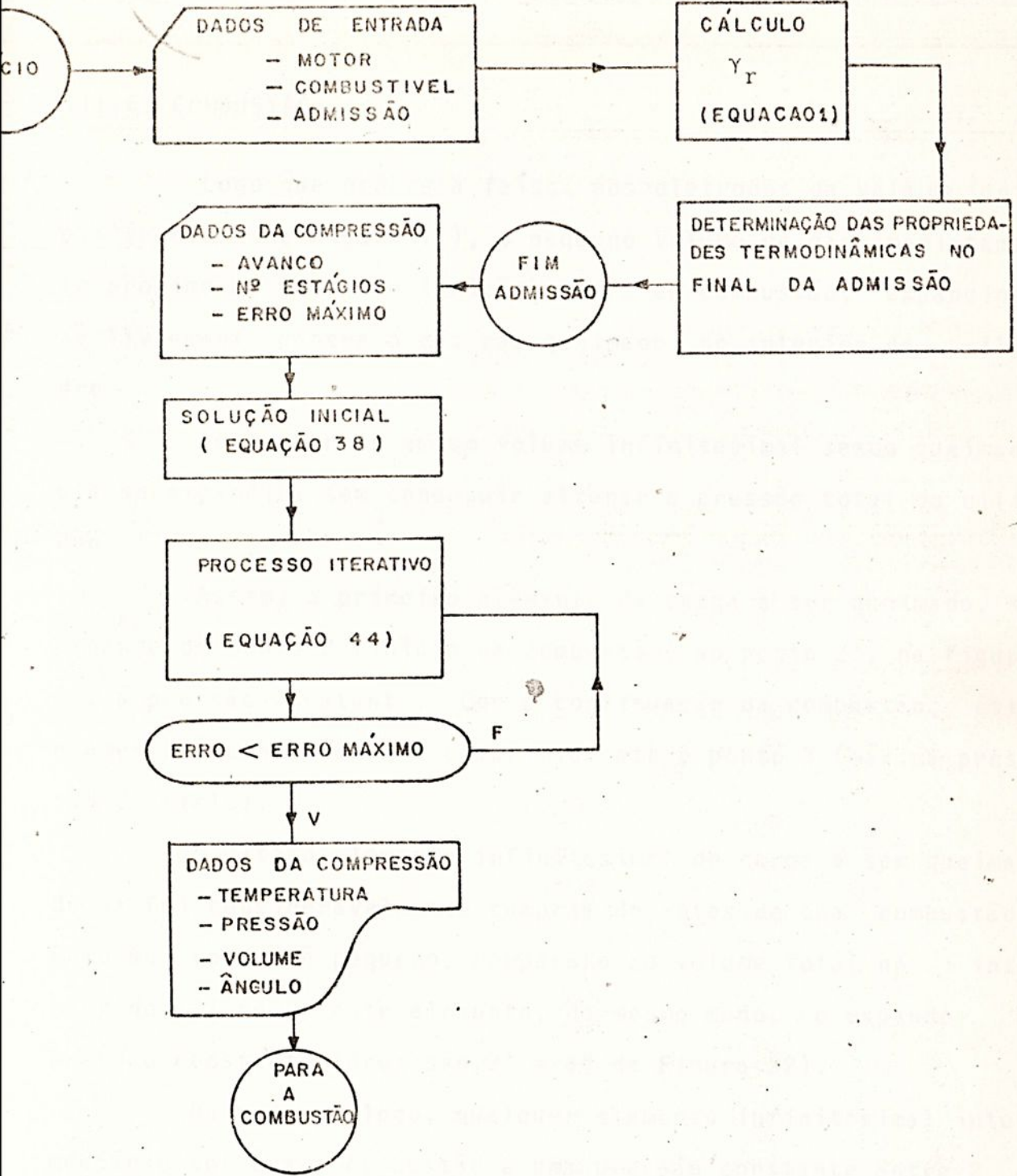


Diagrama de fluxo 1: Processo da admissão e compressão.

III.6. COMBUSTÃO

Logo que ocorre a faísca nos eletrodos da vela de ignição (ponto 2 da Figura 11), o pequeno volume de gás imediatamente próximo ao ponto de ignição, entra em combustão, expandindo-se livremente contra o gás não queimado, no interior do cilindro.

Se pensarmos em um volume infinitesimal sendo queimado, ele se expandirá sem conseguir alterar a pressão total do cilindro.

Assim, o primeiro elemento da carga a ser queimado, se expande do ponto 2 (início da combustão) ao ponto 2', na figura 22, à pressão constante. Com a continuação da combustão, este elemento é continuamente comprimido até o ponto 3 (máxima pressão do ciclo).

O último elemento infinitesimal de carga a ser queimado já foi consideravelmente comprimido antes de sua combustão. Como seu volume é pequeno, comparado ao volume total no interior do cilindro, este elemento, do mesmo modo, se expande à pressão constante (Processo 3' - 3" da Figura 22).

De modo análogo, qualquer elemento infinitesimal intermediário sofrerá a combustão a uma pressão constante entre 2 e 3. Assim, a combustão pode ser vista como a soma de um número infinito de processos de combustão, cada qual ocorrendo à pressão constante.

Cada estágio da combustão é considerado pela queima de um pequeno elemento de volume. A queima deste elemento é feita em passos, ou seja:



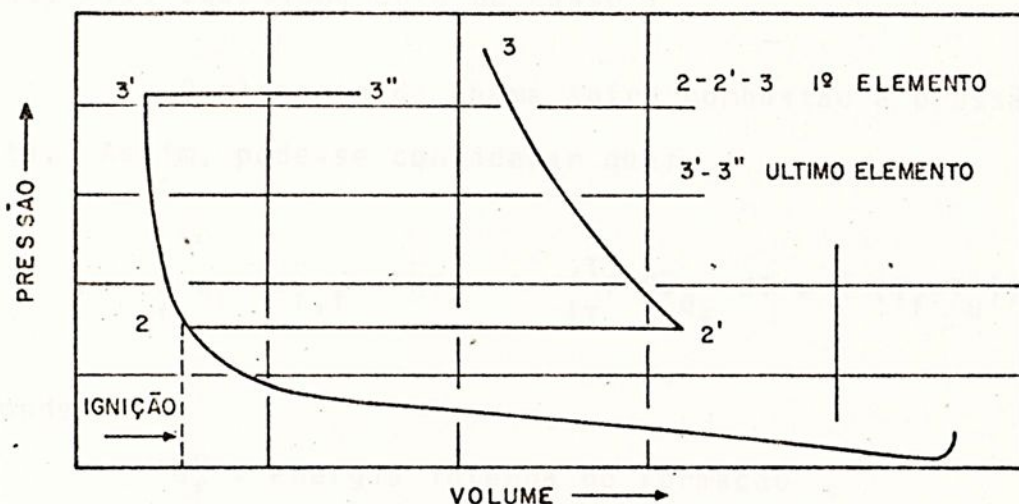


Figura 22 - Diagrama da combustão progressiva de um motor

Passo 1: Combustão a pressão constante de um pequeno volume da carga.

Passo 2: Mistura do pequeno volume de carga queimado no Passo 1 com os gases já queimados, também ocorrendo a pressão constante.

Passo 3: Compressão isentrópica da massa não queimada e da massa já queimada até o volume ocupado, anterior ao Passo 1.

Passo 4: Compressão (ou expansão) isentrópica das massas não queimadas e já queimadas, provocado pelo movimento do pistão.

O processo de combustão interna termina quando toda a massa no interior do sistema é queimada (ponto 3 da Figura 11).

III.7. EQUACIONAMENTO DA COMBUSTÃO

III.7.1. Equacionamento do Passo 1

O elemento de chama sofre combustão à pressão constante. Assim, pode-se considerar que:

$$\sum_f w_f (\bar{u}_{f,f}^0 + \bar{R}T_0 + \int_{T_0}^{T_f} C\bar{V}_{o_f} dT + \bar{R}(T_f - T_u)) = 0 \quad (45)$$

onde:

\bar{u}_f^0 = energia interna de formação

T_0 = 298 K (Temperatura do estado padrão)

T_f = temperatura da frente de chama

T_u = temperatura dos não queimados.

III.7.2. Equacionamento do Passo 2

A mistura dos gases queimados do elemento de chama com os gases já queimados, ocorre à pressão constante. Assim, es creve-se:

$$\sum_f w_f \int_{T_f}^{T_{b2}} (C\bar{V}_f^0 dT) + \sum_b w_b \int_{T_b}^{T_{b2}} (C\bar{V}_b^0 dT) = 0 \quad (46)$$

onde:

T_b = temperatura dos gases já queimados antes do início do Passo 2

T_{b2} = temperatura dos gases já queimados após o Passo 2 (índice b refere-se aos gases já queimados).

III.7.3. Equacionamento do Passo 3

Após a mistura dos gases queimados do elemento de cha ma com os gases já queimados, toda a massa no interior do sistema é comprimida isoentropicamente até o volume ocupado anteriormente ao passo de combustão (Passo 1) de tal modo que a energia interna do sistema anterior ao Passo 1 seja a mesma após o Passo 3, ou seja:

$$\sum_b w_b \left(\int_{T_{b2}}^{T_{b3}} c_{p_u}^0 \frac{dT}{T} - \bar{R} \ln \left(\frac{P_{1b}}{P_{2b}} \right) \right) = \sum_u w_u \left(\int_{T_u}^{T_{u3}} c_{p_u}^0 \frac{dT}{T} - \bar{R} \ln \left(\frac{P_{1u}}{P_{3u}} \right) \right) = 0 \quad (47)$$

onde:

$P_{1,j}$ = pressão parcial do gás j ($j = u$ ou b) exercida quando a mistura de gases j encontra-se a temperatura T_{j3} e volume v_1 (volume do sistema anterior ao Passo 1)

$P_{3,j}$ = pressão parcial do gás j ($j = u$ ou b) exercida quando a mistura de gases j encontra-se a temperatura T_{j2} e no volume virtual v_2 (volume que virtualmente o sistema ocuparia após o Passo 2).

(Índice u refere-se aos gases não queimados).

III.7.4. Equacionamento do Passo 4

No Passo 4 ocorre a alteração do volume do sistema pro vocado pela movimentação do pistão durante o estágio correspon dente. Isto pro voca nos gases uma expansão (ou contração) se gundo uma isoentrópica, ou seja:



$$\sum_b w_b \left(\int_{T_{b3}}^{T_{b4}} c_{p_b}^0 \frac{dT}{T} - \bar{R} \ln \left(\frac{P_{4b}}{P_{1b}} \right) \right) = \sum_u w_u \left(\int_{T_{u3}}^{T_{u4}} c_{p_u}^0 \frac{dT}{T} - \bar{R} \ln \left(\frac{P_{4u}}{P_{1u}} \right) \right) = 0 \quad (48)$$

onde:

P_{4j} = é a pressão parcial do gás j ($j = u$ ou b) na temperatura T_{j4} e o volume após o movimento do êmbolo.

III.7.5. Solução do Equacionamento da Combustão

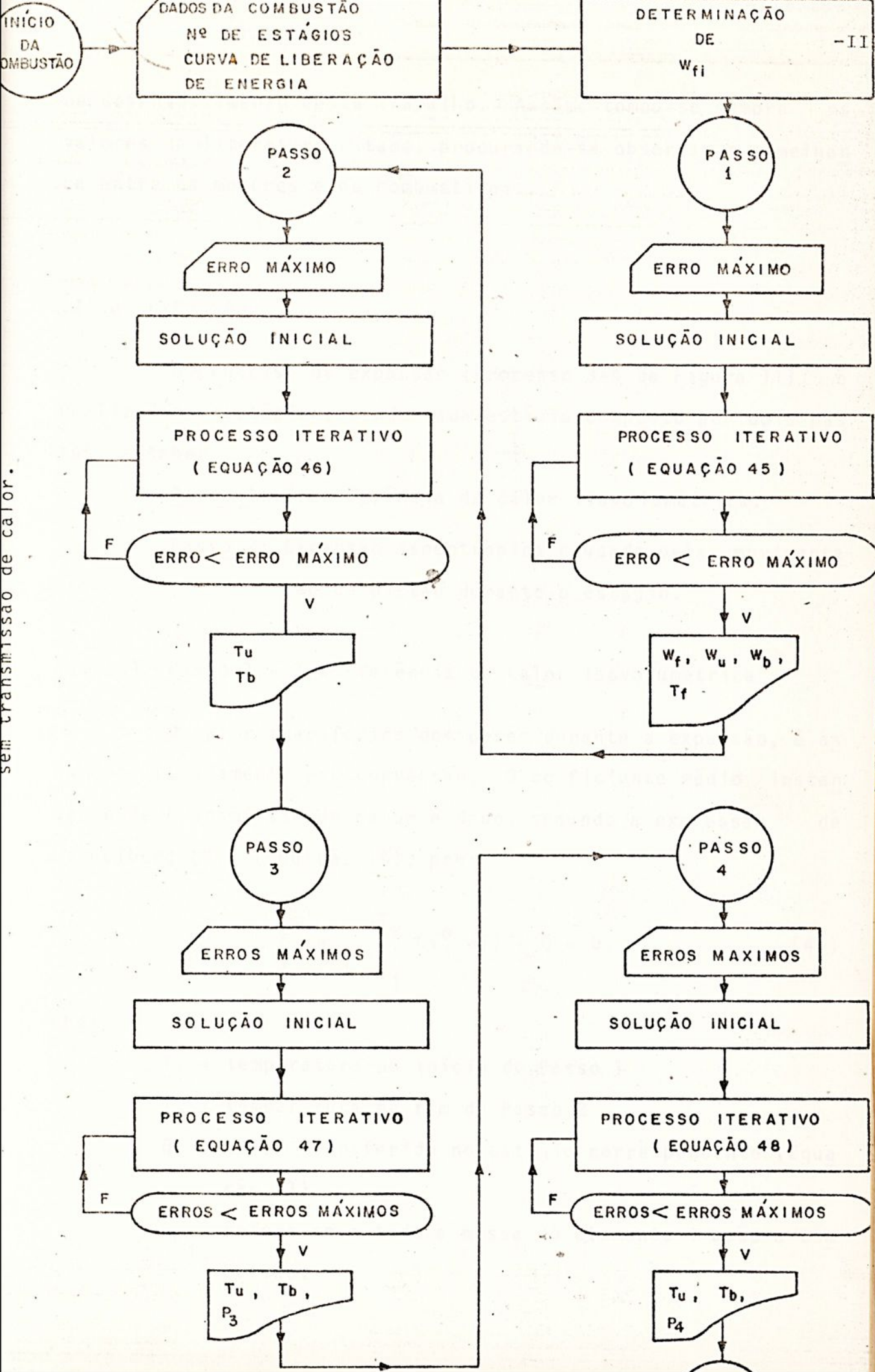
As equações (45), (46), (47) e (48) são, todas elas, implícitas na temperatura. Suas soluções dependem, portanto, de métodos numéricos [85]. Em cada um dos 4 passos é sempre possível fazer uma estimativa razoável como primeira aproximação do método numérico adotado; tomando-se como suposição, o calor específico independente da temperatura, como foi feito no processo de compressão.

Para término da análise, resta apenas a determinação das parcelas w_f , ou seja, para cada estágio da combustão, a parcela da carga que sofre combustão.

Isto só é possível a partir do conhecimento experimental de uma das duas premissas: a velocidade de propagação da chama no interior da câmara de combustão ou a taxa de liberação de energia durante a combustão.

Estes valores também estão disponíveis na literatura, para alguns combustíveis e motores [69], [71], [72], [73], [74], [75], [77], [78], [88], [89], [93], [94], [95].

Nesta análise, a obtenção destes dados experimentais mostrou-se bastante difícil, devido às contingências existentes



sem transmissão de calor.

no desenvolvimento deste trabalho. Assim, tomou-se sempre os valores da literatura citada, procurando-se observar a semelhança entre os motores e os combustíveis.

III.8. EXPANSÃO

O processo de expansão (Processo 3-4 da Figura 11) é realizado em estágios, sendo cada estágio composto por dois passos, a saber:

Passo 1: Transferência de calor isovolumétrica.

Passo 2: Expansão isoentrópica causada pela movimentação do pistão durante o estágio.

III.8.1. Passo 1 - Transferência de Calor Isovolumétrica

O calor transferido dos gases durante a expansão, é assumido inteiramente por convecção. O coeficiente médio instantâneo de transmissão de calor é dado, segundo a expressão de Eichelberg [97] (Equação 10), por:

$$\sum_i (w_{b_i} \int_{T_1}^{T_2} C_{V_i}^0 dT) + Q = 0 \quad (49)$$

onde:

T_1 = temperatura no início do Passo 1

T_2 = temperatura no fim do Passo 2

Q = calor transferido no estágio correspondente (Equação 11)

w_{b_i} refere-se a toda a massa do elemento i após a combustão.

III.8.2. Passo 2 - Expansão Isoentrópica

Devido ao movimento do pistão, o gás é expandido por um processo adiabático e reversível, ou seja:

$$\sum_i w_{b_i} \left(\int_{T_2}^{T_3} C_{p_i}^0 \frac{dT}{T} - \bar{R} \ln \left(\frac{P_{3b_i}}{P_{2b_i}} \right) \right) = 0 \quad (50)$$

onde:

- T_3 = temperatura final do passo 2
- P_{3b_i} = pressão parcial do elemento i após o passo 2 da expansão
- P_{2b_i} = pressão parcial do elemento i no início do passo 2 da expansão.

A expansão termina com a abertura da válvula de escape, nesta análise, no P.M.I. (Ponto 4 da Figura 11).

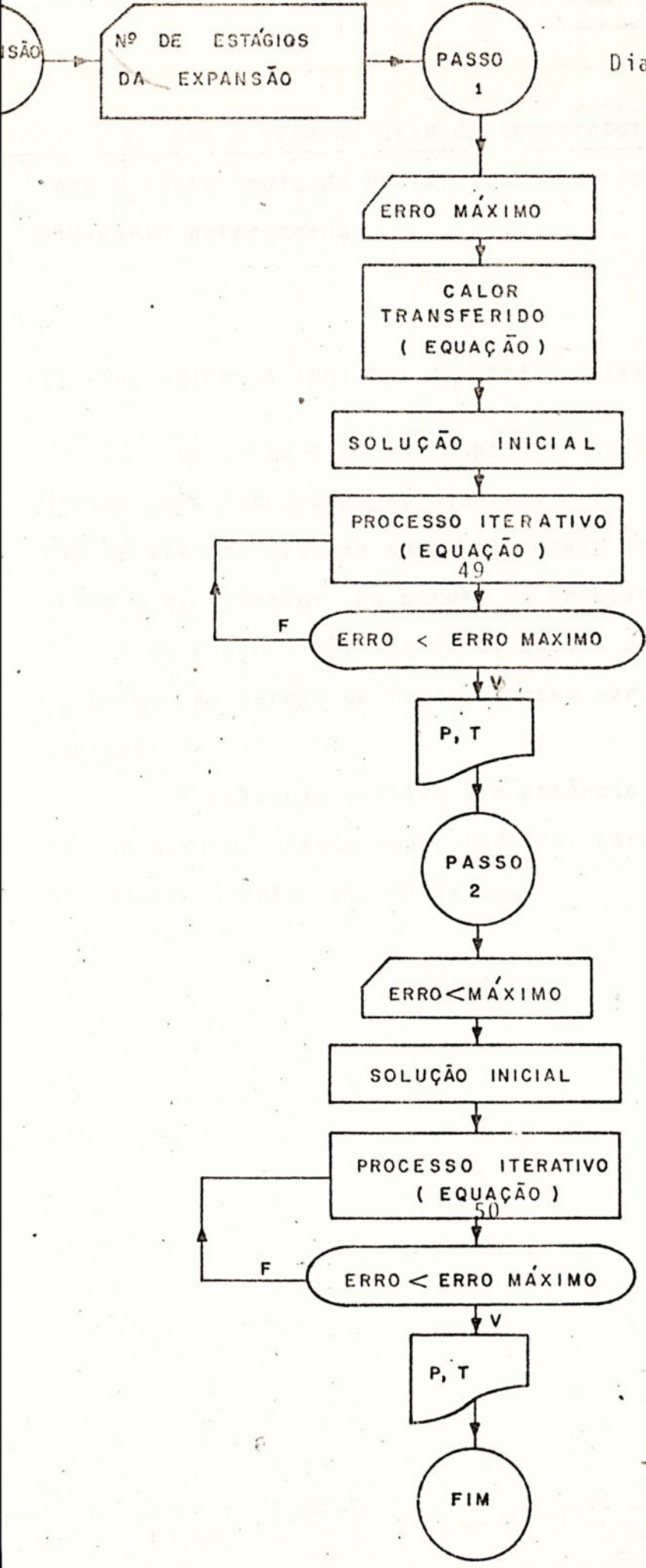
III.9. TEMPERATURA DOS GASES RESIDUAIS

Se a expansão tiver continuidade até a pressão dos gases de escape (Ponto 4" da Figura 11), a temperatura do ponto 4" seria a temperatura dos gases residuais.

Portanto, a equação (50) pode ser reescrita para a determinação da temperatura dos gases residuais, somente efetuando a expansão entre os pontos 4 - 4" da Figura 11.

Uma vez determinada a temperatura dos gases residuais, verifica-se o valor inicialmente adotado e efetua-se as correções, se necessárias.

Diagrama de fluxo 3 - Proce
de expans



Com a determinação da temperatura dos gases residuais, todo o ciclo indicado do funcionamento do motor encontra-se devidamente determinado.

III.10. POTÊNCIA INDICADA DE ATRITO E EFETIVA

Do ciclo indicado é possível determinar a potência indicada pela integração do diagrama P-V. Já, no caso da potência de atrito, deve-se somar as perdas de correntes do bombeamento e da fricção. As perdas de bombeamento (Pontos 0 - 1 e 4' - 5 da Figura 11), são calculadas a partir dos valores de P_e e P_i . As perdas de fricção podem ser calculadas a partir da equação 13.

A potência efetiva é a potência indicada menos a potência de atrito. Deste modo, todas as características do motor são absolutamente determináveis.

IV. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

IV.1. VALIDAÇÃO DO MODELO

Patterson e Van Wylen [35] apresentam um modelo, para o ciclo indicado de um motor Otto, operando com isooctano e estabelecem uma comparação com o correspondente resultado experimental.

Aplicou-se ao motor em questão, o modelo descrito no capítulo anterior, supondo-se que o combustível fosse admitido no estado gasoso, sem aquecimento da carga na admissão.

As Figuras de 23 a 27 reproduzem os resultados da referência [35].

As Figuras de 28 a 50 referem-se aos resultados da aplicação do modelo descrito no Capítulo III, no motor da referência [35]. As Figuras de 28 a 31 referem-se aos dados na compressão, enquanto as figuras de 32 a 43 referem-se aos dados na combustão. Finalmente, as figuras de 44 a 50 representam os dados da expansão.



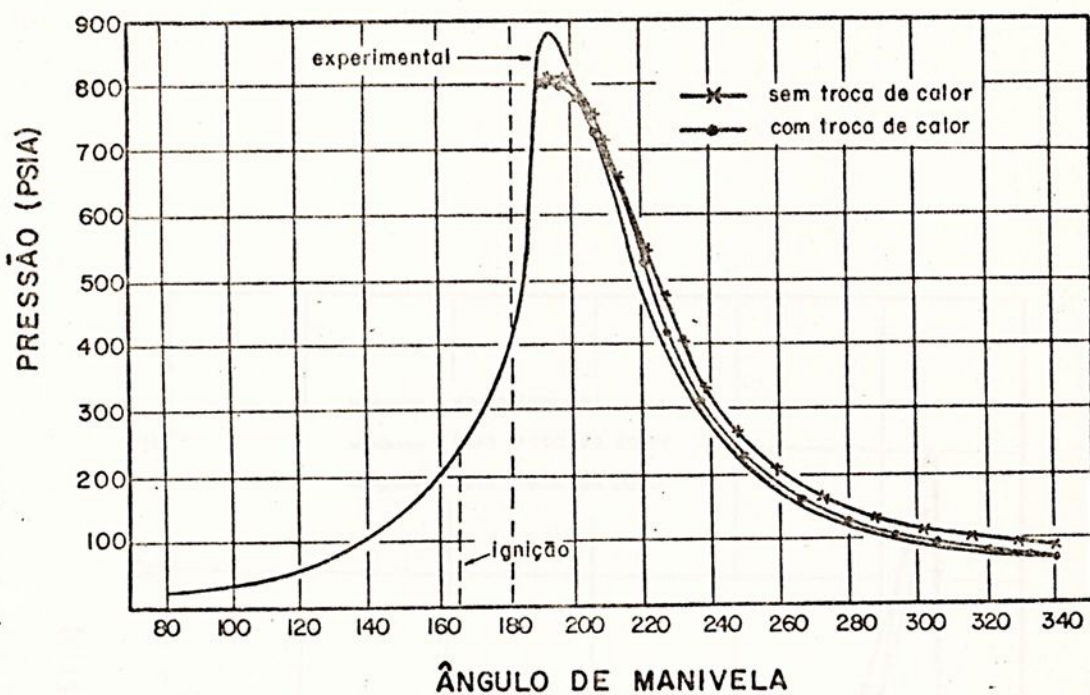


Figura 23 - Pressão "versus" ângulo de manivela

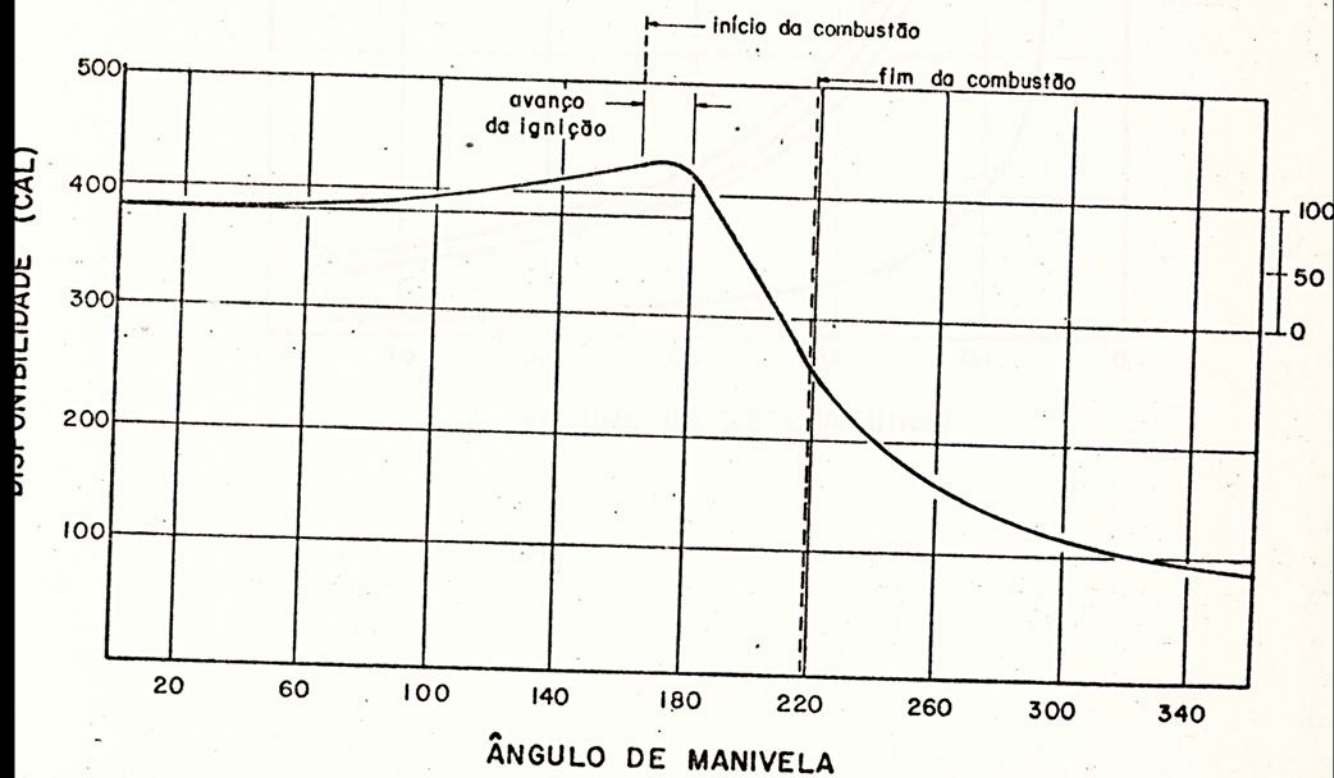


Figura 24 - Disponibilidade "versus" ângulo de manivela

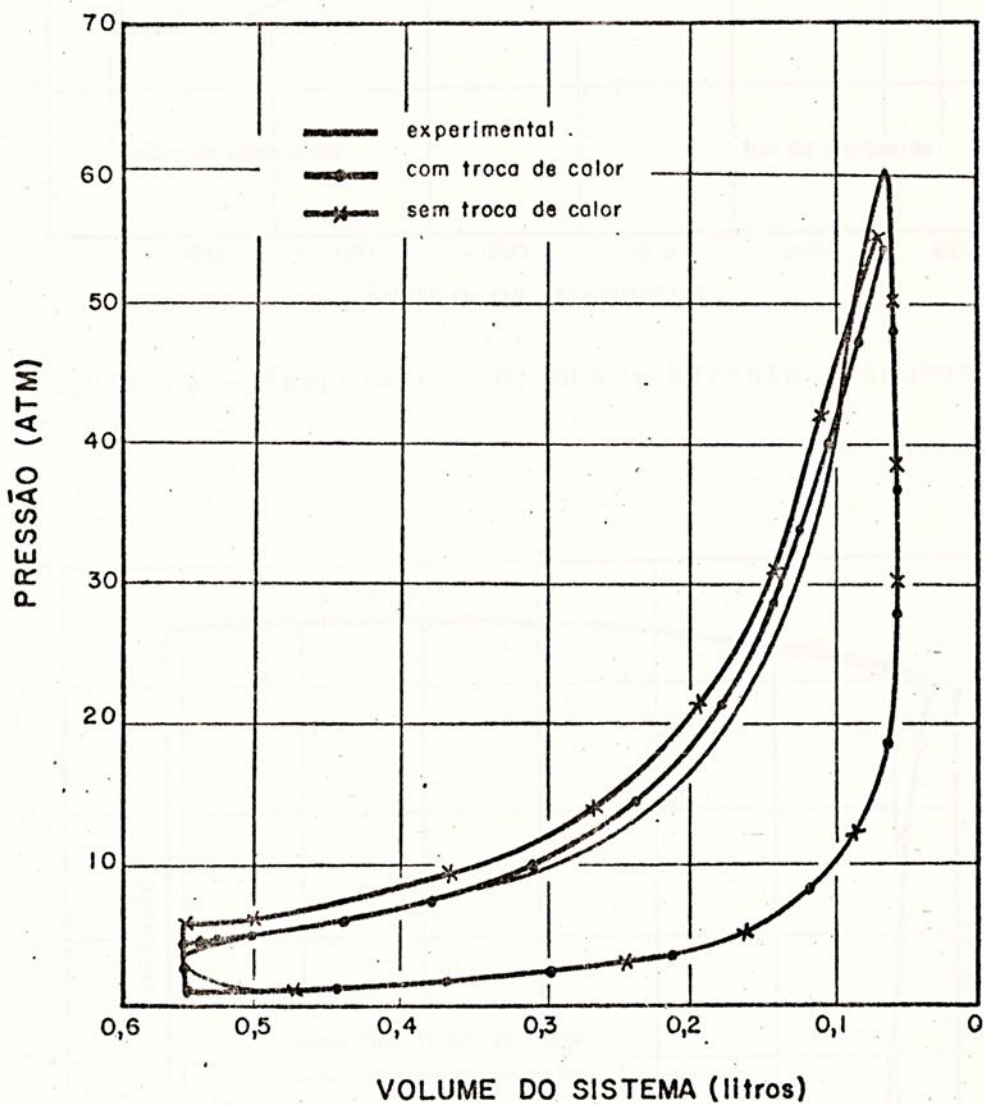


Figura 25 - Pressão "versus" volume

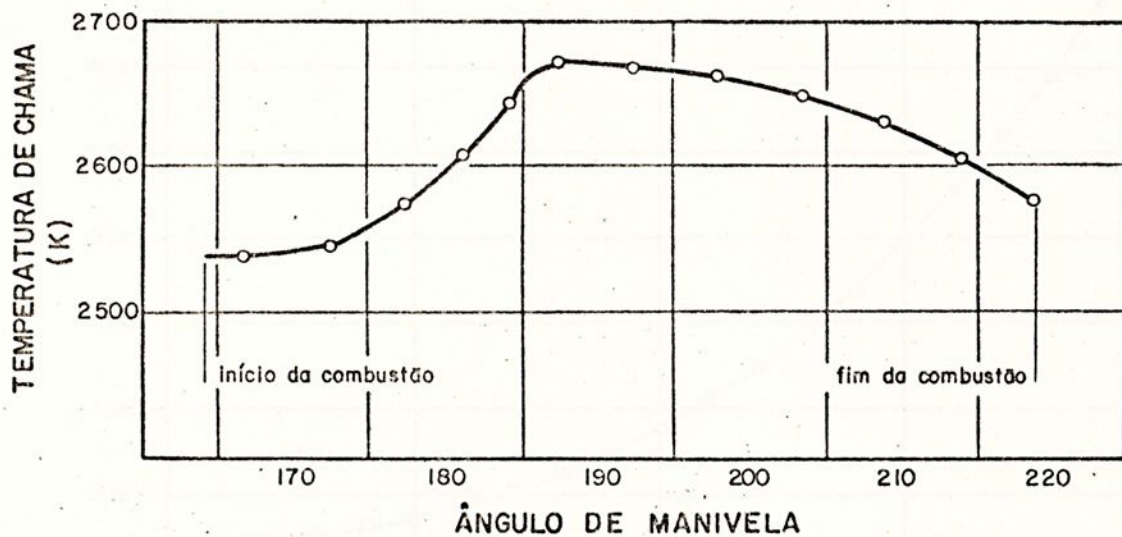


Figura 26 - Temperatura da chama durante a combustão

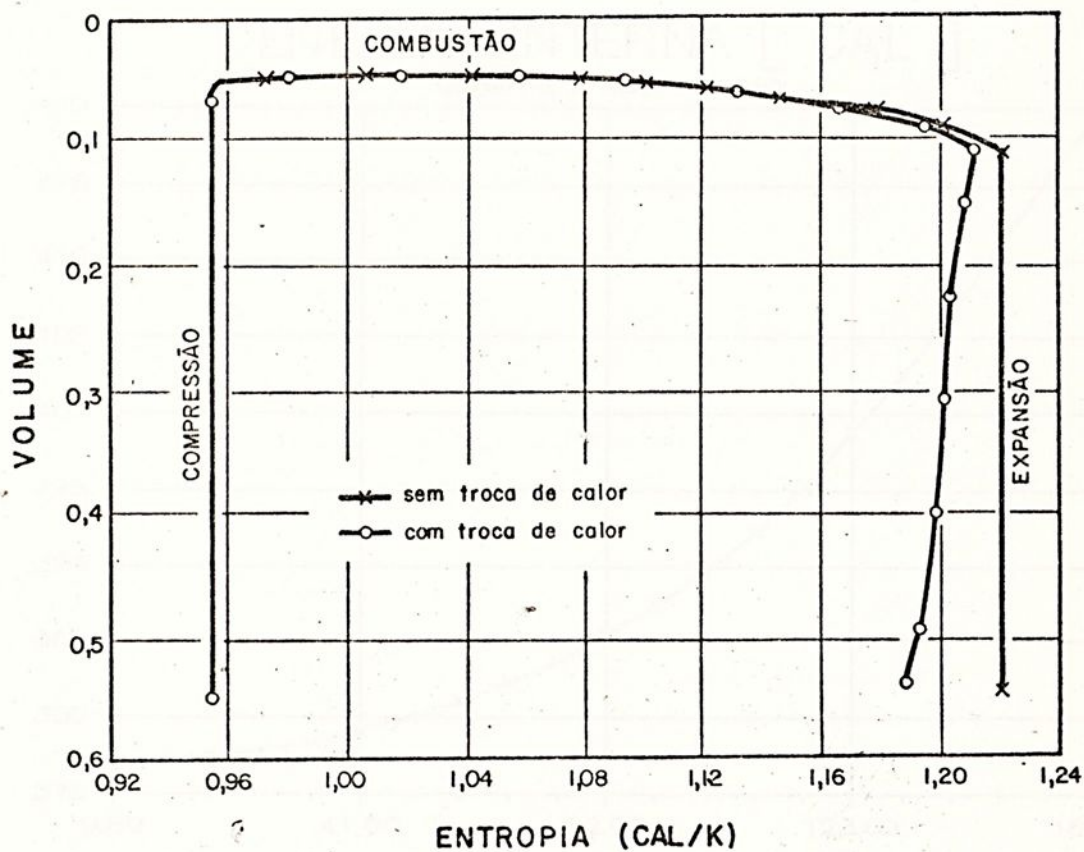


Figura 27 - Volume "versus" entropia

TEMPERATURA NA COMPRESSÃO [K]

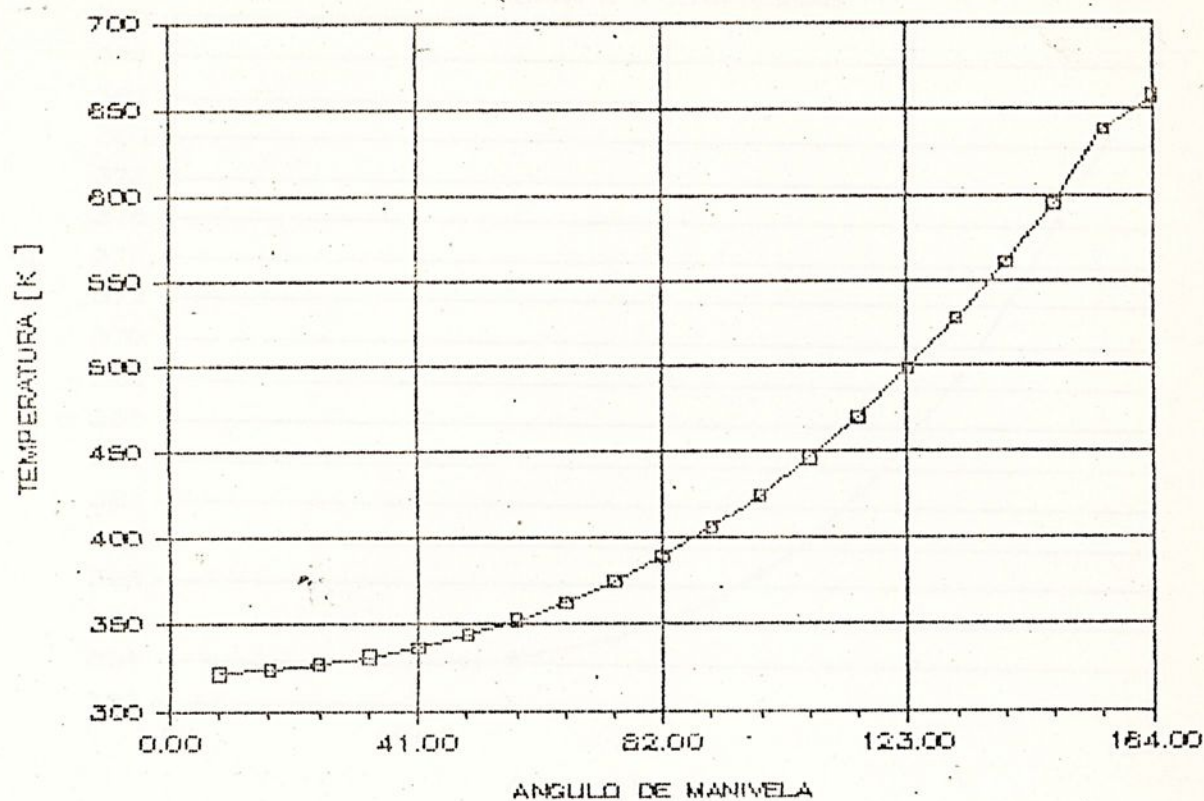


Figura 28 - Temperatura na compressão [K]

ENERGIA INTERNA [CAL]

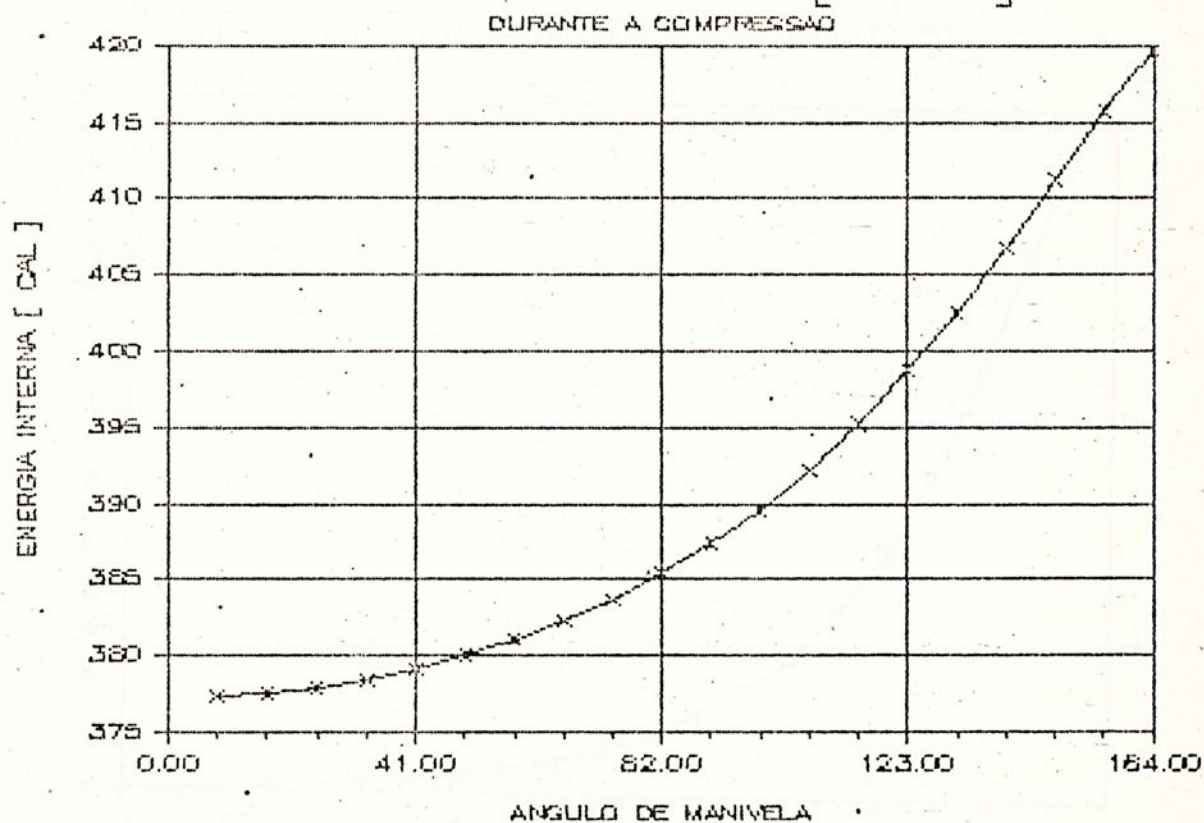


Figura 29 - Energia interna [cal]

DISPONIBILIDADE [CAL]

DURANTE A COMPRESSÃO

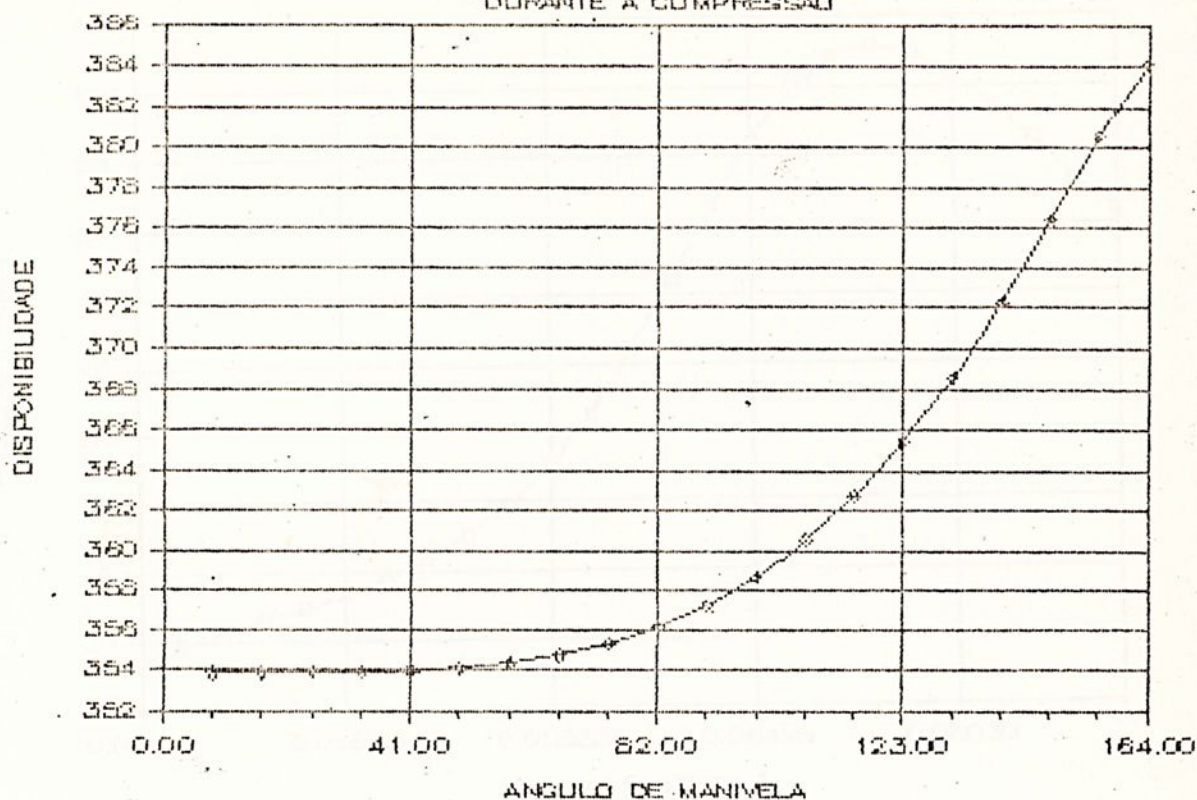


Figura 30 - Disponibilidade [cal]

PRESSAO DURANTE A COMPRESSAO

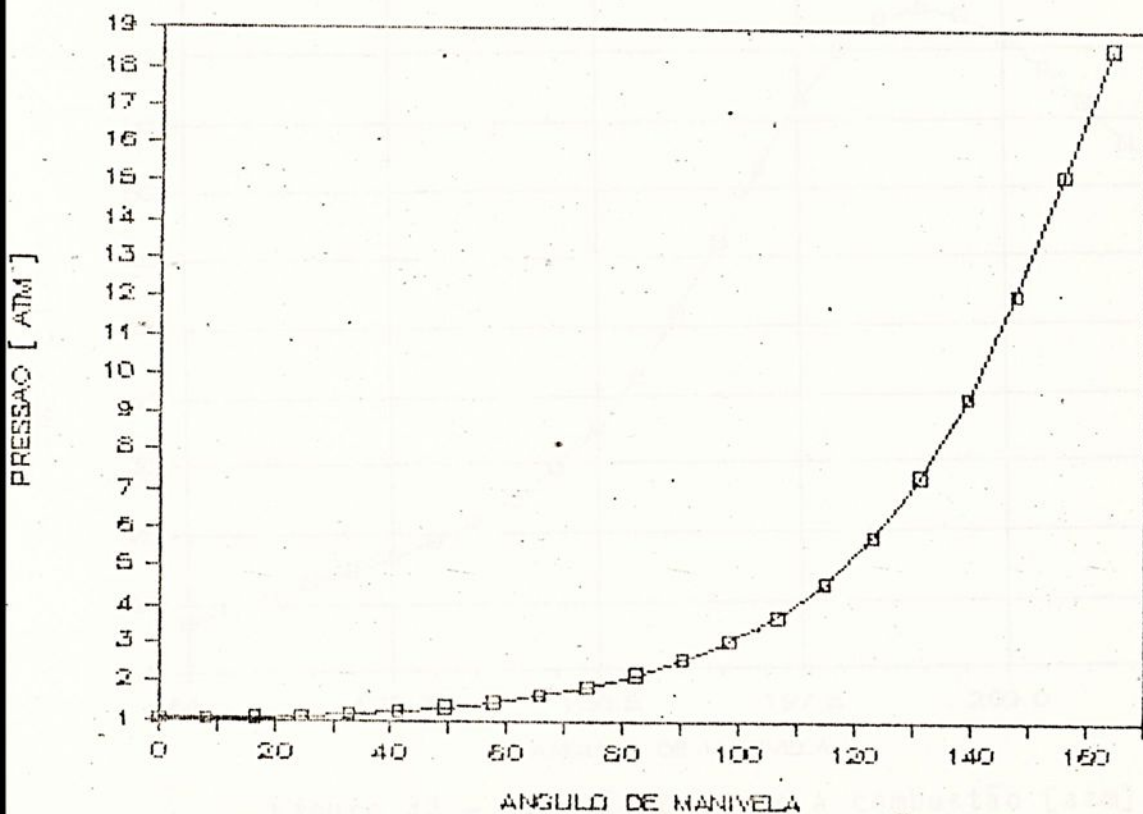


Figura 31 - Pressão durante a compressão

PRESSAO "VERSUS" VOLUME

DURANTE A COMBUSTAO

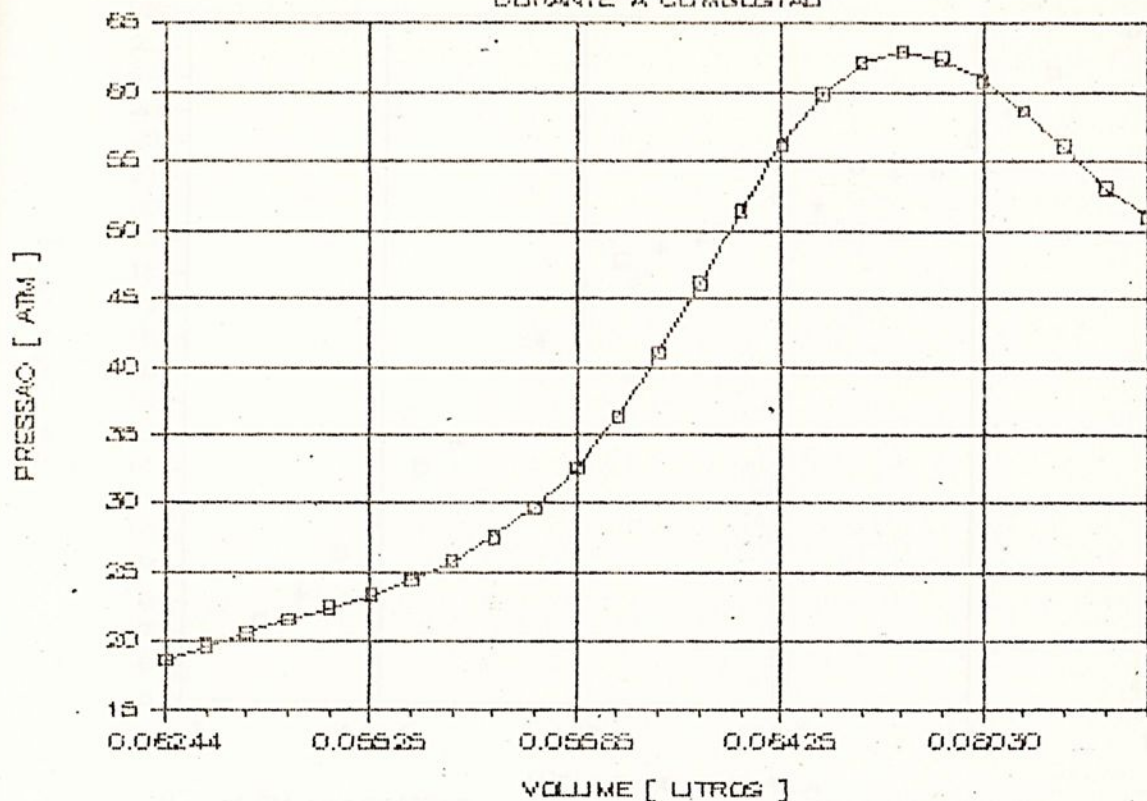


Figura 32 - Pressão "versus" volume

PRESSAO DURANTE A COMBUSTAO [ATM]

SEM TROCA DE CALOR

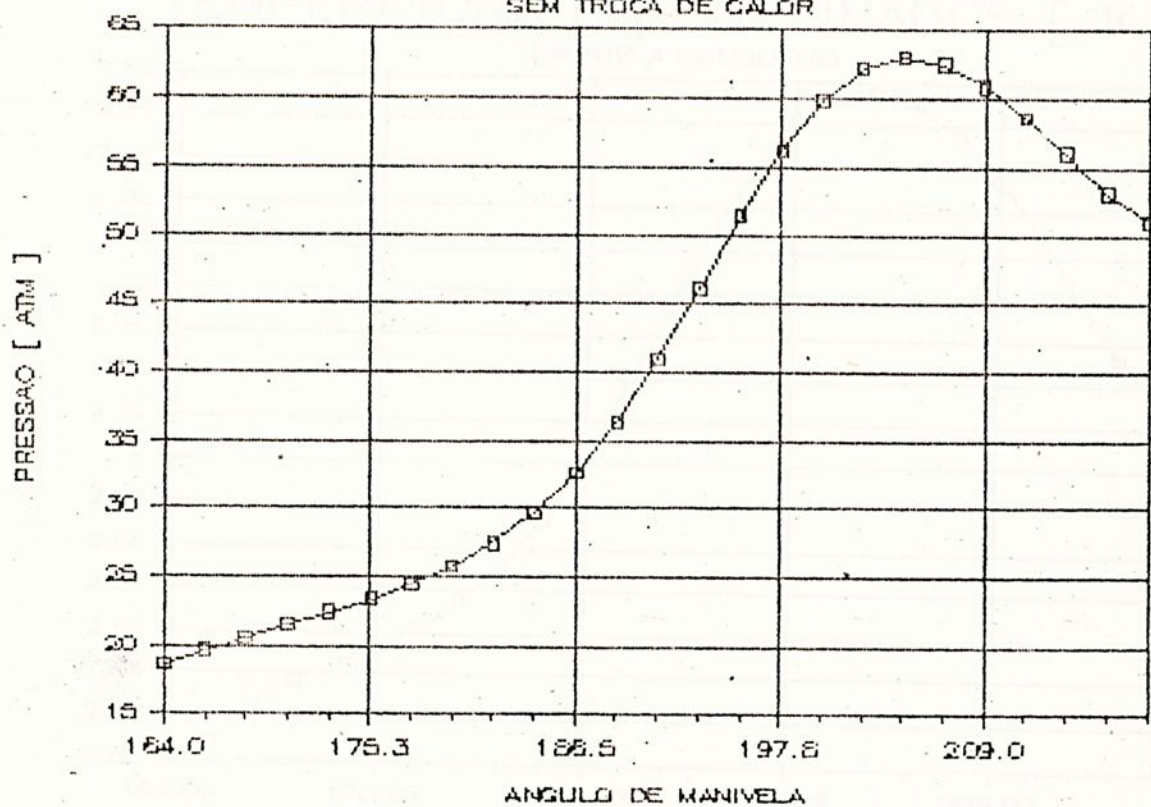


Figura 33 - Pressão durante a combustão [atm]

PRESSAO NO INICIO DA COMBUSTAO [ATM]

IGNICAO 164 GRAUS

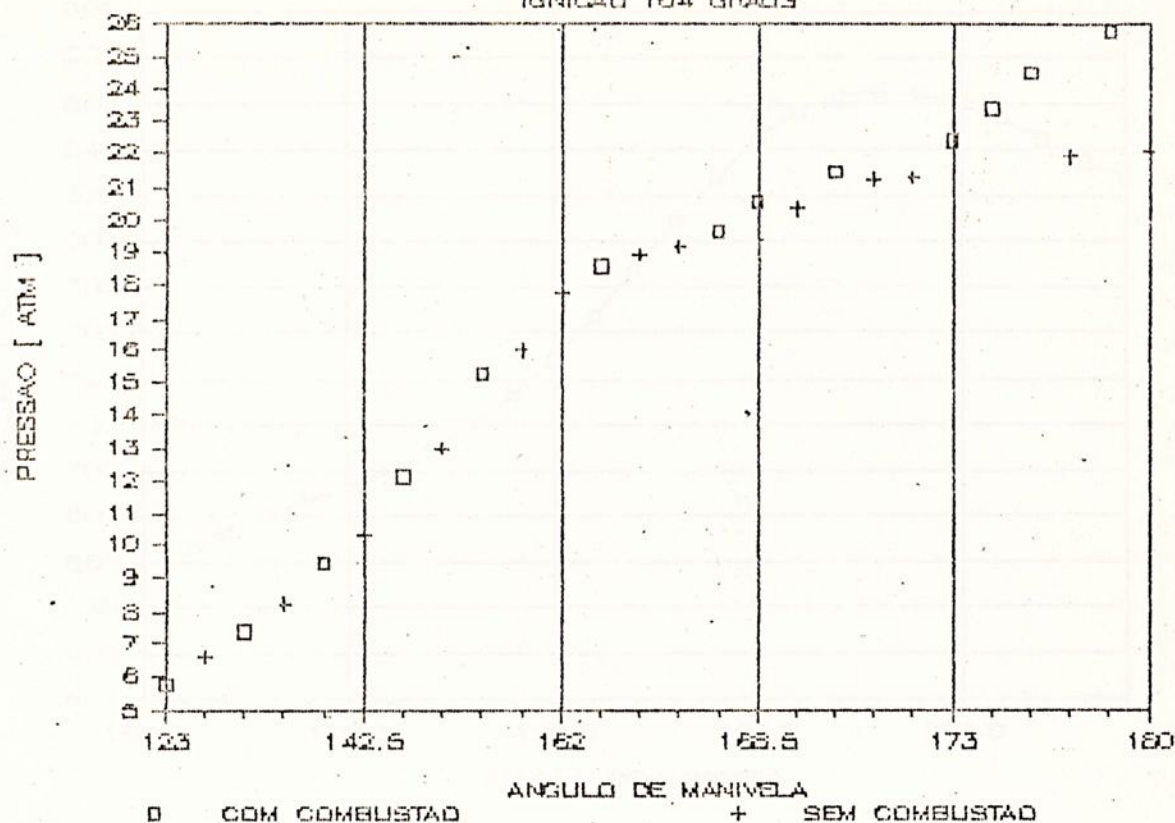


Figura 34 - Pressão no início da combustão [atm]

TEMPERATURA DOS QUEIMADOS [K]

DURANTE A COMBUSTAO

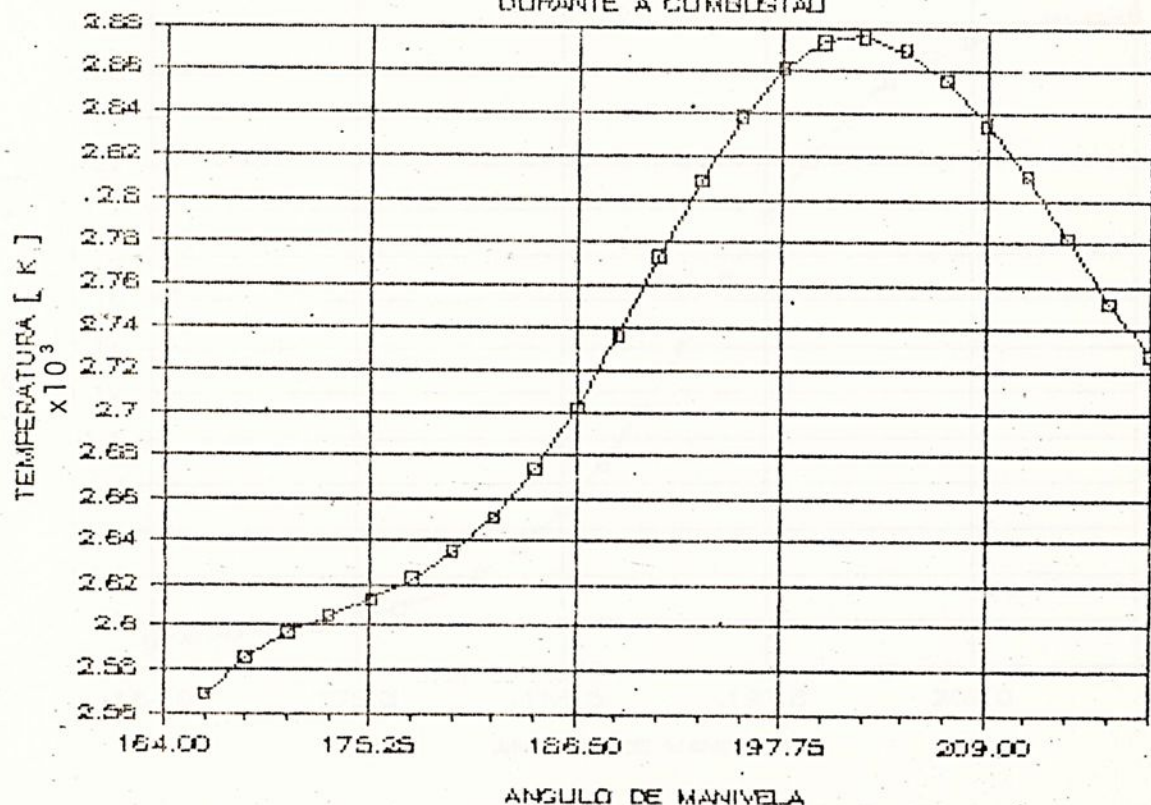


Figura 35 - Temperatura dos queimados [K]

TEMPERATURA DOS NAO QUEIMADOS [K]

DURANTE A COMBUSTAO

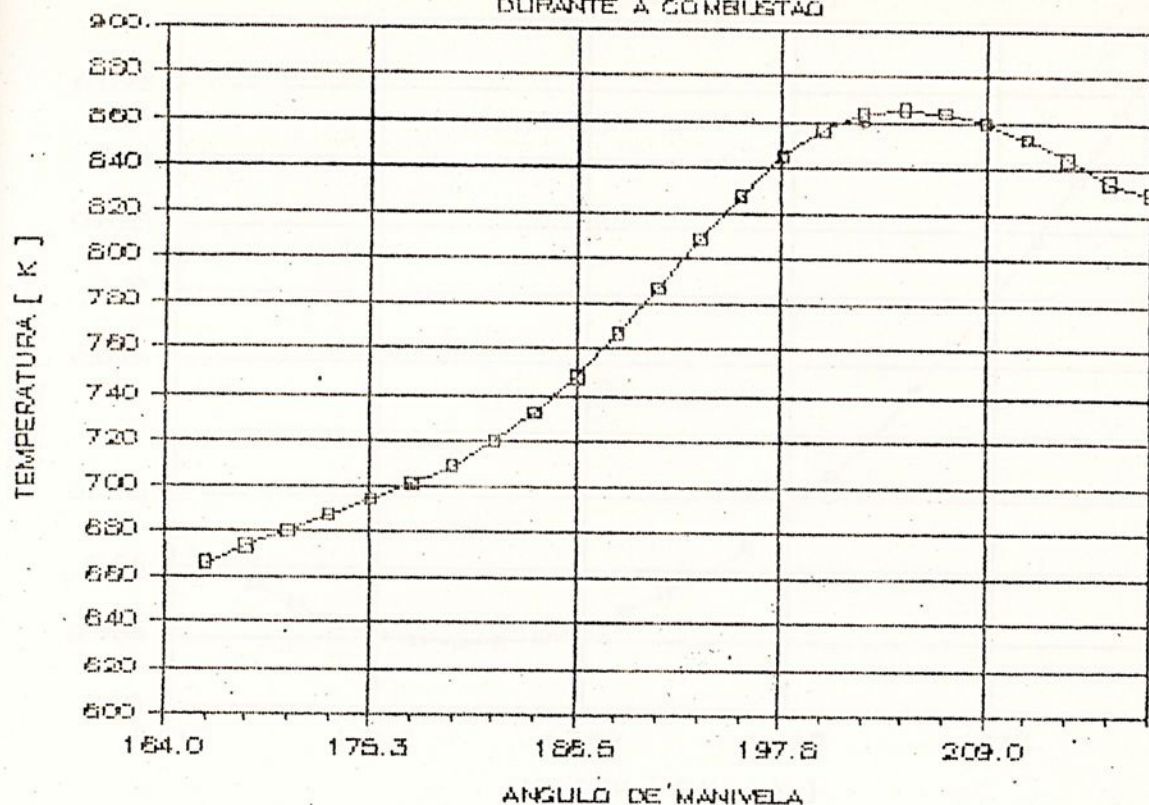


Figura 36 - Temperatura dos não queimados [K]

ENTROPIA DURANTE A COMBUSTAO [CAL / K]

SEM TROCA DE CALOR

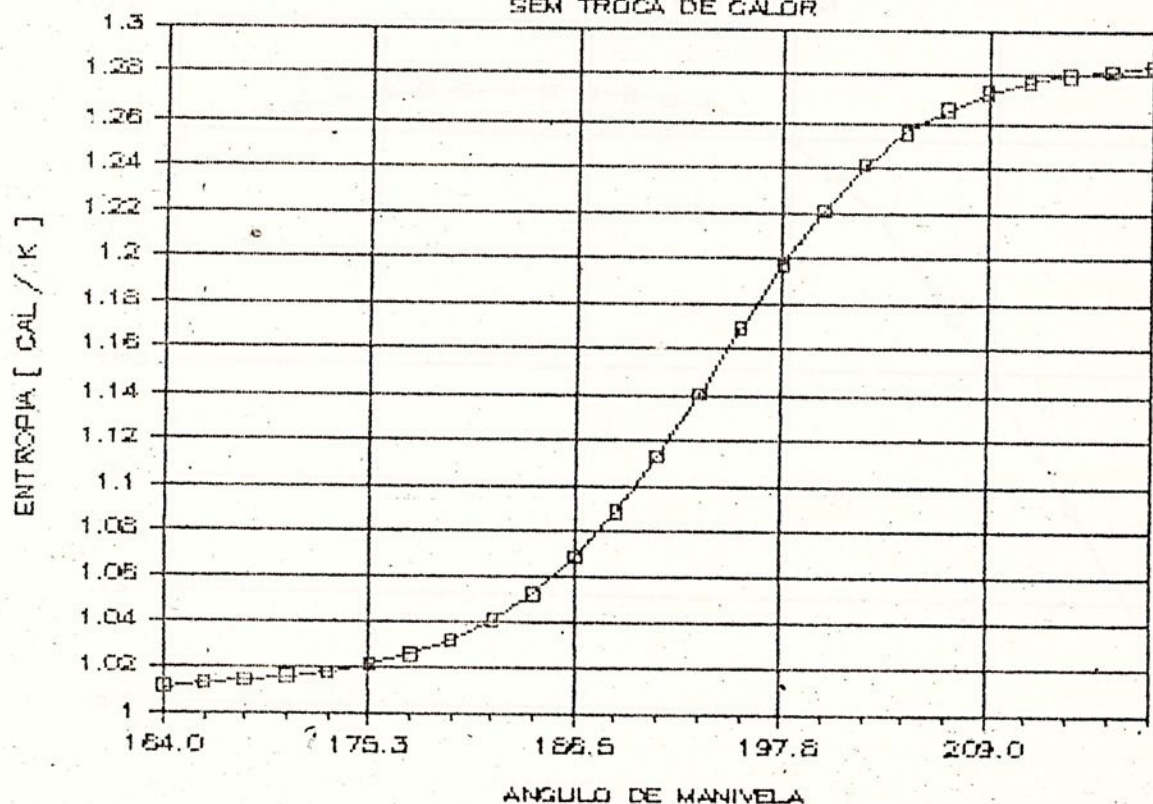


Figura 37 - Entropia durante a combustão [cal/K]

ENTROPIA " VERSUS " VOLUME

DURANTE A COMBUSTAO

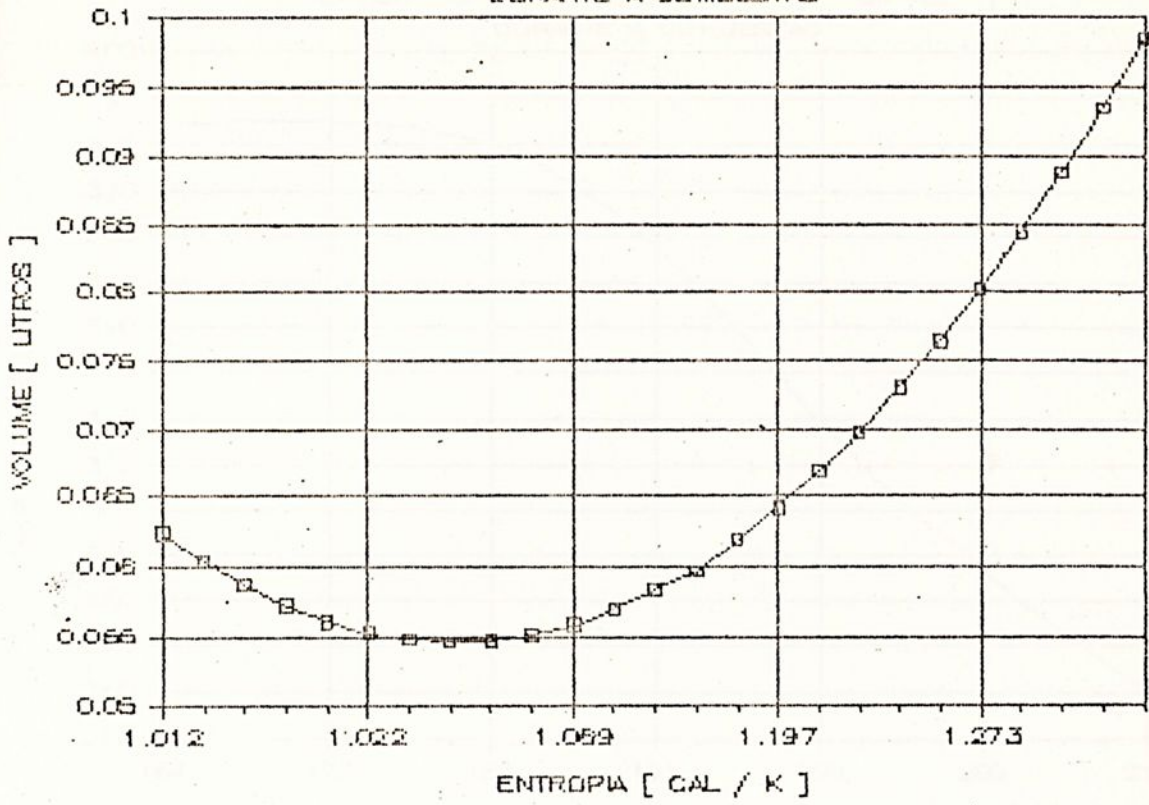


Figura 38 - Entropia "versus" volume

ENERGIA INTERNA [CAL]

DURANTE A COMBUSTAO

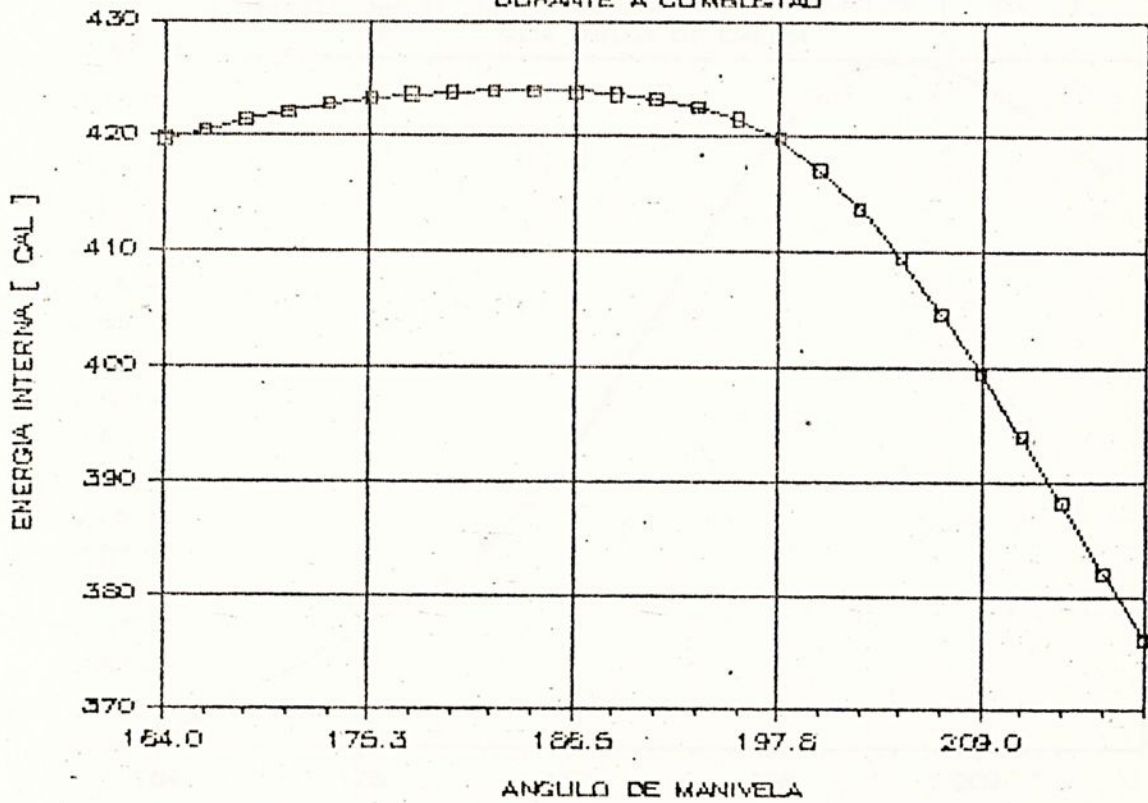


Figura 39 - Energia interna [cal]

DISPONIBILIDADE [CAL]

DURANTE A COMBUSTAO

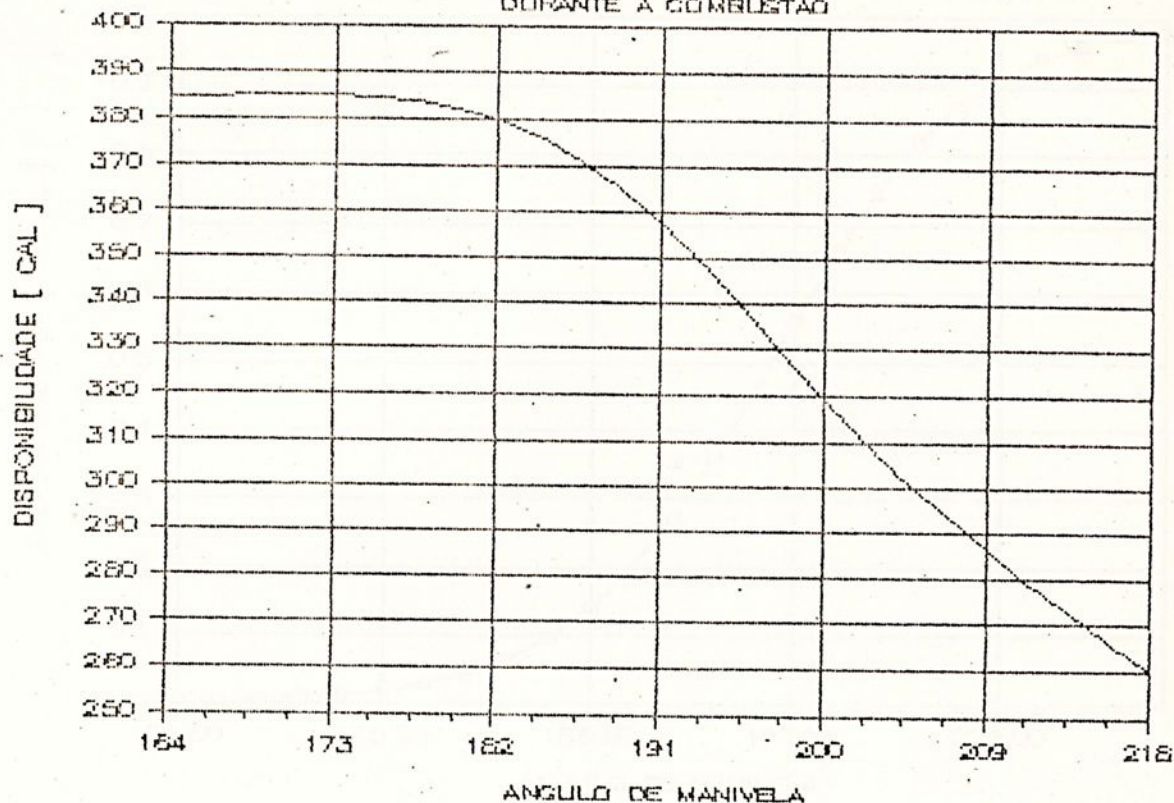


Figura 40 - Disponibilidade [cal]

TEMPERATURA DA CHAMA [K]

SEM TROCA DE CALOR

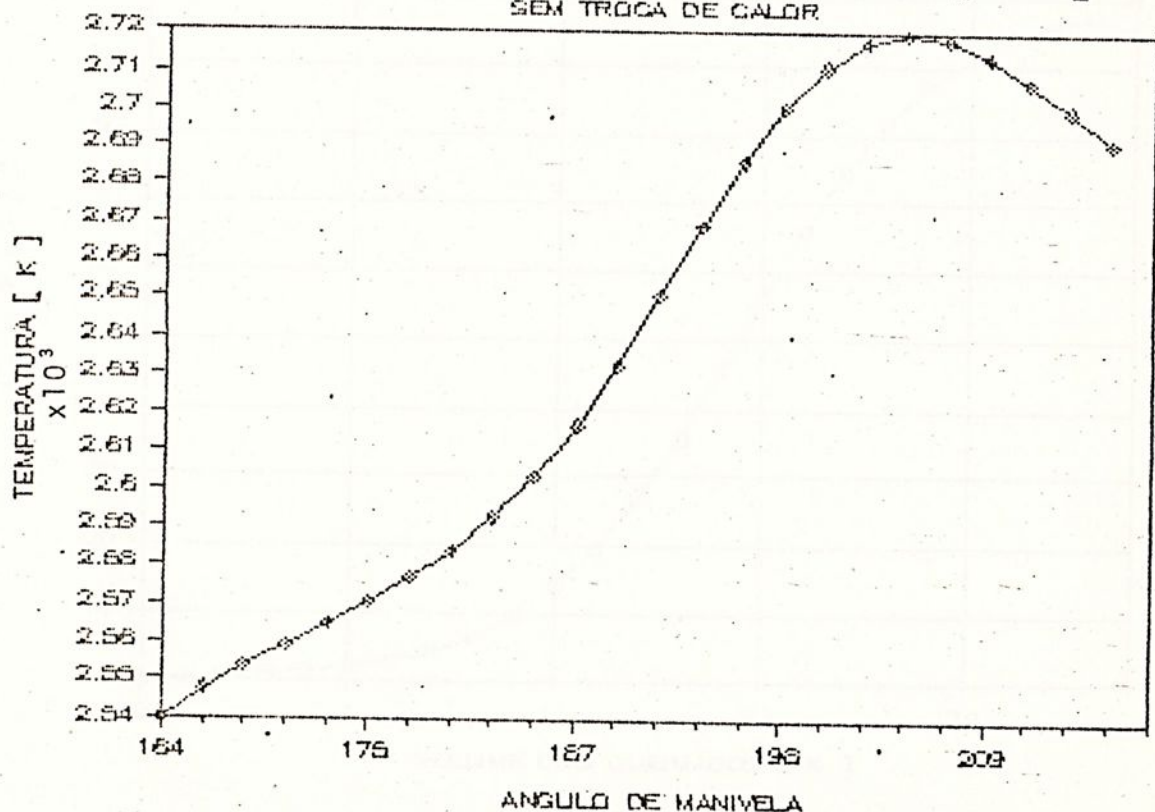


Figura 41 - Temperatura da chama [K]

LIBERACAO DE ENERGIA NA COMBUSTAO [%]

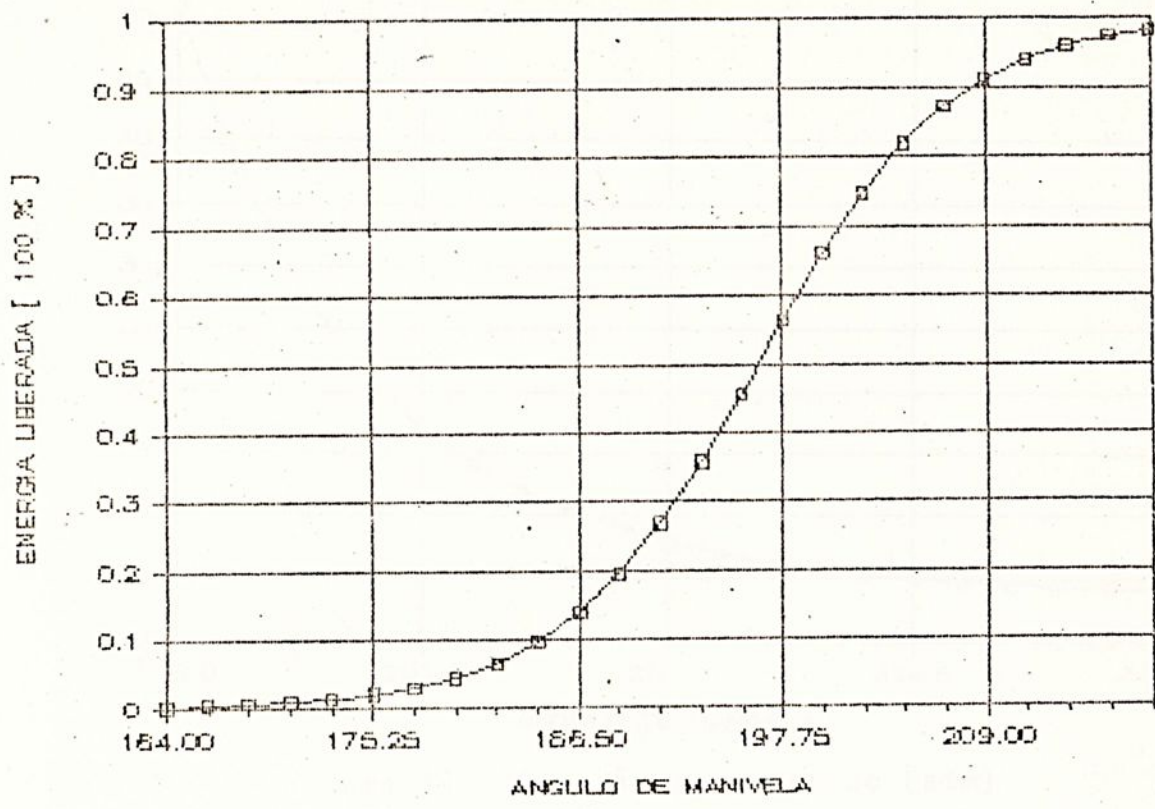


Figura 42 - Liberaçao de energia na combustao [%]

RELACAO DE RABEZZANA

ISOOCTANO

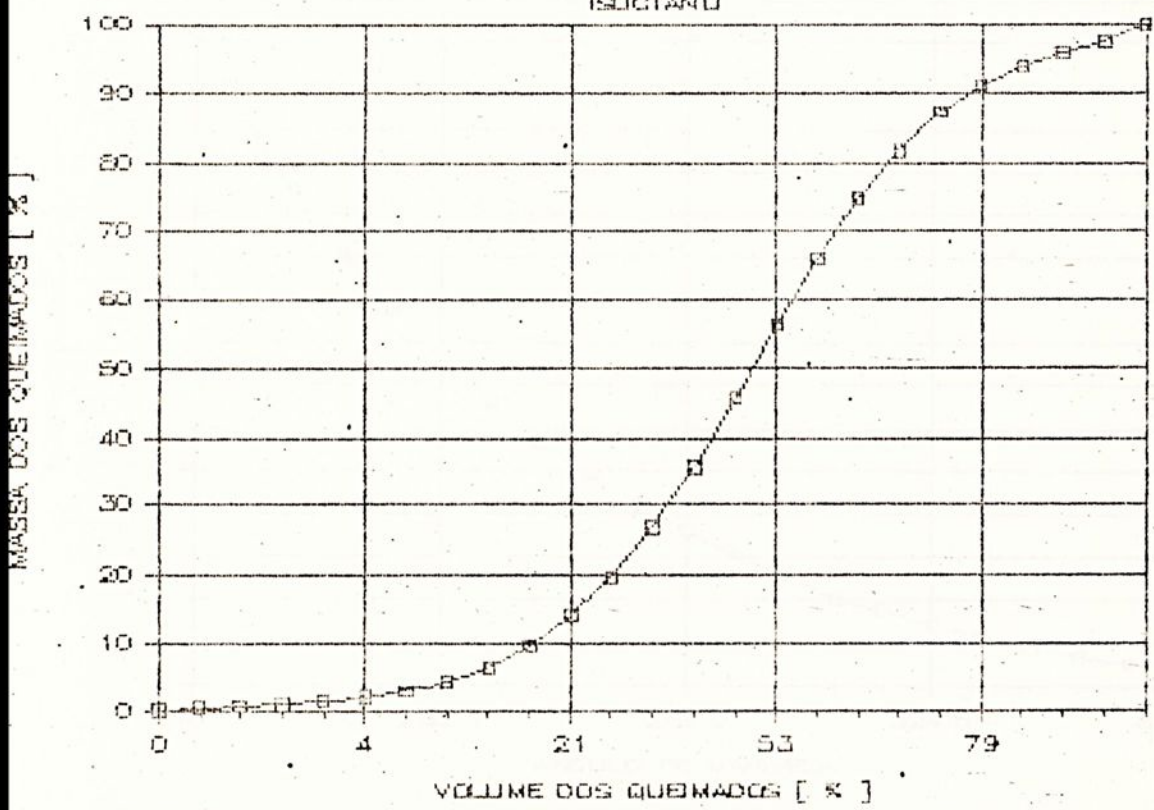


Figura 43 - Relaçao de Rabezzana

PRESSAO NA EXPANSAO [ATM]

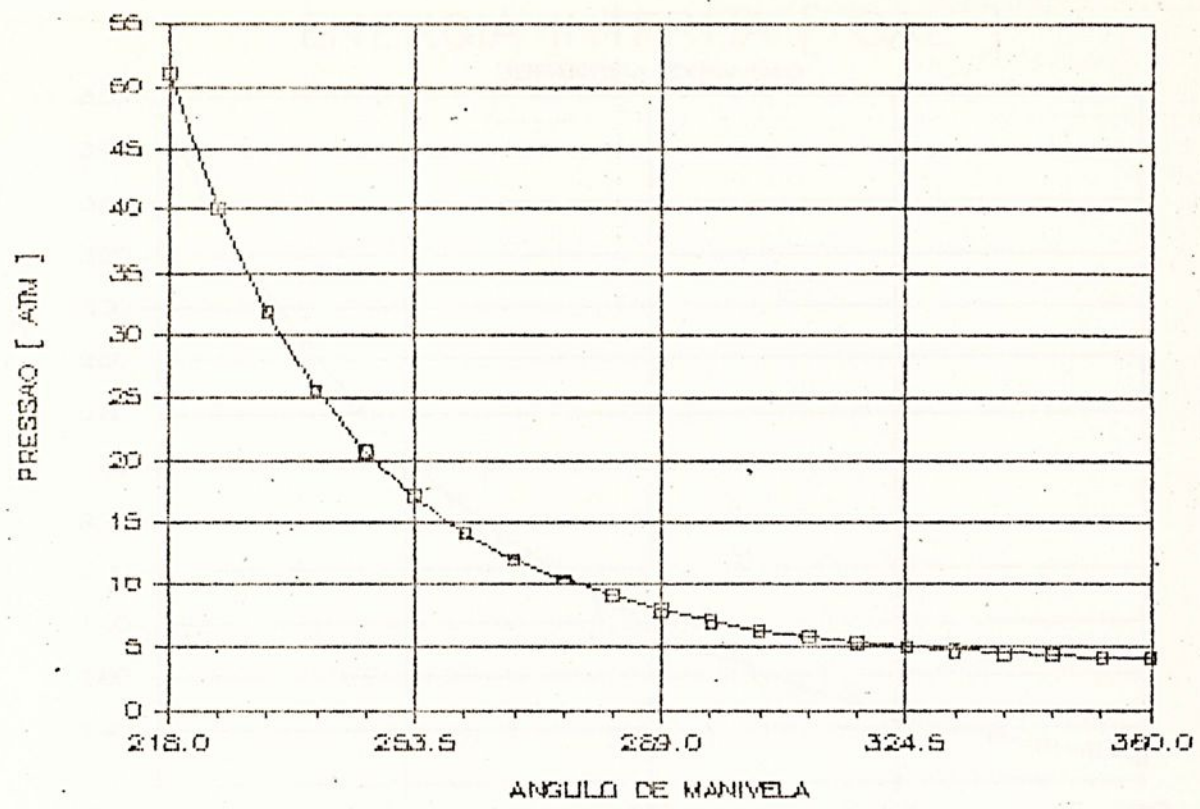


Figura 44 - Pressão na expansão [atm]

TEMPERATURA NA EXPANSAO [K]

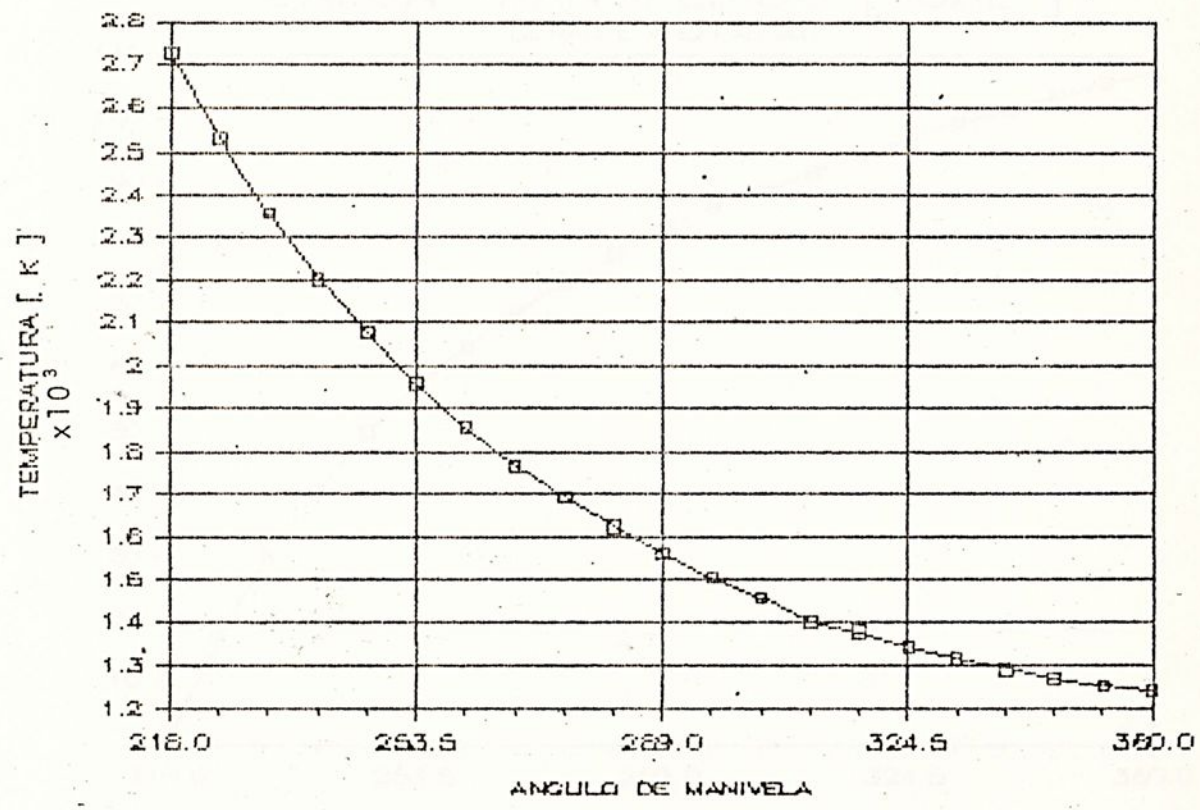


Figura 45 - Temperatura na expansão [K]

ENERGIA INTERNA [CAL]

DURANTE A EXPANSÃO

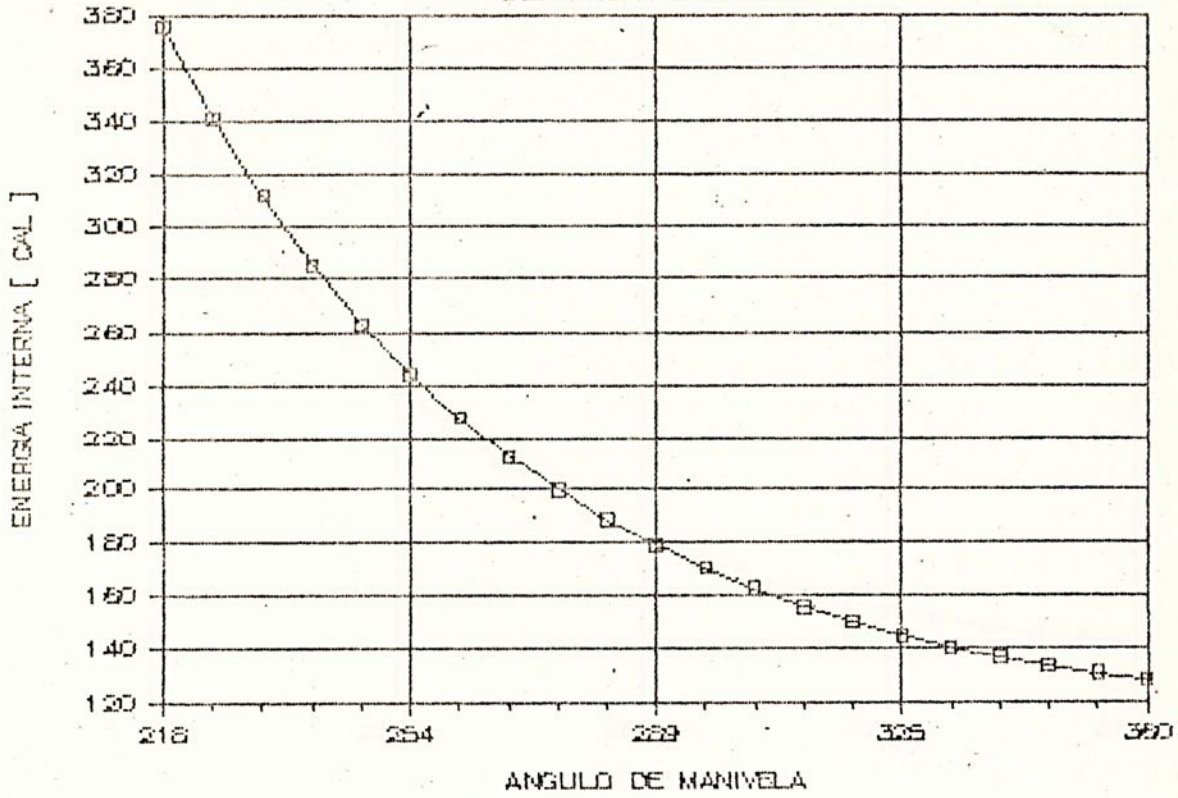


Figura 46 - Energia interna [cal]

CALOR TRANSFERIDO [CAL]

DURANTE A EXPANSÃO

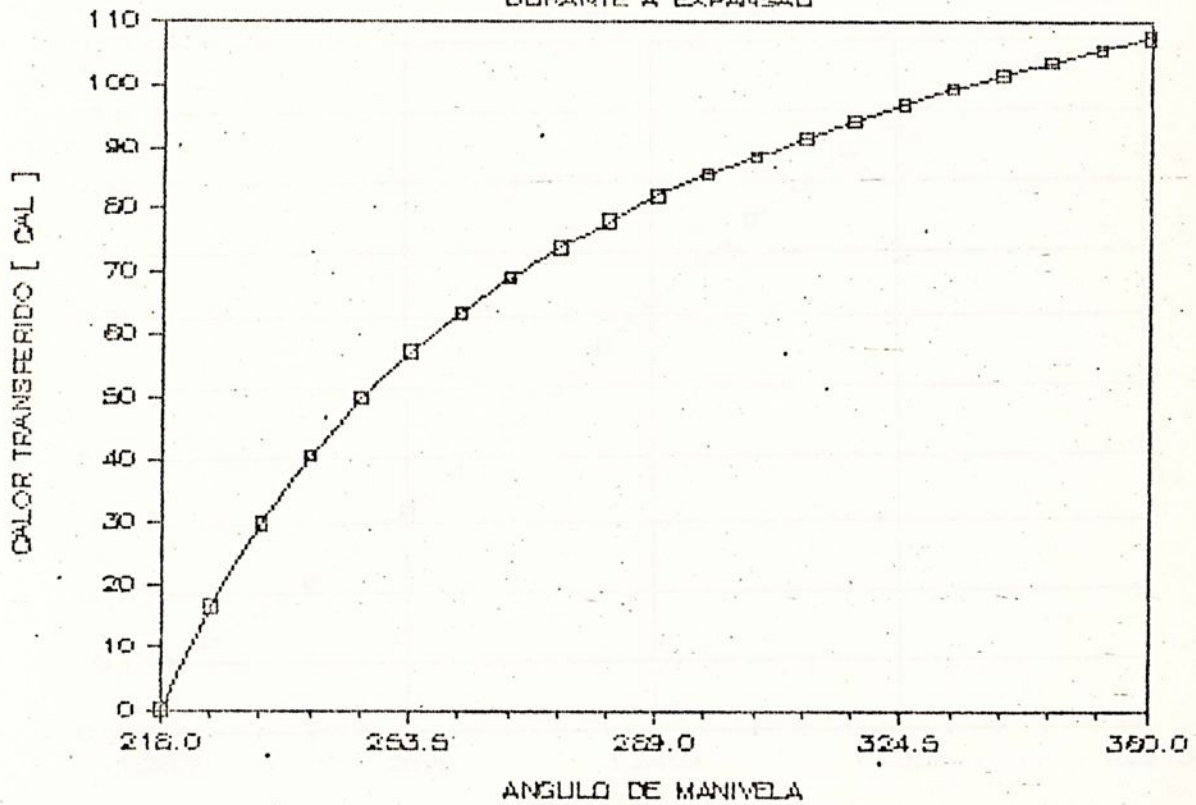


Figura 47 - Calor transferido [cal]

DISPONIBILIDADE [CAL] DURANTE A EXPANSÃO

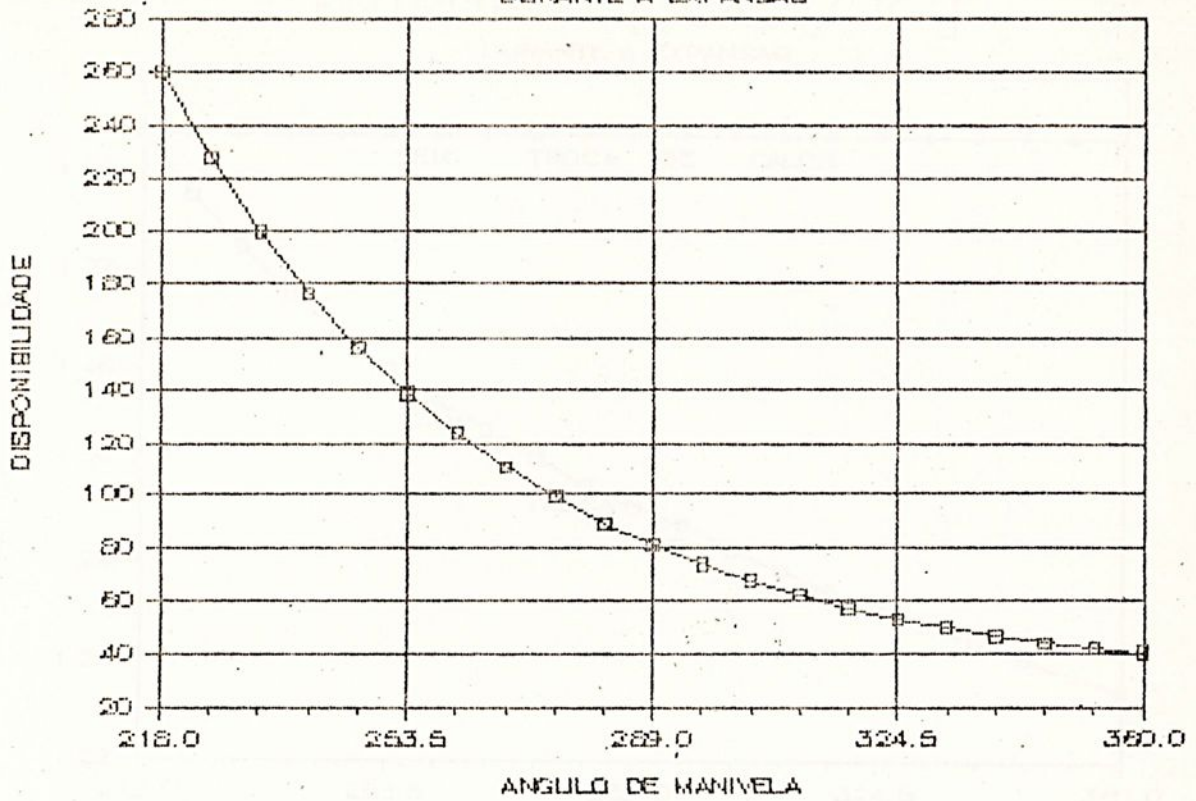


Figura 48 - Disponibilidade [cal]

ENTROPIA " VERSUS " VOLUME DURANTE A EXPANSÃO

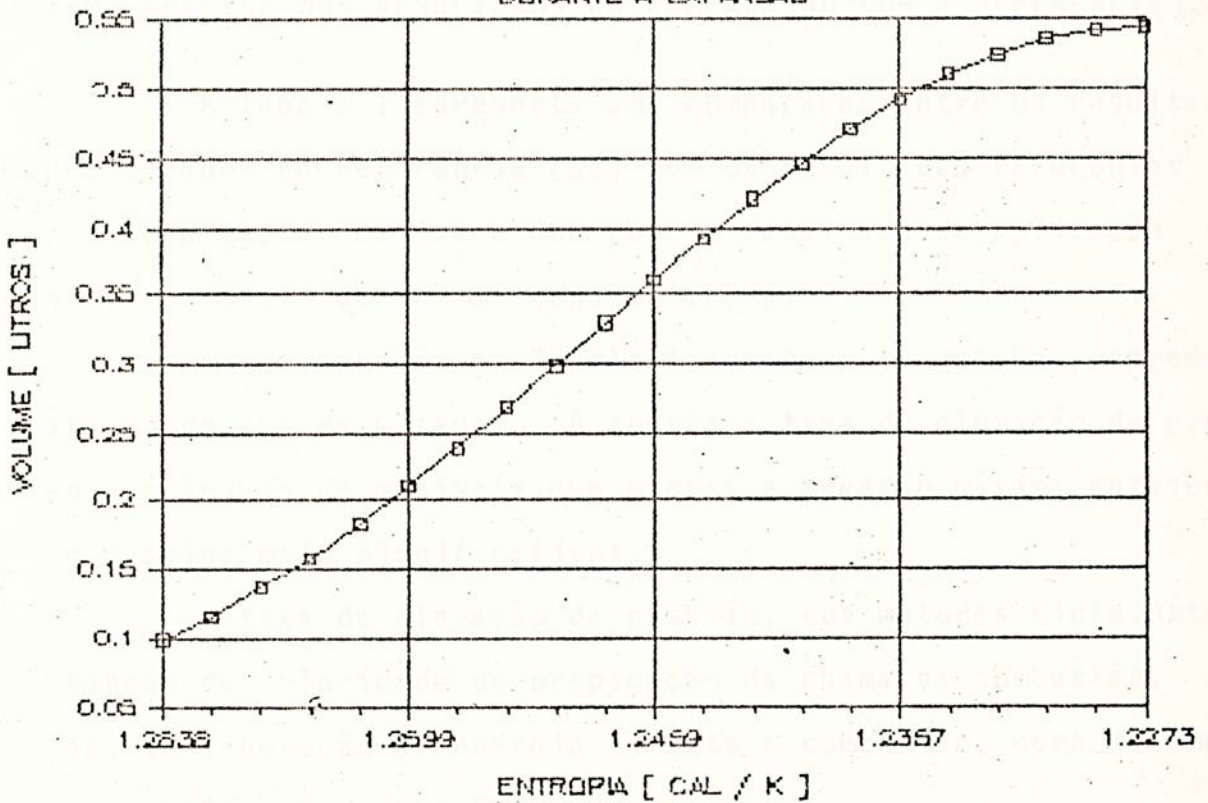


Figura 49 - Entropia "versus" volume

ENTROPIA [CAL / K]

DURANTE A EXPANSÃO

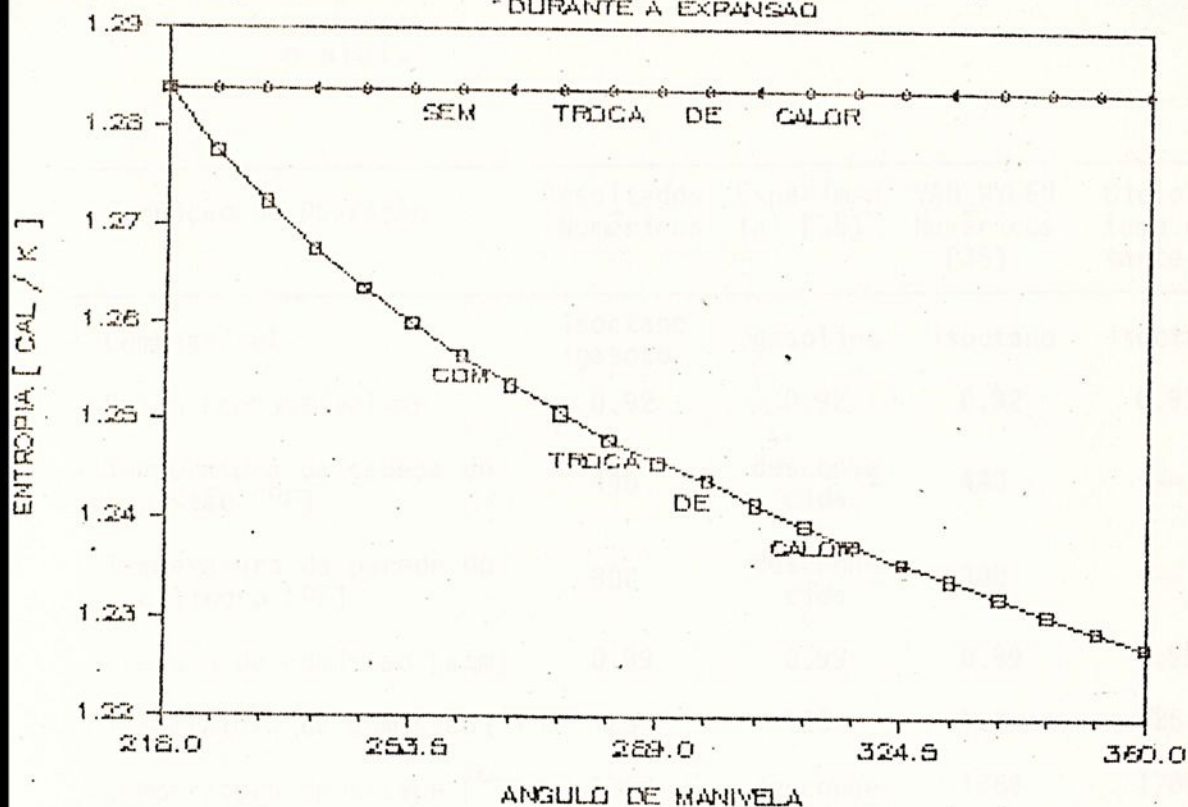


Figura 50 - Entropia durante a expansão

IV.2. ANÁLISE DOS RESULTADOS DA COMPARAÇÃO COM A REFERÊNCIA [35]

A Tabela 1 apresenta uma comparação entre os resultados apresentados na referência [35] com os resultados referentes à aplicação desta análise e bem como o resultado da aplicação do modelo do ciclo de volume constante [7].

Da comparação da Tabela 1, observa-se uma boa representatividade dos resultados, A apenas a taxa de elevação da pressão e o ângulo de manivela que ocorre a pressão máxima apresentam desvios mais significativos.

A taxa de elevação da pressão, nos motores Ciclo Otto, é função da velocidade de propagação da chama na combustão, ou seja, da liberação de energia durante a combustão, como afirmam Taylor [78] e Domschke [66].

Tabela 1 - Comparação entre os resultados numéricos e o experimental.

Condição de Operação	Resultados Numéricos	Experimental [35]	VAN WYLEN Numéricos [35]	Ciclo de volume constante [7]
Combustível	isooctano gasoso	gasolina	isooctano	isooctano
Razão combustível-ar	0.92	0.92	0.92	0.92
Temperatura da cabeça do pistão [°F]	440	desconhecida	440	—
Temperatura da parede do cilindro [°F]	300	desconhecida	300	—
Pressão de admissão [atm]	0.99	0.99	0.99	0.99
Temperatura de admissão [°F]	125	125	125	125
Temperatura de Escape [°F]	1360	desconhecida	1360	1780
Pressão de Escape [atm]	1.03	1.03	1.03	1.03
Avanço da Ignição	16°	16°	16°	—
Rotação [rpm]	2800	2800	2800	—
Pico de pressão [psia]	925	875	795	1326
Duração da combustão	54°	46°	54°	instantânea
Eficiência volumétrica	97%	94%	97%	97.5%
Máx. taxa de elevação da pressão [psia/°]	35	85	85	∞
Rend. térmico indicado	38,1%	35,8%	36,5%	42,7%
Pressão média indicada [psia]	175	166	182	213

Na referência [35] não foi apresentada a taxa de liberação de energia, assumiu-se, então, os valores da Figura 42, aproximado dos valores citados em literatura.

Contribui também para a menor taxa de elevação de pressão, o fato de que o combustível (no caso isoctano) foi, no modelo, admitido gasoso. Na realidade, apenas parte do combustível é admitido no estado líquido pelo motor (cerca de menos de 20%), mas a energia gasta para gaseificação é retirada do coletor de admissão, o que não ocorreu no modelamento, que não prevê troca de calor no coletor de admissão.

Assim, a energia interna de formação do isoctano gasoso, utilizada no modelamento, é menor a que do octano líquido, devido à parcela utilizada para a mudança de estado.

Um outro fato que deve ser aqui citado, que causou-me estranheza, são as características geométricas do motor da referência [35] (Tabela 2), não concordante com os valores usuais.

Tabela 2 - Características geométricas do motor da ref. [35]

Diâmetro do pistão	3,94 in
Curso	2,46 in
Relação curso-diâmetro	0,624
Comprimento da biela	7,065 in
Relação raio de manivela - comprimento da biela	0,174

Como se sabe, os fabricantes adotam valores pouco maiores para relação curso-diâmetro e valores em torno de 0,23 a 0,25 para a relação raio da manivela - comprimento da biela.

Uma observação de interesse na Figura 39, tem-se representado a energia interna durante a combustão, nos primeiros instantes da combustão tem-se um aumento da energia interna, para logo em seguida, uma contínua queda. Deve-se explicar que a energia interna do sistema não é somente função da temperatura mas também das relações molares dos constituintes como, a cada instante da combustão, a relação molar dos constituintes está se modificando e que se formam elementos incombustíveis, o aumento da energia interna no início do gráfico se deve ao aumento da temperatura, que provoca uma variação maior de energia, que a diminuição provocada pela combustão. A partir do instante que a produção de elementos oxidados (H_2O e CO_2), ou seja, da liberação de energia pela combustão é maior que o aumento de energia interna causado pelo aumento da temperatura, a energia interna do sistema diminui.

No modelamento, os efeitos dos gases residuais foram corrigidos pela adição da carga, de uma parcela de constituintes inertes, segundo a equação (28), isto explica a diferença numérica dos valores da entropia, energia interna e disponibilidade obtidas nesta análise e os da ref. [35] expressos nas Figuras de 23 a 27, lembrando que esta diferença numérica mantém-se sempre constante, com isso não interferindo nos resultados, e que a energia interna dos gases de escape a $25^{\circ}C$ e uma atmosfera é nula.

De modo geral, verifica-se a aplicabilidade do modelo, uma vez feita a devida correção do combustível ser gasoso e não sofrer aquecimento durante a admissão, os resultados não divergem dos esperados.

IV.3. O MOTOR PETTER TE-15 DA FEG - FACULDADE DE ENGENHARIA DE GUARATINGUETÁ

Quando do início deste trabalho perguntava-se: qual seria o comportamento do motor C.F.R. do Laboratório de Termodinâmica da FEG quando operado a G.L.P.? É o que a seguir passamos a responder.

Basicamente, o motor PETTER TE-15 é um motor monocilindro, quatro tempos, arrefecido a água, de válvulas laterais, com o volume da câmara de combustão variável por meio de um mecanismo, sendo possível a alteração da taxa de compressão.

O motor é de construção robusta, excepcionalmente resistente, com mancais adequadamente projetados para suportar condições severas de funcionamento (detonação e pré-ignição).

Na Figura 52 pode-se ver um corte esquemático do motor, com detalhe de seus mecanismos. Na Figura 53 vê-se um detalhe ampliado da câmara de combustão, mostrando as válvulas laterais e a posição da vela de ignição.

Na Figura 51 vê-se o desempenho do motor operando com isoctano em função da taxa de compressão.

Outras informações do motor são encontradas nas Tabelas 3 e 4 e na Figura 54, onde é visto o diagrama de abertura e fechamento de válvulas.



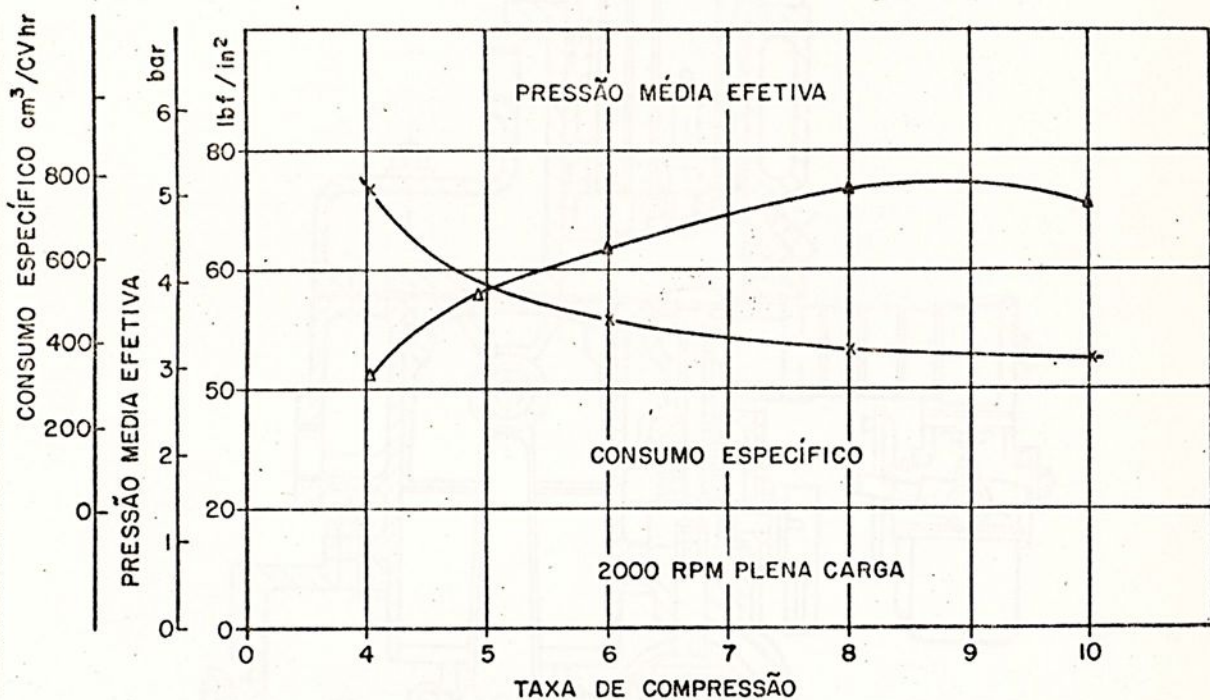


Figura 51 - Consumo específico e pressão média efetiva do motor PETTER TE-15 operando a plena carga

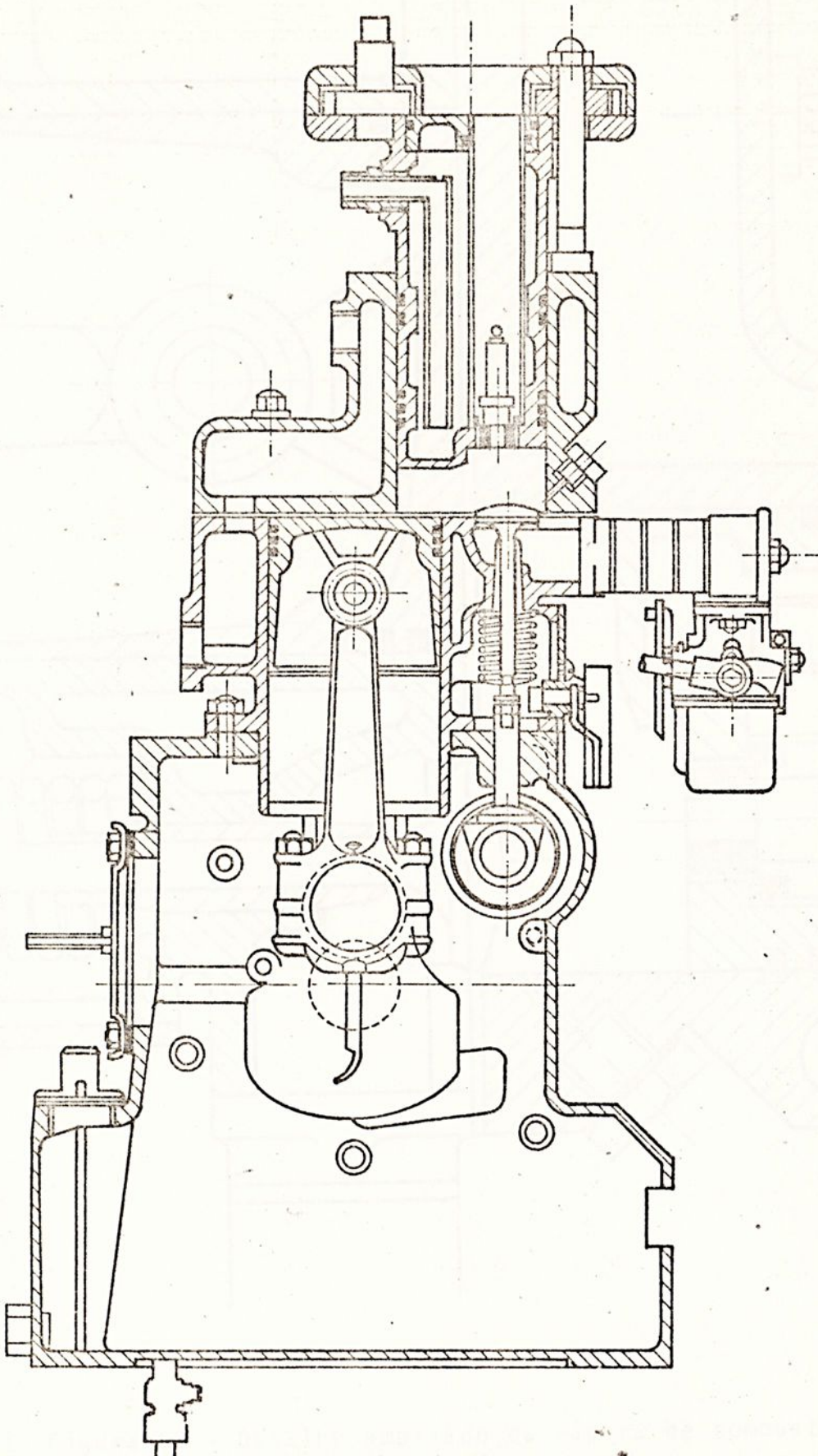


Figura 52 - Corte esquemático do motor PETTER TE-15

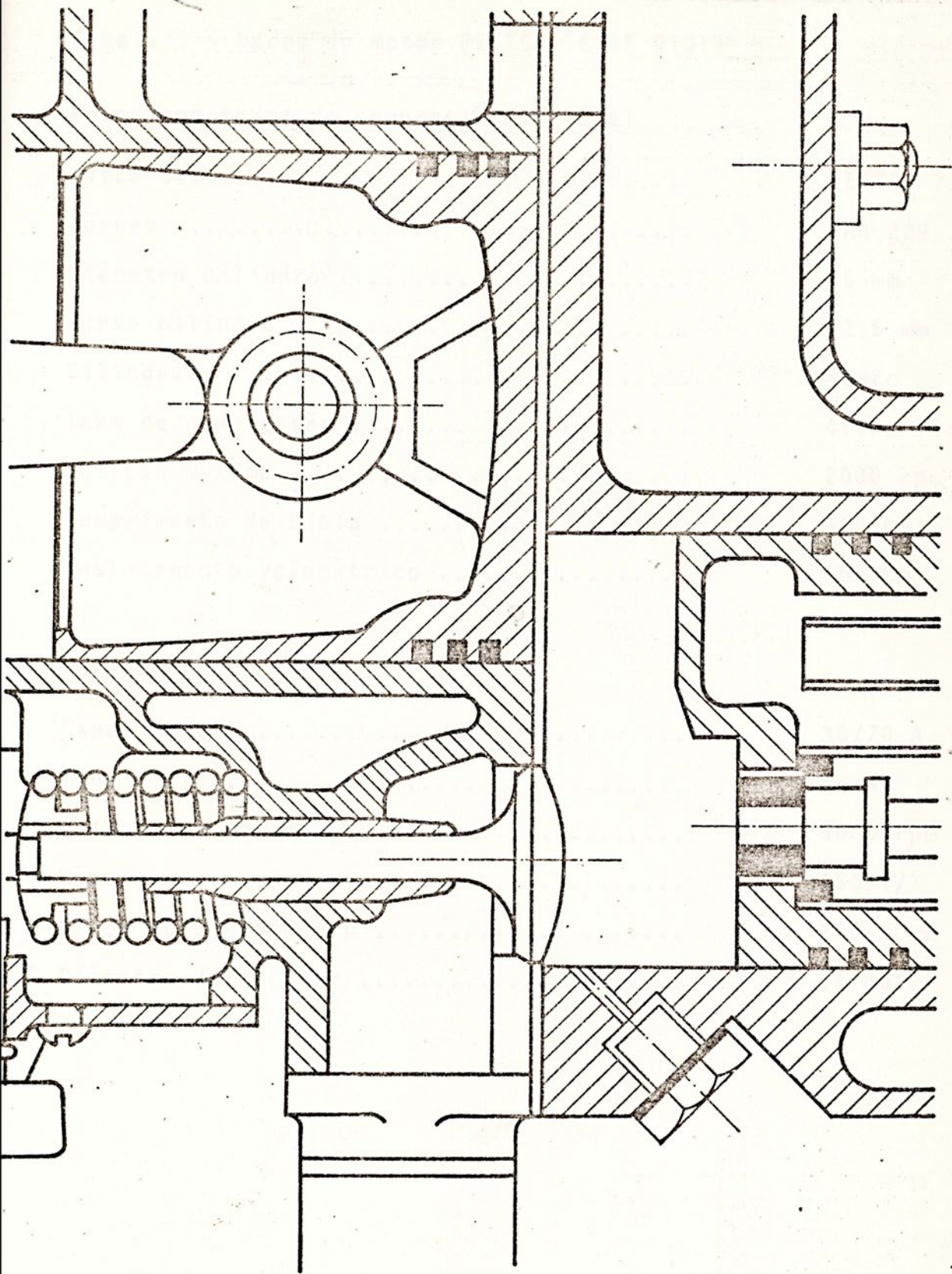


Figura 53 - Detalhe ampliado da câmara de combustão

Tabela 3 - Dados do motor PETTER TE-15 [101]

Motor com taxas de compressão variável

Marca	PETTER TE-15
Número	LAB 229
Diâmetro cilindro	85 mm
Curso cilindro	82,5 mm
Cilindrada	468cc
Taxa de compressão	4:1 a 10:1
Rotação máxima	2000 rpm
Comprimento da biela	160 mm
Deslocamento volumétrico	468 cm ³

Dinamômetro

Capacidade	30/70 A
Tipo	Shunt
Velocidade máxima	3000 rpm
Número	45631/1
Braço do dinamômetro	265,2 mm
Diâmetro do gerador	11 pol.



Tabela 4 - Características da câmara de combustão do motor
PETTER TE-15

Taxa de Compressão	Volume da Câmara de Combustão [cm ³]
4:1	156,0
5:1	117,0
6:1	93,6
7:1	78,0
8:1	67,0
9:1	58,5
10:1	52,0

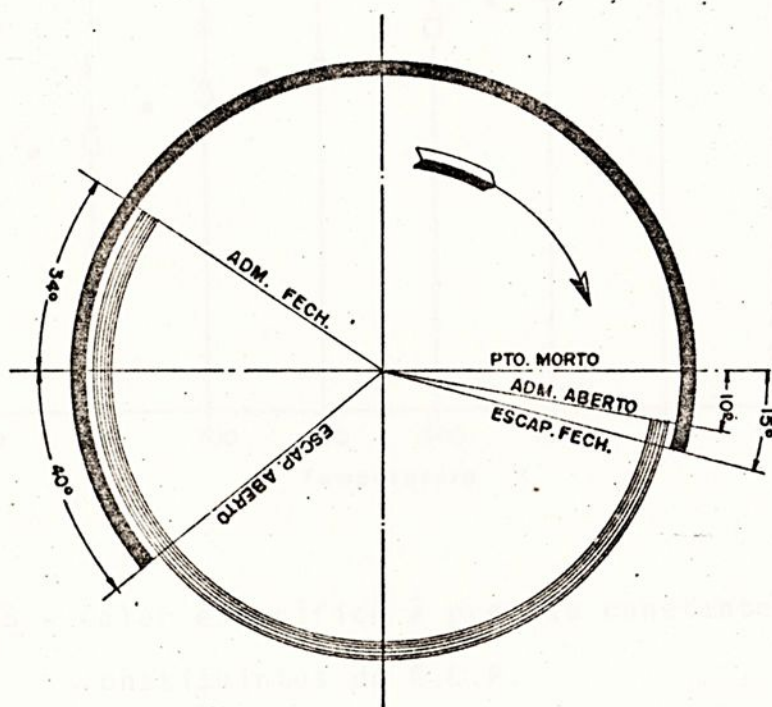


Figura 54 - Diagrama de abertura e fechamento de válvulas do motor

A Tabela 5 mostra os resultados obtidos de ensaios do motor PETTER TE-15 operado com G.L.P.

A Figura 55 apresenta o calor específico à pressão constante dos principais constituintes do G.L.P.

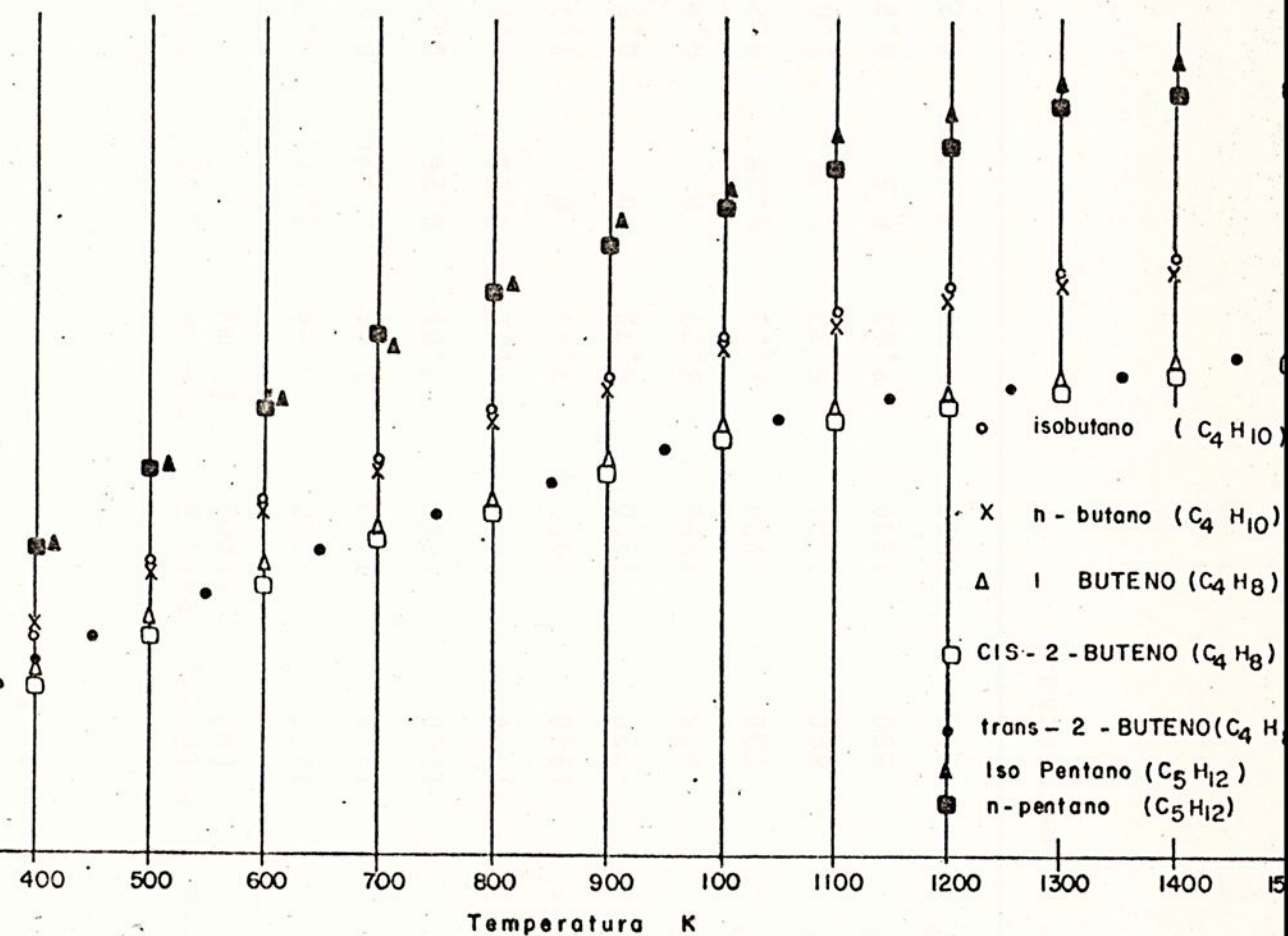


Figura 55 - Calor específico à pressão constante dos principais constituintes do G.L.P.

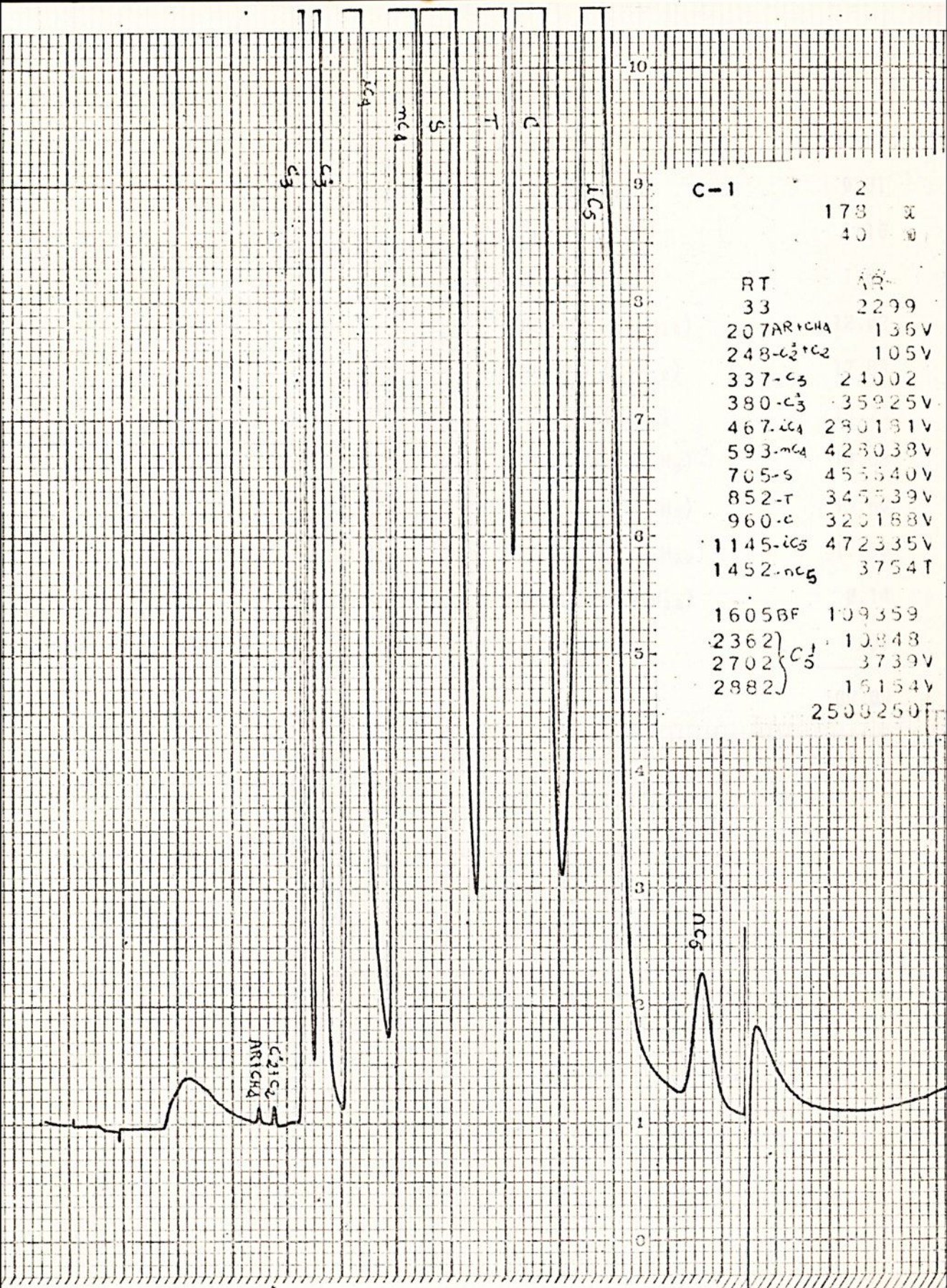
A análise cromatográfica do G.L.P. utilizado é apresentada na Figura 56, mostrando os principais componentes de sua composição.

Tabela 5 - Dados efetivos do motor PETTER TE-15 operado com G.L.P.

Caso	r_v	Avanço	Potência [w]	Rotação [rpm]	Torque [N.m]	% CO	% CO ₂	F _r	η_y
1	7:1	6°	1240	1780	6,64	0,125	0,25	0,60	42
2	7:1	6°	1210	1550	7,46	0,125	0,25	0,62	46
3	8:1	6°	1320	1600	7,85	0,25	0,25	0,63	44
4	9:1	6°	1370	1650	7,92	0,25	0,25	0,64	43
5	10:1	6° *	1940	1950	9,49	0	1,125	0,50	44
6	7:1	11°	720	1200	5,70	0	0,5	0,42	80
7	7:1	11°	640	1850	3,29	0	0,5	0,60	52
8	7:1	11°	600	1700	3,35	0,25	0,25	0,53	69
9	8:1	0°	890	1600	5,32	1,75	1,0	0,80	74
10	8:1	0°	500	1800	2,63	0,2	0,25	0,72	44
11	8:1	0°	200	1000	1,90	0,75	0,25	0,97	54

* Observou-se o fenômeno de detonação.





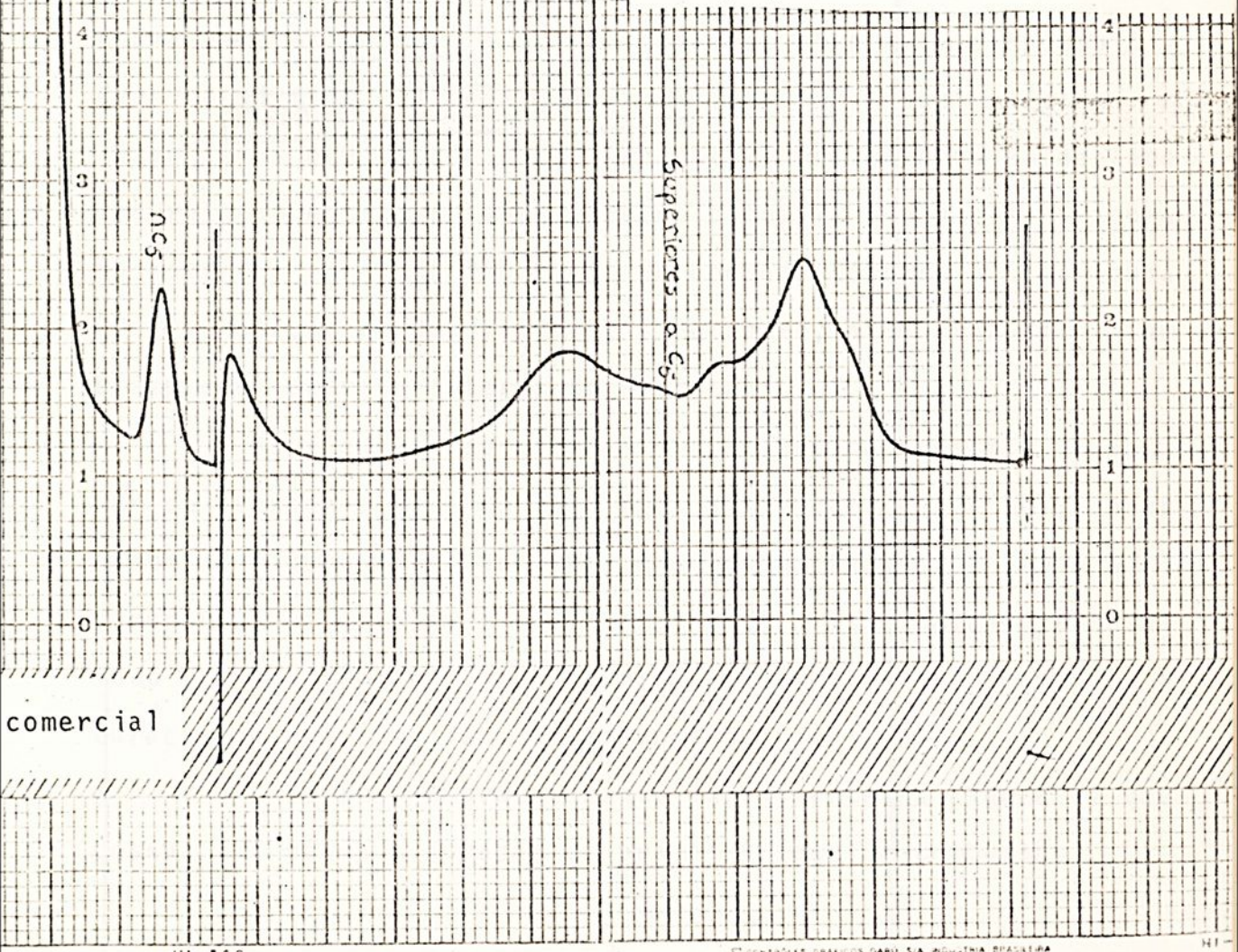
ra 56 - Análise cromatográfica do G.L.P. comercial



C-1

RT	AR
33	2299
207AR+CA	136V
248-c ₂ +c ₂	105V
337-c ₃	21002
380-c ₃	35925V
467-c ₄	280191V
593-m ₄	428038V
705-s	455640V
852-r	345539V
960-c	320188V
1145-c ₅	472335V
1452-n ₅	3754T
1605BF	109359
2362	10848
2702 } c ₅	3739V
2882 } c ₅	16154V
	25082507

Componente	% Vol
ETANO (C ₂ H ₆)	0.01
PROPANO (C ₃ H ₈)	1.16
PROPENO (C ₃ H ₆)	1.83
ISOBUTANO (C ₄ H ₁₀)	12.02
N-BUTANO (C ₄ H ₁₀)	17.83
BUTENO-1 (C ₄ H ₈)	19.74
BUTENO-2-t (C ₄ H ₈)	14.68
BUTENO-2-c (C ₄ H ₈)	13.60
ISOPENTANO (C ₅ H ₁₂)	17.90
N-PENTANO (C ₅ H ₁₂)	0.14
SUPERIOR a C ₅	1.09
<hr/>	
	100.00



HI-146

CONTADORES GRAFICOS GARD S/A INDUSTRIA BRASILEIRA

CONDIÇÕES DA ANÁLISE

REVAP 50000 AG

CROMATÓGRAFO: Varian

AMOSTRA: GLP

COLUNA: DMS + DES

COMPRIMENTO: 5m + 2m

DIÂMETRO: 1/4"

TEMPERATURA DA COLUNA: 35°C

TEMPERATURA DO DETECTOR: 160°C

AMPERAGEM DO DETECTOR: 170 mA

TIPO DE DETECTOR: Condutividade Térmica

TIPO DE GÁS: H₂

PRESSÃO DO GÁS: 4 kg

VELOCIDADE DO GÁS: 7.5 a 10 ml

VELOCIDADE DO LÍQUIDO: 1 cm/min

VOLUME DE AMOSTRA: 5.0 ml

ANALISTA: Marly DATA: 16-05-86



IV.4. APLICAÇÃO DO MODELO

O modelo desenvolvido foi aplicado ao motor PETTER TE-15 consumindo G.L.P., e os resultados são descritos nas Figuras de 56 a 71.

As Figuras de 56 a 60 representam a pressão no interior do cilindro em função do ângulo de manivela para os 11 casos descritos na Tabela 5. A Figura 61 mostra a curva de liberação de energia (em porcentagem) para os casos 9, 10 e 11. Já a Figura 62 mostra para o caso 6 a pressão com combustão normal e a pressão caso fosse realizada uma diminuição da primeira fase da combustão. A Figura 63 compara as duas curvas de liberação de energia, com primeira fase normal e com primeira fase diminuída. Na Figura 64 vê-se a temperatura efetiva de chama para os casos 4 e 5. Nas Figuras 65 a 67 a disponibilidade do sistema, ou seja, o máximo trabalho capaz do sistema realizar até o equilíbrio com o ambiente. A Figura 68 estabelece uma relação entre pressões para os casos 2, 3 e 4 e a Figura 69 mostra a curva de liberação de energia do caso 4. A Figura 70, a relação de Rabezzana e, finalmente, a Figura 71, um exemplo da energia interna do sistema.

As figuras representativas de pressão mostram um patamar de pressão ocorrendo logo após a ignição, que é bem pronunciado na Figura 60 (Avanço 0°) e menos na Figura 56 (Avanço 6°) e menor ainda na Figura 59 (Avanço 11°). Este patamar é resultado do reduzido ângulo de avanço, muito pequeno em relação à duração da primeira fase da combustão (Figura 61).

O patamar é praticamente inexistente na Figura 57 que possui uma pequena duração da primeira fase da combustão.



PRESSÃO "VERSUS" ÂNGULO DE MANIVELA

COM PROPAGACAO DE CHAMA NORMAL

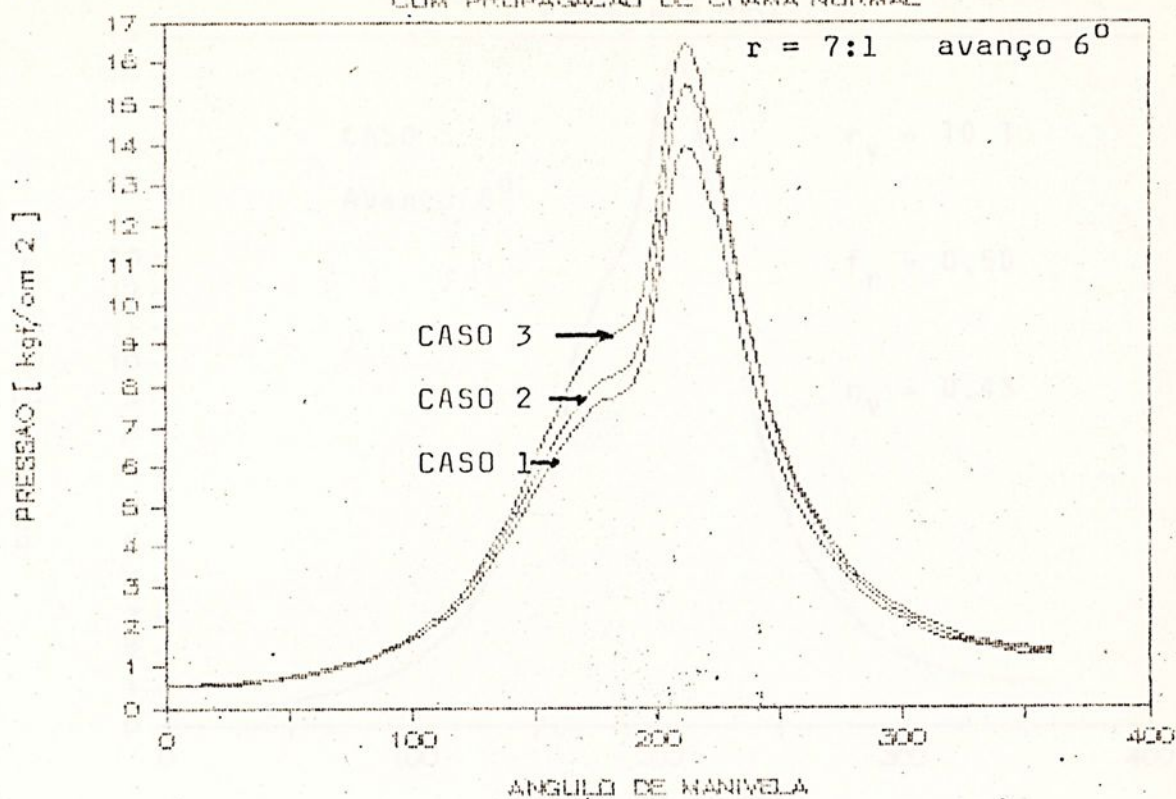


Figura 56 - Pressão "versus" ângulo de manivela

PRESSÃO [kgf \ cm2]

1 FASE REDUZIDA

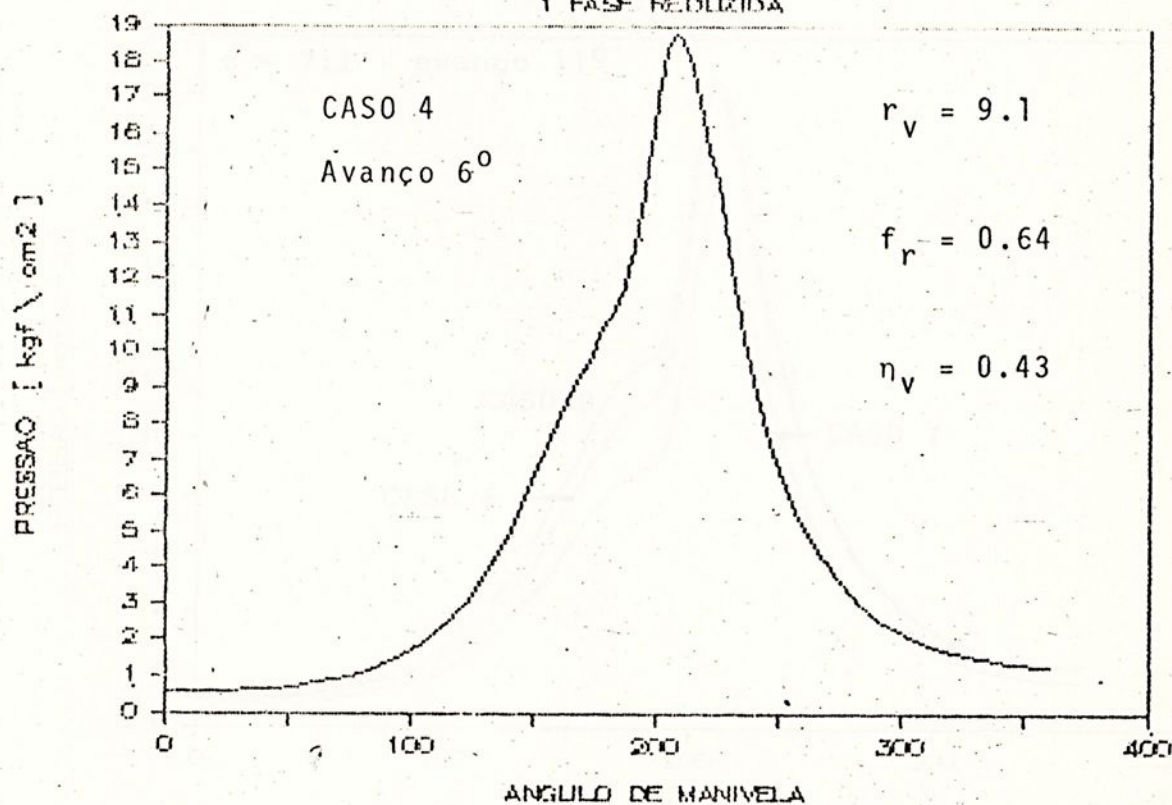


Figura 57 - Pressão [kgf/cm²]

PRESSAO [kgf \ cm2]

1 FASE REDUZIDA

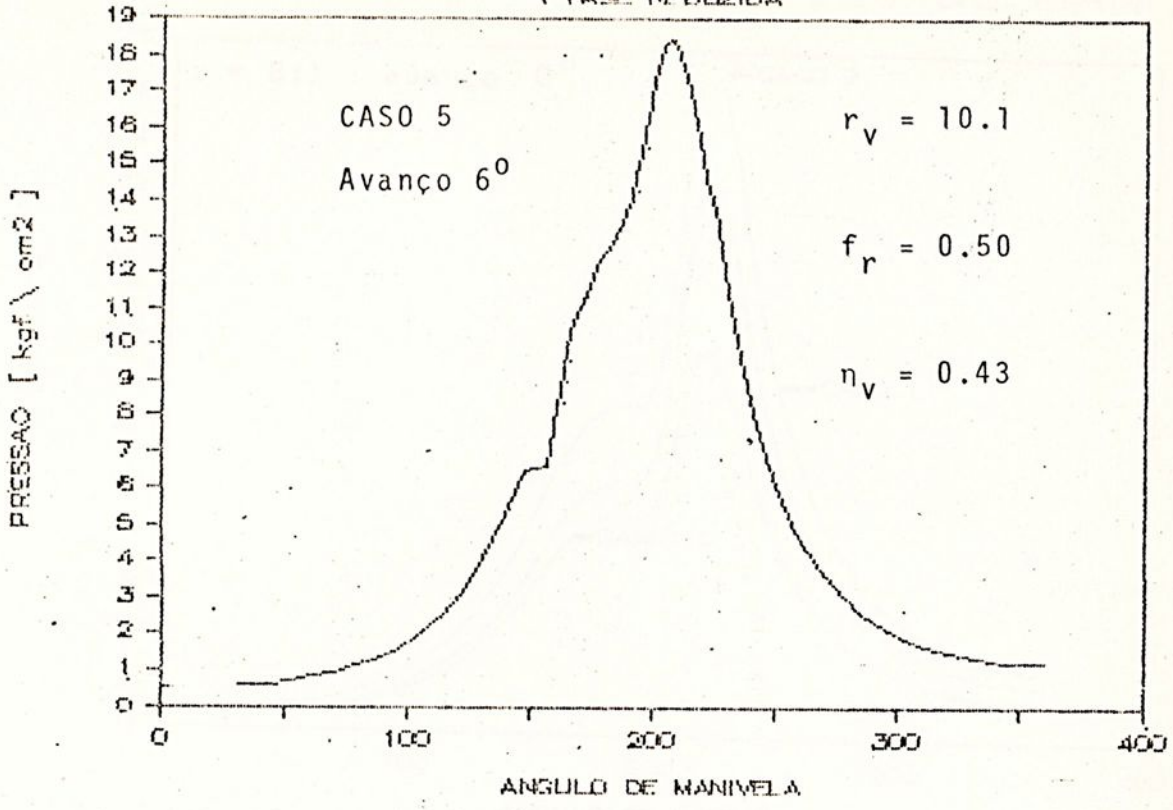


Figura 58 - Pressão [kgf/cm²]

PRESSAO " VERSUS " ANGULO DE MANIVELA

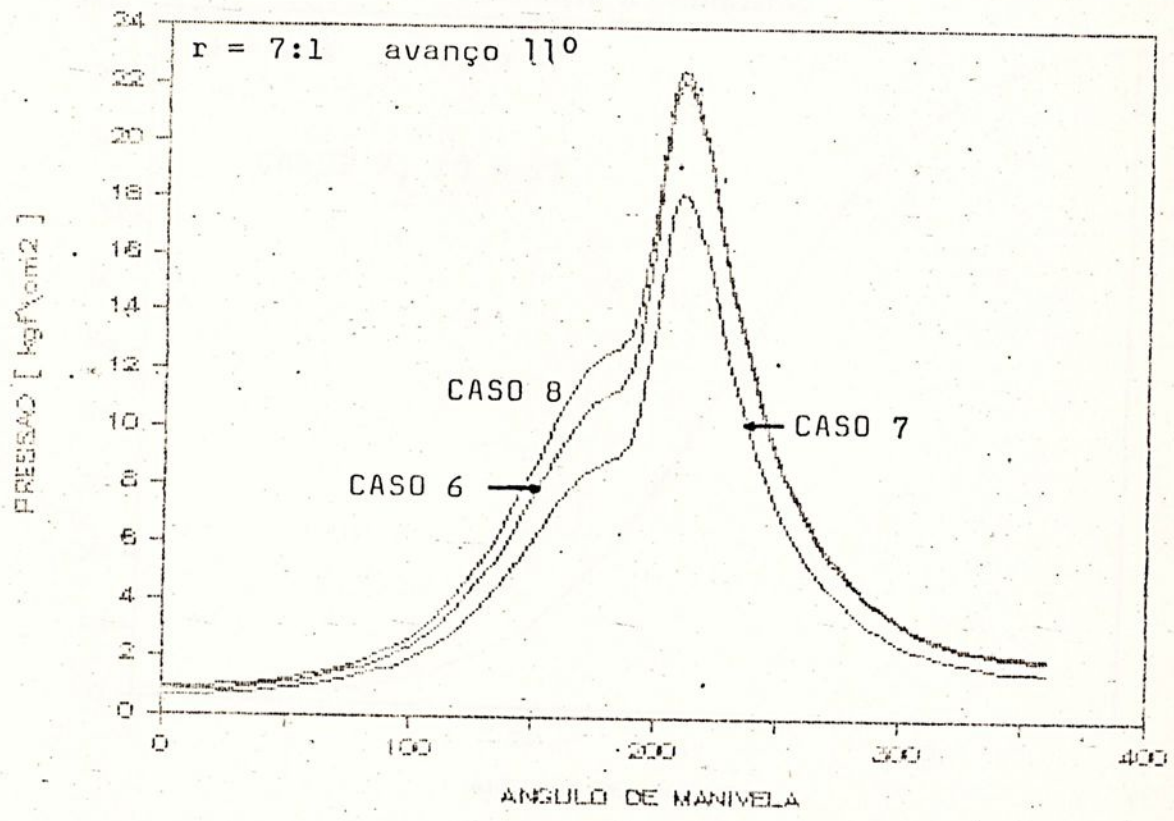


Figura 59 - Pressão "versus" ângulo de manivela

PRESSÃO "VERSUS" ÂNGULO DE MANIVELA

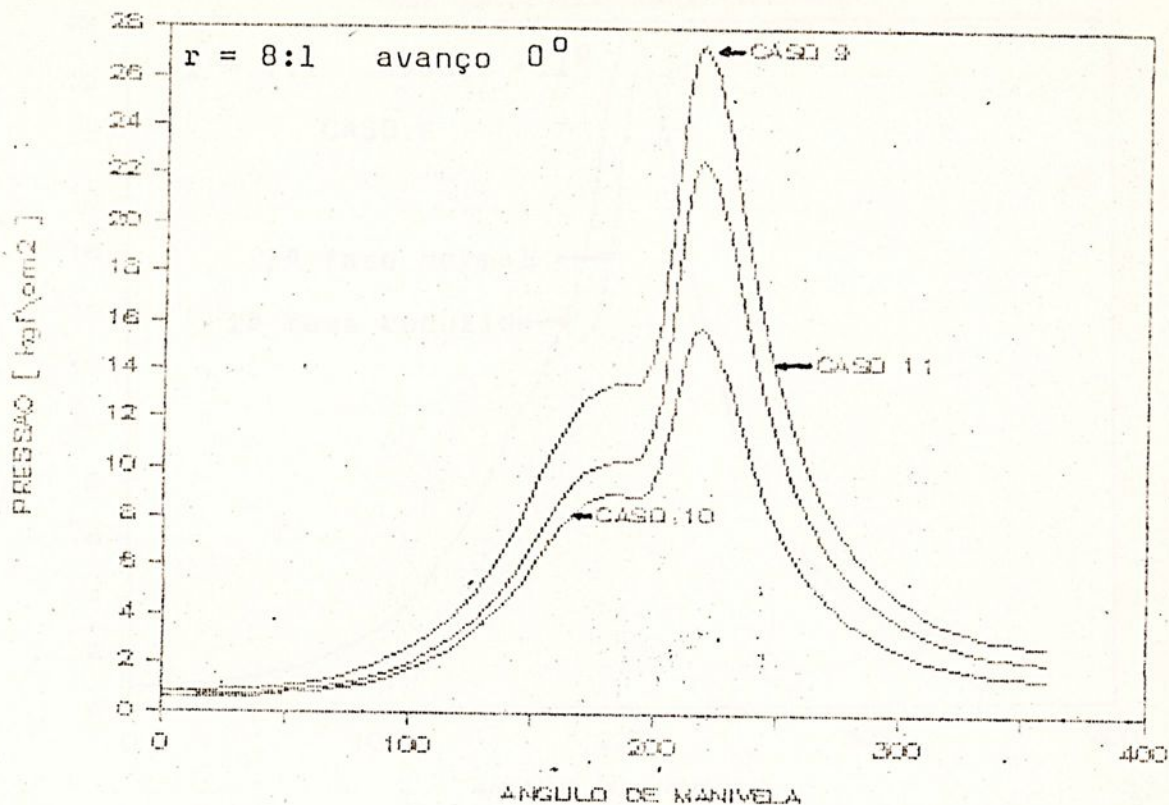


Figura 60 - Pressão "versus" ângulo de manivela

CURVA DE LIBERAÇÃO DE ENERGIA [%] DURANTE A COMBUSTÃO

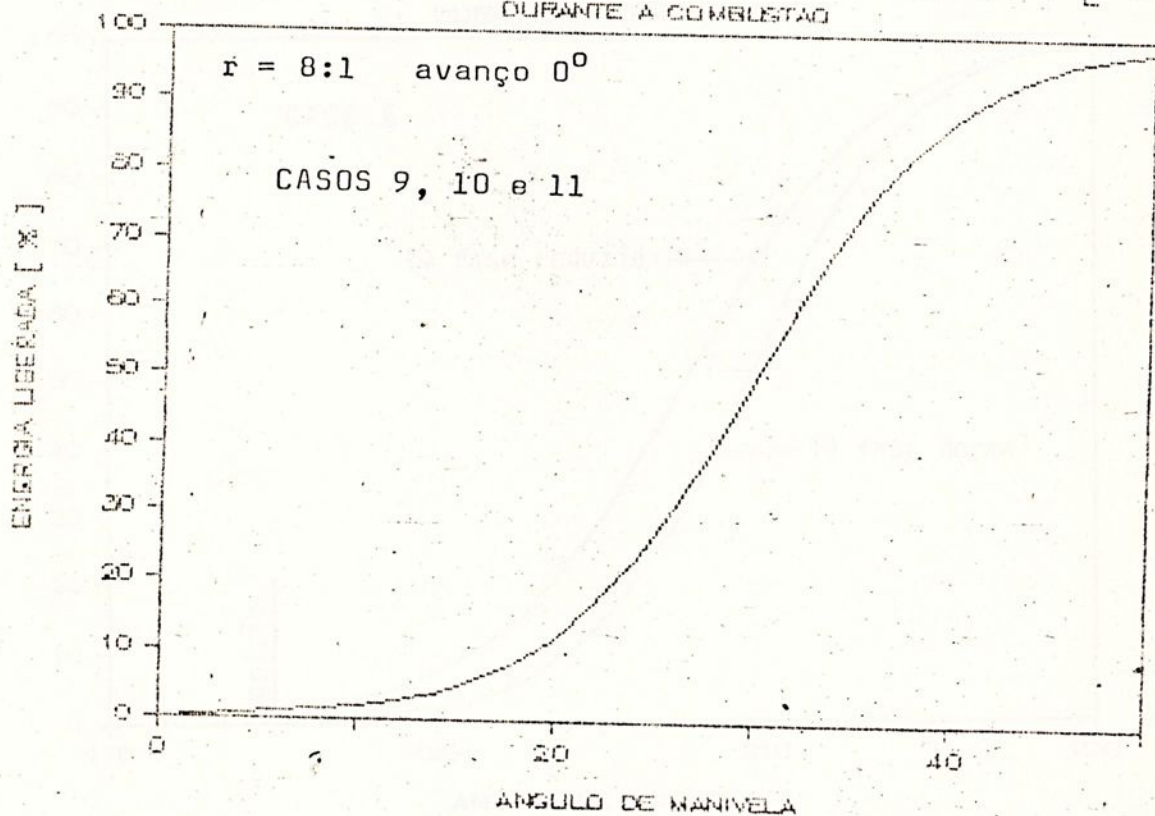


Figura.61 - Curva de liberação de energia [%]

PRESSÃO " VERSUS " ANGULO DE MANIVELA

COM MAIOR VELOCIDADE DA CHAMA

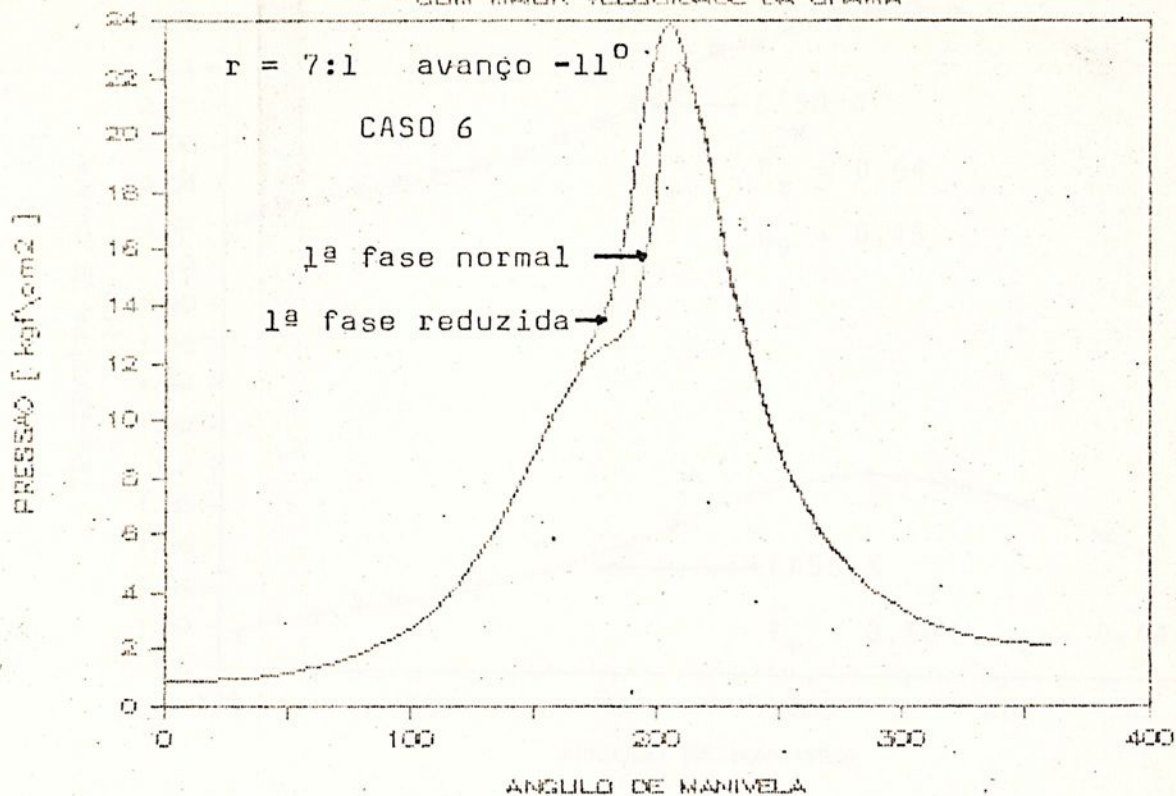


Figura 62 - Pressão "versus" ângulo de manivela

CURVA DE LIBERAÇÃO DE ENERGIA [%]

DURANTE A COMBUSTÃO

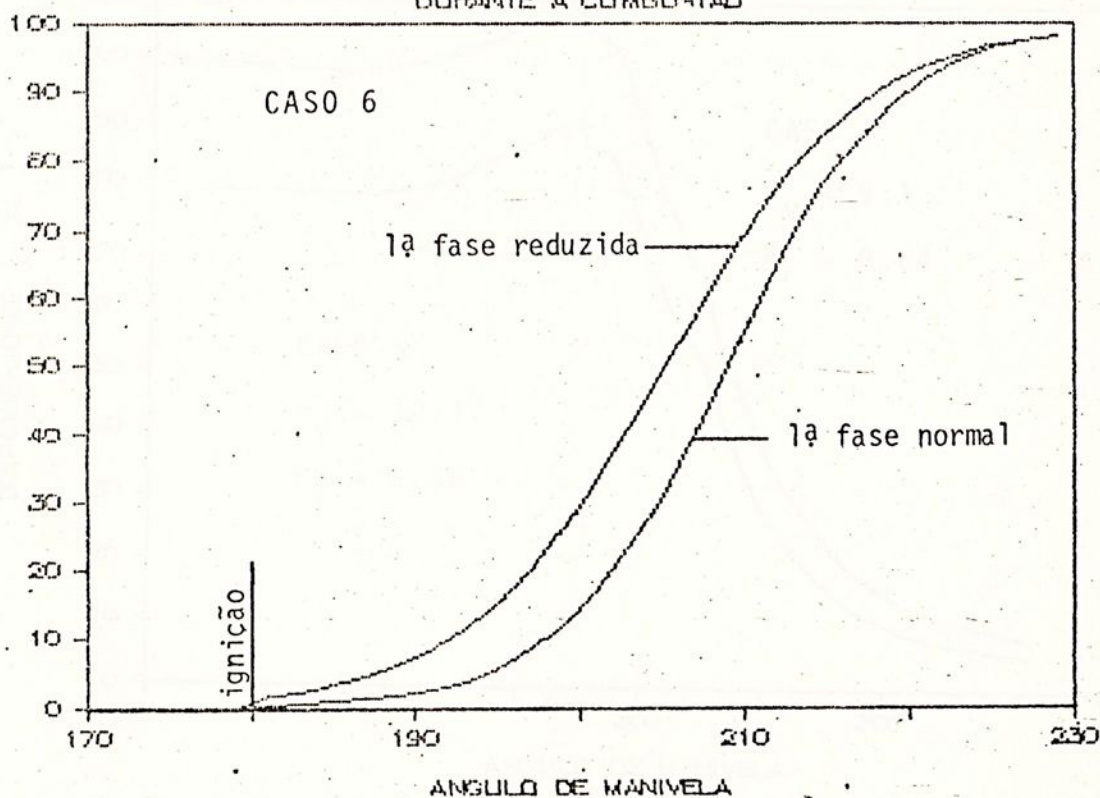


Figura 63 - Curva de liberação de energia [%]

TEMPERATURA DE CHAMA [K]

1 FASE REDUZIDA

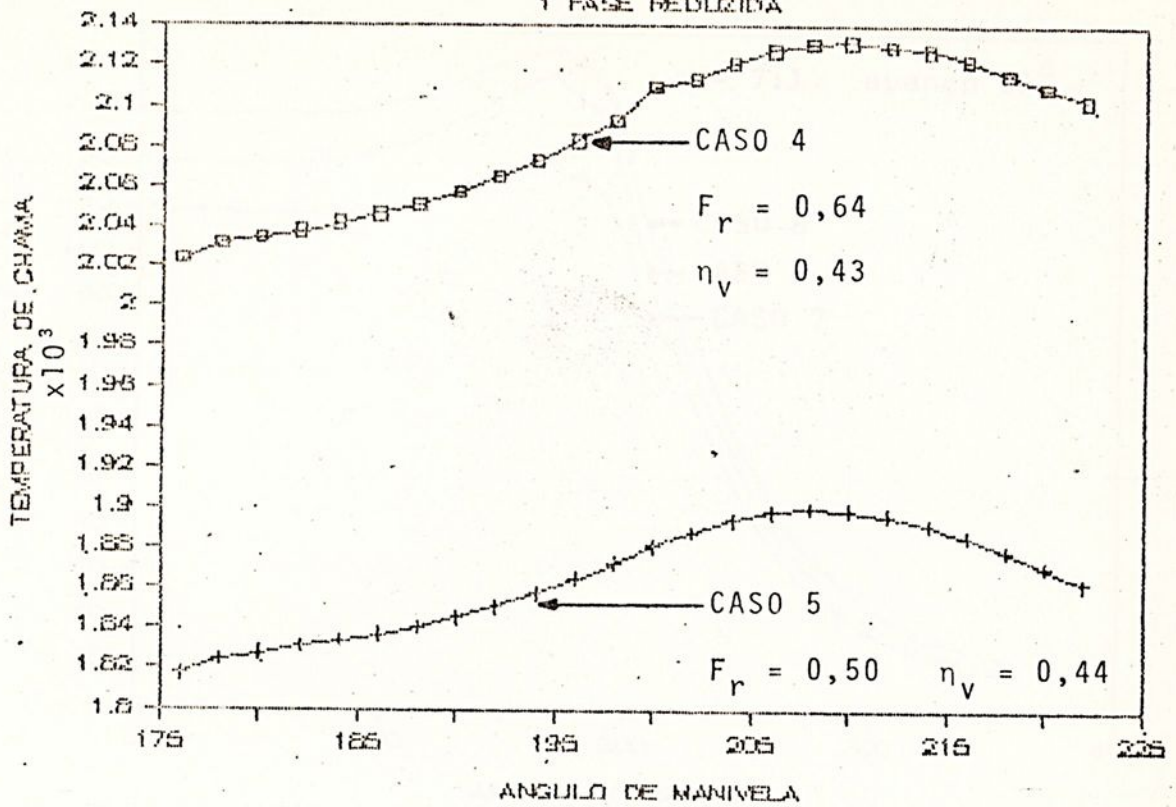


Figura 64 - Temperatura de chama [K]

DISPONIBILIDADE [CAL]

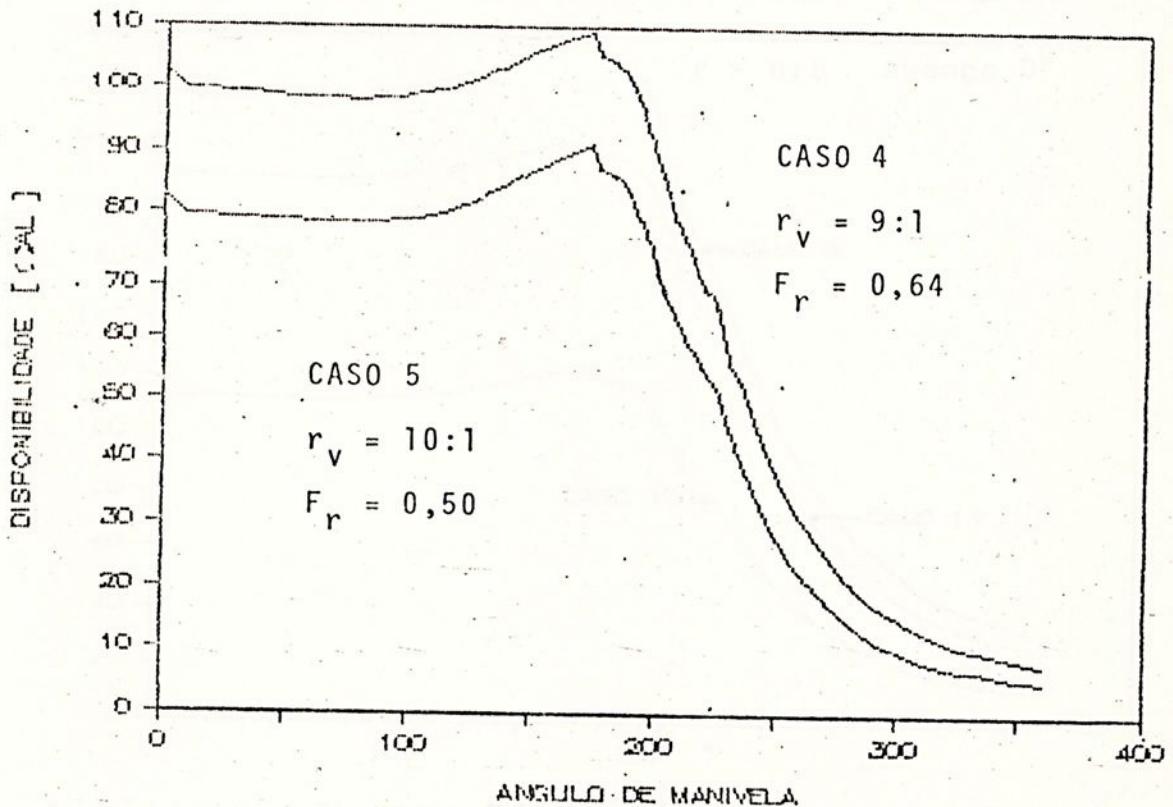


Figura 65 - Disponibilidade [cal]

DISPONIBILIDADE [CAL]

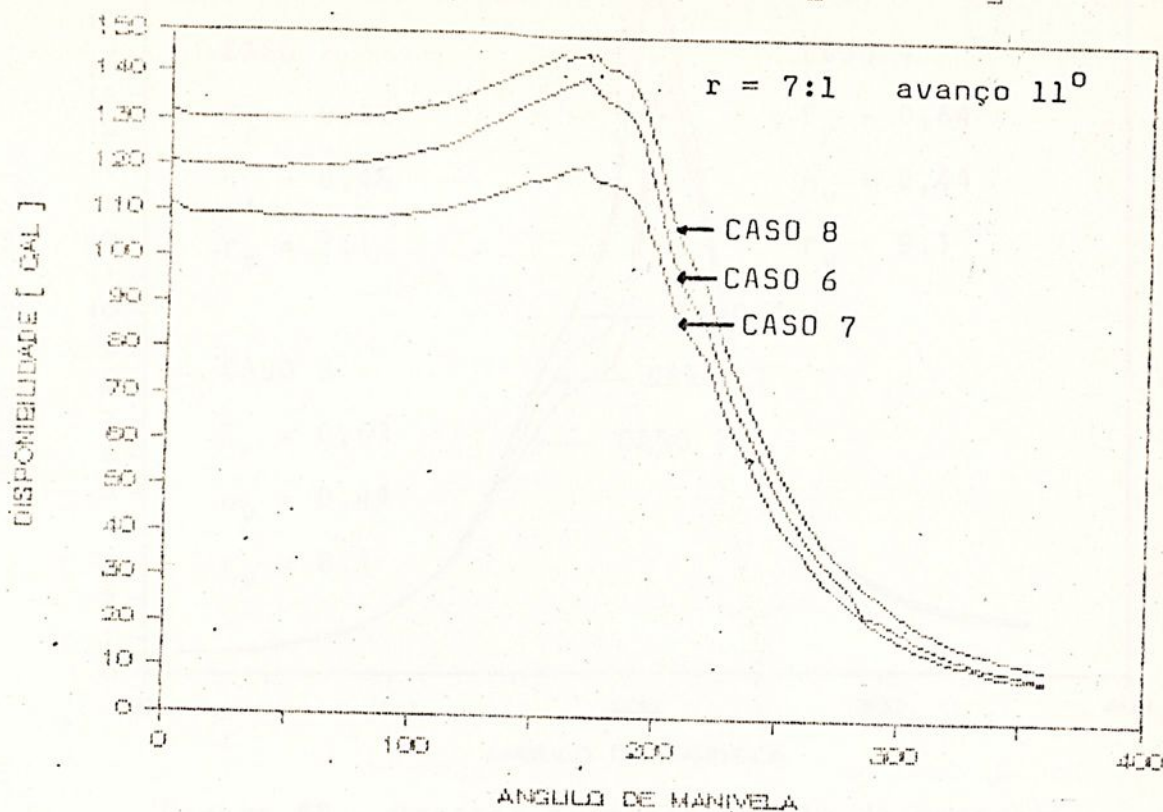


Figura 66 - Disponibilidade [cal]

DISPONIBILIDADE [CAL]

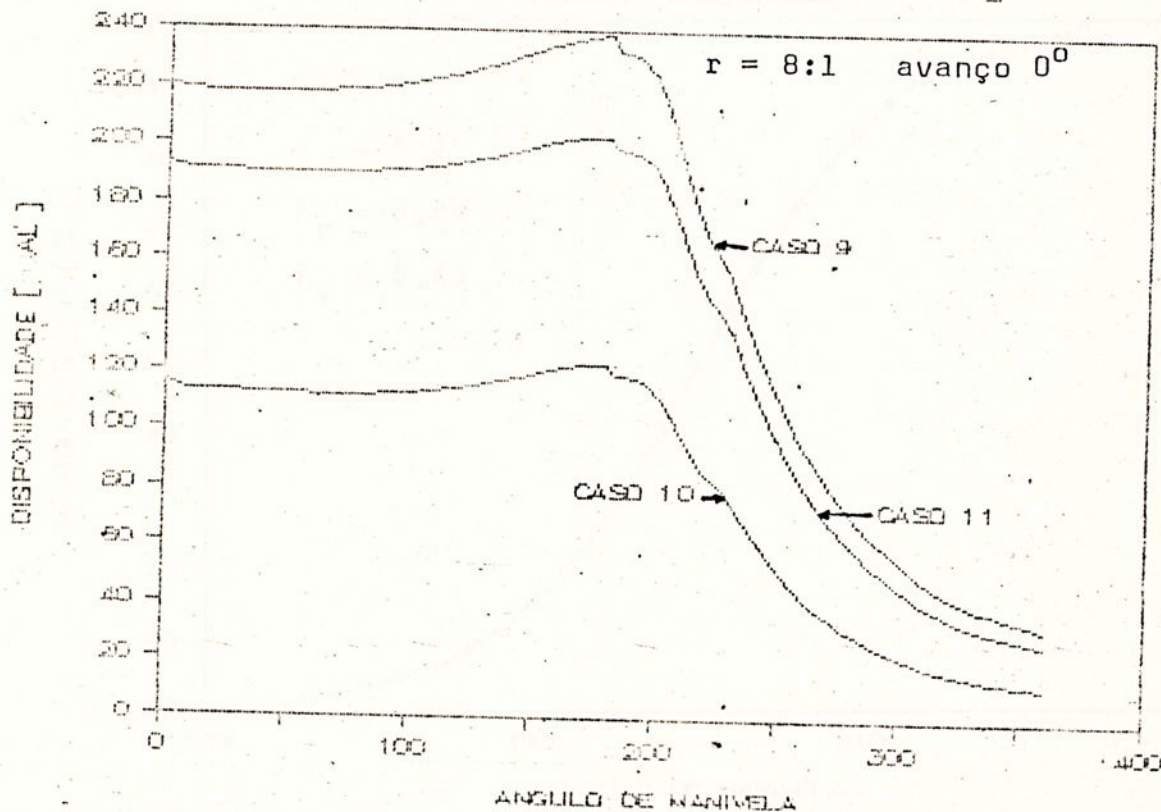


Figura 67 - Disponibilidade [cal]

PRESSÃO " VERSUS " ANGULO DE MANIVELA

COM PROPAGACAO DE CHAMA NORMAL

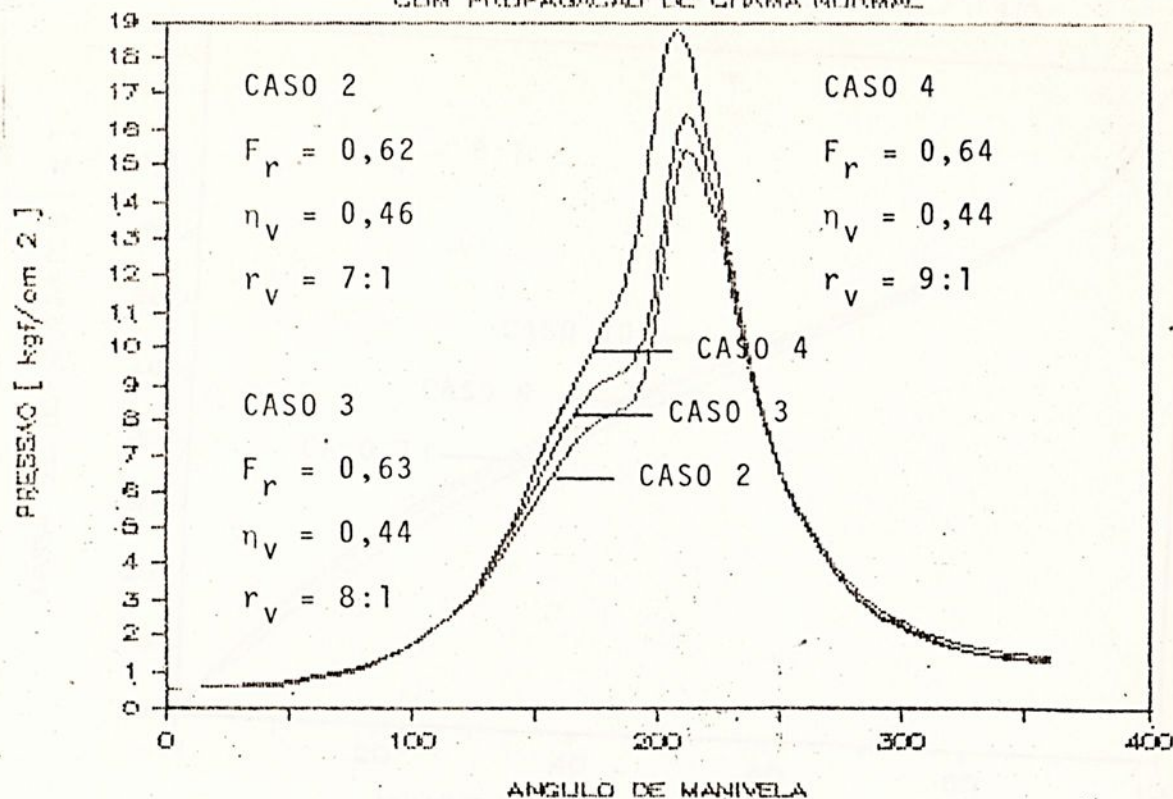


Figura 68 - Pressão "versus" ângulo de manivela

LIBERACAO DE ENERGIA [%]

DIURANTE A COMBUSTAO

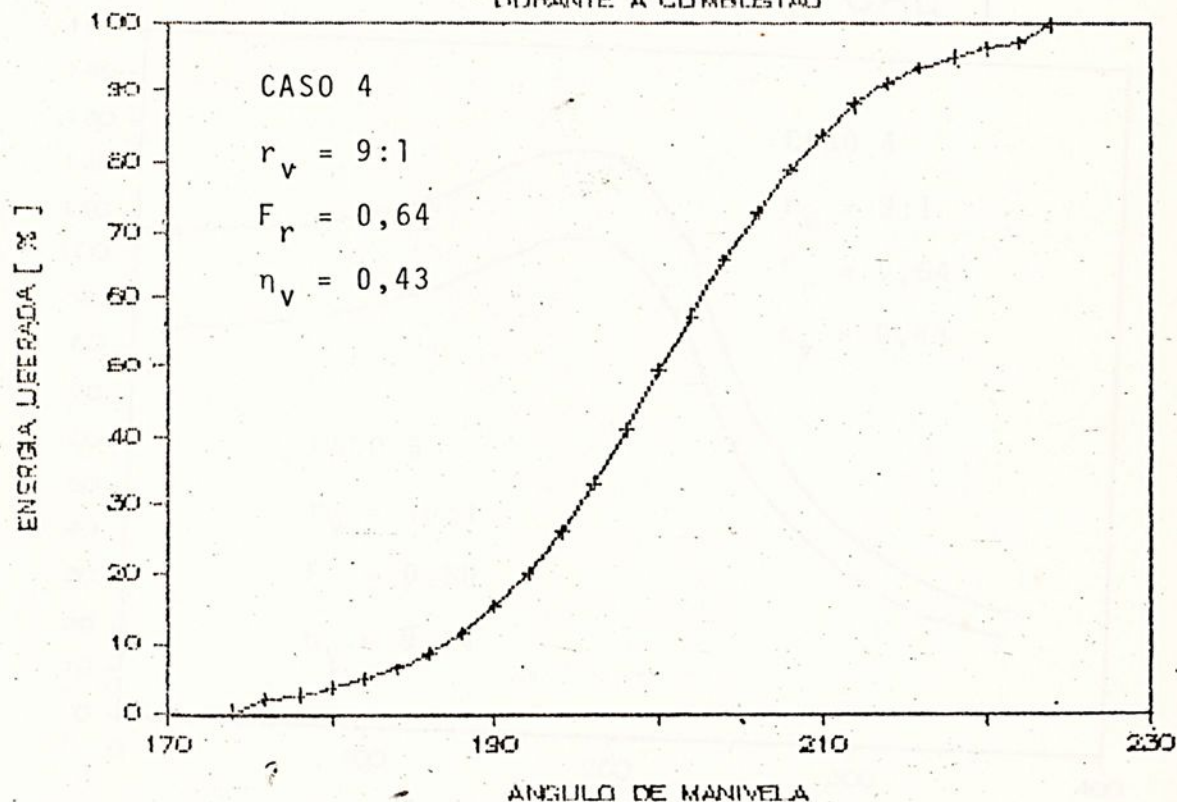


Figura 69 - Liberação de energia [%]

RELAÇÃO DE RABEZZANA

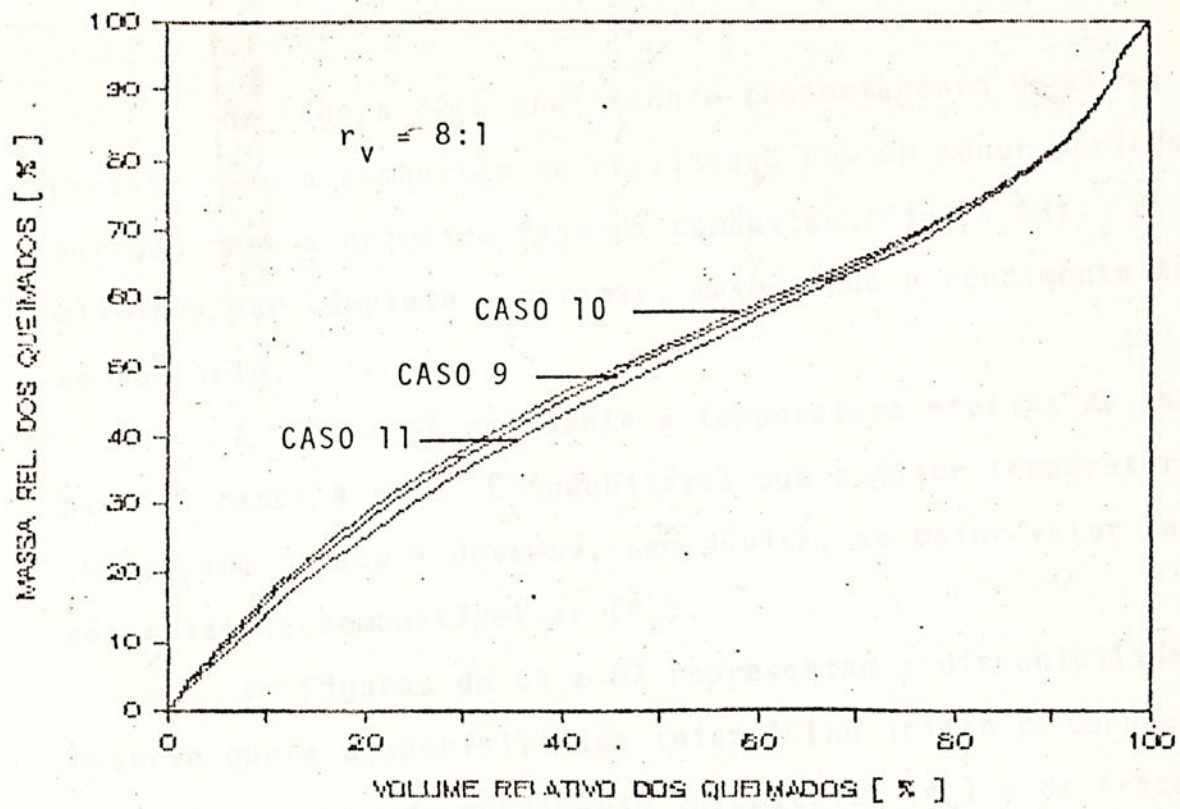


Figura 70 - Relação de Rabezzana

ENERGIA INTERNA [CAL]

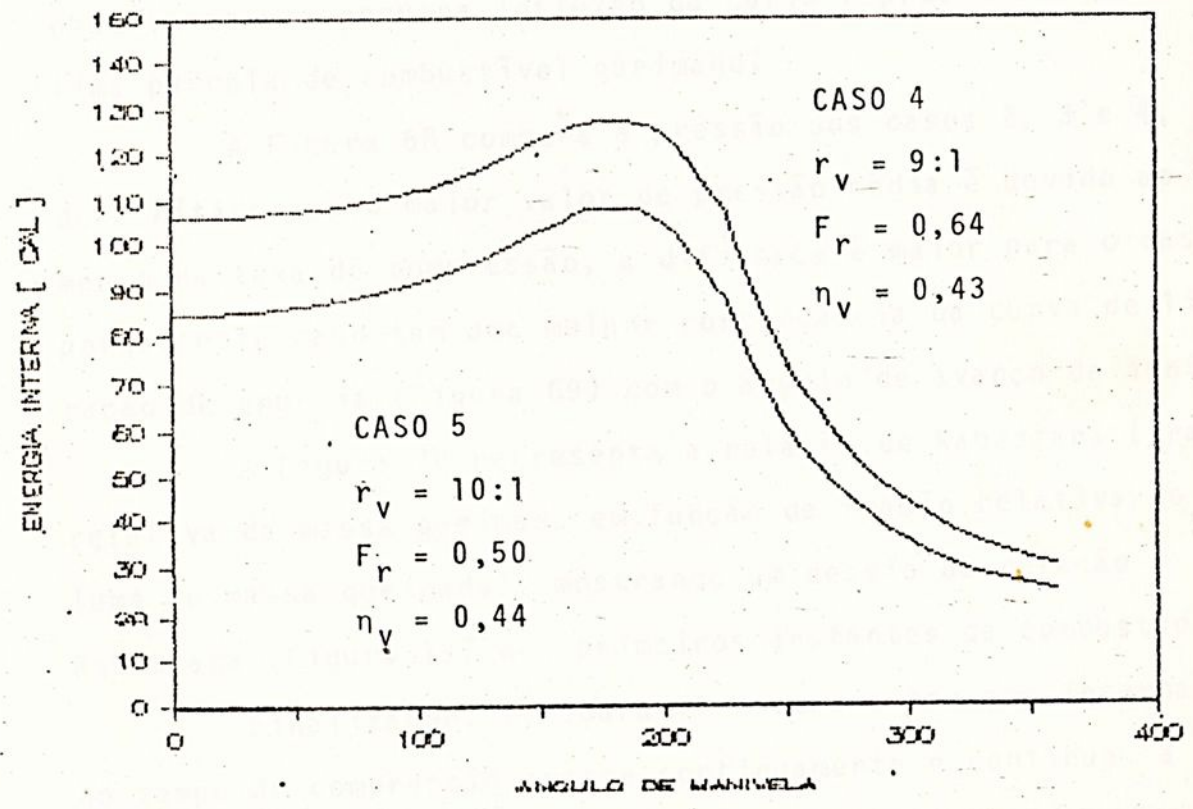


Figura 71 - Energia interna [cal]

Na Figura 62 é analisado o comportamento da curva de pressão caso a combustão se realizasse com um menor período de duração para a primeira fase da combustão (Figura 63), o que eliminou por completo o patamar, melhorando o rendimento térmico do ciclo.

A Figura 64 apresenta a temperatura efetiva de chama, para os casos 4 e 5. É indubitável que a maior temperatura de chama para o caso 4 deve-se, sem dúvida, ao maior valor da fração relativa combustível-ar (F_r).

As Figuras de 65 a 67 representam a disponibilidade. Observe que a disponibilidade inicial (no início da compressão) é função somente do rendimento volumétrico (η_v) e da fração relativa combustível-ar (F_r), uma vez que os outros parâmetros estão todos fixados. Assim, um aumento destas variáveis provoca um aumento da disponibilidade inicial. No final da combustão observa-se uma pequena inflexão da curva representativa da última parcela de combustível queimado.

A Figura 68 compara a pressão dos casos 2, 3 e 4, onde é nítido que o maior valor de pressão média é devido ao aumento da taxa de compressão, a diferença é maior para o caso 4 porque este caso tem uma melhor concordância da curva de liberação de energia (Figura 69) com o ângulo de avanço da ignição.

A Figura 70 representa a relação de Rabezzana (fração relativa da massa queimada em função da fração relativa do volume de massa queimada), mostrando um desvio da relação de Rabezzana (Figura 17) nos primeiros instantes da combustão.

Finalizando, a Figura 71 mostra a energia interna, que no tempo de compressão cresce continuamente e continua a crescer nos instantes iniciais da combustão para depois diminuir continuamente.



Finalmente, conclui-se que o modelo consegue uma representatividade dos fenômenos inerentes ao ciclo motor Otto operando com gás combustível, o que é o propósito original deste trabalho.

IV.5. SUGESTÃO PARA CONTINUIDADE DO TRABALHO

Sem dúvida o modelo pode ainda ser aperfeiçoado, o caminho que se mostra como promissor é um melhor ajuste da curva de liberação de energia.

Deste modo, necessário seria testes experimentais, onde se obteriam valores da pressão indicada e de seu comportamento com as alterações nos valores das variáveis de entrada do motor (composição do combustível, F_r , η_v e r_v). Assim, poder-se ia melhor estimar a curva de liberação de energia.



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] VENTURA, L.M. *Utilização do gás natural e do biogás como combustível para veículos comerciais.* São Bernardo do Campo, Mercedes-Benz do Brasil S.A. Engenharia Experimental de Motores, mai., 1982 (ainda não publicado).
- [2] McJONES, R.W. & CORBEIL, R.J. Natural gas fueled vehicles exhaust emissions and operational characteristics. *SAE*, paper 700078, jan., 1970.
- [3] FENDELL, B. Natural gas: ultimate automotive fuel. *Science & Mechanics*, pág. 39, dec., 1982.
- [4] FRANCIS, W. *Fuels and fuel technology.* London, Pergamon Press Ltd., v.2, 1965.
- [5] HOLVENSTOT, C.E. *Performance of spark-ignition 4-cycle engines on various fuels.* Oil and Gas Power Division Ingersoll - Rand Company, 1962.
- [6] EPSTEIN, S. & EPSTEIN, B. *Motores e energia.* Rio de Janeiro, Distribuidora Record, 1962.



- [7] TAYLOR, C.F. *The internal-combustion engine in theory and practice*. 2.ed. Cambridge, M.I.T. Press, v.1., 1971.
- [8] HENDERSON, W.O. *A revolução industrial*. São Paulo, Ed. Verbo - EDUSP, 1979.
- [9] INVENÇÃO dos motores de combustão Interna. *Electricidade, Energia e Eletrônica*, Lisboa, (168): 419, out., 1981.
- [10] MATAIX, C. *Turbomaquinas termicas*. Madrid, Editorial Dos sat, S.A., 1973.
- [11] CIVITA, V. *Enciclopédia do automóvel*. São Paulo, Abril Cultural e Industrial, 1973.
- [12] BURMAN, P.G. & DE LUCA, F. *Fuel injection and controls for internal combustion engines*. New York, Simmons-Boardman Publishing Corporation.
- [13] GOERING, C.E. & DUACHERTY, M.J. Energy accounting for eleven vegetable oil fuels. *Transaction ASAE*, p. 1209, 1982.
- [14] HERSHEY, R.L.; EBERHARDT, J.E.; HOTTEL, H.C. Thermodynamics properties of the working fluid in internal-combustion engines. *S.A.E. Journal*, 39(4): 409, 1936.
- [15] ANTUNES FILHO, M. *Theoria do motor a explosão*. São Paulo, Biblioteca de Divulgação Aeronáutica - Empresa de Divulgação Technica, 1939.
- [16] BARNARD, D.P. Butane as an automotive fuel. *S.A.E. Journal*; 35(5): 339, 1934.

- [17] VOGT, C.J. Characteristics of internal combustion engines using butane-air mixtures. *The Oil and Gas Journal*, p. 52, nov., 1965.
- [18] McCANN, W.J. Thermodynamic charts for internal-combustion engine. *N.A.C.A. Technical Notes 1883*, 1943.
- [19] WEIBE, R.; SCHULTZ, J.F.; PORTER, J.C. Mollier diagrams for theoretical alcohol-air and octane-water-air mixtures. *Industrial and Engineering Chemistry*, 34(5): 575, 1942.
- [20] HOLCOMB, D. & BROWN, G.G. Thermodynamic properties of light hydrocarbons. *Industrial and Engineering Chemistry*, 34(5): 590, 1942.
- [21] OBERT, E.F. *Motores de combustão interna*. Porto Alegre, Ed. Globo, 1971.
- [22] ADAMS, W.E. & BOLDT, K. What engines say about propane fuel mixtures. *SAE*, Paper 938C, p. 718, 1964.
- [23] THONON, J. *Motores de gasolina*. Barcelona, Ediciones Técnicas Marcombo, S.A., 1967.
- [24] PICKEN, D.J. & SOLIMAN, H.A. The use of anaerobic digester gas as an engine fuel. *Journal Agricultural Engineering Research*, (26): 1, 1981.
- [25] KATES, E.J. & LUCK, W.E. *Motores diesel y de gas de alta compresión*. 2.ed. Barcelona, Editorial Reverté, 1982.
- [26] NEWTON, L.V. Discussion of specific use of butane as a motor fuel. *S.A.E. Journal (Transactions)*, 35(5): 402, 1934.



- [27] ROZOV, V. *Combustíveis Alternativos*. Curso de Extensão em Motores de Combustão Interna. Escola de Engenharia de Mauã (não publicado).
- [28] BILLIET, W. *Entrettenimento y reparación de motores de automóvil*. Barcelona, Editorial Reverté S.A., 1979.
- [29] HOFBAVER, P. *Passenger car engine trend*. The Engine in the Future - Symposium of Technology. Metal Leve, São Paulo, 1980.
- [30] FRENCH, C.C.J. *The engine challenge of the nineties*. The Engine in the Future - Symposium of Technology. Metal Leve, São Paulo, 1980.
- [31] VAN WYLEN, G.J. & SONNTAG, R.E. *Fundamentos da termodinâmica clássica*. 2.ed. São Paulo, Ed. Edgard Blücher Ltda, 1976.
- [32] MAYOR, H.L. & VIEIRA, E.D.R. *Avaliação do ciclo padrão-ar Otto com calor específico variável*. São Carlos, *III Congresso de Iniciação Científica e Tecnológica em Engenharia*, 1984.
- [33] MALEEV, V.L. *Internal-combustion engines*. 2.ed. Tokyo, McGraw-Hill Kogakusha Ltd., 1945.
- [34] ROGOWSKI, A.R. *Elements of internal combustion engines*. 10.ed. New Delhi, Tata McGraw-Hill Publishing Company Ltd., 1977.
- [35] PATTERSON, D.J. & VAN WYLEN, G. *A digital computer simulation for spark-ignited engine cycles*. *S.A.E. Progress in Technology*. Series, (7): 82, 1964.



- [36] LIVENGOOD, S.C.; TAYLOR, C.F.; WV, P.C. Measurement of gas temperature in an engine by the velocity of sound methods. *S.A.E. Transactions*, 66: 683, 1958.
- [37] TSAO, K.C.; MYERS, P.S.; UYEHARA, O.A. Gas temperatures during compression in motored and fired diesel engines. *S.A.E. Transactions*, 70: 136, 1962.
- [38] McCULLOUGH, J.D. Engine cylinder pressure measurements. *S.A.E. Transactions*, 61: 557, 1953.
- [39] KERLEY, R.V. & THURSTON, K.W. The indicated performance of Otto-cycle engine. *S.A.E. Transactions*, 70: 5, 1962.
- [40] ROBISON, J.A. et alii. Investigating combustion phenomena in unmodified engines. *S.A.E. Transactions*, 66: 549, 1958.
- [41] TEKTRONIX CORP. *Tektronix engine analyzer*. Catálogo.
- [42] COLLINS, J.D. *C.A.D. Computer Aided Design*. The Engine in the Future - Symposium of Technology. Metal Leve, São Paulo, 1980.
- [43] STRANGE, F.M. An analysis of the ideal Otto cycle, including the effects of heat transfer, finite combustion rates, chemical dissociation, and mechanical losses. *Progress in Technology Series*, (7): 92, 1964.
- [44] RETAILLIAY, E.R. et alii. Compression may change structure of fuels. *S.A.E. Journal*, 58: '33, 1950.
- [45] SMITH, P.H. *The scientific design of exhaust and intake systems*. 2.ed.. Oxford, G.T. Foulis & Co Ltd., 1970.



- [46] EDSON, M.H. The Otto cycle engine ... a mathematical model for combustion. *Industrial and Engineering Chemistry*, 52(12): 1007, 1960.
- [47] JÓVAJ, M.S. *Motores de automóvil*. Moscou, Editorial Mir, 1982.
- [48] REID, R.C. & SHERWOOD, T.K. *The properties of gases and liquids - the estimation and correlation*. 2.ed. New York, McGraw-Hill Book Company, 1958.
- [49] EDSON, M.H. The influence of compression ratio and dissociation on ideal Otto cycle engine thermal efficiency. *S.A.E. Transactions*, 70: 665, 1962.
- [50] ZACHARIAS, A.F. Mollier-I, S-Diagramme für Verbrennungsgase in der Datenverarbeitung. *MTZ*, 31(7): 296, 1970.
- [51] CALLEN, H.B. *Thermodynamics*. John Wiley and Sons, Inc. 1976.
- [52] WHITWELL, J.C. & TONER, R.K. *Conservation of mass and energy*. New York, McGraw-Hill Book Company, 1973.
- [53] SMITH, J.M. & VAN NESS, H.C. *Introdução à termodinâmica da engenharia química*. 3.ed. Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 1980.
- [54] WARK, K. *Thermodynamics*. 3.ed. Tokyo, McGraw-Hill Kogakusha, Ltd., 1977.
- [55] STOECKER, W.F. *Thermal design systems*. McGraw-Hill.



- [56] NEWHALL, H.K. & STARKMAN, E.S. Thermodynamics properties of octane and air for engine performance calculations. *S.A.E. Progress in Technology Series*, (7): 38, 1964.
- [57] VICKLAND, C.W. et alii. A consideration of the high temperature thermodynamics of internal combustion engines. *S.A.E. Transactions*, 70: 785, 1962.
- [58] KOPA, D.R. et alii. Combustion temperature, pressure and products at chemical equilibrium. *S.A.E. Progress in Technology Series*, 7: 10, 1964.
- [59] BEBERNES, J. & BRESSAN, A. Thermal behavior for a confined reactive gas. *Journal of Differential Equations*, 44: 118, 1982.
- [60] BRINKLEY JR., S.R. Evaluation of performance factors of fuel-oxidant mixture. *Industrial and Engineering Chemistry*, 43(11): 2471, 1951.
- [61] BRINKLEY JR., S.R. Calculation of the equilibrium composition of systems of many constituents. *The Journal of Chemical Physics*, 15(2): 107, 1947.
- [62] BRINKLEY JR., S.R. Note on the conditions of equilibrium for systems of many constituents. *The Journal of Chemical Physics*, 14(2): 563, 1946.
- [63] KANDINER, H.J. & BRINKLEY JR., S.R. Calculation of complex equilibrium relations. *Industrial and Engineering Chemistry*, 42(5): 850, 1950.



[64] FREY, W. Errors on ... calculation of complex equilibrium relations. *Industrial and Engineering Chemistry*, 42 (8): 1526, 1950.

[65] WHITE, W.B. et alii. Chemical equilibrium in complex mixtures. *The Journal of Chemical Physics*, 28(5): 751, 1958.

[66] DOMSCHKE, A.G. Liberação de calor durante a combustão. *Curso de Extensão em Motores de Combustão Interna, Projeto Metanol CESP - Instituto Mauã de Tecnologia*, 1983.

[67] SALLNER, P. e WOSCHNI, G. Zur Vorausberechnung des Brennverlaufes von Ottomotoren bei Geänderten betriebsbedingungen. *Motortechnische Zeitschrift*, 43(1982)5, pg.195.

[68] GARDINER Jr., W.C. The chemistry of flames. *Scientific American*, 246 (2), 1982.

[69] DOMSCHKE, A.G. Combustão. *Curso de Extensão em Motores de Combustão Interna, Projeto Metanol-CESP, Instituto Mauã de Tecnologia*, 1983.

[70] EDSON, M.H. e TAYLOR, C.F. The limits of engine performance - comparison of actual and theoretical cycles. *SAE Special Pub.*, 7, 1964.

[71] MÜLLER, H. e ALMSTADT, K. Inflammation period in the spark ignition engine. *Motortechnische Zeitschrift*, 43 43(1982)4, pg. 144.

[72] WITHROW, L. e RASSWEILER, G.M. Spectroscopic studies of engine combustion. *Industrial and Engineering Chemistry*, 23 (7): 769, 1931.



- [73] BOYD, T.A. Engine flame researches. *S.A.E. Journal*, 45 (4): 421, 1939.
- [74] CURRY, S. A three-dimensional study of flame propagation in a spark ignition. *SAE Transactions*, 71: 628, 1963.
- [75] BOUCHARD, C.L.; TAYLOR, C.F.; TAYLOR, E.S. Variables affecting flame speed in Otto-cycle engine. *S.A.E. Journal (Transactions)*, 41 (5): 514, 1937.
- [76] RICARDO, H.R. *The high speed internal-combustion engine*. 3ª ed. London, Blackie & Son Limited, 1945.
- [77] MILLAR, G.H.; UYEHARA, O.A.; MYERS, P.S. Practical application of engine flame temperature measurements. *S.A.E. Transactions*, 62: 514, 1954.
- [78] TAYLOR, C.F. *Análise dos motores de combustão interna*. v.2. São Paulo, Edgard Blücher, 1976.
- [79] TAYLOR, C.F. & TOONG, T.Y. Heat transfer in internal combustion engines. *ASME-AICHE Heat Transfer Conference*, Paper nº 57 - HT - 17, 1957.
- [80] OVERBYE, V.D.; BENNETHUM, J.E.; UYEARA, O.A.; MEYERS, P.S. Unsteady heat transfer in engines. *S.A.E. Transactions*, 69: 461, 1961.
- [81] VICENT, E.T. & HENEIN, N.A. Thermal loading and wall temperature - as functions of performance of turbocharged compression - ignition engines. *S.A.E. Transactions*, 67: 478, 1959.



- [82] KNAPP, R.A. & WU, H. A heat transfer analysis of automotive internal combustion gasoline engines. Capítulo 24, *Numerical Methods in Heat Transfer*. John Wiley & Sons Ltd, pg. 511, 1981.
- [83] GISH, R.E.; McCULLOUGH, J.D.; RETLLOFF, J.B.; MUELLER, H.T. Determination of true engine friction. *S.A.E. Transactions*, 66: 649, 1958.
- [84] Análise Cromatográfica do G.L.P. Comercial utilizado neste trabalho. Centro de Análise da PETROBRÁS. São José dos Campos, 1986.
- [85] CARNAHAN, B.; LUTHER, H.A.; WILKES, J.O. *Applied numerical methods*. New York, John Wiley & Sons, Inc., 1969.
- [86] LIVENGOOD, J.C.; ROGOWSKI, A.R.; TAYLOR, C.F. The volumetric efficiency of four-stroke engines. *S.A.E. Quarterly Transactions*, 6 (4): 617, out, 1952.
- [87] SPENCER, H.M. Empirical heat capacity equations of gases and graphite. *Industrial and Engineering Chemistry*, 40 (11): 2152, nov, 1948.
- [88] MÜLLER, H. & KURT, A. Die Entflammungsphase in Ottomotor - Dauer und Streuung in Abhängigkeit vom Betriebspunkt. *Motortechnische Zeitschrift*, 43(1982)4, pg. 149.
- [89] RASSWEILER, G.M.; WITHROW, L.; CORNELIUS, W. Engine combustion and pressure development. *S.A.E. Journal Transactions*, 46 (1): 25, jan, 1940.

- [90] WARREN, J.A. & HINKAMP, J.B. New instrumentation for engine combustion studies. *S.A.E. Transactions*, 64: 665, 1956.
- [91] MIGLIORI, A. & HOFER, T.J. Simple, reproducible, acoustically transparent pressure transducer with an 18-ms rise time. American Institute of Physics. *Rev. Sci. Instrum.* 52 (12): 1865, 1981.
- [92] BENDER SKY, D. A special thermocouple for measuring transient temperatures. *Mechanical Engineering*, 1953 (75): 117.
- [93] MILLER, C. Knock as shown by photographs taken at 40.000 and 200.000 frames per sec. *S.A.E. Quarterly Transactions*, 1 (1): 99, 1947.
- [94] WOSCHNI, G. Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor - Kreisprozessen. *MTZ* 26/11 (1965) 439.
- [95] WITHROW, L. & CORNELIUS, W. Effectiveness of the burning process. *S.A.E. Journal Transactions*, 47 (6): 526, 1940.
- [96] LI, Y.T. High-frequency pressure indicators for aerodynamic problems. *N.A.C.A. Technical Note* n° 3042, 1953.
- [97] EICHELBERG, G. Some new investigations on old combustion-engines problems - I e II. *Engineering*, 48: 463-466 e 547-550, 1939.
- [98] WOSCHNI, G. & FIEGER, J. Experimentelle Untersuchungen zum Wärmeübergang bei Normaler und Klopfender Verbrennung im Ottomotor. *Motortechnische Zeitschrift*, 43 (1982)2, pg. 63.



- [99] *CRC Handbook of Chemistry and Physics*. CRC Press Inc., 1978, 58ª ed.. Cleveland.
- [100] PERRY, R.H. e CHILTON, C.H. *Manual de engenharia química*, 5ª ed. Rio de Janeiro, Editora Guanabara Dois, 1980.
- [101] PLINT & PARTNERS LTD. Engineers Instructional Equipment for Mechanical Engineering Laboratories. Plint Variable Compression Ratio Petrol Engine Test Bed TE 15.



