

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

TITULO : " OBTENÇÃO DE MESMO RENDIMENTO TÉRMICO EM  
MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA COM  
RAZÕES DE COMPRESSÃO DIFERENTES "

ALUNO : HENEDINO GUTIEREZ JUNIOR

ORIENTADOR : PROF. DR. CARLOS C. TU

Universidade de São Paulo  
Escola Politécnica de São Paulo

OK

## INDICE

- 1 - INTRODUÇÃO
    - 1.1 - A ORIGEM DESTE ESTUDO - 1
    - 1.2 - O CONCEITO DE RENDIMENTO TERMICO - 3
    - 1.3 - A MEDIÇÃO DAS EMISSÕES DOS GASES POLUENTES - 3
  - 2 - EXPERIÊNCIAS COM VEÍCULOS E MOTORES - 4
    - 2.1 - 1ª FASE: DIRIGIBILIDADE DOS VEÍCULOS - 4
    - 2.2 - RESULTADOS DA 1ª FASE - 24
    - 2.3 - 2ª FASE: DIRIGIBILIDADE E CONSUMO COM SUBSTITUIÇÃO DE CARBURADORES - TESTE DE EMISSÕES EM DINAMOMETRO DE CHASSIS - 25
    - 2.4 - RESULTADOS DA 2ª FASE - 26
    - 2.5 - 3ª FASE: TESTES EM DINAMOMETRO - 29
      - 2.5.1 - MOTORES DE TESTE - 29
      - 2.5.2 - CURVAS DE DESEMPENHO E AVANÇO - 30
      - 2.5.3 - CURVAS DE PRESSÃO NO INTERIOR DOS CILINDROS - 30
      - 2.5.4 - CURVAS DE VIBRAÇÃO VERTICAL DOS MOTORES - 30
  - 3 - EXPLICAÇÕES TEÓRICAS ENCONTRADAS - 44
    - 3.1 - HIPÓTESE INICIAL - 44
    - 3.2 - EFEITOS ESPERADOS NA EMISSÃO DE GASES POLUENTES - 49
      - 3.2.1 - HIDROCARBONETOS NÃO QUEIMADOS - 49
      - 3.2.2 - MONÓXIDO DE CARBONO - 51
      - 3.2.3 - ÓXIDOS DE NITROGÊNIO - 52
  - 4 - VERIFICAÇÕES NUMÉRICAS - 55
    - 4.1 - ESTIMATIVA DA CURVA DE PRESSÃO NO INTERIOR DO CILINDRO NAS FASES DE COMPRESSÃO E EXPANSÃO - 55
    - 4.2 - AS FASES DE COMPRESSÃO E EXPANSÃO COM COMBUSTÃO - 58
    - 4.3 - CARACTERÍSTICAS DO CONJUNTO EMBOLO-BIELA-MANIVELA -  $r=12,0:1$  - 62
    - 4.4 - CARACTERÍSTICAS DO CONJUNTO EMBOLO-BIELA-MANIVELA -  $r=8,8:1$  - 71
    - 4.5 - CÁLCULO DA FORMAÇÃO DE NO - 74
    - 4.6 - CÁLCULO DOS RENDIMENTOS TÉRMICOS DOS CICLOS PARA  $r=8,8:1$  E  $r=12,0:13$  - 77
  - 5 - ANÁLISE E COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS - 82
  - 6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES - 85
- APÊNDICE I: DETERMINAÇÃO DOS RENDIMENTOS TÉRMICOS DOS CICLOS IDEAIS DE VOLUME CONSTANTE E DE PRESSÃO LIMITADA - 87
- BIBLIOGRAFIA - 94

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600010033

# OBTENÇÃO DE MESMO RENDIMENTO TERMICO EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA COM RAZOES DE COMPRESSÃO DIFERENTES

## 1 - INTRODUÇÃO

### 1.1 - A ORIGEM DESTE ESTUDO

O presente estudo teve seu inicio em fins de 1989 quando ocorreu a primeira falta de álcool combustível no país. Por problemas de ordem politica e econômica naquela ocasião, os produtores de cana preferiram desviar a sua colheita para a produção e exportação de açúcar refinado, para obtenção de maiores lucros. E enquanto durou o litigio entre os produtores de cana que pleiteavam um aumento no preço do álcool combustível produzido, e o governo, impotente para tomar medidas cabiveis imediatas, os mais de quatro milhões de proprietários de veiculos movidos a álcool em todo o país sofreram a escassez e até a falta desse combustível por alguns meses seguidos. Em síntese, foi a primeira situação difícil vivida pelos consumidores que acreditaram no famoso programa PRO-ALCOOL criado em 1974 e incentivado desde então pelo governo federal.

Embora o momento atual seja diferente, com o abastecimento de álcool normalizado em todo o território nacional, ainda pairam dúvidas acerca do retorno daquele estado caótico. Pela atual instabilidade econômica, a qual pouco difere da de 1989, essa possibilidade não pode ser desprezada.

Na época, por possuir um veiculo movido a álcool e na tentativa de resolver meus problemas particulares oriundos da falta daquele combustível, e também por interesses profissionais no assunto, comecei a fazer experiências com veiculos e motores movidos a álcool convertidos reversivelmente para gasolina. Neste trabalho relato em ordem

cronológica essas experiências e minhas conclusões teóricas, com relação aos resultados obtidos, e apresento uma solução para o problema da falta de álcool combustível na sua eventual repetição. Trato também, teoricamente, num sentido um pouco mais amplo, da possibilidade de um motor alternativo de combustão interna de ciclo Otto com uma razão de compressão definida pelo limite de detonação do combustível, operar com o mesmo combustível a uma razão de compressão bem maior sem a ocorrência de detonação e, no mínimo, com o mesmo desempenho.

O termo reversível, aqui, apresenta a conversão de um motor a álcool para gasolina, somente com alterações de avanço de ignição e de calibrações ar - combustível do sistema de alimentação.

No mesmo ano, sem qualquer conhecimento do desenvolvimento deste estudo e, portanto, de forma totalmente independente, pesquisadores da Petrobrás faziam testes em dois veículos de fabricação nacional com motores a álcool convertidos reversivelmente para gasolina.

Esses testes se concentraram em avaliações comparativas de dirigibilidade, consumo de combustível, emissões de poluentes e desgaste de componentes de motores com relação aos veículos correspondentes à gasolina. Os resultados desses testes mostraram praticamente o mesmo desgaste, consumo de combustível ligeiramente menor nos veículos convertidos, emissões iguais ou pouco menores e subjetivamente o mesmo desempenho (veja ref. 26).

Quando executei este trabalho, tampouco sabia que as experiências da Petrobrás estavam em curso e sequer haviam planos para tal realização. E também de forma independente obtive, inclusive, os mesmos resultados veiculares.

## 1.2 - O CONCEITO DE RENDIMENTO TERMICO DO CICLO TERMODINAMICO

Num motor real o ciclo termodinâmico que se desenvolve no interior de seus cilindros é algo mais complexo que os ciclos Otto e Diesel amplamente estudados e conhecidos. Devido ao grande número de processos físicos e químicos irreversíveis que ocorrem, e ao grande número de variáveis envolvidas e ao impreciso conhecimento do processo de combustão em si, o seu equacionamento é relativamente complexo, difícil. O ciclo resultante desse equacionamento, portanto, é uma aproximação do ciclo real, bastante diferente do ciclo ideal.

Os ciclos ideais de volume constante e de pressão limitada são casos extremamente particulares, onde o fluido de operação é considerado um gás perfeito. Contudo, quando usados para a denominação de um ciclo real, subentende-se o quão próximo este ciclo está de cada um deles.

Tendo isto em mente, o termo rendimento térmico usado aqui para motores reais usados nas experiências traduz a obtenção de potência útil para um particular consumo de combustível.

Conceitualmente, para ciclos ideais, o rendimento térmico é dado pela razão entre o trabalho gerado no ciclo e o calor reversivelmente a ele fornecido. O apêndice I mostra a dedução do rendimento térmico para os ciclos de volume constante e pressão limitada baseadas em considerações bastante simplificadoras.

## 1.3 - A MEDIÇÃO DAS EMISSÕES DOS GASES POLUENTES

Uma avaliação comparativa das emissões poluentes de dois veículos com características descritas no capítulo 2, fez parte do quadro de experiências realizadas. Os ensaios efetuados determinaram a emissão em massa de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, dióxido de

carbono e óxidos de nitrogênio enquanto os veículos simulavam uma viagem média em área urbana.

O procedimento usado para essa avaliação foi o procedimento EPA-74 ou MB-1528 sem fase fria, ou seja, sem a fase que requer um período mínimo de 12 horas de repouso antes da medição do gás de escapamento com partida a frio.

O sistema de amostragem de gás de escapamento do equipamento usado é do tipo CVS, com sistema analítico composto de um detector por ionização de chama (DIC) para as determinações de hidrocarbonetos, analisadores por absorção de infravermelhos não dispersivos (IND) para as determinações de monóxido e dióxido de carbono e um analisador de luminescência química para as determinações de óxidos de nitrogênio (ref. 28).

## 2 - EXPERIÊNCIAS COM VEÍCULOS E MOTORES

### 2.1 - 1ª FASE - DIRIGIBILIDADE DOS VEÍCULOS

Numa primeira série de testes, a fim de se verificar o potencial de desempenho, dirigibilidade, consumo de combustível e possíveis problemas de veículos cujos motores foram preparados na forma definida como conversão reversível, (veja pag. 2), foram testados oito veículos da linha Chevrolet - GM - produção local, em trânsito urbano e estrada.

Quatro veículos eram originais a álcool, cujas alterações reversíveis efetuadas em seus motores para operação com gasolina estão descritas adiante.

Quatro veículos eram originais à gasolina e as características principais de seus motores também estão descritas adiante.

O motor do 1º veículo testado - original a álcool com razão de compressão  $r=12,0:1$ , modificado para operação com gasolina, comparativamente ao motor original à gasolina,  $r=8,8:1$  - foi avaliado em dinamômetro com relação às suas curvas de desempenho e nível de detonação audível. (Resultados no gráfico da fig. 2.13)

#### DESCRIÇÃO DOS VEICULOS TESTADOS EM TRANSITO URBANO E ESTRADA

1º VEICULO -> MONZA SL/E - 2.0 LITROS - ALCOOL - mod. 1990  
CARBURADO - 2 PORTAS - TRANSMISSÃO MANUAL

##### 1.a - Características principais do motor

- Motor: 2.0 litros - Alcool
- Razão de compressão: 12:1
- 4 cilindros em linha
- Avanço inicial: 10° APMS - a 900 rpm
- Carburador: Brosol 2E7 - Alcool
- Velas de ignição: NGK - BFR7ES II
- Ignição eletrônica
- Válvula Termostática: 92°C
- Líquido refrigerante: água

##### 1.b - Alterações reversíveis efetuadas no motor para operação com gasolina

###### 1.b.1 - Alterações na calibração do carburador

- aerodinâmico: fechado
- interruptor de marcha lenta: adicionado
- gicleurs principais: nº 1 = 112,5; nº 2 = 130
- calibre de marcha lenta: 52,5 / 155
- injetor: 35

1.b.2 - Interrupção da circulação de água quente na base do coletor de admissão .

1.b.3 - Válvula Termostática: 82°C

1.b.4 - Interrupção do sistema de captação de ar quente na fase fria do motor - (Thermac)

1.b.5 - Avanço inicial: 0° a 900 rpm

1.b.6 - Combustível: gasolina E22

2o VEICULO -> MONZA SL/E - 1.8 LITROS - ALCOOL - mod. 1990  
CARBURADO - 2 PORTAS - TRANSMISSÃO MANUAL

2.a - Características principais do motor

- Motor: 1.8 litros - álcool
- Razão de compressão: 12:1
- 4 cilindros em linha
- Avanço inicial: 10° APMS - a 900 rpm
- Carburador: Brosol 2E7 - álcool
- Velas de ignição: NGK - BPR7ES II
- Ignição eletrônica
- Válvula Termostática: 92°C
- Líquido refrigerante: água

2.b - Alterações reversíveis efetuadas no motor para operação com gasolina

2.b.1 - Alterações na calibração do carburador

- aerodinâmico: fechado
- injetor: 35
- calibradores principais: no 1 = 105; no 2 = 162
- calibre de marcha lenta: 52,5 / 155
- interruptor de marcha lenta: adicionado



2.b.2 - Restrição da circulação de água quente na base do coletor de admissão

2.b.3 - Válvula Termostática: 82°C

2.b.4 - Interrupção do sistema de captação de ar quente na fase fria do motor - (Thermac)

2.b.5 - Avanço inicial: 2° a 900 rpm

2.b.6 - Velas de ignição: BP7ES - 42XLSII - NGK

2.b.7 - Combustível: gasolina E22

3<sub>o</sub> VEICULO -> CHEVETTE SL/E - 1.6 LITROS - ALCOOL - mod. 1990  
CARBURADO - 2 PORTAS - TRANSMISSÃO MANUAL

3.a - Características principais do motor

- Motor: 1.6 litros - álcool
- Razão de compressão: 12:1
- 4 cilindros em linha
- Avanço inicial: 10° a 850 rpm
- Carburador: WEBER - DMTB - álcool
- Velas de ignição: NGK - BFR8FS
- Ignição eletrônica
- Válvula Termostática: 90°C
- Líquido refrigerante: água

3.b - Alterações reversíveis efetuadas no motor para operação com gasolina

3.b.1 - Alterações na calibração do carburador

- calibradores principais:  $n_{o} 1 = 110$ ;  $n_{o} 2 = 162$
- calibradores de marcha lenta:  $M_1 = 97$ ,  $M_2 = 50$
- calibre de vazão aerodinâmico: 90
- interruptor de marcha lenta: adicionado

- tubo de tomada de vácuo do distribuidor: fechado
- injetor: 40
- 3.b.2 - Válvula Termostática: 75°C
- 3.b.3 - Avanço inicial: 0° a 850 rpm
- 3.b.4 - Combustível: gasolina E22
- 3.b.5 - Avanço a vácuo: desligado

4g VEICULO -> OPALA SL/E - 2.5 LITROS - ALCOOL - mod. 1990  
 CARBURADO - 2 PORTAS - TRANSMISSÃO MANUAL

4.a - Características principais do motor

- Motor: 2.5 litros , Álcool
- Razão de compressão: 11,0:1
- Avanço inicial: 10° a 750 rpm
- Carburador: Brosol H34 SEIE - Álcool
- Velas de ignição: NGK - BPR6ES
- Ignição eletrônica
- Válvula Termostática: 90°C
- Líquido refrigerante: Água

4.b - Alterações reversíveis efetuadas no motor para operação com gasolina

4.b.1 - Alterações na calibração do carburador

- calibradores principais: n<sub>o</sub> 1 = 120; n<sub>o</sub> 2 = 137
- calibre de marcha lenta: Gf = 67, com interruptor
- injetor: 60

4.b.2 - Válvula Termostática: 75°C

4.b.3 - Avanço inicial: 4° a 750 rpm

4.b.4 - Combustível: gasolina E22

5<sup>o</sup> VEICULO -> MONZA SL/E - 2.0 LITROS - GASOLINA - mod. 1990  
CARBURADO - 2 PORTAS - TRANSMISSÃO MANUAL

5.a - Características principais do motor

- Motor: 2.0 litros - gasolina
- Razão de compressão: 8,8:1
- 4 cilindros em linha
- Avanço inicial: 6° APMS - a 900 rpm
- Carburador: Brosol 2E7 - gasolina - 2.0 l
- Velas de ignição: NGK - BPR5ES II
- Ignição eletrônica
- Válvula Termostática: 92°C
- Líquido refrigerante: água

6<sup>o</sup> VEICULO -> MONZA SL/E - 1.8 LITROS - GASOLINA - mod. 1990  
CARBURADO - 2 PORTAS - TRANSMISSÃO MANUAL

6.a - Características principais do motor

- Motor: 1.8 litros - gasolina
- Razão de compressão: 8,8:1
- 4 cilindros em linha
- Avanço inicial: 6° APMS - a 900 rpm
- Carburador: Brosol 2E7 - gasolina - 1.8 l
- Velas de ignição: NGK - BPR5ES II
- Ignição eletrônica
- Válvula Termostática: 92°C
- Líquido refrigerante: água

7<sup>o</sup> VEICULO -> CHEVETTE SL/E - 1.6 LITROS - GASOLINA - mod. 1990  
CARBURADO - 2 PORTAS - TRANSMISSÃO MANUAL

7.a - Características principais do motor

- Motor: 1.6 litros - gasolina

- Razão de compressão: 8,5:1
- 4 cilindros em linha
- Avanço inicial: 10° AFMS - a 900 rpm
- Carburador: WEBER - DMTB - gasolina
- Velas de ignição: NGK - 42TS
- Ignição eletrônica
- Válvula Termostática:
- Líquido refrigerante: água

8<sub>q</sub> VEICULO -> OPALA SL/E - 2.5 LITROS - GASOLINA - mod. 1990  
 CARBURADO - 2 PORTAS - TRANSMISSÃO MANUAL

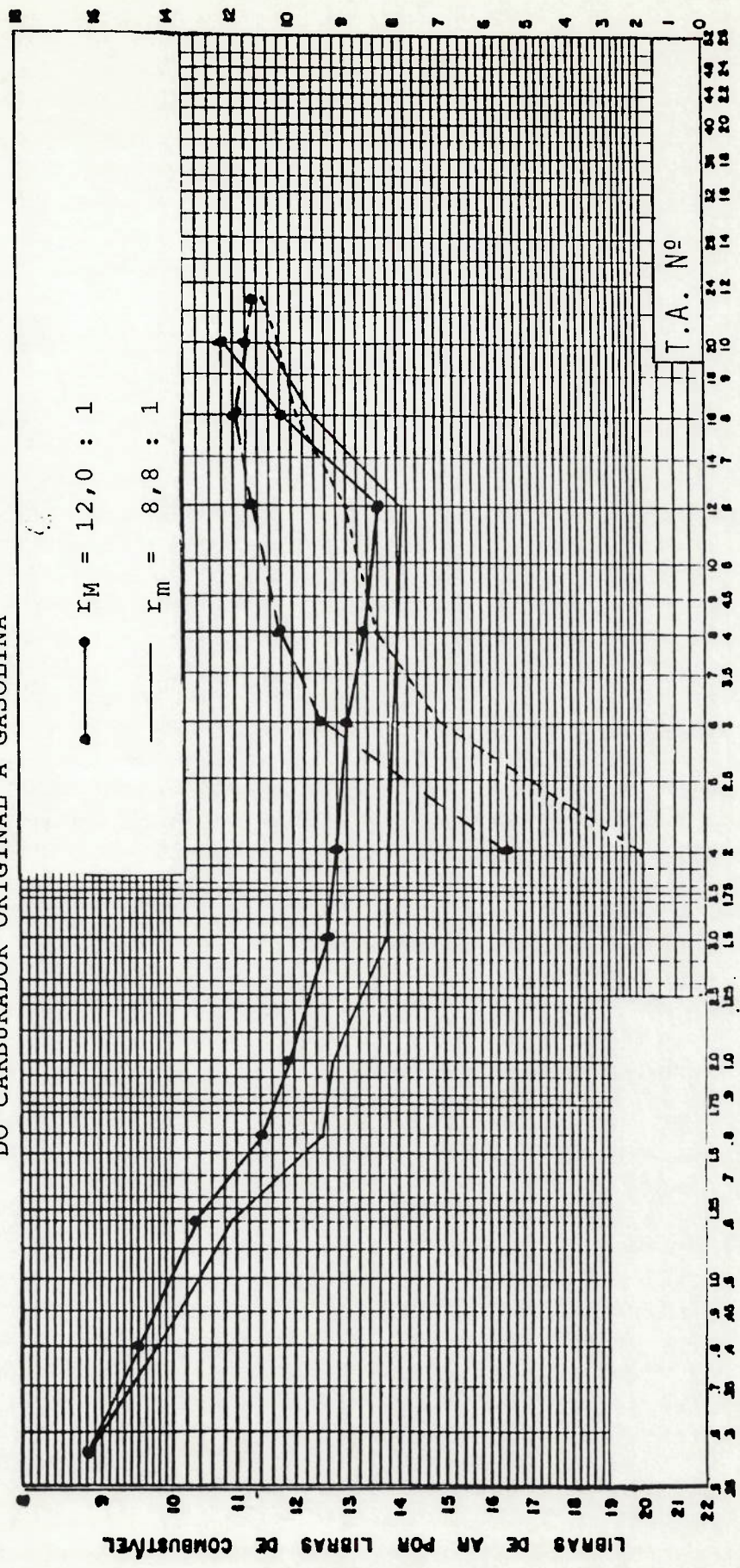
8.a - Características principais do motor

- Motor: 2.5 litros - gasolina
- 4 cilindros em linha
- Razão de compressão: 8,0:1
- Avanço inicial: 14° a 750 rpm
- Carburador: Brosol - H34-SEIE - gasolina
- Velas de ignição: NGK - BPR5ES II
- Ignição eletrônica
- Válvula Termostática:
- Líquido refrigerante: água

As respectivas curvas de vazão dos carburadores desses veículos, originais e resultantes das alterações neles efetuadas, são mostradas nos gráficos das figs. n<sup>o</sup> 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4.

As curvas de avanço a vácuo e centrífugo originais a álcool e a gasolina dos motores dos veículos testados, são mostrados nos gráficos das figuras de n<sup>o</sup> 2.5 a 2.12.

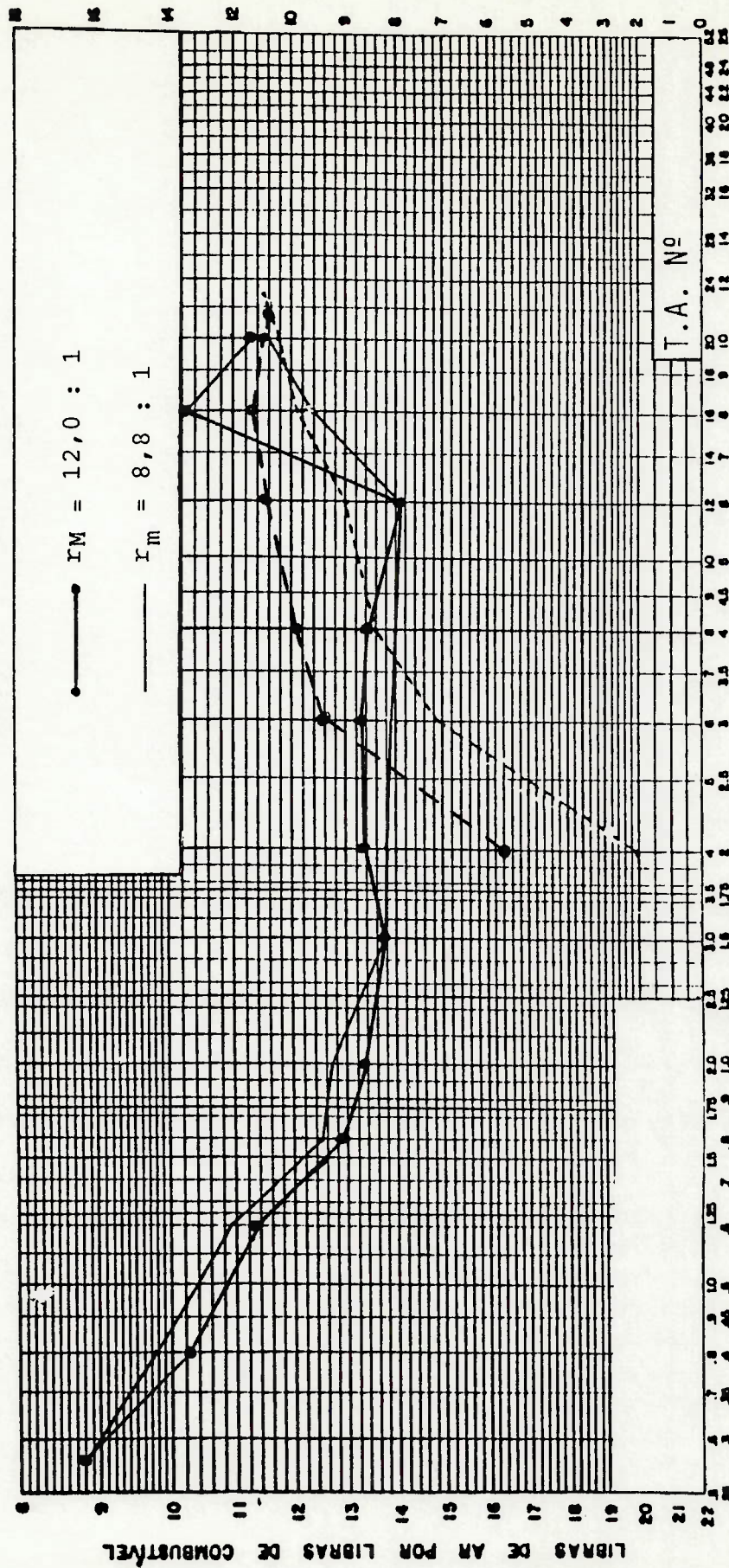
CURVA DE VAZÃO DO CARBURADOR BROSOL 2E7 - MONZA 2,0 L  
 ALCOOL - MODIFICADO PARA GASOLINA VERSUS CURVA DE VAZÃO  
 DO CARBURADOR ORIGINAL A GASOLINA



VAZÃO DE AR - lb/min.

Fig. 2.1

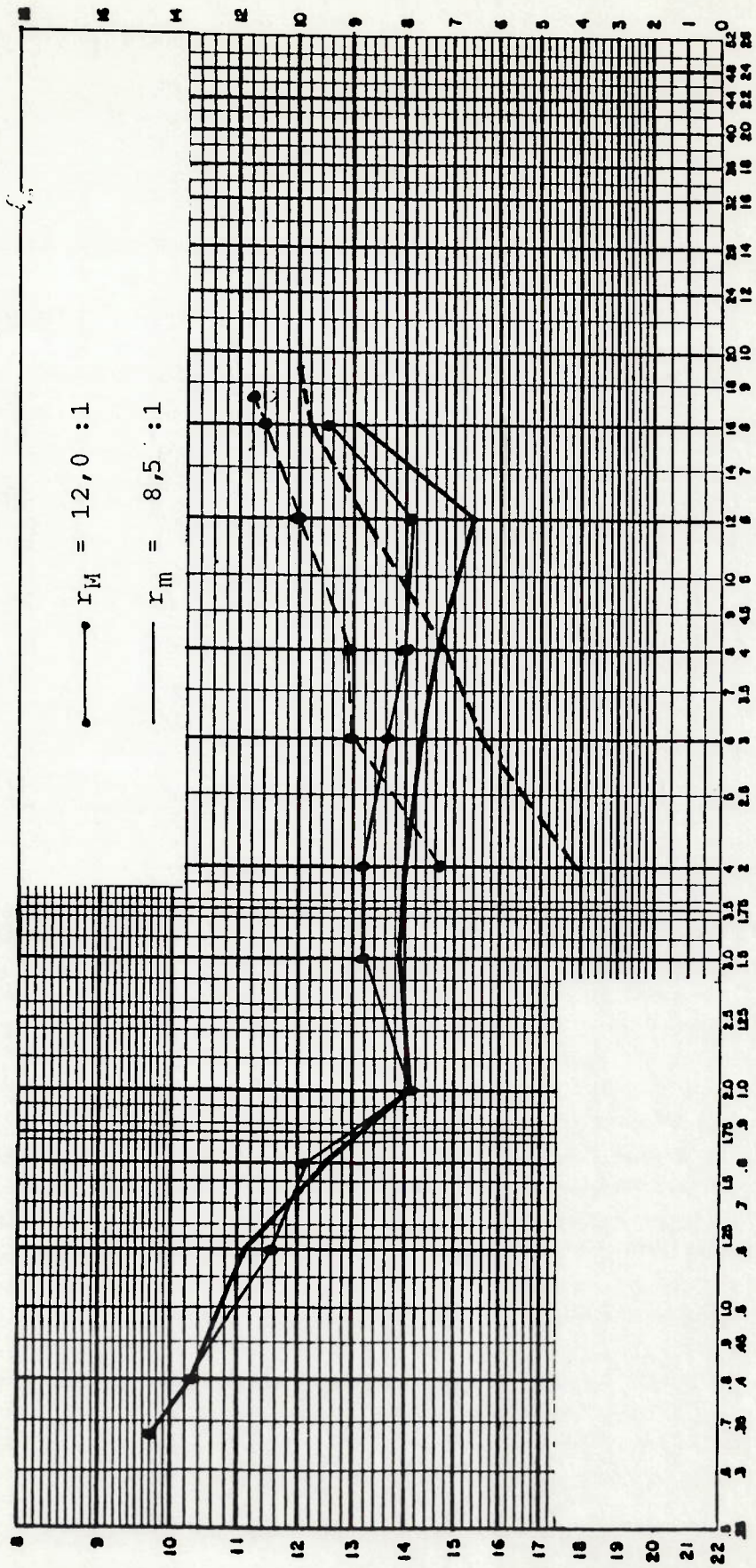
CURVAS DE VAZÃO DO CARBURADOR BROSOL 2E7 - MONZA 1,8 L  
 ALCOOL - MODIFICADO PARA GASOLINA VERSUS CURVAS DE VAZÃO  
 DO CARBURADOR ORIGINAL A GASOLINA



VAZÃO DE AR - lb/min.

Fig. 2.2

CURVAS DE VAZÃO DO CARBURADOR WEBER- CHEVETTE. 1,6. L  
 ALCOOL - MODIFICADO PARA GASOLINA VERSUS CURVAS DE  
 VAZÃO DO CARBURADOR ORIGINAL A GASOLINA



VAZÃO DE AR - lb/min

Fig. 2.3

CURVAS DE VAZÃO DO CARBURADOR BROSOL H34SEIE- OPALA 151  
 ALCOOL - MODIFICADO PARA GASOLINA VERSUS CURVAS DE VAZÃO  
 DO CARBURADOR ORIGINAL A GASOLINA

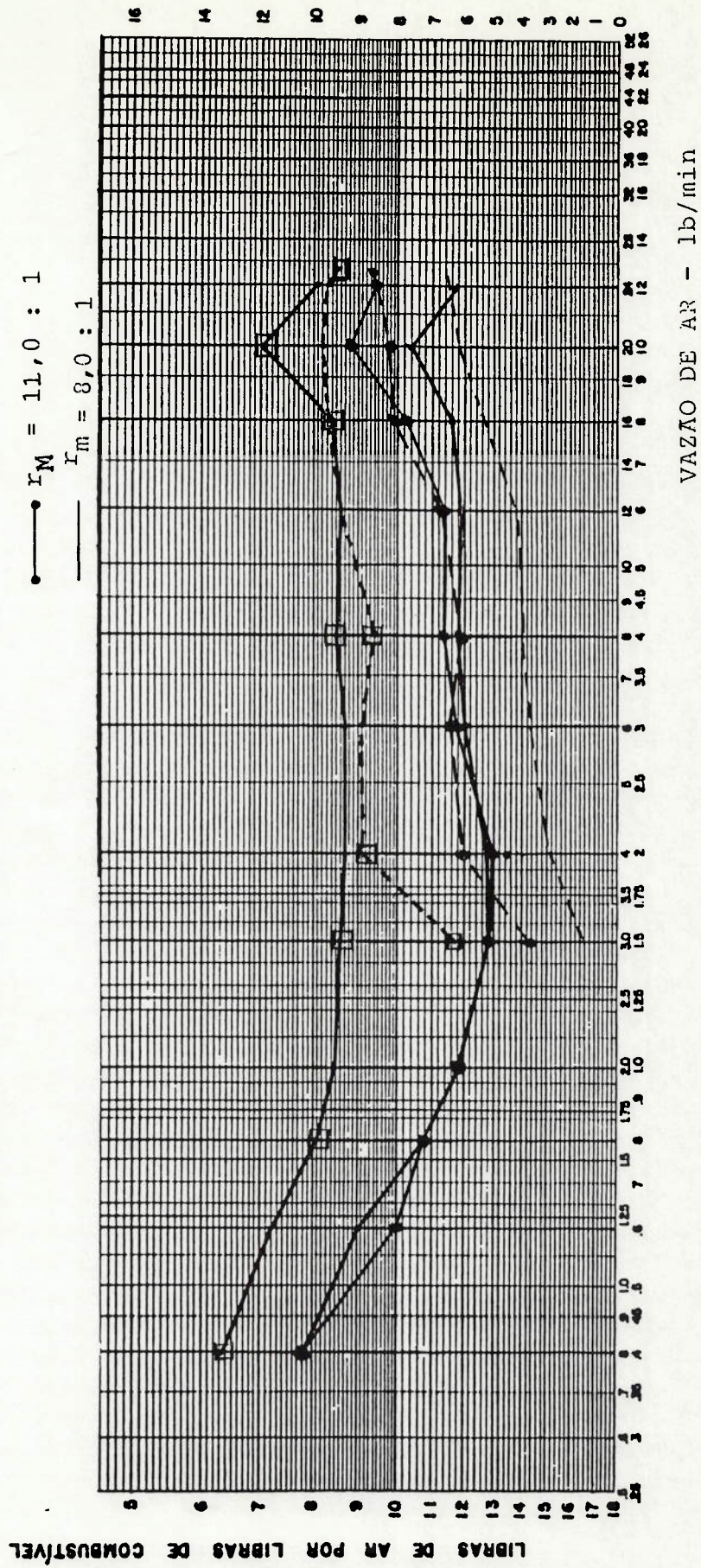


Fig. 2.4



Fig. 2.5 CURVAS DE AVANÇO

MONZA 2,0 L GASOLINA

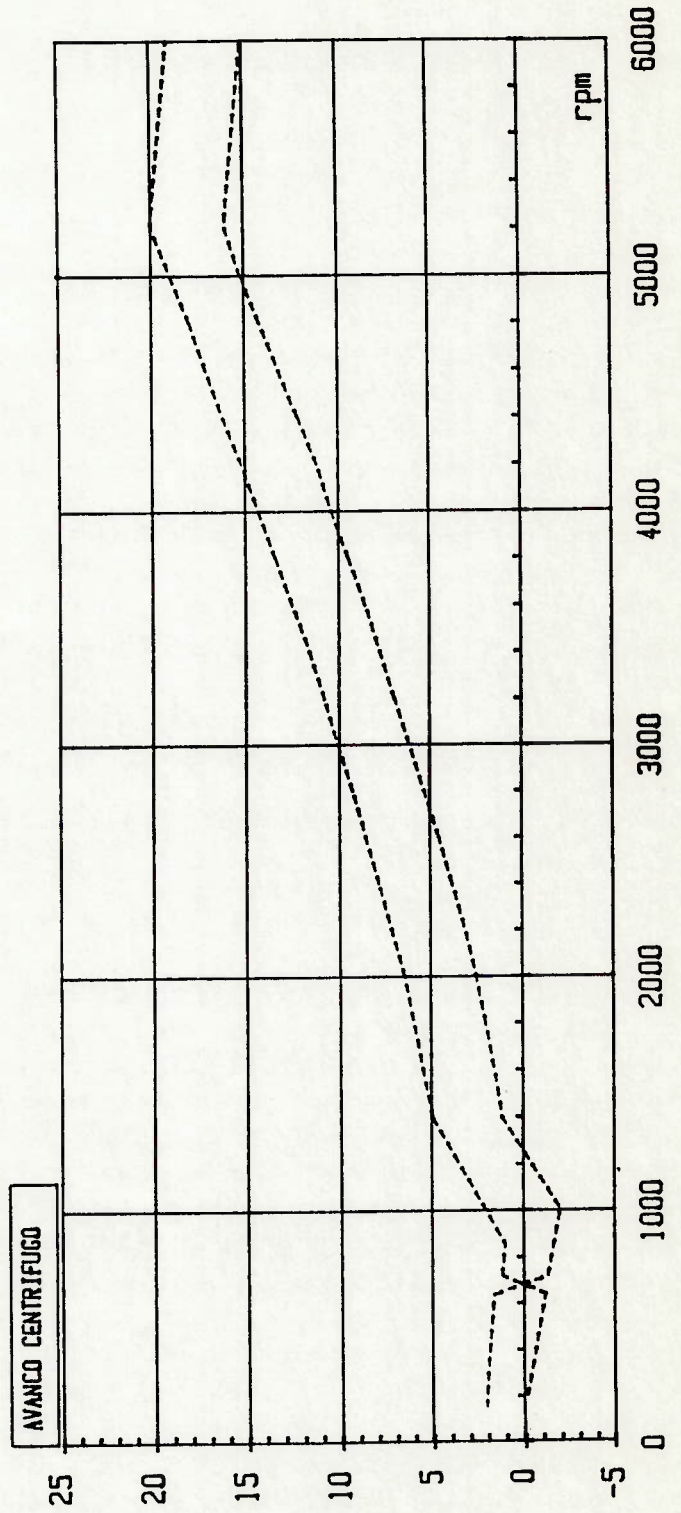
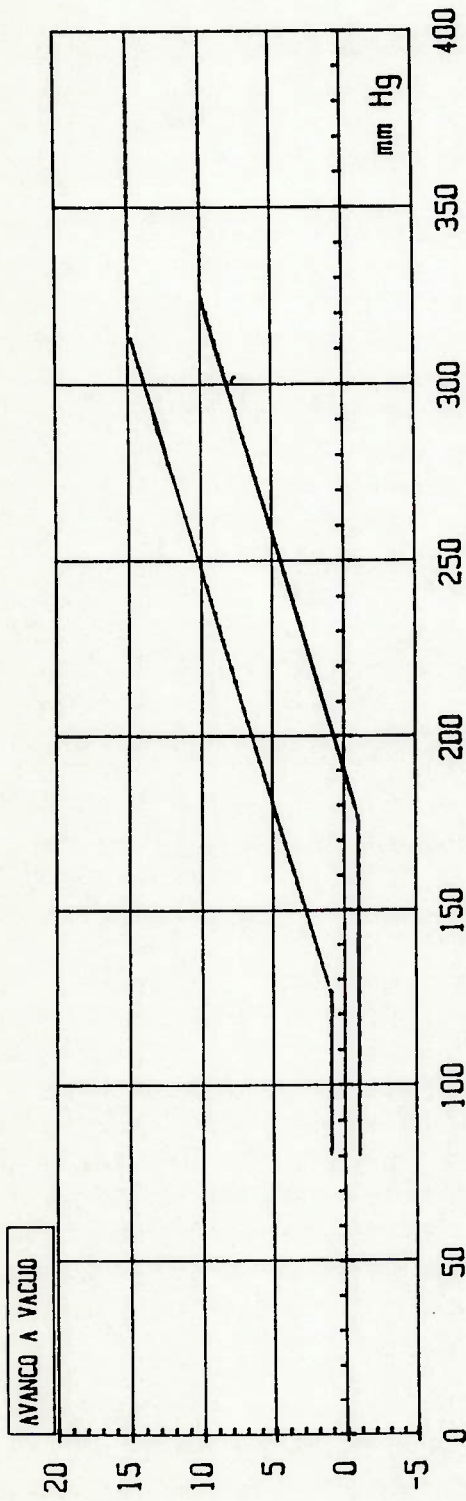


Fig. 2.5

CURVAS DE AVANÇO  
 MONZA 2,0 L - ALCOOL

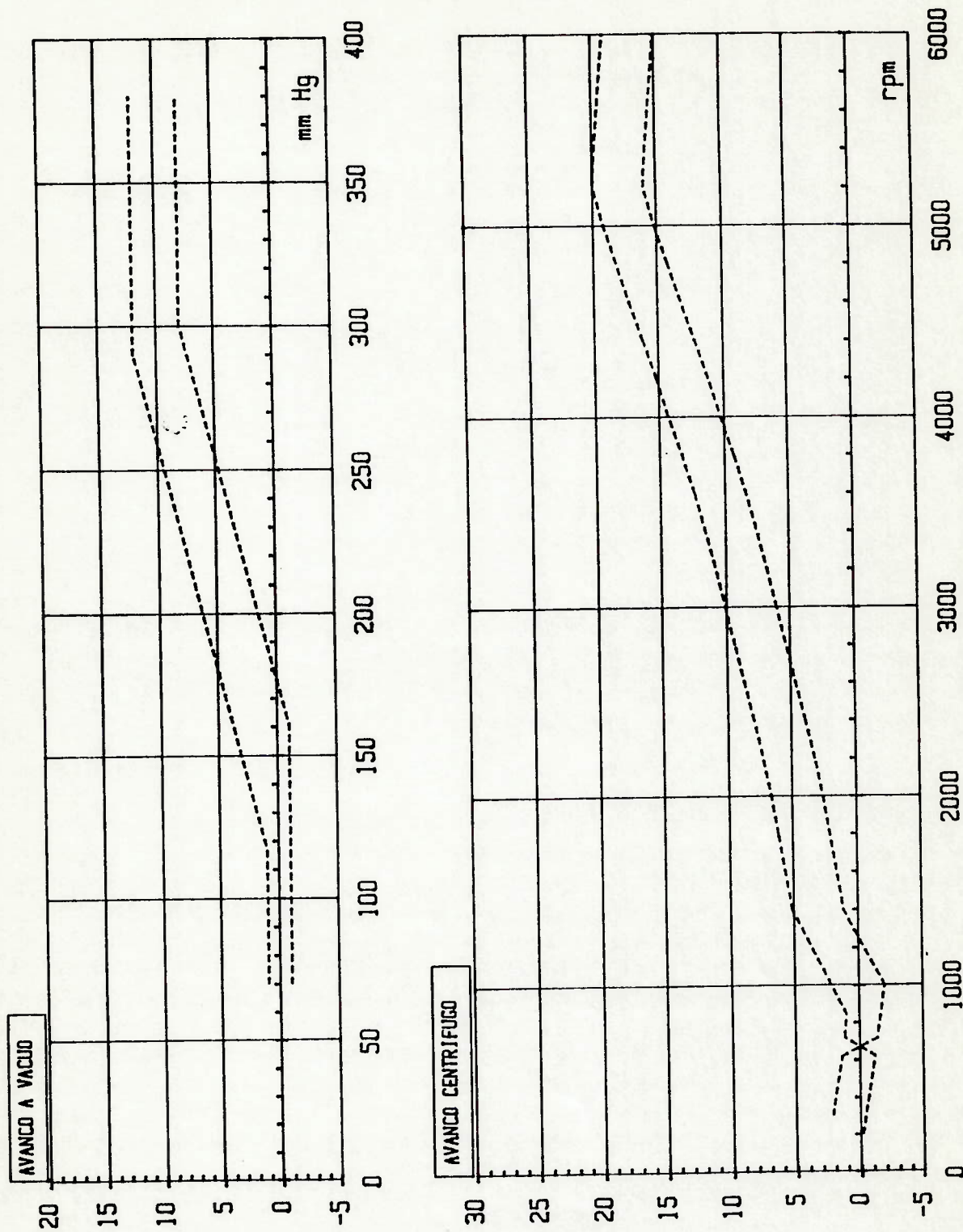


Fig. 2.6

CURVAS DE AVANÇO  
MONZA 1,8 L GASOLINA

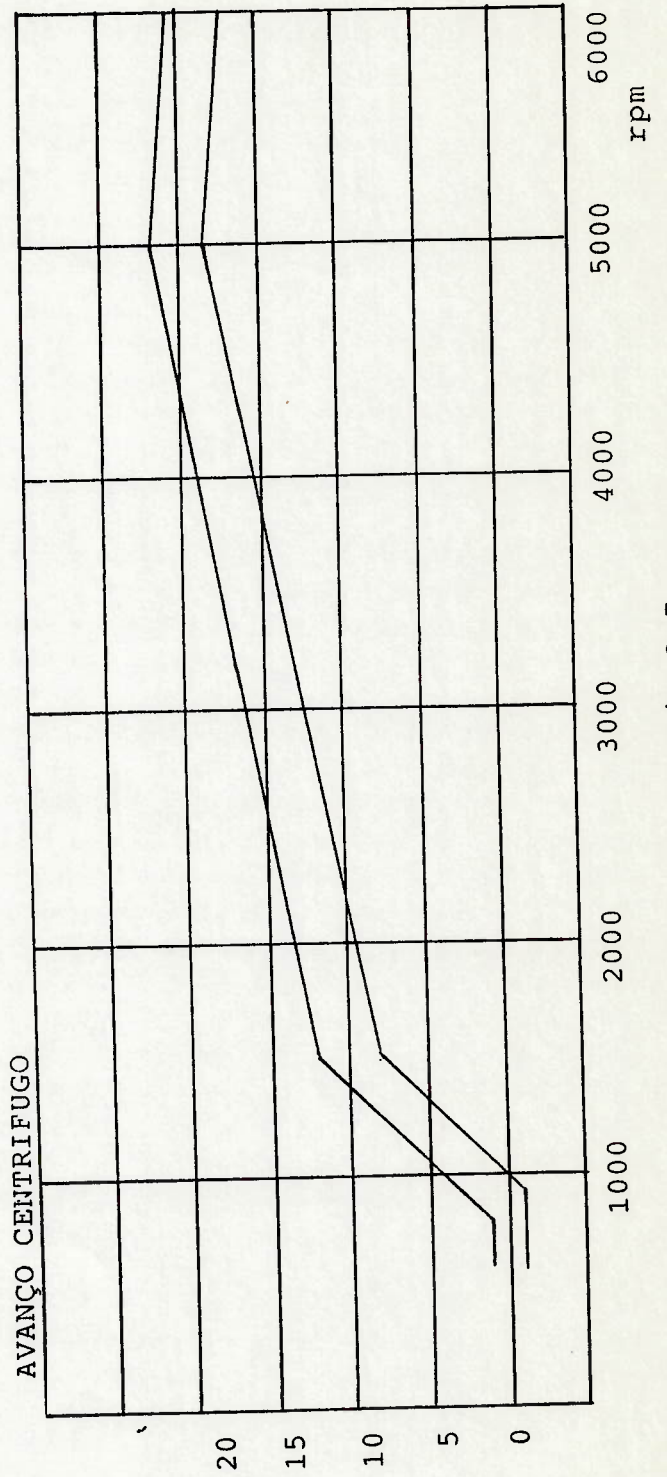
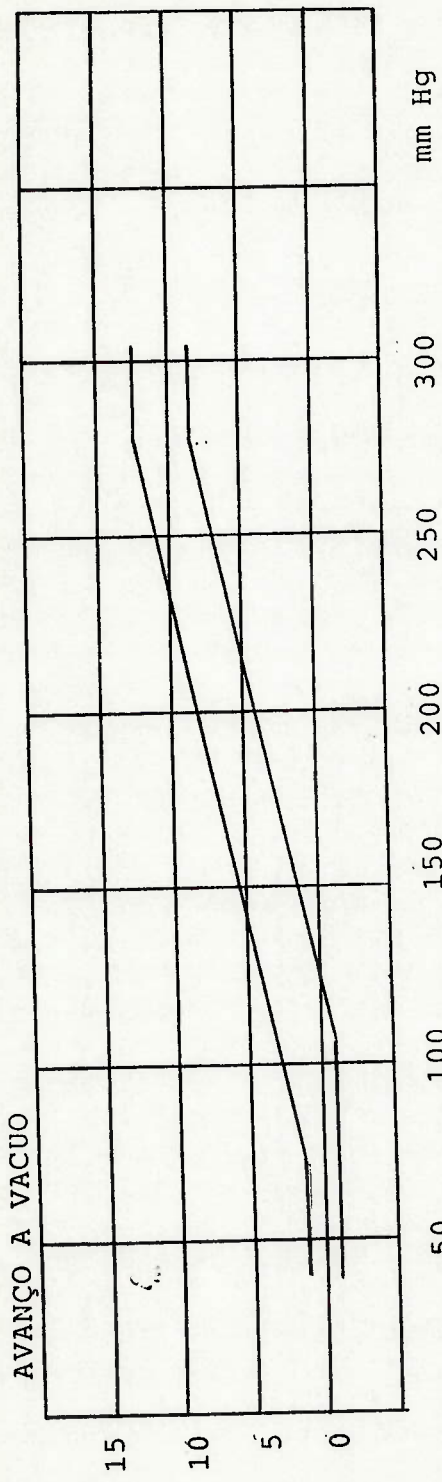
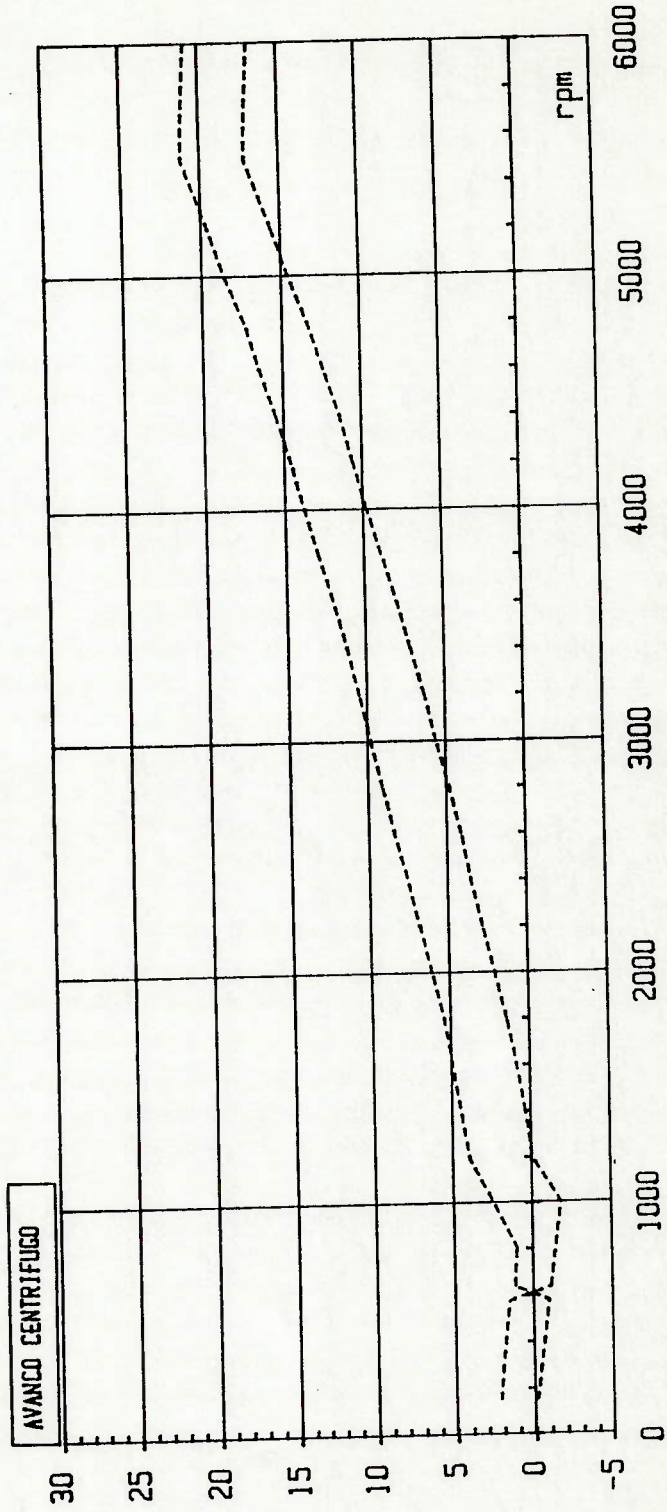
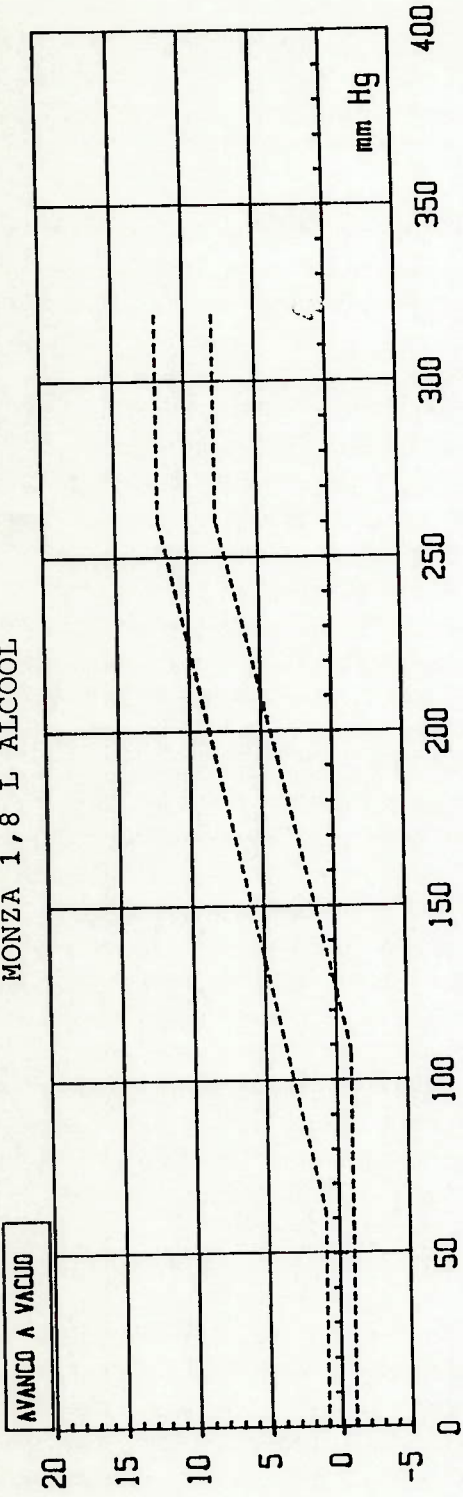


Fig.2.7

CURVAS DE AVANÇO

MONZA 1,8 L ALCOOL



Fig, 2.8

CURVAS DE AVANÇO  
 CHEVETTE 1,6 L - GASOLINA

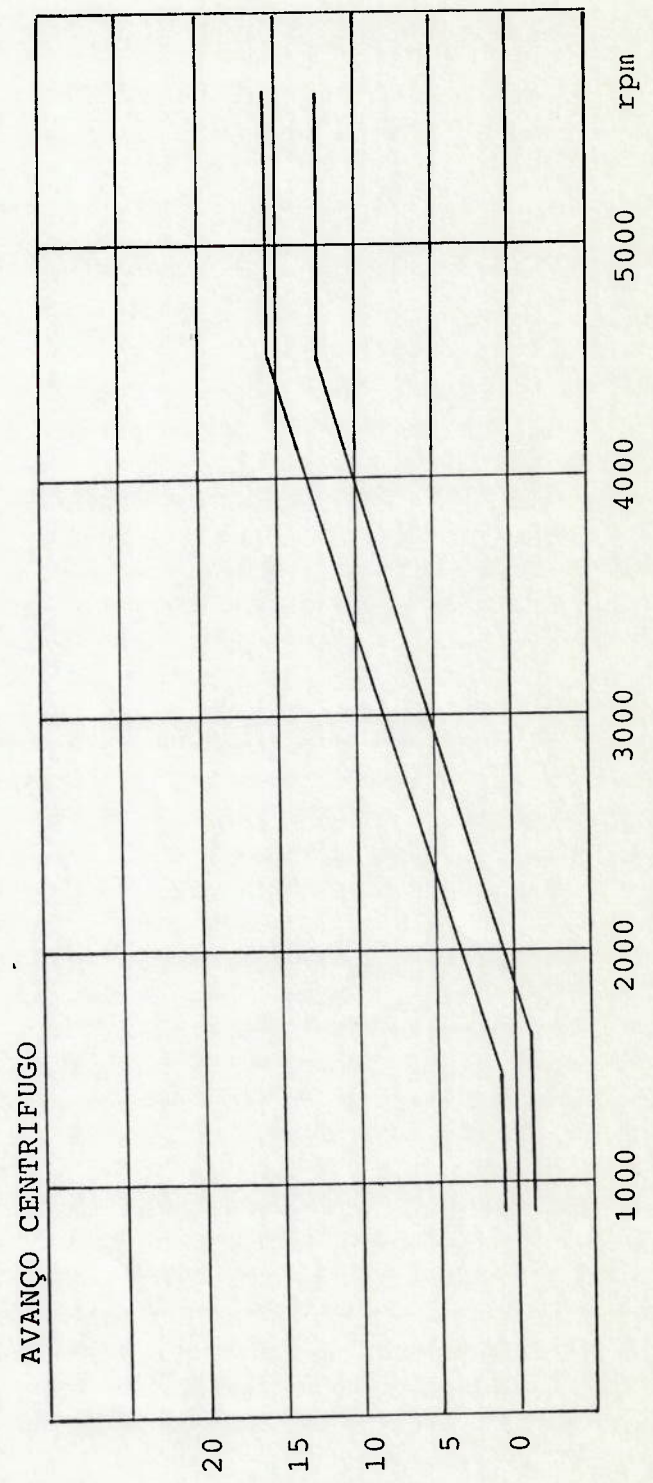
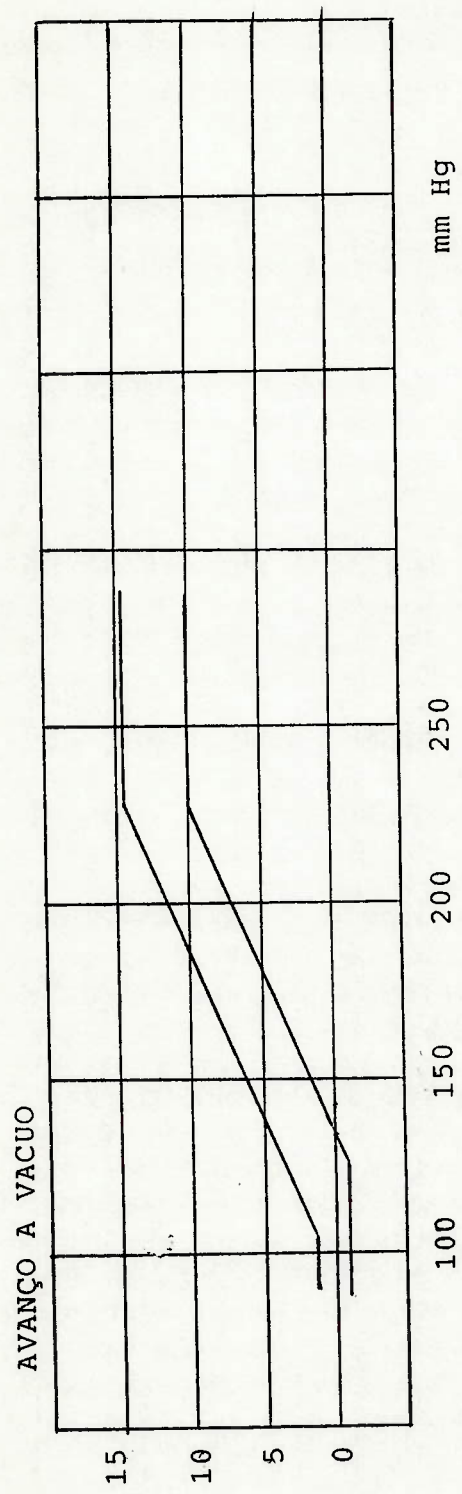


Fig. 2.9

CURVAS DE AVANÇO  
CHEVETTE 1,6 L - ALCOOL

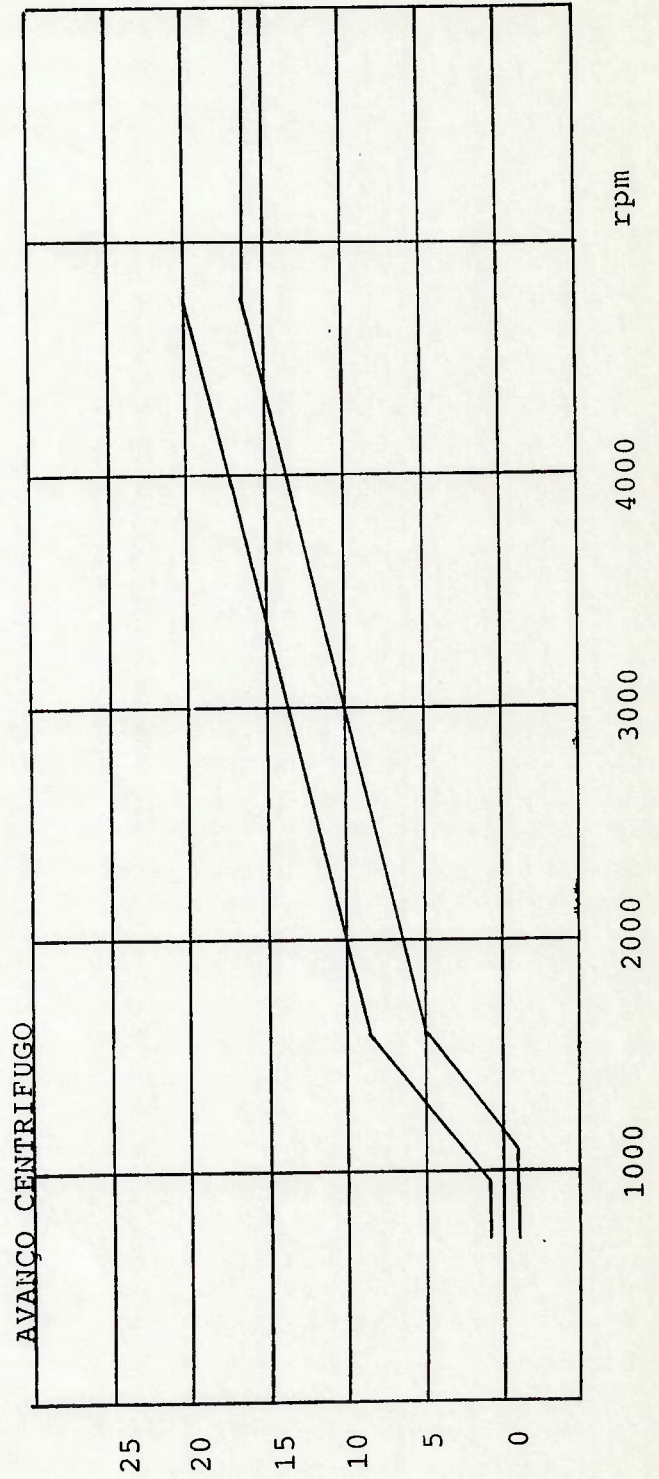
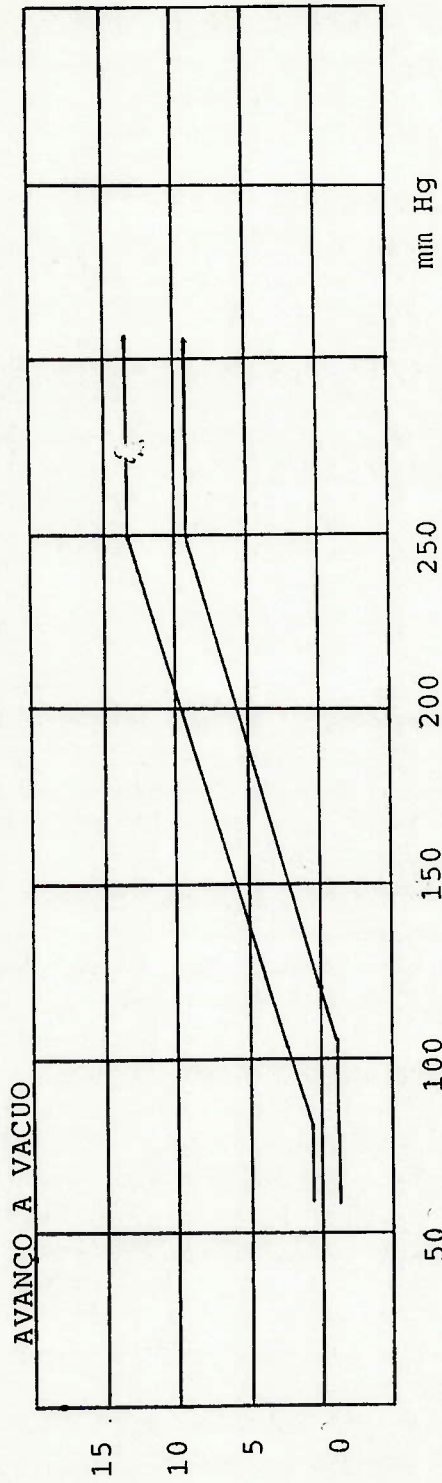


Fig. 2.10

CURVAS DE AVANÇO  
OPALA 151 - GASOLINA

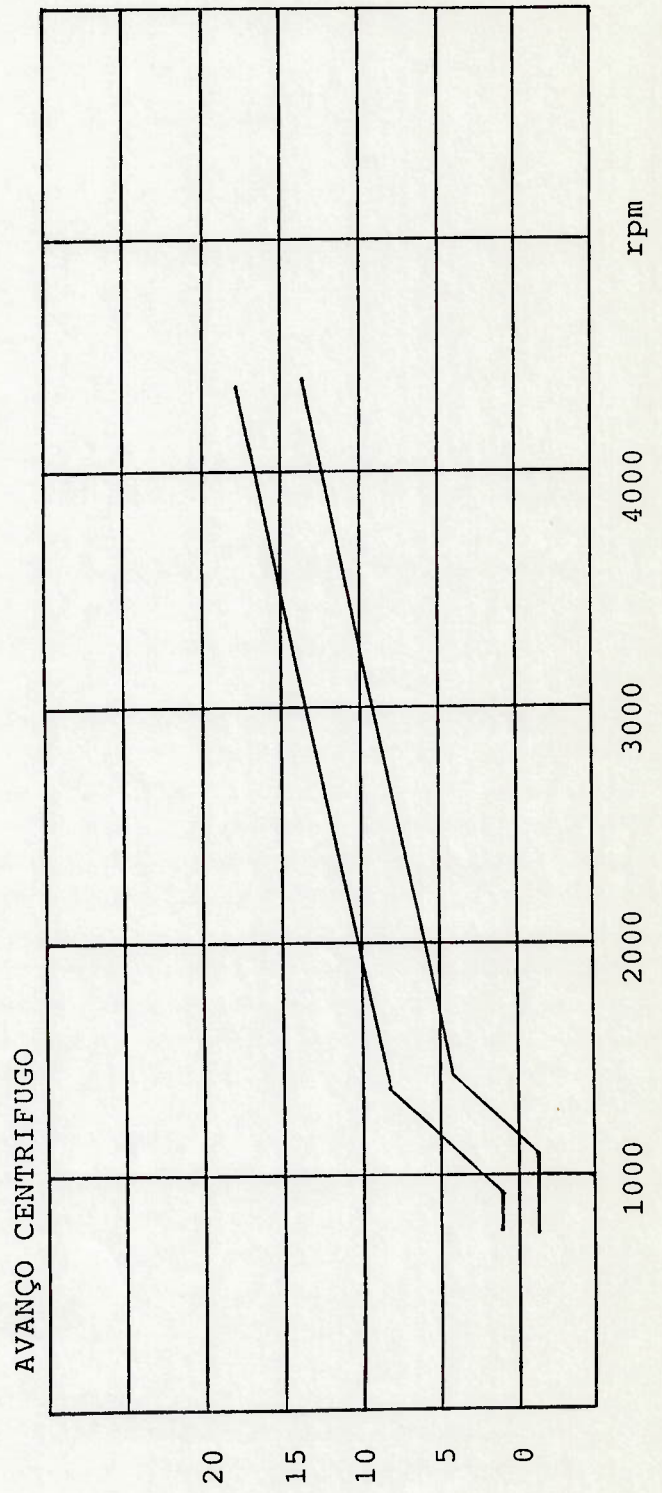
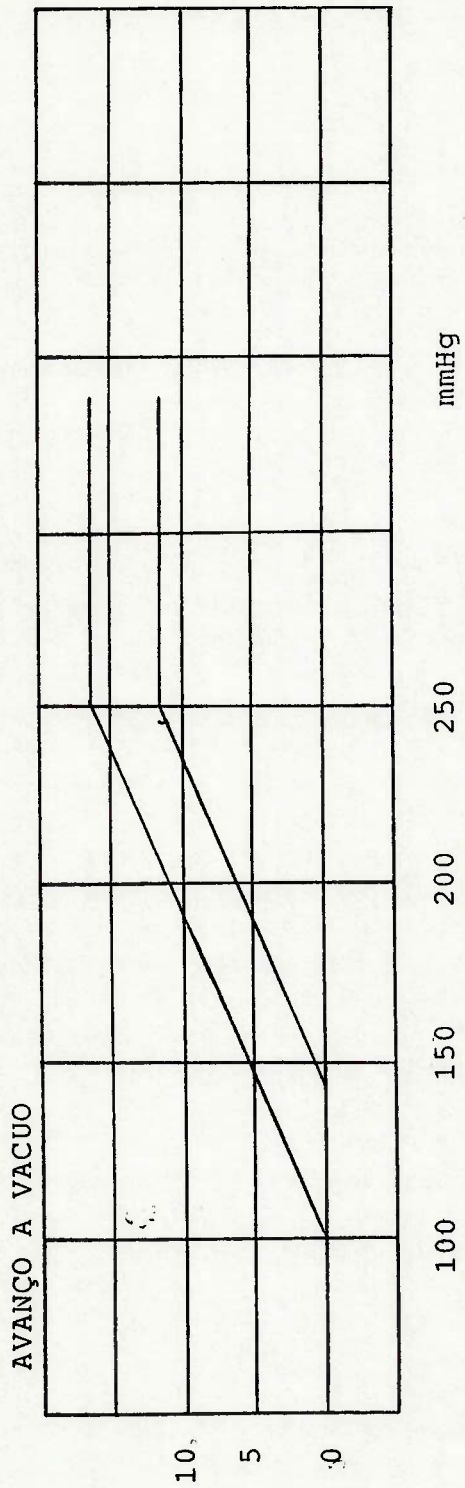


Fig. 2.11

CURVAS DE AVANÇO  
OPALA 151 - ALCOOL

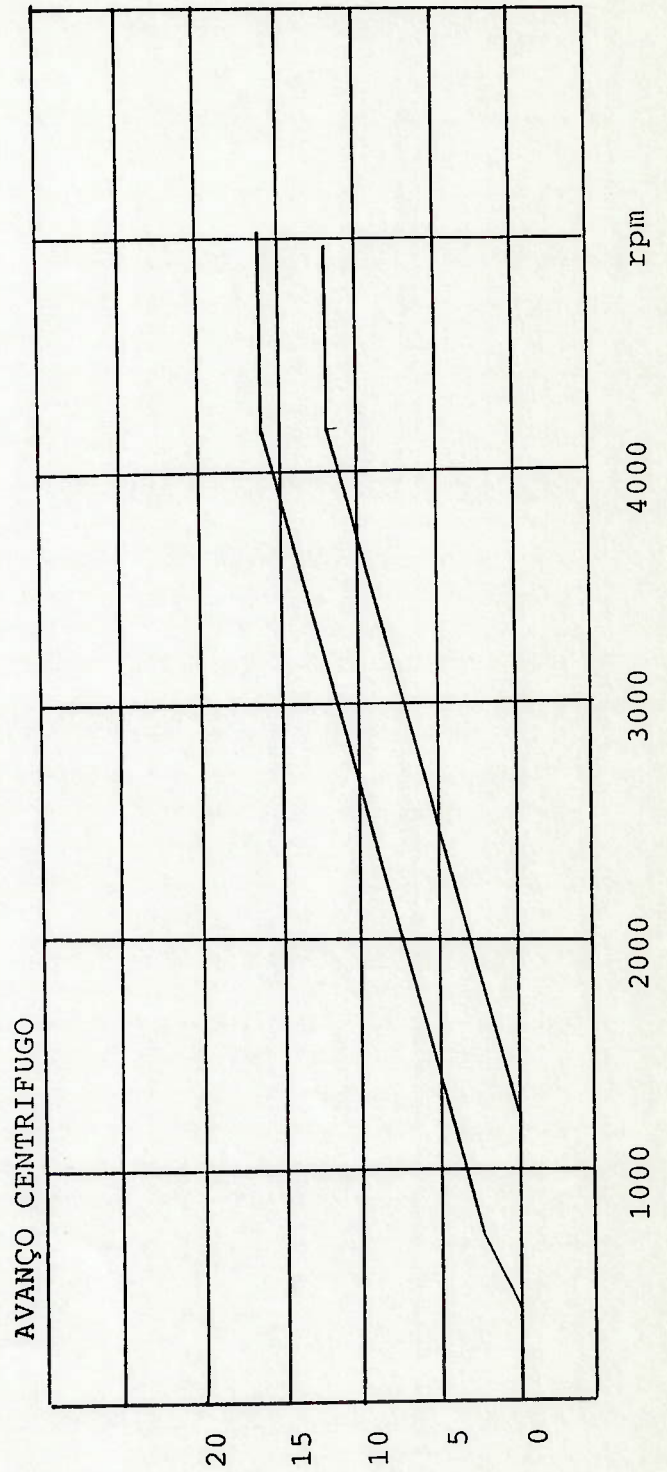
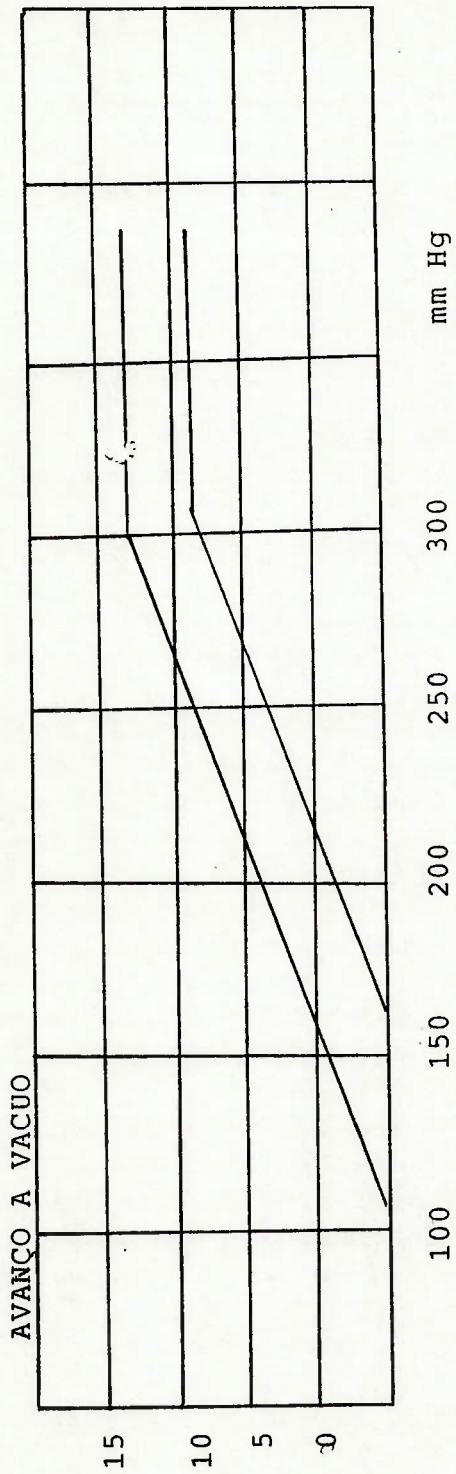
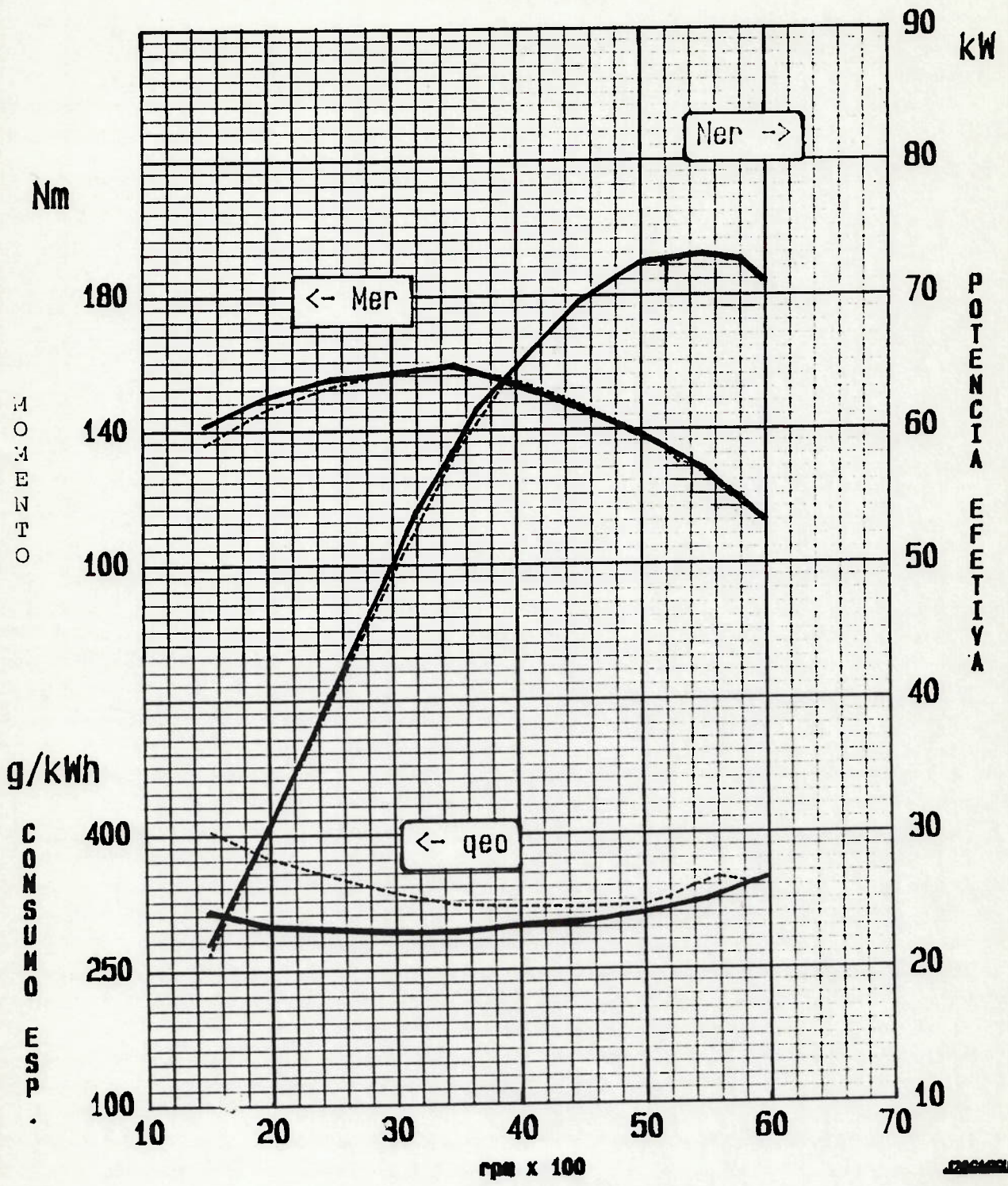


Fig. 2.12



FIG. 2.13



———  $r_m = 8,8 : 1$   
 - - - -  $r_M = 12,0 : 1$

**COMPARATIVO DE DESEMPENHO**  
**T.C. 12,0:1 X 8,8:1**

## OBSERVAÇÃO IMPORTANTE

Os testes de dirigibilidade e consumo de combustível nesta primeira fase, não seguiram quaisquer procedimentos específicos ou normativos. Simplesmente consistiram da condução dos veículos por percursos os mais variados em trânsito urbano e estrada, em condições de operação também as mais diversas.

As regiões onde foram feitas as avaliações são: ABC, cidade do São Paulo e Baixada Santista, em dezembro/89, janeiro e fevereiro/90.

### 2.2 - RESULTADOS DA 1ª FASE

1. Com relação aos quatro veículos experimentais e com relação aos seus correspondentes a gasolina normais de produção, os níveis de desempenho e dirigibilidade atingidos foram subjetivamente os mesmos em quaisquer condições de operação do motor. Em termos de consumo médio de combustível, os valores encontrados em trânsito urbano e estrada foram os seguintes:

TABELA 2.1

Consumo médio de combustível dos veículos a álcool operando com gasolina

	VEICULO	CONSUMO MEDIO [km/l]	CONSUMO MEDIO DO ORIGINAL GASOLINA [km/l]
1º VEICULO	MONZA 2,0 l	7,5	8,2
2º VEICULO	MONZA 1,8 l	7,0	8,8
3º VEICULO	CHEVETTE 1,6 l	8,0	8,4
4º VEICULO	OPALA 2,5 l	6,7	7,7

2. Nos quatro veículos verificou-se a ocorrência de detonação abaixo de aproximadamente 1000 rpm - 100% de carga.

3. A instalação da válvula interruptora de marcha em todos os motores, foi necessária para evitar o fenômeno "dieseling" ocorrido logo após o corte de ignição pela chave de ignição dos veículos, na parada dos motores.
4. A marcha lenta dos quatro motores convertidos operando com gasolina era visivelmente mais estável que com operação a álcool.
5. O funcionamento dos motores tornou-se, aparentemente, menos "áspero".
6. O comparativo de desempenho do motor MONZA 2.0 LITROS, obtido em dinamômetro, operando com gasolina na  $r=8,8:1$  (de produção) e na  $r=12,0:1$  (conforme alterações descritas) é mostrado no gráfico da fig. 2.13.

#### 2.3 - 2ª FASE - DIRIGIBILIDADE E CONSUMO COM SUBSTITUIÇÃO DE CARBURADORES - TESTE DE EMISSÕES EM DINAMOMETRO DE CHASSIS

Face aos resultados positivos obtidos com os testes preliminares da 1ª fase, a 2ª fase dos experimentos consistiu somente da substituição simples dos carburadores de dois veículos a álcool por carburadores dos veículos originais a gasolina, com as mesmas regulagens de avanço e válvulas termostáticas usadas na 1ª fase. Feitas as modificações os dois veículos foram submetidos a testes de dirigibilidade e desempenho em trânsito urbano e estrada, com gasolina E22, e somente um deles foi avaliado quanto a consumo de combustível e gases poluentes em bancada de emissões, comparativamente ao seu correspondente a gasolina.

## DESCRIÇÃO DOS VEÍCULOS TESTADOS

1<sup>o</sup> VEÍCULO -> CHEVETTE 1.6 ALCOOL - r=12:1  
SL/E - 2 PORTAS - mod. 1990 - TRANSMISSÃO MANUAL

### Alterações efetuadas

- 1) Carburador instalado: WEBER - DMTB - Gasolina (1.6 l)  
mod. 1990
- 2) Avanço inicial: 0° a 850 rpm
- 3) Válvula Termostática: 75°C
- 4) Avanço a vácuo: desligado

2<sup>o</sup> VEÍCULO -> MONZA 2.0 LITROS - ALCOOL - r=12:1  
SL/E - 2 PORTAS - mod. 1990 - TRANSMISSÃO MANUAL

### Alterações efetuadas

- 1) Carburador instalado: BROSOLO - 2E7 - Gasolina (2.0 l)  
mod. 1990
- 2) Avanço inicial: 0° a 900 rpm
- 3) Válvula Termostática: 82°C

## 2.4 - RESULTADOS DA 2<sup>a</sup> FASE

A performance dos dois veículos, verificada em trânsito urbano e estrada sem obedecer a quaisquer procedimentos foi similar à dos veículos originais a gasolina, em análise subjetiva. Detonação foi constatada em nível "pesado" em rotações abaixo de 1000 rpm - 100% de carga.

Os testes de consumo e emissão de gases poluentes foram feitos no 2<sup>o</sup> VEÍCULO (MONZA - 2,0 LITROS), em dinamômetro de rolo e bancada de emissões, conforme a MB-1528 - 18 ciclos e os seguintes dados: inércia = 2625 lb, Potência = 7,2 HP, "Shift Point" urbano = 207,

combustível = gasolina E22, condicionamento = normal, leitura dos dados:  
BAG.

Para comparação e avaliação dos resultados obtidos, o mesmo teste foi efetuado nos veículos MONZA 2,0 LITROS a álcool (r=12:1) e a gasolina (r=8,8:1) mod. 1990 originais de fábrica.

Veja resultados na tabela 2.2.

Procedimento de Teste MB-1528 Dez/1990.

TABELA 2.2

COMPARATIVO DE EMISSOES ENTRE VEICULOS GM CHEVROLET - MONZA 2,0 LITROS -  
 r=12:1 E r=8,8:1 A GASOLINA E 2,0 LITROS ALCOOL

VEICULO / MOTOR	COMBUSTIVEL	EMISSOES DE GASES POLUENTES [g/km]				CONSUMO					
		HC	CO	CO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	URBANO	[km/l]				
MONZA 2,0 LIT	AVANÇO INICIAL	1,06	1,05	16,54	14,63	190,4	193,5	0,90	0,98	9,65	9,53
	0° 900 rpm 1,5%CO - ml										
GAS-E22 r=12:1	AVANÇO INICIAL	0,92	0,92	14,65	14,86	186,5	191,7	1,03	0,97	9,97	9,82
	2° 900 rpm 1,5%CO - ml										
MONZA 2,0 LITROS GASOL r=8,8:1 (E-22) (8° a 900 rpm)		1,0	0,96	14,4	12,6	196	196	1,4	1,38	9,77	9,68
MONZA 2,0 LITROS ALCOOL r=12:1 (E-100) (10° a 900 rpm)		0,75	0,63	11,10	10,63	174,3	173,7	0,86	0,86	7,50	7,54

## 2.5 - 3ª FASE - TESTES EM DINAMOMETRO

A terceira fase dos testes consistiu da verificação em dinamômetro das curvas de desempenho e avanço de ignição de um motor  $r=12:1$  operando com gasolina E22 comparativamente a um motor semelhante  $r=8,8:1$ , operando com o mesmo combustível em regime de carga plena e parciais para toda a gama de rpm de trabalho desses motores. Além disso, foram efetuados os registros das curvas de pressão desenvolvidas no interior dos cilindros nas condições citadas; registros das curvas de vibração dos motores à plena carga e valores de rejeição de calor ao sistema de arrefecimento dos motores.

Todos os dados, supracitados, obtidos encontram-se nos gráficos e tabelas seguintes.

### 2.5.1 - MOTORES DE TESTE

1.  $r=12,0:1$  => MONZA ALCOOL - INJEÇÃO ELETRONICA DE COMBUSTIVEL - 2,0 LITROS - MOD. 1991 - EFI
2.  $r=8,8:1$  => MONZA GASOLINA - INJEÇÃO ELETRONICA DE COMBUSTIVEL - 2,0 LITROS - MOD. 1991 - EFI

#### OBSERVAÇÕES:

- 1) O motor  $r=12,0:1$  operou em MBT com a mesma calibração de combustível do motor  $r=8,8:1$  (Apenas pela substituição da EPROM de seu módulo de controle).
- 2) Combustível usado: gasolina - E22
- 3) Motor  $r=12:1$ , operado em avanço ótimo (MBT), com temperatura de líquido refrigerante a  $80^{\circ}\text{C}$ .

### 2.5.2 - CURVAS DE DESEMPENHO E AVANÇO

As curvas seguintes, fig. 2.14 a 2.18, são as curvas de desempenho a carga plena e avanços de ignição a plena carga e cargas parciais respectivamente.

Os valores de rejeição de calor encontram-se no gráfico da fig. 2.19.

### 2.5.3 - CURVAS DE PRESSÃO NO INTERIOR DOS CILINDROS

Nas curvas seguintes estão registrados os gráficos de pressão no interior dos cilindros dos motores com  $r_M=12:1$  e  $r_m=8,8:1$ , conforme descrito anteriormente. ( fig.2.20 ; 2.21 e 2.22 )

Equipamento usado para o teste:

- Transdutor de pressão: KISTLER mod 6511sp
- Osciloscópio: NICOLET - 4094A  
Digital Oscilloscope
- Amplificador: Brüel & Kjaer - Denmark, mod 4380
- Impressora: Hewlett Packard 7470 - Plotter

### 2.5.4 - CURVAS DE VIBRAÇÃO VERTICAL DOS MOTORES

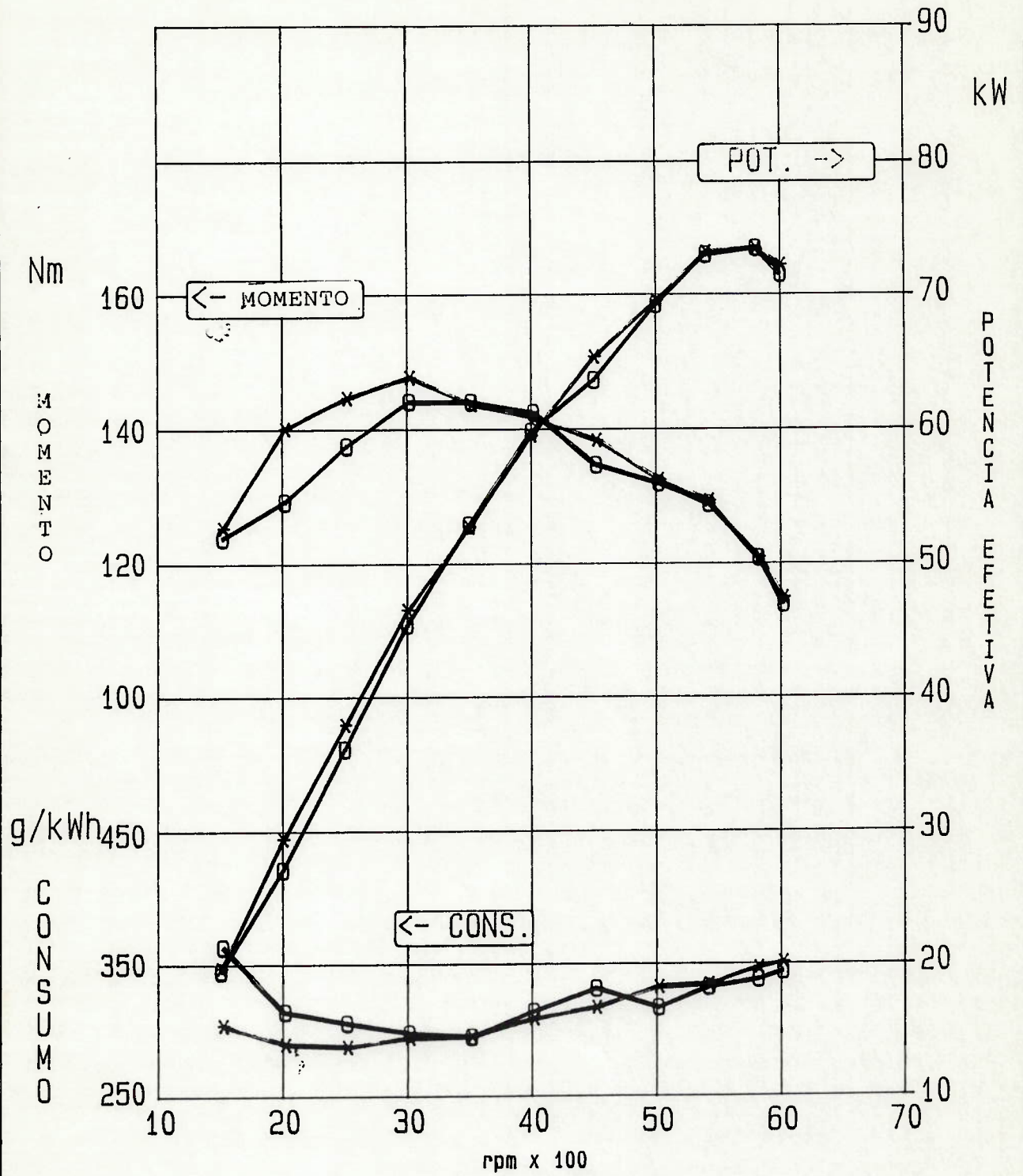
As curvas que se seguem, fig. 2.23 a fig. 2.26 mostram as acelerações verticais encontradas em ambos os motores,  $r_M=12:1$  e  $r_m=8,8:1$ .

Equipamento usado para teste:

- Acelerômetro: Brüel & Kjaer - Denmark, mod 4380  
Type 4339, 1,13  $g/m_s^{-2}$
- Osciloscópio: NICOLET - 4094A  
Digital Oscilloscope
- Impressora: Hewlett Packard 7470 - Plotter



FIG. 2.14



-x- R=12.0: 1  
 -o- R= 8.8: 1

CURVAS DE DESEMPENHO

# COMPARATIVO DE CURVAS DE AVANCO 100% DE CARGA

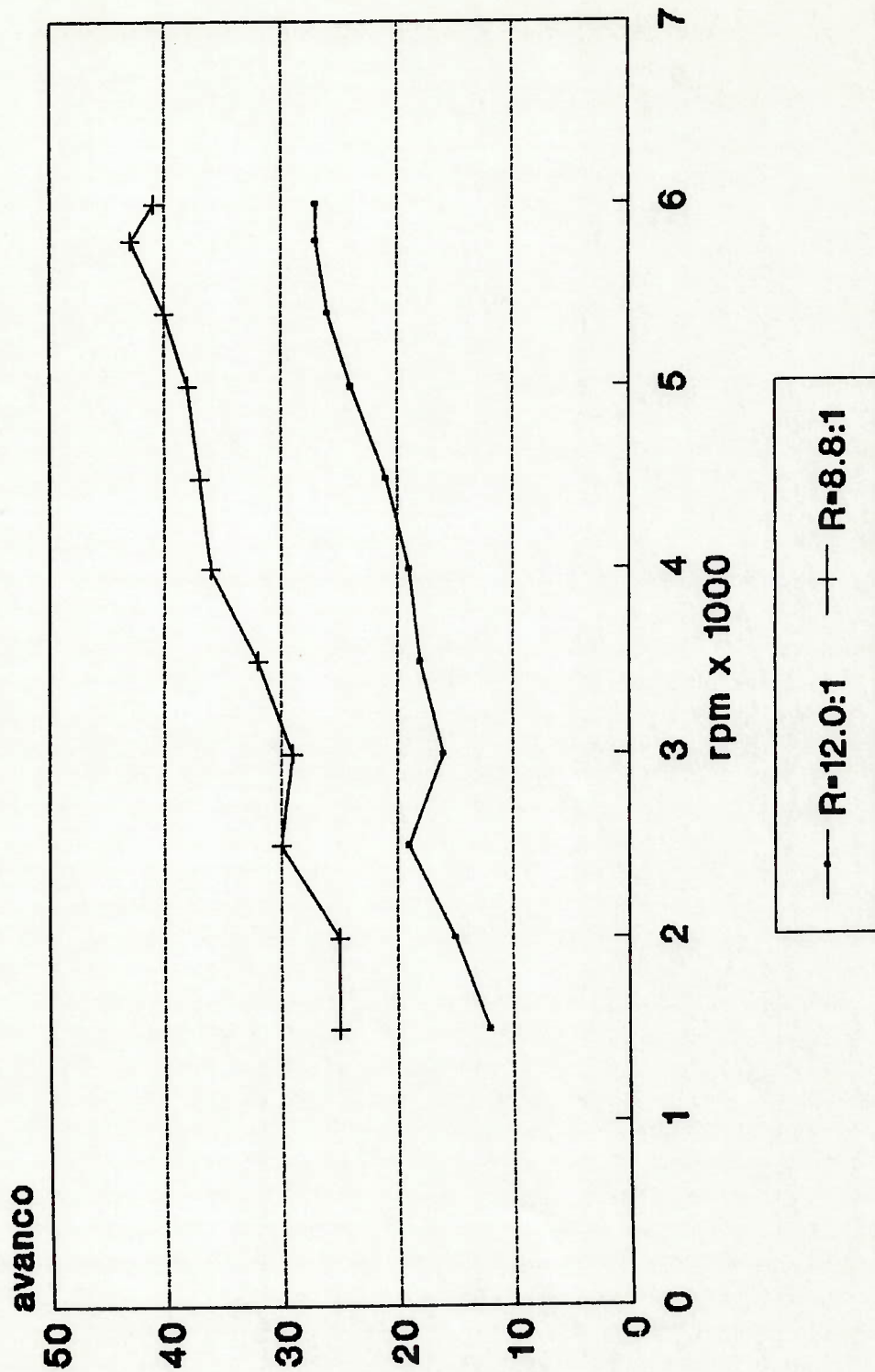


FIG.2.15

# COMPARATIVO DE CURVAS DE AVANCO 75% DE CARGA

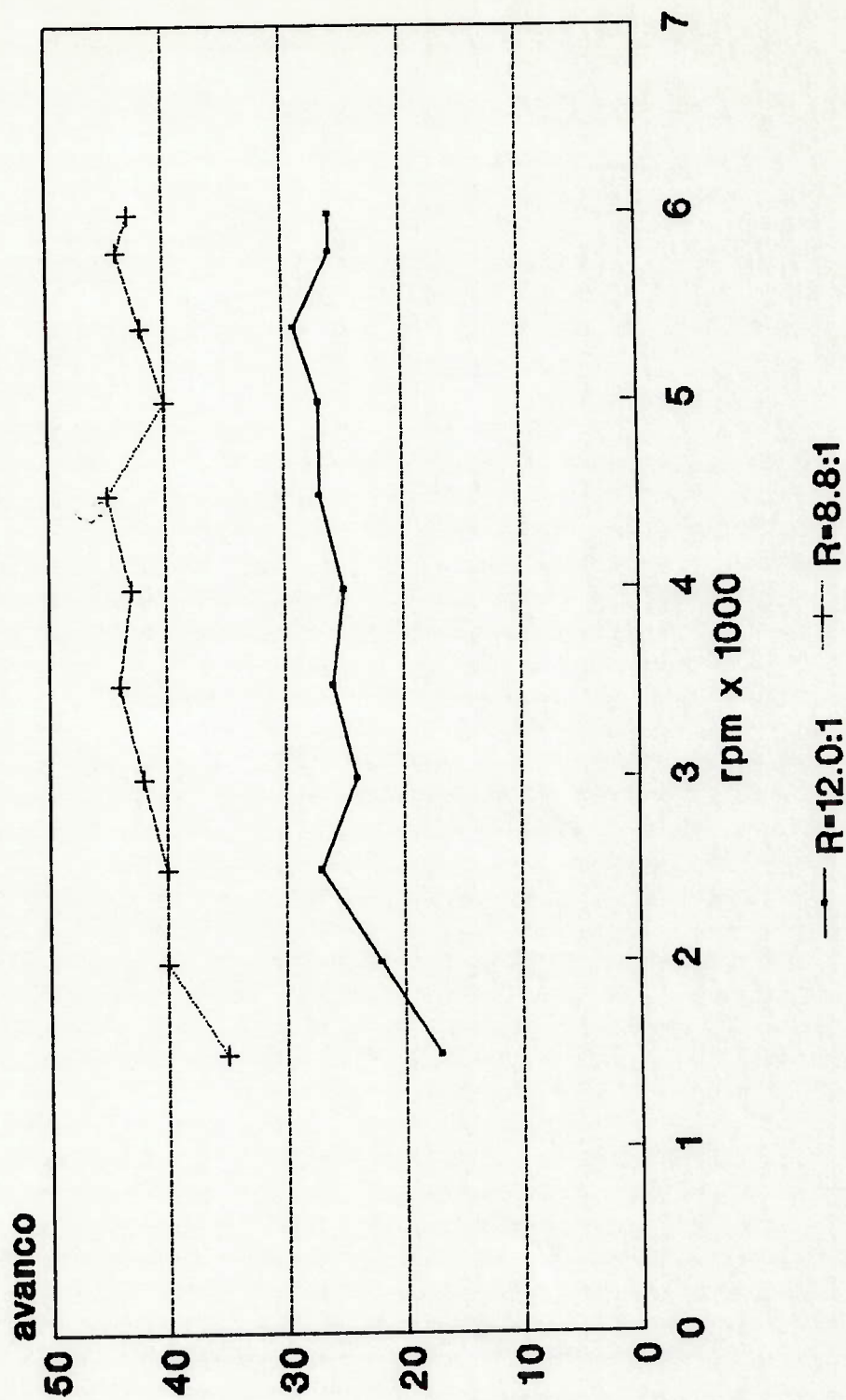


FIG. 2.16

# COMPARATIVO DE CURVAS DE AVANCO 50% DE CARGA

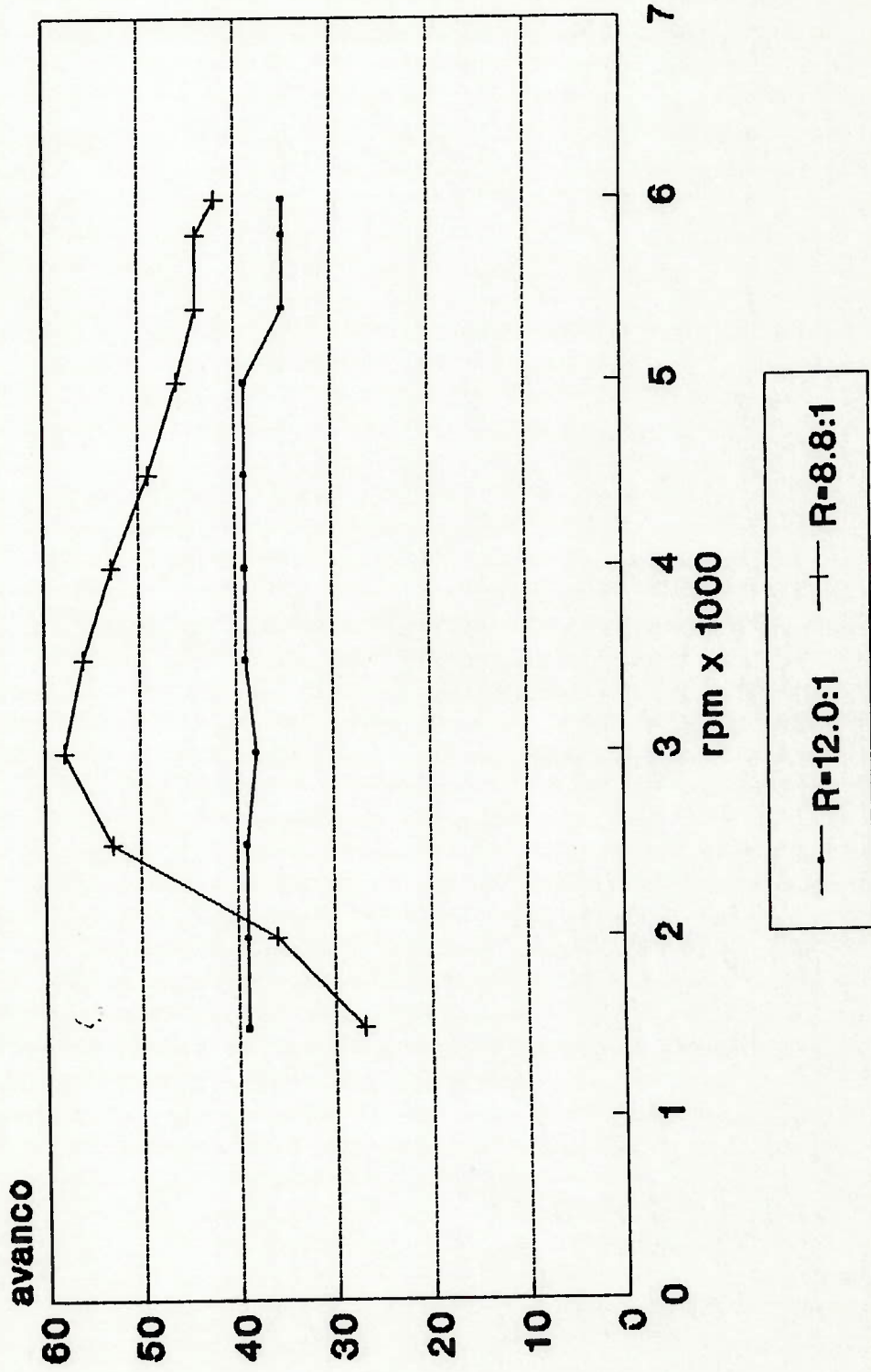


FIG.2.17

# COMPARATIVO DE CURVAS DE AVANCO 25% DE CARGA

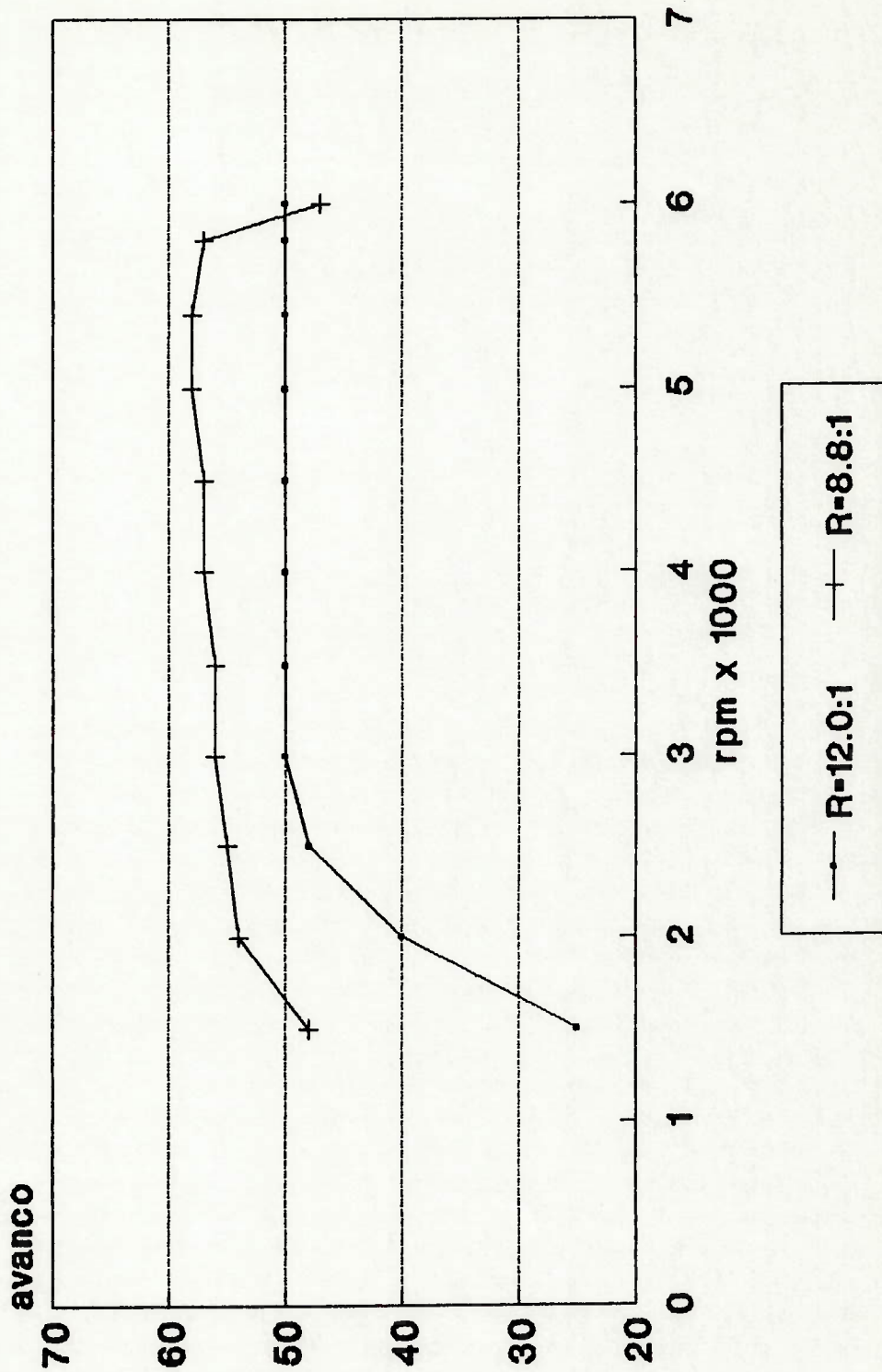


FIG. 2.18

# VALORES DE REJEICAO DE CALOR

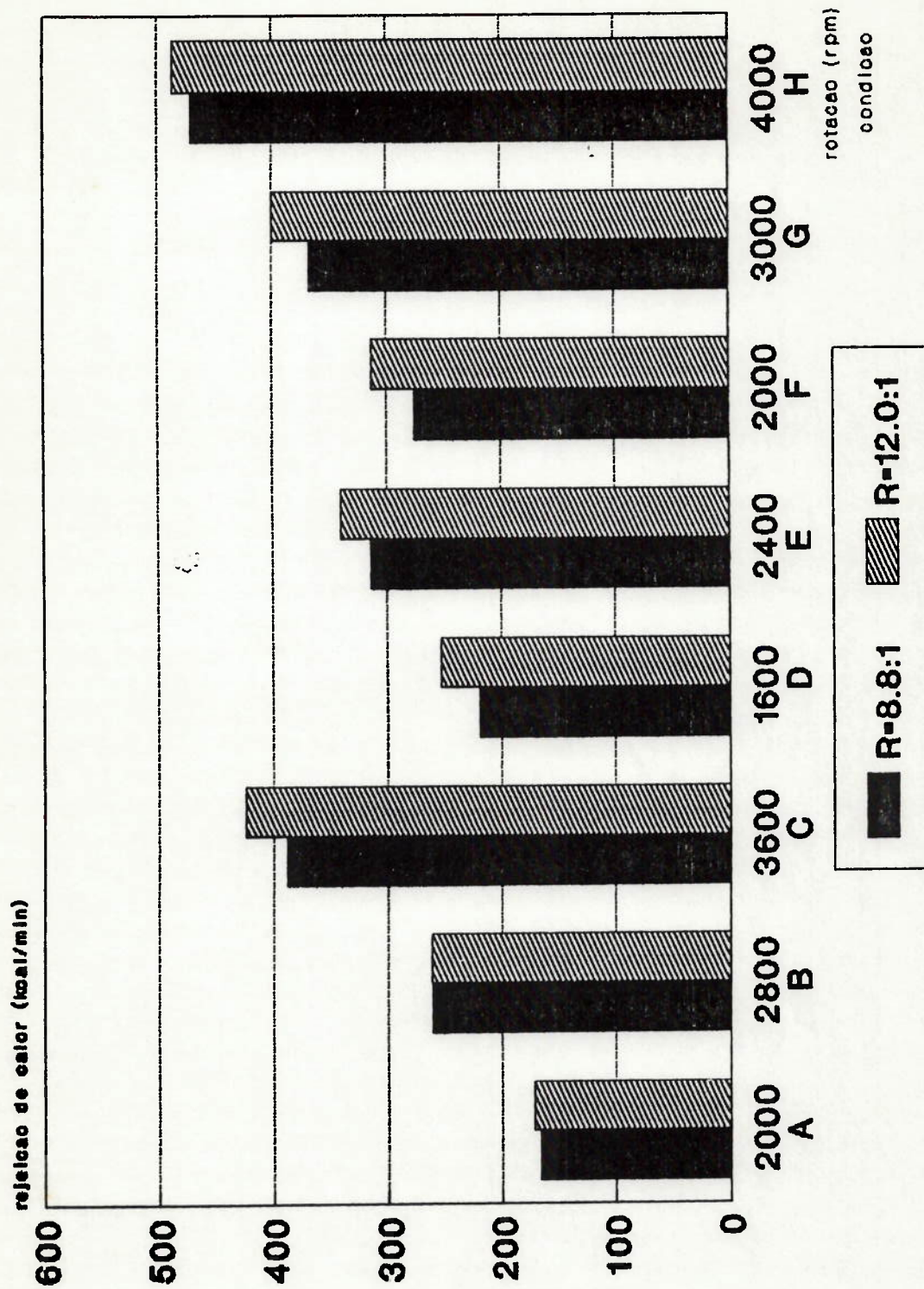
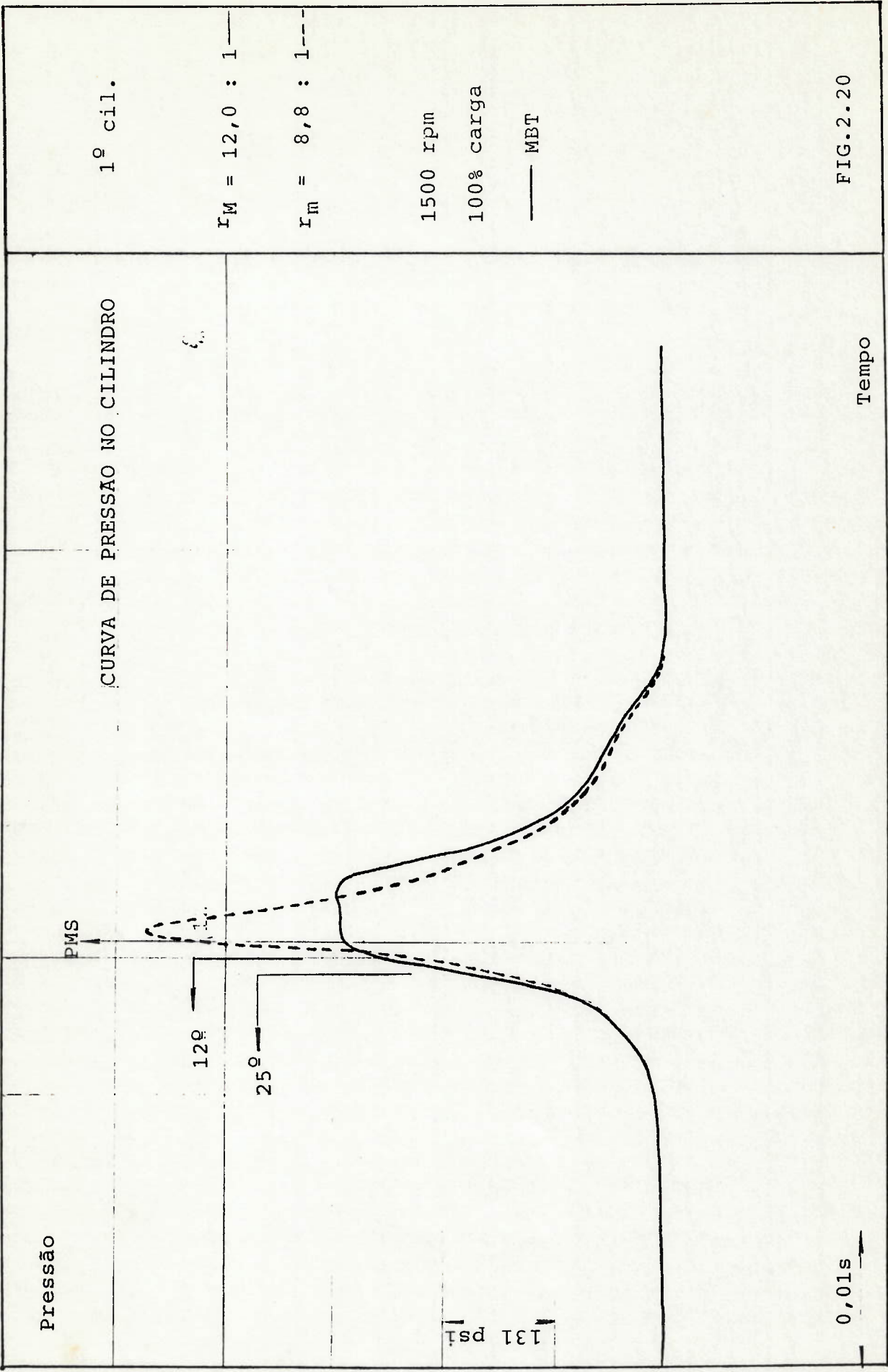


FIG.2.19



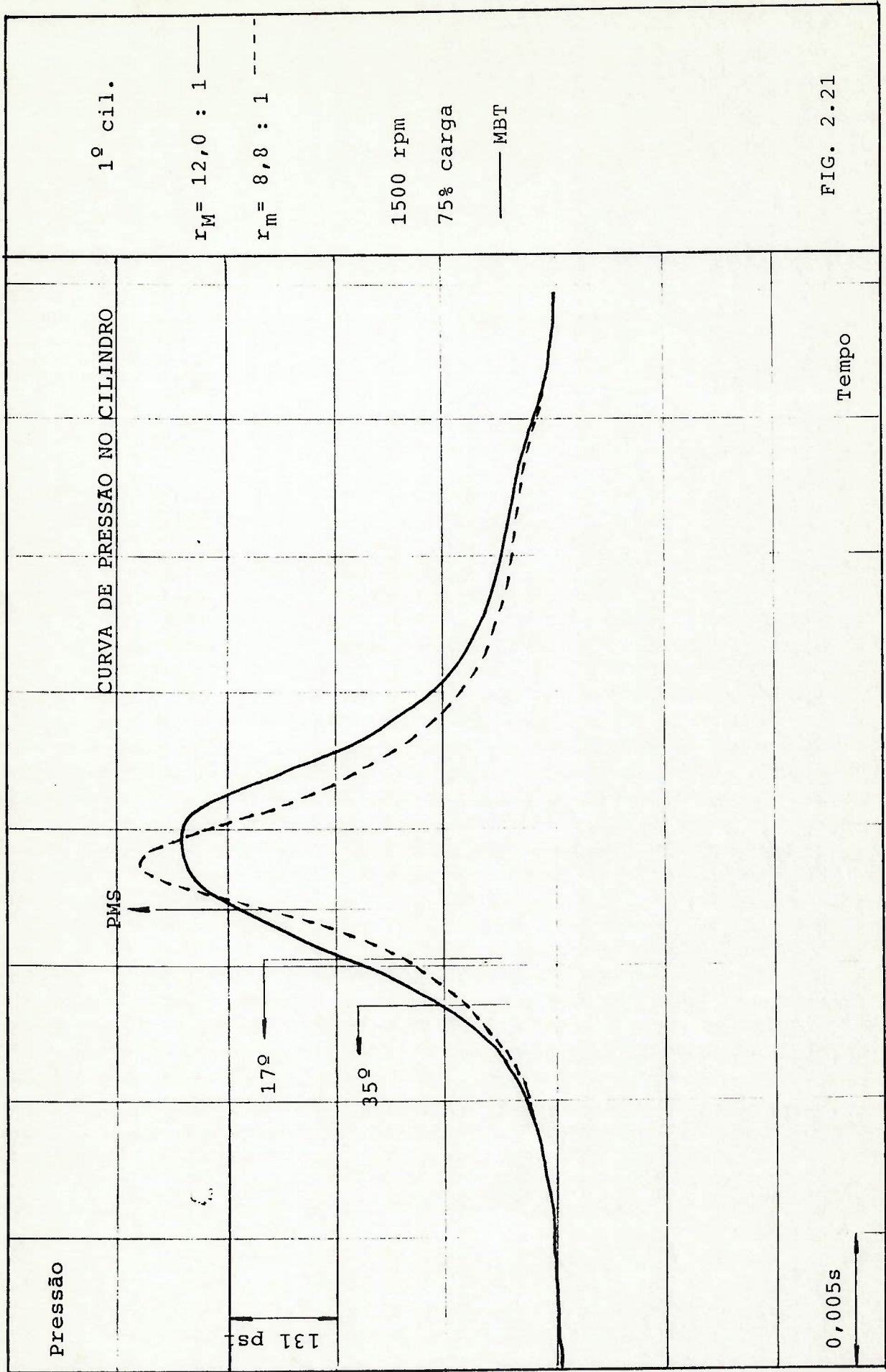


FIG. 2.21



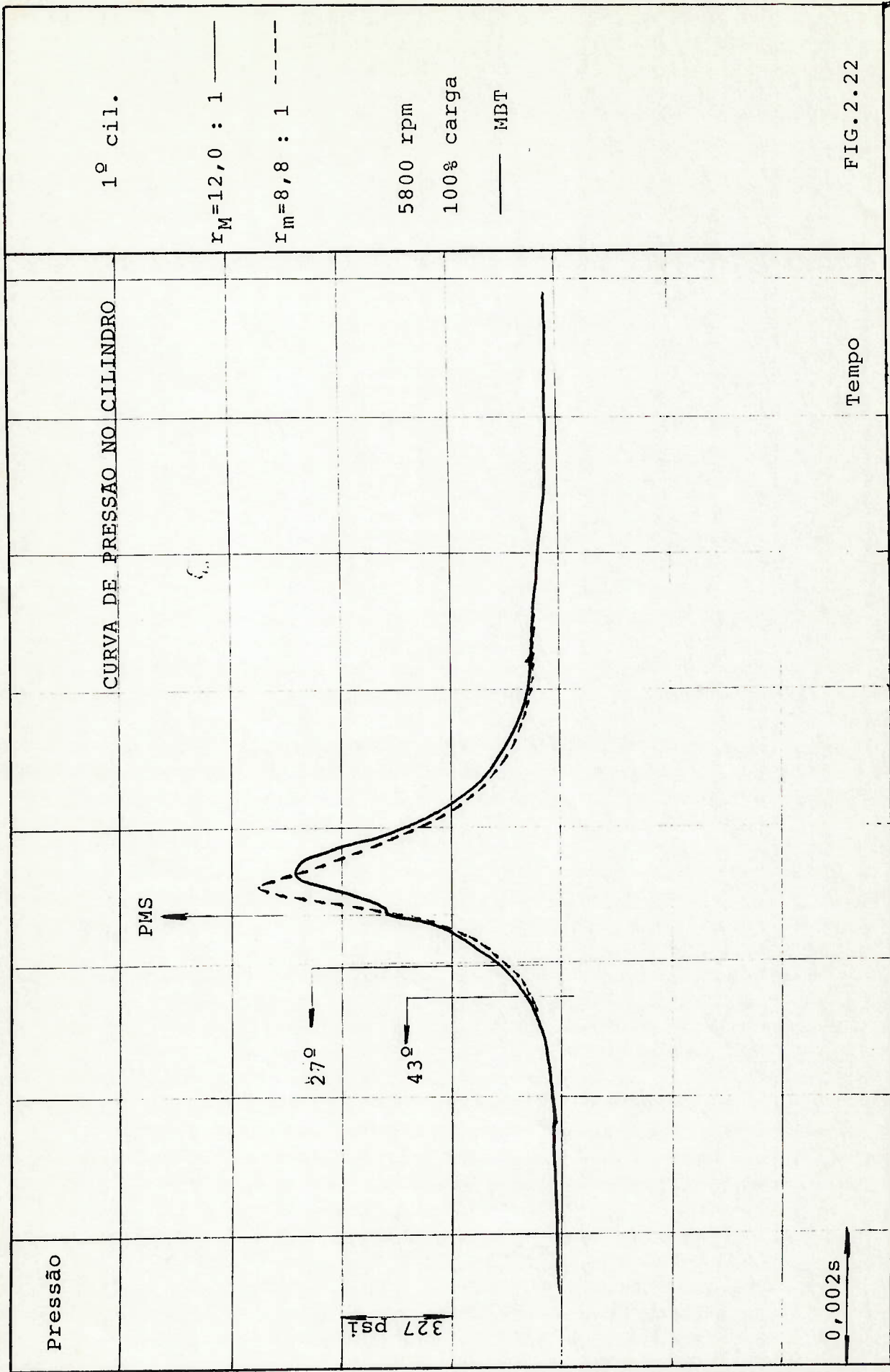
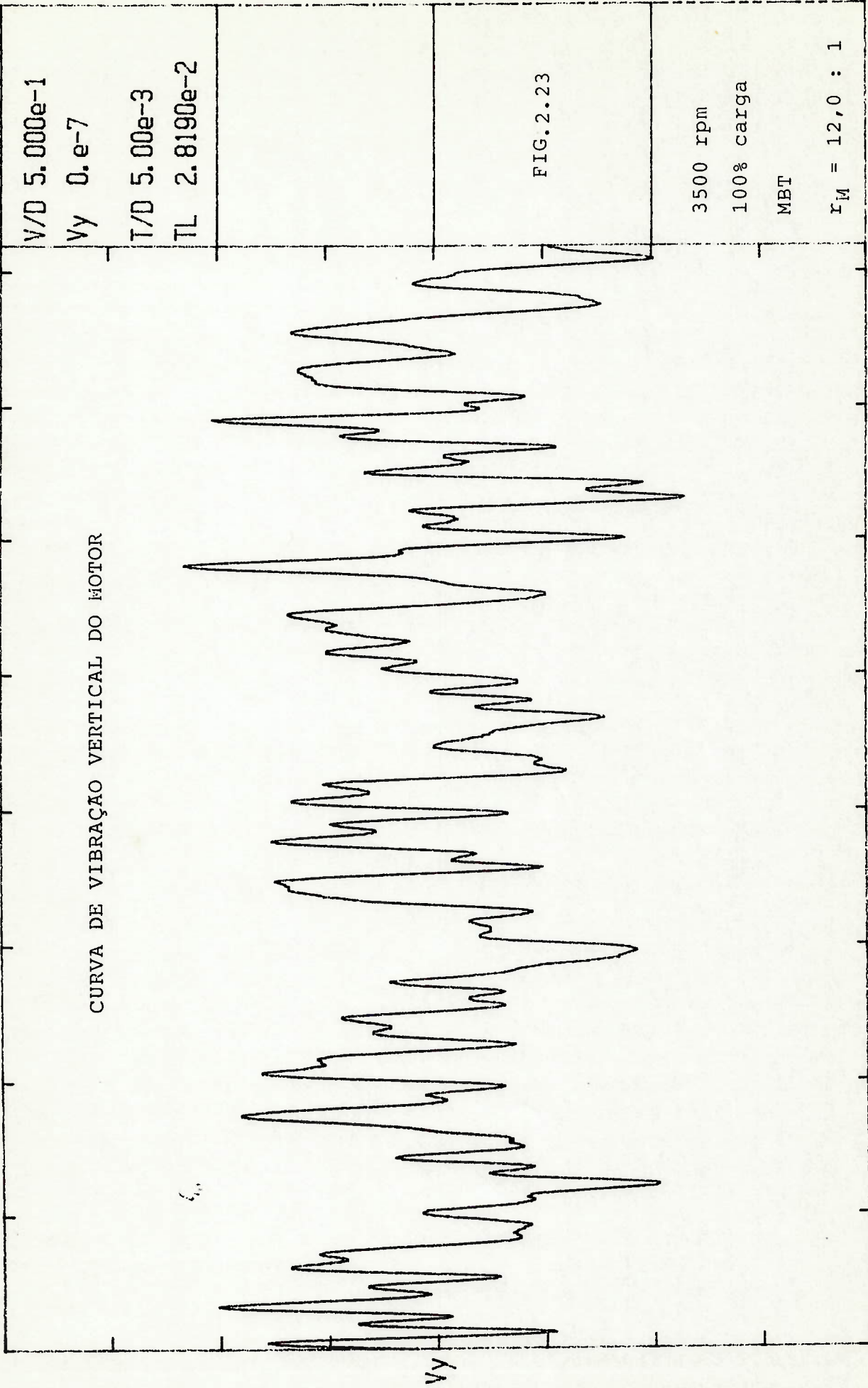


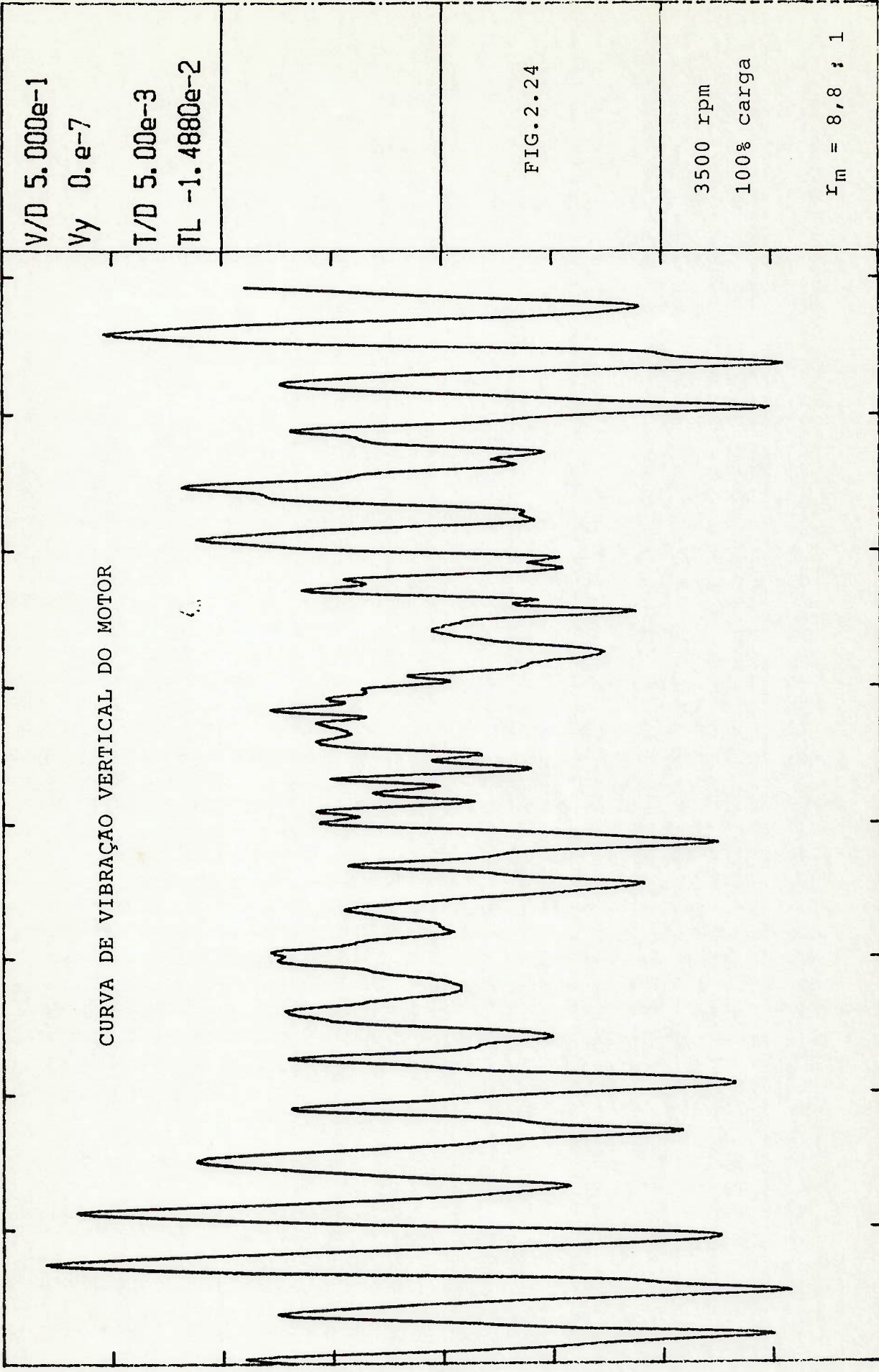
FIG. 2.22

CURVA DE VIBRAÇÃO VERTICAL DO MOTOR



Vx

TL



V/D 5.000e-1  
 Vy 0.e-7  
 T/D 5.00e-3  
 TL -1.4880e-2

FIG. 2.24

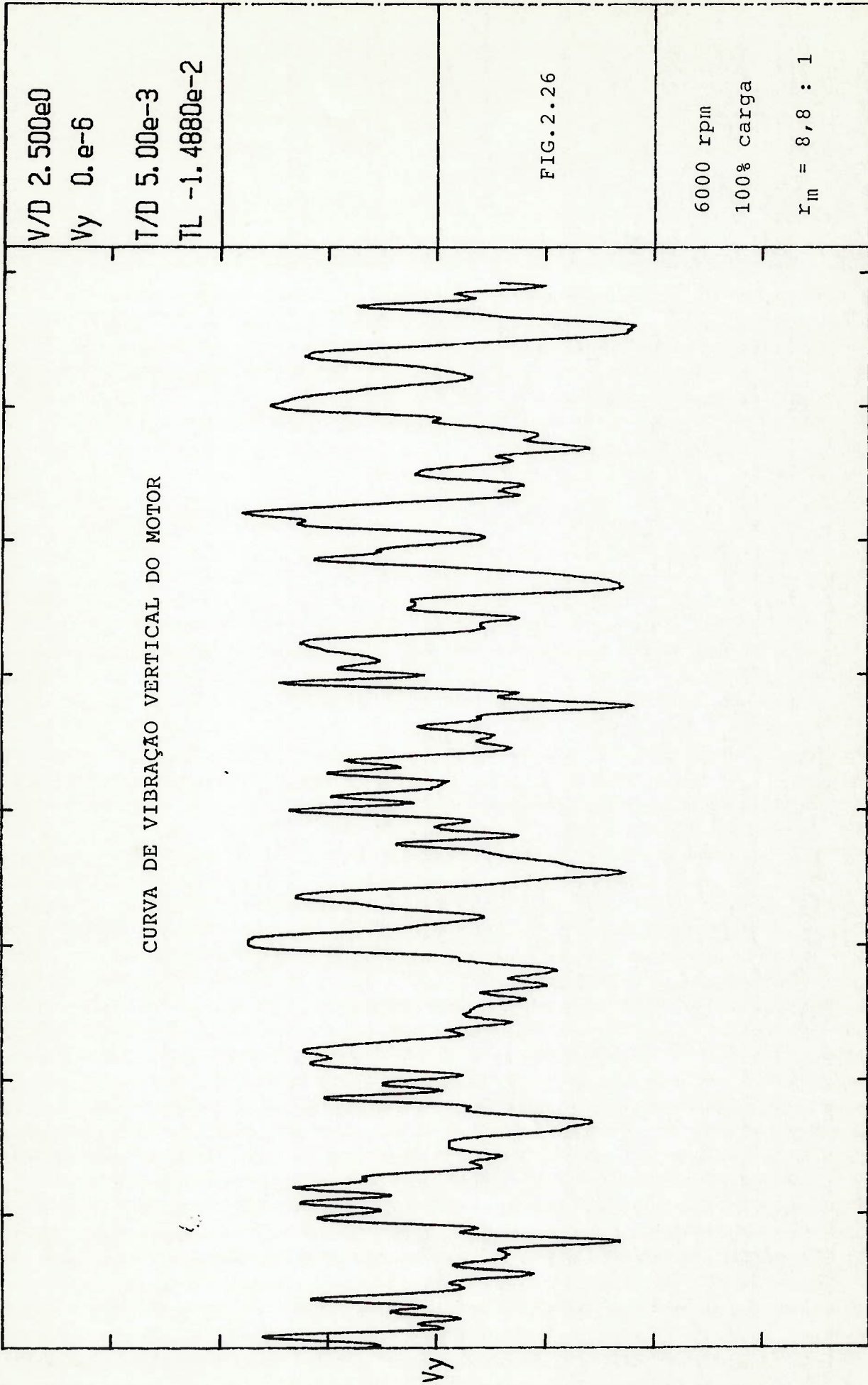
3500 rpm  
 100% carga

$r_m = 8,8 : 1$

Vx

Vy

TL



V/D 2.500e0

Vy 0.e-6

T/D 5.00e-3

TL -1.4880e-2

FIG.2.26

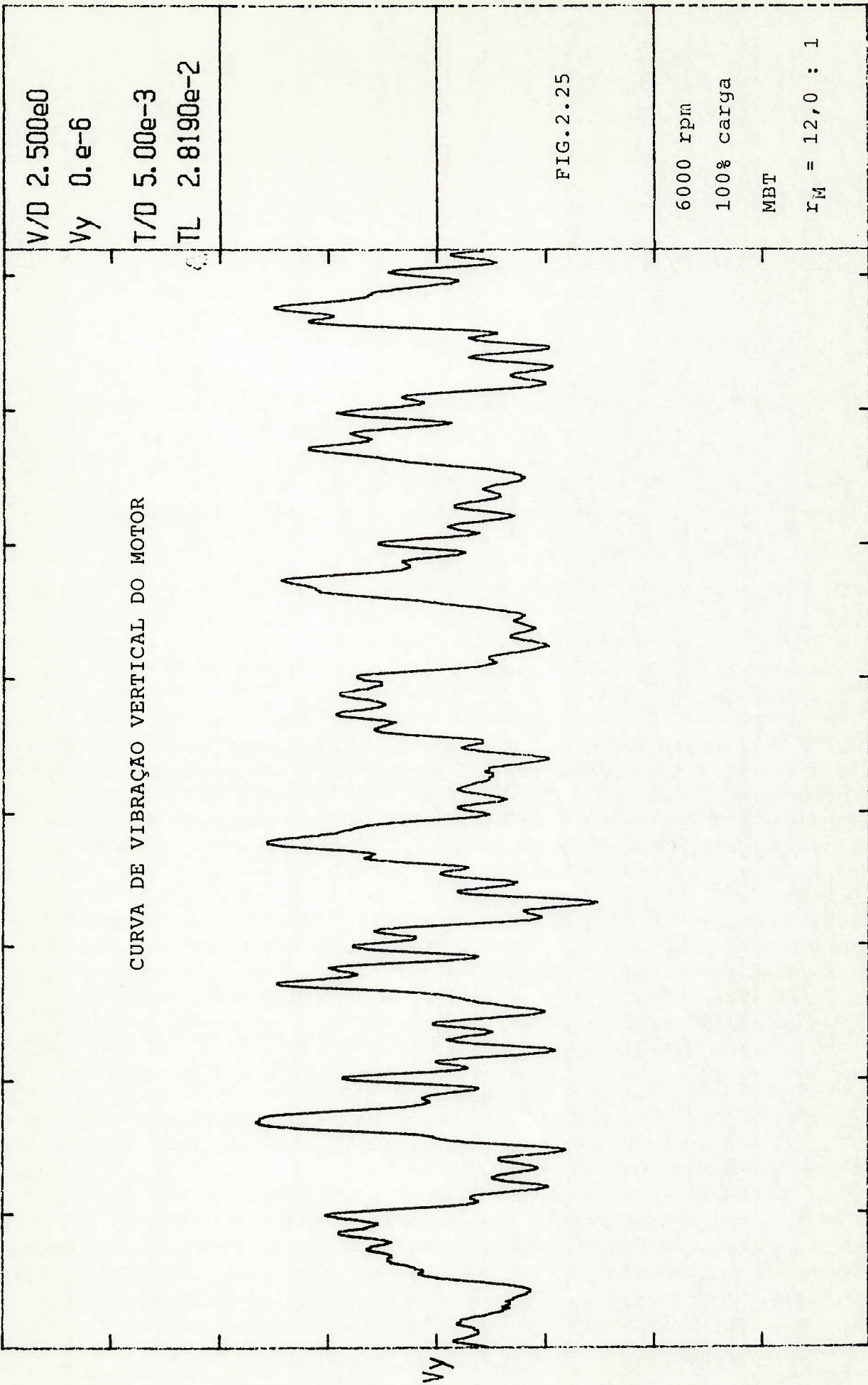
6000 rpm

100% carga

$r_m = 8,8 : 1$

TL

Vx



V/D 2.500e0  
 Vy 0.e-6  
 T/D 5.00e-3  
 TL 2.8190e-2

FIG.2.25

6000 rpm  
 100% carga  
 MBT  
 $I_M = 12,0 : 1$

TL

Vx

- Amplificador:

Brüel & Kjaer - Denmark

### 3 - EXPLICAÇÃO TEÓRICA ENCONTRADA PARA OS RESULTADOS OBTIDOS DAS EXPERIÊNCIAS

#### 3.1 - HIPÓTESE INICIAL

Seja dado um motor de combustão interna, alternativo, de ignição por centelha, com uma curva real de pressão em função do tempo no interior dos cilindros, tal qual a da fig. 3.1 (linha cheia).

Para fixar idéias, admita-se que essa curva ocorra próxima à curva gerada por um ciclo ideal de volume constante e que, portanto uma parte considerável da combustão ocorre antes do PMS.

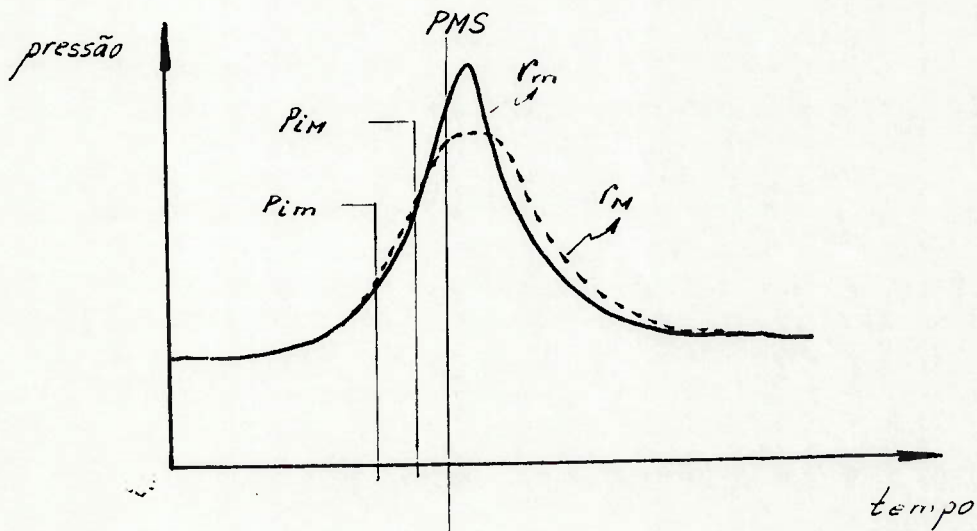


Fig. 3.1

Como a combustão não ocorre instantaneamente, para uma certa rotação e para uma certa carga aplicadas no motor, a ignição é dada em  $P_{im}$  antes do PMS de forma a obter-se o maior trabalho de expansão possível.

Suponha-se, agora, que a razão de compressão  $r_m$  desse motor esteja no limite acima do qual, para um combustível qualquer, a mistura

ar-combustível facilmente "detona" para avanços de ignição maiores ou iguais a  $P_{iM}$ , e para avanços menores que  $P_{iM}$  o trabalho de expansão diminui.

É possível, então, com uma câmara de combustão de geometria adequada  $F_M$  e com um definido ponto de ignição  $P_{iM}$  menor do que  $P_{iM}$ , operar esse motor a uma definida razão de compressão  $r_M$  maior do que  $r_m$ , com o mesmo combustível, de maneira a obter-se, no mínimo, o mesmo rendimento térmico, e sem que se ultrapassem os limites de pressão e temperatura característicos do ciclo anterior.

Nessa condição, pelo fato de ser  $P_{iM} < P_{iM}$ , e de acordo com  $F_M$  maior parte da combustão ocorrerá agora além do PMS.

A nova curva de pressão no interior dos cilindros, em função do tempo, será a de linha tracejada mostrada na fig. 3.1.

Colocada na forma de um diagrama P-V, a fig. 3.1 será aproximadamente, o mostrado na fig. 3.2 superpondo-se os dois diagramas pelo volume de deslocamento  $V_d$ .

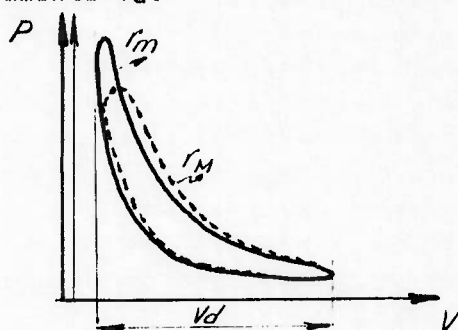


Fig. 3.2

O formato da câmara de combustão  $F_M$ , o ponto de ignição  $P_{iM}$  e a razão de compressão  $r_M$  são tais que, após o PMS, durante a combustão, a diminuição da pressão de combustão gerada pelo aumento de volume interno do cilindro no movimento descendente do êmbolo, é atenuada ou até mesmo compensada pelo aumento de pressão causado pela queima atrasada - porém

regulada através do formato da câmara de combustão - na maior razão de compressão.

A pressão máxima do ciclo com  $r_M$  será menor que com  $r_m$ , porém com o efeito acima citado, o trabalho do ciclo com  $r_M$  poderá ser no mínimo igual ao do ciclo  $r_m$ .

Em termos ideais, para se fixar idéias, pelos registros de pressão no interior dos cilindros obtidos com os dois motores de teste  $r=12:1$  e  $r=8,8:1$  citados no cap. 2 anterior, pode-se dizer que o motor de menor razão de compressão possui um ciclo termodinâmico que atua nas proximidades de um ciclo de volume constante, e o de maior razão de compressão, nas condições impostas, nas proximidades de um ciclo de pressão limitada.

Ainda em termos de ciclos ideais, admitindo-se apenas a igualdade de rendimentos térmicos para dois ciclos, com  $r_m$  e  $r_M$ , e denominando-os de  $n_m$  e  $n_M$  respectivamente, vem que

$$n_m = n_M \quad 3.1$$

Como o ciclo de  $n_m$  ocorre a volume constante e considerando-o para um processo adiabático reversível de um gás perfeito, onde o produto  $PV^k$  é constante, tem-se

$$n_m = 1 - \left( \frac{1}{r_m} \right)^{k-1} \quad 1.10$$

E como o ciclo de  $n_M$  ocorre, teoricamente, parte a volume constante e parte a pressão constante, tal qual no ciclo de pressão limitada, vem que

$$n_M = 1 - \left( \frac{1}{r_M} \right)^{k-1} \left[ \frac{A B^k - 1}{(A-1) + k A (B-1)} \right] \quad 1.37$$

onde



$$A = P_c / P_b$$

1.28 (pressões do ciclo, fig. 3.3)

e

$$B = V_d / V_c$$

1.27 (volumes no ciclo, fig. 3.3)

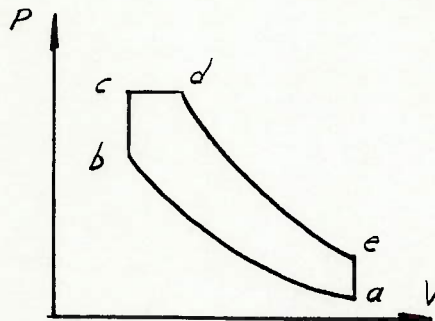


Fig. 3.3

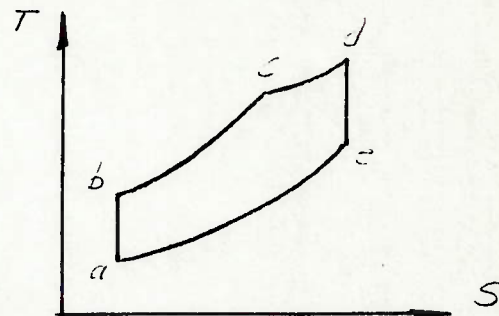


Fig. 3.4

Sob esse enfoque o motor projetado para trabalhar com o ciclo de volume constante, passa agora a operar no ciclo de pressão limitada mantendo-se a ignição por centelha.

Igualando-se  $n_m$  e  $n_m$ , resulta que

$$\frac{A B^k - 1}{(A-1) + k A (B-1)} = \left( \frac{\Gamma_m}{\Gamma_m} \right)^{k-1} \quad 3.2$$

Resolvendo-se em A, vem

$$A B^k - 1 = \{A [k (B-1) + 1] - 1\} \left( \frac{\Gamma_m}{\Gamma_m} \right)^{k-1} \quad 3.3$$

e

$$A [B^k - k (B-1) \left( \frac{\Gamma_m}{\Gamma_m} \right)^{k-1} - \left( \frac{\Gamma_m}{\Gamma_m} \right)^{k-1}] = 1 - \left( \frac{\Gamma_m}{\Gamma_m} \right)^{k-1} \quad 3.4$$

e daí

$$A = \frac{1 - \left( \frac{\Gamma_m}{\Gamma_m} \right)^{k-1}}{B^k [k (B-1) - 1] \left( \frac{\Gamma_m}{\Gamma_m} \right)^{k-1}} \quad 3.5$$

Substituindo A e B pelas suas variáveis correspondentes, obtém-se

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{1 - \left(\frac{r_m}{r_m}\right)^{k-1}}{\left(\frac{V_{3a}}{V_3}\right)^k - [k \left(\frac{V_{3a}}{V_3} - 1\right) - 1] \left(\frac{r_m}{r_m}\right)^{k-1}} \quad 3.6$$

Definida a razão de compressão  $r_m$ , obtém-se a pressão  $P_2$  de compressão, e arbitrando-se  $P_3$ , a relação entre os volumes  $V_{3a}$  e  $V_3$  deve ser a obtida através da expressão anterior.

Uma relação semelhante entre temperaturas, fig. 3.4, de ambos os ciclos pode ser também encontrada se observar-se que, para o ciclo de volume constante, ref. 24

$$n_m = 1 - \frac{T_d}{T_c} \quad 1.9$$

e para o ciclo de pressão limitada, fig. 3.3

$$n_m = 1 - \frac{T_d' - T_a'}{(T_c' - T_b') + k(T_d' - T_c')} \quad 3.7$$

A relação 3.7 é obtida pela mesma forma que foi obtida a relação 1.9.

O apóstrofe (') nos subscritos da equação 3.7 caracteriza as temperaturas do ciclo correspondente.

Igualando 3.7 a 1.9, resulta

$$\frac{T_d}{T_c} = \frac{T_d' - T_a'}{(T_c' - T_b') + k(T_d' - T_c')} \quad 3.8$$

Em se tratando de ciclos reais de pressão limitada, o controle das pressões  $P_3$  e  $P_2$  é efetuado pela injeção controlada de combustível durante o processo de combustão, diferentemente do que ocorre no motor de ciclo real de volume constante cuja alimentação é feita antes do fechamento da válvula de admissão.

No caso , o comportamento dessas variáveis será uma consequência do arranjo dado à razão de compressão  $r_M$ ; ponto de ignição e geometria da câmara de combustão.

### 3.2 - EFEITOS ESPERADOS NA EMISSÃO DE GASES POLUENTES

#### 3.2.1 - HIDROCARBONETOS NÃO QUEIMADOS

Acredita-se que as emissões de hidrocarbonetos surgem de seis fontes. Estas são conhecidas como "Wall Quenching", adsorção e desadsorção do filme de óleo; acúmulo e liberação de depósitos, combustão incompleta da carga, excessiva extratificação da carga, e lavagem do cilindro como num motor de dois tempos. Num motor a quatro tempos automotivo, "Wall Quenching" e acúmulo no filme de óleo são as fontes dominantes nas emissões de hidrocarbonetos na maioria das condições de operação. Uma estimativa muito aproximada poderia ser: parede - 10%, fenda 65%, filme de óleo 25%.

Wall quenching é o fenômeno de combustão que surge quando uma chama se propaga perto de uma parede ou dentro de uma fenda. O efeito da parede é diminuir ou parar as reações de combustão por interrupção de reações em cadeia e por resfriamento da camada de carga adjacente pela parede resfriada.

Há muitas fendas numa câmara de combustão de um motor: folga no topo da cabeça do pistão, folga na canaleta do anel superior, cerâmica e

rosca da vela de ignição, junta do cabeçote e interface da cabeça da válvula e assento. Acredita-se que a folga no topo da cabeça do pistão e a folga no anel superior são as maiores fendas dentro da câmara de combustão.

Conforme pesquisas, ref. 22, acredita-se na adsorção de vapor de combustível no filme de óleo nas superfícies da câmara de combustão. O combustível adsorvido é liberado após a combustão, durante os processos de expansão e escape quando a pressão parcial do vapor de combustível se aproxima da pressão atmosférica.

Os depósitos tendem a aumentar a emissão de hidrocarbonetos. Dependendo de sua estrutura eles podem formar uma superfície rugosa aumentando a área da superfície para ocorrência de Wall quenching. Depósitos muito porosos podem também atuar como "armadilhas", acumulando e liberando combustível quando cai a pressão durante a expansão e o escape.

Regiões da câmara de combustão excessivamente pobres, devido à falta de homogeneidade da carga, não suportam combustão completa produzindo hidrocarbonetos e aldeídos.

Num motor automotivo de quatro tempos, o cruzamento de válvulas provoca um certo fluxo de combustível do cilindro, diretamente para o sistema de escape, sem passar pelo processo de combustão.

Para o caso em questão, mudando-se a geometria da câmara de combustão, não alterando a razão  $F$  ar-combustível e otimizando-se o ângulo de ignição, espera-se que o motor com razão de compressão  $r_m$ , apresente temperaturas internas pouco menores que com razão  $r_m$  nas proximidades da região de pressão máxima, e pouco maiores ao longo da curva de expansão. Isso, então, não deveria alterar sobremaneira as

emissões de HC por Wall quenching e por depósitos, mantendo-se as demais fontes inalteradas, conforme a linha de raciocínio anterior.

### 3.2.2 - MONOXIDO DE CARBONO

Acredita-se que as emissões de monóxido de carbono são provenientes de quatro fontes.

1. Combustão de mistura rica - Quando a mistura é mais rica que a quimicamente correta, quantidades substanciais de CO aparecem na exaustão. Pela fig. 5.3 ,ref.21, nota-se que a inclinação da curva de CO é de aproximadamente 3% de CO para uma razão ar-combustível. Assim, uma mudança de somente 1/3 na razão ar combustivel leva a uma mudança de 10.000 ppm na emissão de CO.

#### 2. Baixa Cinética Durante a Expansão

Conforme a ref. (23), as seguintes reações de recombinação de partículas pequenas são lentas, durante a expansão



Como resultado, concentrações de H, OH e O maiores que as de equilíbrio persistem durante a expansão. Além disso, todas as reações bimoleculares consideradas estavam em equilíbrio, incluindo a reação:



Logo, concentrações de não equilíbrio de OH e H na equação anterior induzem a níveis de CO maiores que o de equilíbrio durante a expansão.

#### 3. Paredes e fendas

Quando a mistura é suficientemente pobre as fontes de CO acima podem ser secundárias.

As emissões de CO surgem principalmente da combustão incompleta do combustível, a qual ocorre na maioria das vezes certamente em fendas e pelo fenômeno Wall quenching.

#### 4. Oxidação Parcial de Hidrocarbonetos

Desde que CO é uma espécie intermediária na oxidação dos hidrocarbonetos, segue que CO pode ser gerado como resultado de uma oxidação parcial localizada em fendas ricas em hidrocarbonetos.

Admitindo-se, portanto, que a fração  $F_R$  relativa ar-combustível é a mesma para ambas as razões de compressão,  $r_m$  e  $r_{m1}$ , não é esperado alterações nos níveis de emissões de CO.

### 3.2.3 - OXIDOS DE NITROGENIO

Oxidos de nitrogênio referem-se a uma mistura de oxido nítrico NO e dióxido de nitrogênio NO<sub>2</sub> à qual é dada a designação de NO<sub>x</sub>.

Em motores à gasolina o NO<sub>x</sub> é predominantemente NO (95 por cento). Algumas das propriedades destes gases são dadas abaixo:

NO: Oxido nítrico, gás tóxico incolor, estável, (produto de combustão a alta temperatura), reage na atmosfera para formar NO<sub>2</sub>.

NO<sub>2</sub>: Dióxido de nitrogênio: gás tóxico marrom escuro, estável a 158°C.

Baseado no Mecanismo Estendido de Zeldovich, apêndice II, que prediz as variações nas emissões de NO, será feita uma estimativa do nível de NO atingido pela mudança de razão de  $r_m$  para  $r_{m1}$ , atrasando-se a ignição e mantendo-se a mesma relação ar-combustível, com câmara de combustão diferente.

Partindo da equação definida na ref.21 , (6.19) , pode-se determinar [NO] como função do tempo, conforme mostrado a seguir.

Multiplicando o 1º membro por  $\frac{[NO]_e}{[NO]_e}$ , vem

$$[NO]_e \frac{d [NO]}{dt} \frac{M \cdot W_{NO}}{[NO]_e} = \frac{2 R_1 M W_{NO}}{f_{mix}} \cdot \frac{(1-X^2)}{(1+kX)} \quad 3.13$$

observando agora, que  $\frac{[NO]}{[NO]_e} = X$  e substituindo

$$[NO]_e \frac{dx}{dt} \frac{M \cdot W_{NO}}{f_{mix}} = \frac{2 R_1 M W_{NO}}{f_{mix}} \cdot \frac{(1-x^2)}{(1+kX)} \quad 3.14$$

simplificando,

$$\frac{dx}{dt} = \frac{2 R_1 (1-x^2)}{[NO]_e (1+kx)} \quad 3.15$$

dai,

$$\frac{dx}{dt} = \frac{2 R_1 (1+x)(1-x)}{[NO]_e (1+kx)} \quad 3.16$$

multiplicando-se e dividindo por k o 2º membro,

$$\frac{dx}{dt} = \frac{2 R_1 (k+kx)(1-x)}{[NO]_e k(1+kx)} \quad 3.17$$

e, também, não alterando o valor da derivada

$$\frac{dx}{dt} = \frac{2 R_1 \{(k-1)+(1+kX)\} (1-X)}{k[NO]_e (1+kX)} \quad 3.18$$

Analisando o termo (k-1), tem-se que

$$k = \frac{R_1}{R_2 + R_3} \quad \text{onde, neste caso, } R_3 \gg R_2 \quad 3.19$$

e portanto,  $R_2$  é desprezível nessa expressão (por simplificação).

Então,

$$k-1 = \frac{R_1}{R_3} - 1 = \frac{R_1 - R_3}{R_3} \quad 3.20$$

Como neste caso  $R_1$  e  $R_2$  são praticamente da mesma ordem, logo  $R_2 \gg R_1 - R_2$  e  $k-1 \approx 0$  (desprezível) e  $k \approx 1$ .

Dai, resulta, na equação 4.10, simplificando

$$\frac{dx}{dt} = B - BX \quad 3.21$$

que é uma equação diferencial de  $X$  em relação a  $t$ , a qual uma das possíveis soluções é

$$X = -e^{-Bt} + 1 \quad 3.22$$

onde

$$X' = B e^{-Bt}$$

comprovando,

$$B - B(-e^{-Bt} + 1) = B + B e^{-Bt} - B$$

$$X' = B e^{-Bt}$$

então

$$\frac{[NO]}{[NO]_0} = -e^{-Bt} + 1 \quad 3.23$$



#### 4 - VERIFICAÇÕES NUMERICAS

De acôrdo com os propósitos deste estudo, os calculos que se seguem foram elaborados com o intuito de se ter uma idéia comparativa, ainda que distante da realidade, do desempenho, emissão de NO, rendimento térmico, pressões e temperaturas dos ciclos dos motores com as características citadas anteriormente, para se tentar prever através deles os resultados obtidos nas experiências descritas no cap. 2.

Métodos de cálculo mais completos e precisos se desejado, poderão ser encontrados nas referências listadas na seção BIBLIOGRAFIA no final deste trabalho.

#### 4.1 - ESTIMATIVA DA CURVA DE PRESSÃO NO INTERIOR DO CILINDRO NAS FASES: COMPRESSÃO - EXPANSÃO

##### A FASE DE COMPRESSÃO SIMPLES

Fazendo-se uma estimativa do comportamento das pressões no interior do cilindro e, por conseguinte, das temperaturas correspondentes, baseada em premissas bastante simplificadoras, de acôrdo com o propósito deste trabalho, considere-se o esquema do mecanismo de conversão de um motor dado na fig. 4.1.

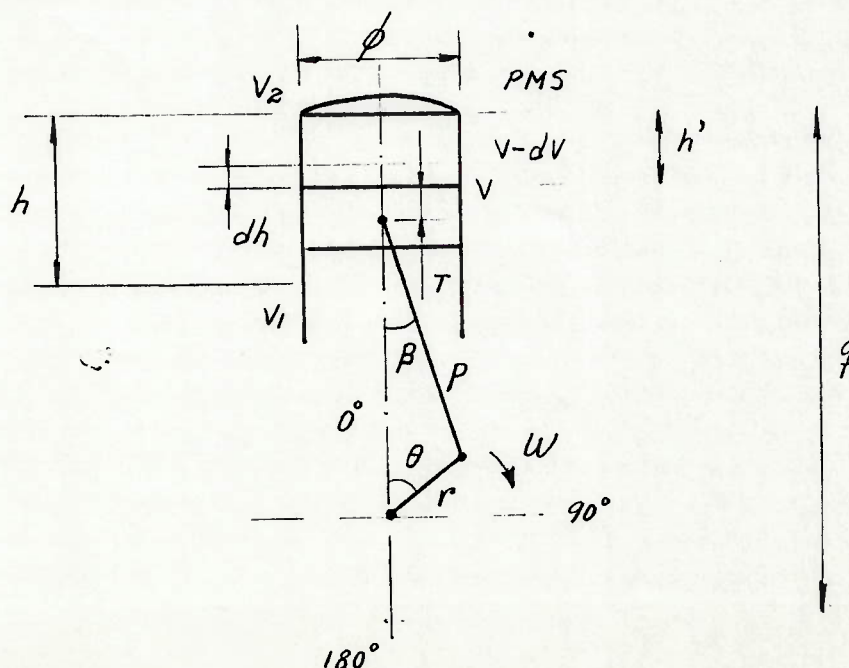


Fig. 4.1

Sendo  $p$  e  $r$  os comprimentos da biela e da manivela respectivamente, vem que

$$q = p + 2r + h' + T \quad 4.1$$

ou, numa posição qualquer da manivela

$$q = p \cos B + r \cos Q + r + h' + T \quad 4.2$$

onde  $h'$  é a distância do topo do pistão ao PMS, sendo  $V_2$ , o volume do PMS. De  $0^\circ$  a  $90^\circ$ ,  $\cos B$  e  $\cos Q$  são positivos; de  $90^\circ$  a  $270^\circ$   $\cos B > 0$  e  $\cos Q < 0$ ; de  $270^\circ$  a  $360^\circ$ ,  $\cos B > 0$  e  $\cos Q > 0$ . Da expressão 4.2 vem

$$h' = q - (p \cos B + r \cos Q + r + T) \quad 4.3$$

Observando agora que

$$\text{sen} B = \frac{r}{p} \text{sen} Q \quad 4.4$$

então

$$\cos B = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{p} \text{sen} Q\right)^2} \quad 4.5$$

que substituída na equação 4.3 dá

$$h' = q - \left[ p \sqrt{1 - \left(\frac{r}{p} \text{sen} Q\right)^2} + r (\cos Q + 1) + T \right] \quad 4.6$$

O volume  $V(Q)$  gerado por  $h'$  acima da cabeça do êmbolo é, em função do tempo,

$$V(Q) = V(t) = \frac{\pi d^2}{4} \cdot h' \quad 4.7$$

pois  $Q = Q(t)$ . Logo, incluindo  $V_2$  para determinação do volume total acima da cabeça do êmbolo, obtém-se a nova expressão de  $V(t)$

$$V(t) = \frac{\pi d^2}{4} \{ q - [T + \sqrt{p^2 - (r \text{sen} Q)^2} + r (\cos Q + 1)] \} + V_2 \quad 4.8$$

Por simplicidade os cálculos de verificação serão efetuados com  $Q(t)$  linear,  $Q(t) = L(t)$ , sendo  $L$  a constante fixa, numa rotação constante de árvore de manivelas.

Na fase de compressão a mistura ar-combustível será considerada um gás real cuja relação entre sua temperatura  $T$ , sua pressão  $P$  e o seu volume  $V$ , é definida pelo fator de compressibilidade  $Z$ ,

$$Z = \frac{PV}{m \cdot RT} \quad 4.9$$

onde  $m$  é a massa da mistura ar-combustível e  $R$  a constante universal dos gases.

Considerando a compressão da mistura ar-combustível um processo adiabático, embora a mistura seja um gás real, suponha-se que por simplificação valha a relação,

$$P V^k = \text{cte} \quad 4.10$$

Então, entre dois estados quaisquer da compressão da mistura,  $i$  inicial e  $f$  final

$$P_f = P_i \left( \frac{V_i}{V_f} \right)^k \quad 4.11$$

e a temperatura  $T$  será dada por

$$T_f = \frac{P_f V_f}{m R Z} \quad 4.12$$

A cada volume  $V(t) = V(f)$  definido pela posição  $h'$  do êmbolo no interior do cilindro fica determinado ( $P$ ,  $V$ ,  $T$ ) do gás em seu interior.

Objetivando melhorar a precisão dos cálculos, as fases compressão (com combustão inclusive) e expansão foram subdivididas em dois fatores de compressibilidade. Um  $Z_1$  que abrange a compressão até o início da combustão, e um  $Z_2$  e um  $k'$  tomados a partir daí até o fim da expansão.

#### 4.2 - AS FASES DE COMPRESSÃO E EXPANSÃO COM COMBUSTÃO

Voltando a fig. 3.1, ficou determinada através das equações anteriores a curva de pressão no interior do cilindro limitada entre o PMI e o ponto  $P_i$  de ignição. A parte subsequente dessa curva será determinada considerando-se a elevação da pressão por compressão adiabática e o acréscimo de pressão gerado pela queima progressiva da mistura ar-combustível, descontado desta última etapa a perda de calor para o sistema de arrefecimento do motor. O esquema da fig. 4.2, tenta mostrar isso com clareza.

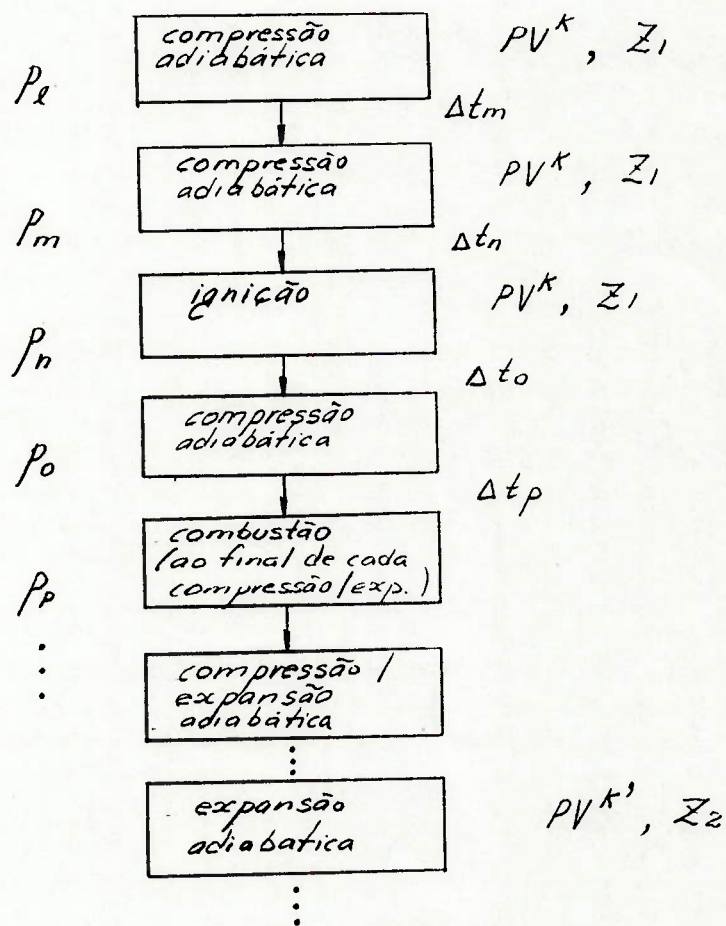
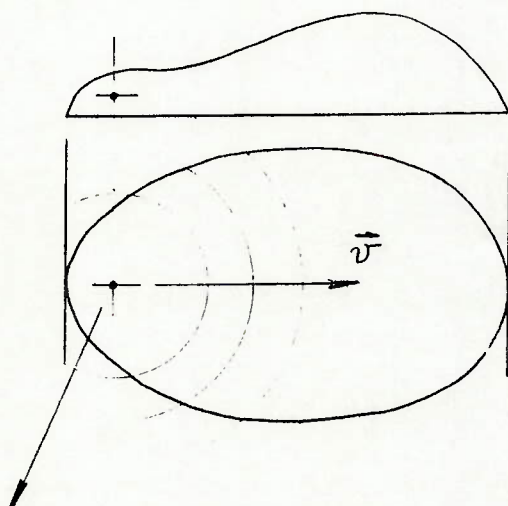


Fig. 4.2

A fim de se simplificarem os calculos, algumas premissas foram estabelecidas e são descritas a seguir.

1. A frente de chama se propaga esfericamente a partir do seu ponto de geração (a vela de ignição) fig. 4.3



câmara de combustão  
de formato qualquer

vela de ignição

fig. 4.3

2. A velocidade  $V$  da chama, numa direção qualquer, é constante e definida em função da rotação de trabalho e da particular fração da mistura ar-combustível.

3. A transferência de calor do espaço onde efetivamente ocorre a combustão, para o seu exterior, existe somente durante a combustão. Os processos de compressão e expansão (aqui) não incluem esta possibilidade.

4. A massa ar-combustível encerrada no interior do cilindro é considerada gasosa, admitindo-se a constante  $R$  dos gases, única e invariável durante as fases de compressão e expansão.

5. O período de combustão será função da velocidade da frente de chama, e será subdividido em partes iguais para o cálculo da quantidade de calor gerada em cada subperíodo, responsável pelo aumento de pressão e temperatura da massa gasosa queimada e não queimada.

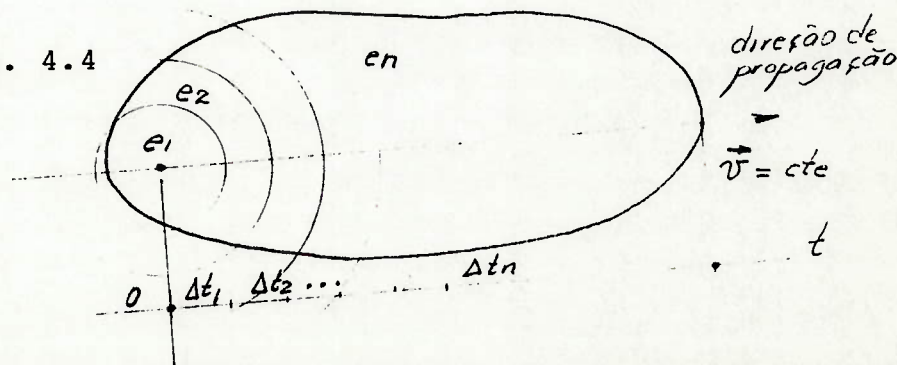
6. Para uma dada porção de massa queimada, instantaneamente, o que corresponde a uma certa quantia de calor gerado, os aumentos de pressão e temperatura conseguintes na massa gasosa total serão imediatos.

7. A distribuição de pressões e temperaturas na massa gasosa total, num instante qualquer, é homogênea.

Seja o gráfico da curva de pressão expresso na fig. 3.1. Estando a mistura na iminência de ser dada a ignição, em  $P_1$ , a sua temperatura nesse instante é dada por  $T_1$ . Dada a ignição, logo após, por um período de tempo específico, ocorre o fenômeno denominado, em inglês, "Ignition Delay Time" no qual pressão e temperatura ainda se elevam somente pelo efeito da compressão do pistão. Ao final deste período a temperatura é considerada  $T_0$ .

Definido um formato de câmara de combustão, fig. 4.4, em função da posição da vela de ignição em seu interior, escolheu-se uma direção apropriada da propagação da chama, para a determinação dos intervalos de tempo a serem considerados no cálculo, e que encerram, cada um, uma porcentagem individual da massa total de mistura contida no interior do

Fig. 4.4



cilindro. Entre cada um desses intervalos, iguais entre si por simples conveniência, haverá uma liberação de calor após a passagem de frente da chama, responsável pelo acréscimo da pressão e da temperatura relativas ao intervalo antecedente.

Portanto, ao final de  $\Delta t_1$ , liberada uma quantidade  $Q_1$  de calor pela queima da mistura  $m_1$  contida no espaço correspondente  $e_1$ , a temperatura de toda a mistura, queimada e não queimada, admitindo-se a homogeneidade instantânea de temperaturas no interior da câmara, é dada por

$$Q_1 = m c (T_1 - T_0) \quad 4.13$$

onde  $m = m_1 + m_2 + \dots + m_n$

Após a queima da massa contida no segundo espaço  $e_2$ , vem

$$Q_2 = m c (T_2 - T_1) \quad 4.14$$

Sucessivamente,

$$Q_n = m c (T_n - T_{n-1}) \quad 4.15$$

Nas equações anteriores os espaços  $e_n$  são conhecidos e, por conseguinte, as massas gasosas  $m_n$  neles contidas. Os calores  $Q_n$  são conhecidos pois é conhecido o calor específico  $c$  da relação ar-combustível usada.

Uma temperatura  $T_n$  qualquer será dada pela relação

$$T_n = \frac{Q_n}{m c} + T_{n-1} \quad 4.16$$

A taxa de queima da massa da mistura ar-combustível em função do tempo,  $m_c$ , depende da velocidade de propagação da chama e dos volumes dos espaços  $e_n$  percorridos pela frente de chama em função do tempo.

Em cada subintervalo de tempo  $\Delta t$  da combustão, a temperatura  $T_{n-1}$  provocada por uma compressão (ou uma expansão), sobe para  $T_n$  ao final da queima do elemento de massa contido no espaço geométrico  $e_n$ .

É importante observar-se que a forma pela qual foi obtida a equação 4.16, induz ao fato de que a última porção de mistura não queimada  $e_n$  é a que atingirá a maior temperatura e a maior pressão antes de ser queimada, se a combustão ocorrer a volume constante.

Ocorrendo a combustão na forma proposta neste estudo, com maior razão de compressão e atraso de ignição, pode-se dizer que em algum ponto entre o início da ignição e o curso de expansão ocorrerão um patamar de pressão e um pico de temperatura.

Por comparação das curvas de pressão e temperatura obtidas pelas equações anteriores, será verificado o surgimento de estados de pressão e temperatura propícios à ocorrência de detonação. Inclusive, através destas, será feita uma estimativa dos níveis de produção de  $\text{NO}_x$  nas emissões poluentes do motor, nas duas razões  $r_m$  e  $r_M$ , através do "Mecanismo Estendido de Zeldovich". Esse mecanismo está exposto de maneira sintética no Apêndice II, ao final deste trabalho.

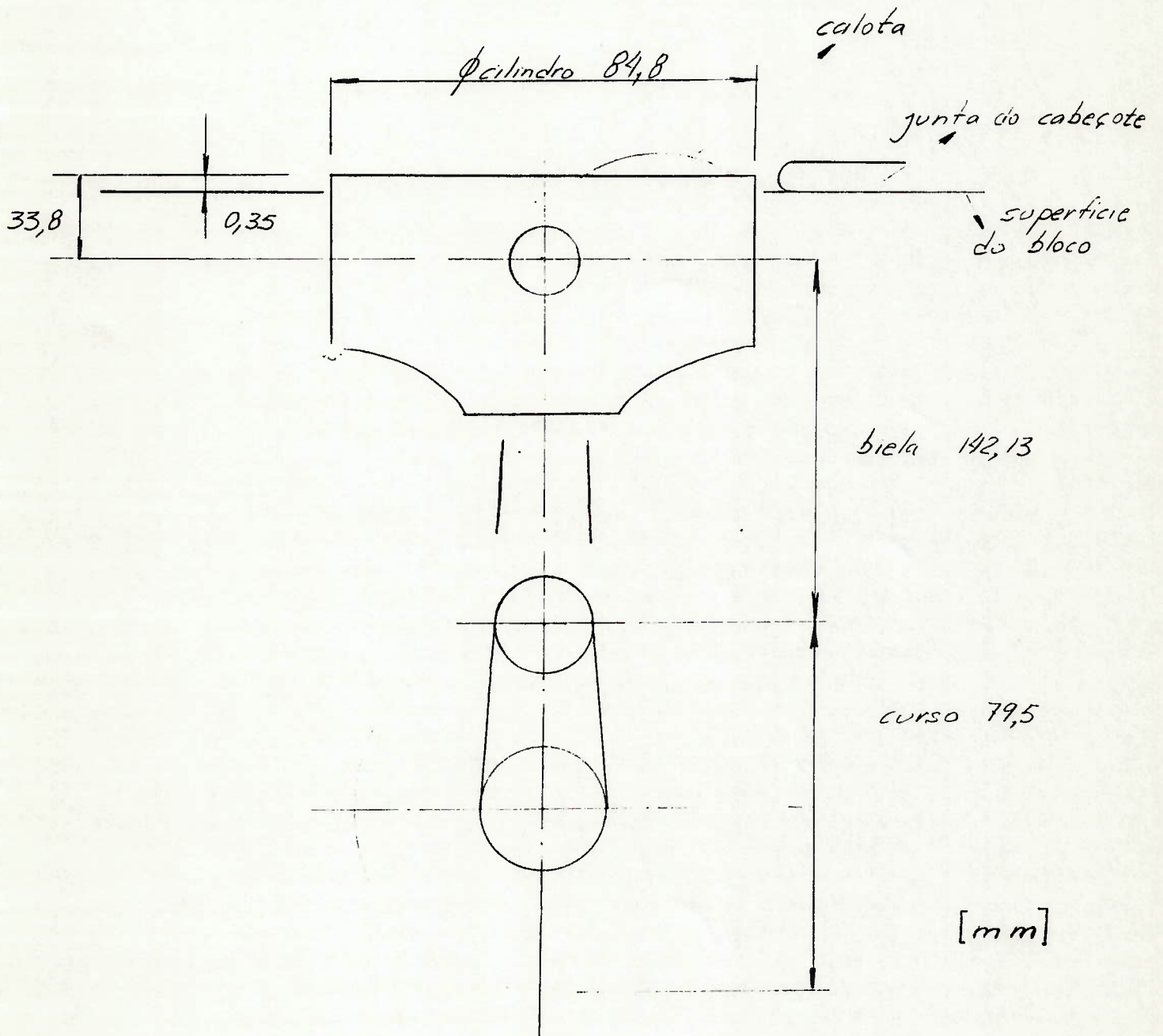
#### 4.3 - CARACTERÍSTICAS DO CONJUNTO EMBOLO-BIELA-MANIVELA ( $r=12:1$ )

Para verificação da ocorrência ou não da hipótese inicial os cálculos da curva de pressão no interior do cilindro baseados nas equações deduzidas nas seções anteriores foram aplicados aos motores CHEVROLET - 1,8 litros - GMB - 4 cilindros, álcool e gasolina, com ignição eletrônica de combustível EFI, cujos detalhes construtivos são dados a seguir, fig. 4.3.1. Os resultados desses cálculos encontram-se nas tabelas 4.3.2 e 4.4.2.

- . volume da calota na cabeça do êmbolo = 3,12 cc
- . altura da calota = 3,8 mm
- . volume da junta do cabeçote = 6,84 cc



FIG. 4.3.1



## FORMATO DA CAMARA DE COMBUSTÃO

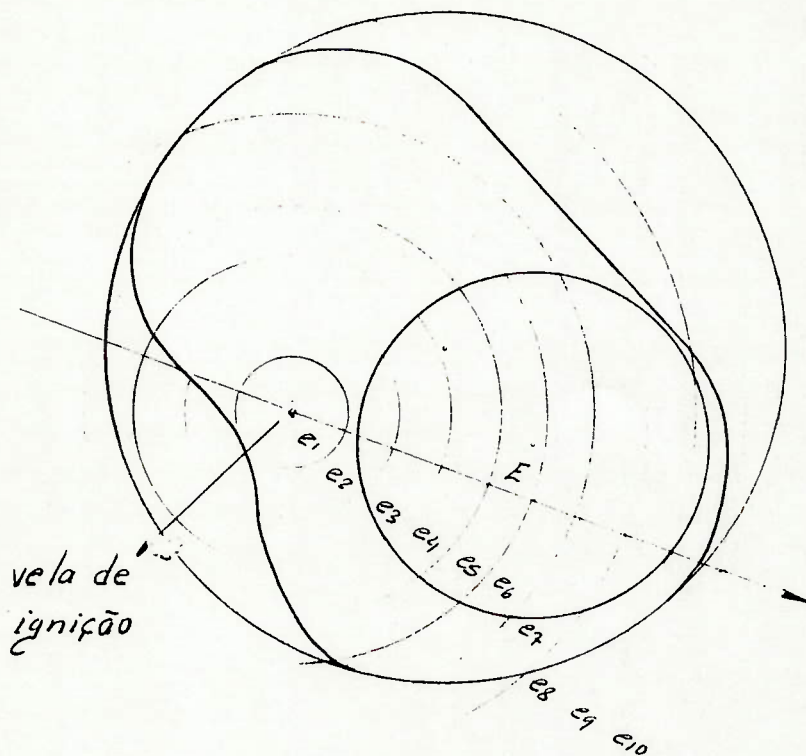


fig. 4.3.2 - vista superior da montagem êmbolo-câmara de combustão-junta do cabeçote

- . volume da câmara de combustão (no cabeçote) = 39 cc
- . máxima distância a ser percorrida pela chama E = 63 mm
- . número de espaços internos na câmara de combustão:  $n = 10$  ( $e_1, e_2, \dots, e_{10}$ )
- . distribuição volumétrica  $e_n$ , quando o êmbolo está no PMS (câmara de combustão do cabeçote + junta do cabeçote + êmbolo no PMS) (tabela 4.3.1)

TABELA 4.3.1

Espaço	Cabeçote		Junta		Pistão		Somatória
$e_1$	= 0,650	+	0,123			=	0,773 cc
$e_2$	= 2,470	+	0,439	-	0,269	=	2,640
$e_3$	= 4,151	+	0,839	-	0,633	=	4,357
$e_4$	= 5,130	+	0,941	-	0,875	=	5,196
$e_5$	= 6,035	+	0,819	-	1,063	=	5,791
$e_6$	= 6,000	+	0,805	-	0,933	=	5,872
$e_7$	= 6,960	+	0,720	-	0,790	=	6,890
$e_8$	= 4,950	+	0,658	-	0,449	=	5,159
$e_9$	= 2,650	+	0,698	-	0,121	=	3,227
$e_{10}$	= 0,458	+				=	0,458
							-----
							40,563 cc

. Volume Morto =  $V_M$  (de valores especificados pelo fabricante)

$$V_M = V_{\text{câmara}} - V_{\text{calota}} + V_{\text{junta}} - V_{\text{saliente do êmbolo}}$$

$$V_M = 39 - 3,12 + 6,84 - 1,98$$

$$V_M = 40,74 \text{ cc}$$

ROTAÇÃO ESCOLHIDA PARA CALCULO = 2000 rpm

.  $\dot{Q}(t) = L(t)$ , a 2000 rpm  $\Rightarrow L = 12000$  graus/s

(contado de  $180^\circ$  para  $0^\circ$ )  $L = 209,4395$  rad/s

- . Conforme referência 11, velocidade da chama a 2000 rpm, com  
 $F_r = 14,42, : 2000 \text{ cm/s}$
- . Número de subintervalos de tempo durante a combustão,  $n = 10$
- . Valor de cada subintervalo

$$t = \frac{6,3}{2000} \quad [\text{s}]$$

$$t = 0,000315 \text{ s}$$

- . Tempo total estimado para combustão completa = 0,00315 s
- . Ignition Delay Time = 1  $\mu\text{s}$ , conforme referência 12.
- . Tempo de duração da fase de compressão a 2000 rpm (do PMI ao PMS)

$$t_c = \frac{1}{2} \left( \frac{2000}{60} \right)^{-1} = (33,333) \left( \frac{\text{voltas}}{\text{s}} \right)^{-1} \frac{1}{2}$$

$$t_c = 0,015 \text{ s}$$

- . Tempo de duração da fase de expansão na mesma rotação  
 $t_e = t_c = 0,015 \text{ s}$
- . Percentual de tempo de combustão para tempo de fase = 21%

#### DADOS FISICO-QUIMICOS DO AR E DO COMBUSTIVEL

- . Constante dos gases ideais R para mistura ar-combustível  
 (aproximado)

$$R_{\text{mistura}} = R_{\text{ar}} = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg } ^\circ\text{K}}$$

- . Calores específicos do ar

$$C_p = 0,240 \text{ BTU} / \text{lb } ^\circ\text{R} = 1005,05 \text{ J} / \text{kg } ^\circ\text{K}$$

$$C_v = 0,171 \text{ BTU} / \text{lb } ^\circ\text{R} = 716,09 \text{ J} / \text{kg } ^\circ\text{K}$$

- . Peso molecular de mistura ar-combustível - PM

$$\text{peso molecular} : 28,84 \quad (\text{aproximado})$$

. Densidade do ar = 1,01 kg / m<sup>3</sup>

. Densidade do combustível = 755 kg / m<sup>3</sup>

. Volume de ar fresco aspirado pelo motor a 2000 rpm (eficiência volumétrica e = 0,96) 100% de carga

$$V_{ar} = (1800 + 4 \times 40,74) 0,96 \times 1000 \text{ cc/min}$$

$$V_{ar} = (1962,96) 0,96 \times \frac{1000}{1000} \text{ l/min}$$

$$V_{ar} = 1,8844416 \text{ m}^3/\text{min}$$

. Massa de ar aspirada por cilindro, por ciclo

$$m_{ar} = \frac{1,8844416}{4 \times 1000} \times 1,01$$

$$m_{ar} = 0,000476 \text{ [kg]}$$

- . Consumo de combustível a 2000 rpm - 100% de carga

$$C_o = 7,91 \text{ kg/h}$$

$$C_o = \frac{7,91}{60} = 0,131833 \text{ kg/min}$$

- . Massa de combustível consumida por cilindro, por ciclo

$$m_{comb} = \frac{0,131833}{4 \times 1000} \text{ [kg]}$$

$$m_{comb} = 0,000033 \text{ [kg]}$$

- . Quantidade de mistura ar-combustível por ciclo termodinâmico:  $m_{mix}$

$$m_{mix} = m_{ar} + m_{comb} = 0,000476 + 0,000033$$

$$m_{mix} = 0,00051 \text{ kg}$$

- . Poder calorífico do combustível

$$10.500 \text{ kcal/kg} \quad \text{fonte: CENPES}$$

- . Razão ar-combustível (teórica)

$$F = \frac{0,000476}{0,000033} = 14,42$$

- . Pressão atmosférica local: 27,59 inHg = 13,51 psi

- . Temperatura local (seca) = 21°C = 294°k

- . Pressão de compressão, sem perdas, P

$$P = 13,51 \left( \frac{0,000489193}{0,00004074} \right)^{1,4}$$

$$P = 438,42 \text{ psi}$$

- . Pressão real a 4000 rpm, com perdas

$$P \simeq 380 \text{ psi}$$

- . Constantes críticas do ar

$$P_c = 547 \text{ psi}$$

$$T_c = 132,55 \text{ k}$$

. Equação do gás

A mistura ar-combustível é considerada com o mesmo  $R_1$ , antes e após a queima, com  $Z_1$  até a ignição e  $Z_2$  após ela

$$Z = \frac{P.V}{m.R.T} = \frac{P.V}{0,00051 \cdot 287 \cdot T}$$

$$\frac{1}{9,82}$$

P - [kg/m<sup>2</sup>]

V - [m<sup>3</sup>]

m - [kg]

T - [°K]

. Pressões e temperaturas reduzidas, para escolha de  $Z_1$  e  $Z_2$ , ref. 24

$$Pr \approx 0,75 \quad \Rightarrow Z_1 \approx 1,04$$

$$Tr \approx 6,0$$

$$Pr \approx 1,09 \quad \Rightarrow Z_2 \approx 1,015$$

$$Tr \approx 12,06$$

As relações correspondentes de temperatura são

$$T = 64,509 \text{ PV } [^{\circ}\text{K}] \text{ p/ } Z_1$$

e

$$T = 66,9901 \text{ PV } [^{\circ}\text{K}] \text{ p/ } Z_2$$

. Calor específico médio dos gases de combustão, ref. 25

$$C = 500 \text{ cal/kg } ^{\circ}\text{K}$$

. Até o final da combustão é considerado  $k = c_p / c_v = 1,4$  (do ar)

Após a combustão  $k = 1,03$

FV<sub>1</sub> = cte  
 Z<sub>1</sub> = 1,04  
 T = 64,509 FV

Z<sub>2</sub> = 1,0015  
 T = 66,9901 FV

Q = 500 x 0,00051 x T  
 T = 3,92 Q

MOTOR 1.8 LITROS - GMB  
 GASOLINA - TBI  
 R = 12,0:1

t [s]	θ [°]	cosθ	senθ	P(t) [psi]	P(t) [kgf/m <sup>2</sup> ]	T(t) [°K]	Q [cal]	V(t) [m <sup>3</sup> ]
0	180	-1	0	13,5	9490,50	299		0,000489193
0,0015	162	-0,951	0,309	13,82	9721,81	301,47		0,000481191
0,0030	144	-0,809	0,588	14,84	10435,64	307,80		0,000457230
0,0045	126	-0,588	0,809	16,85	11848,77	319,08		0,000417490
0,0060	108	-0,309	0,951	20,47	14391,46	337,27		0,000363290
0,0075	90	0	1	27,18	19111,10	365,72		0,000296650
0,0090	72	0,309	0,951	40,17	28243,27	408,84		0,000224400
0,0105	54	0,588	0,809	68,44	48111,91	476,00		0,000153370
0,0120	36	0,809	0,588	136,12	95696,03	579,36		0,000093850
0,0135	18	0,951	0,309	294,87	207298,56	722,52		0,000054030
0,0138	14,4	0,970	0,248	333,99	234794,55	648,68	ignição	0,00004943
0,0145	6,0	0,994	0,1045	413,32	290567,38	795,69	I.D.F.	0,00004245 X1
0,0148	2,4	0,9991	0,0418	433,63	304843,26	837,68	6,87	0,00004102 0
0,0151	-1,2	0,9997	0,0209	447,56	314640,64	864,61	18,66	0,00004084 0
0,0154	-4,8	0,9964	0,0836	450,32	316577,81	869,93	30,86	0,00004179 0 X2
0,0157	-8,4	0,989	0,146	490,33	344708,14	943,07	36,74	0,00004390 0,031 0,0078
				474,79	333781,68	934,42		
				536,26	376991,11	1055,39		
				500,52	351869,57	1034,79		
				570,18	400838,66	1178,82		

0,0160	-12	0,978	0,2079	517,31	363667,87	1146,48	40,95	0,00004706 0,038 0,015
0,0163	-15,6	0,963	0,2689	589,74	414586,36	1307,00	41,52	0,00005134 0,046 0,023
0,0166	-19,2	0,944	0,328	522,07	367015,21	1262,26	48,72	0,00005672 0,053 0,031 X3
0,0169	-22,8	0,9219	0,3875	589,38	414337,87	1425,01	36,48	0,00006302 0,99 0,99 0,84
0,0171	-25,2	0,9048	0,425	512,62	360377,95	1369,32	22,81	0,00006783 0,99 0,99 0,97
0,0174	-28,8	0,876	0,4818	584,12	410641,25	1560,30	3,23	0,000075934 0,99 0,99 0,99
0,0195	-54	0,588	0,809	504,03	354338,51	1495,91		0,000153370
0,0210	-72	0,309	0,9511	552,21	388210,38	1638,91		0,000224400
0,0225	-90	0	1	498,17	350218,27	1591,36		0,000296650
0,0240	-108	-0,309	0,951	526,16	369894,46	1680,77		0,000363290
0,0255	-126	-0,588	0,809	468,41	329297,36	1675,07		0,000417490
0,0270	-144	-0,809	0,588	475,33	334162,52	1687,73		0,000457230
0,0285	-162	-0,951	0,309	230,42	161989,65	1664,32		0,000481911
0,0300	-180	-1	0	155,69	109454,74	1645,38		0,000489193

$$V(t) = \frac{3,1416 \times 0,0848^3}{4} \{ 0,25543 - [0,0338 + (0,14213^2 - (0,03975 \text{sen} \theta)^2)^{1/2}] + 0,03975(\text{cos} \theta + 1) \} + 0,00004074 \quad [\text{m}^3]$$



4.4 - CARACTERISTICAS DO CONJUNTO EMBOLO-BIELA-MANIVELA  $r = 8,8:1$

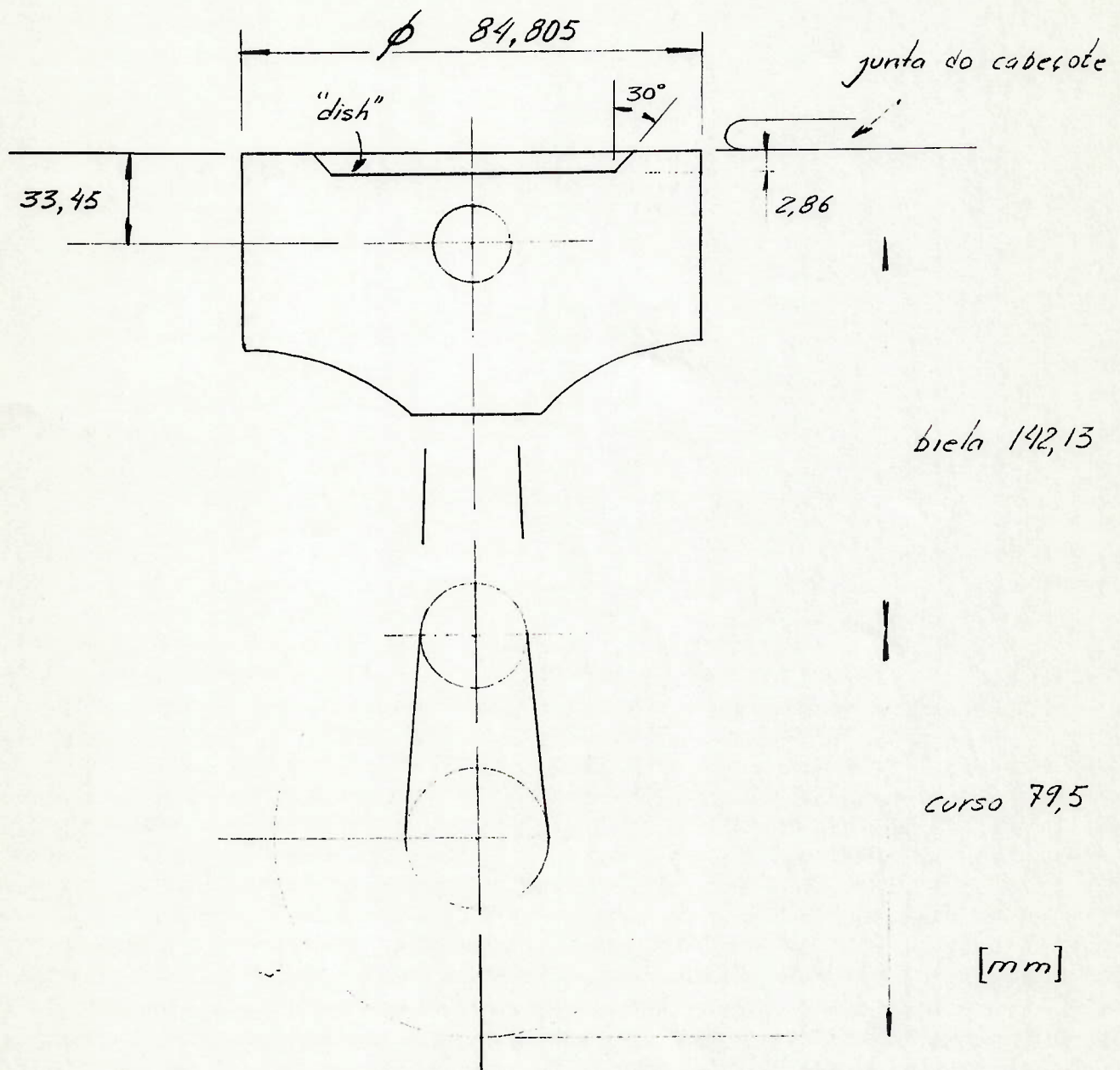


fig. 4.4.1

- . Volume do "dish" = 10,5 cc
- . Volume da junta do cabeçote = 6,5 cc

. Distribuição volumétrica  $e_n$  quando com o embolo no PMS (câmara de combustão do cabeçote + junta do cabeçote + dish), Tab. 4.4.1

Tabela 4.4.1

Calorias liberadas [cal]	$e_n/V$	espaço cabeçote	junta	dish	somatória
5,51	0,0192	$e_1 = 0,650$	+ 0,123	+ 0,304	= 1,077 cc
19,63	0,0685	$e_2 = 2,470$	+ 0,439	+ 0,928	= 3,837
32,96	0,1149	$e_3 = 4,151$	+ 0,839	+ 1,452	= 6,442
37,88	0,1321	$e_4 = 5,130$	+ 0,941	+ 1,331	= 7,402
42,56	0,1484	$e_5 = 6,035$	+ 0,819	+ 1,463	= 8,317
43,38	0,1513	$e_6 = 6,000$	+ 0,805	+ 1,673	= 8,478
47,04	0,1640	$e_7 = 6,960$	+ 0,720	+ 1,513	= 9,193
35,16	0,1226	$e_8 = 4,950$	+ 0,658	+ 1,264	= 6,872
20,33	0,0709	$e_9 = 2,650$	+ 0,698	+ 0,624	= 3,972
2,34	0,0082	$e_{10} = 0$	+ 0,458	+ 0	= 0,458
<hr/>					
		SOMA 38,996	+ 6,5	+10,55	≈ 56,048

$PV^{\gamma} = cte$   
 $Z_1 = 1,04$   
 $T = 64,509 \text{ PV}$

$Z_2 = 1,0015$   
 $T = 66,9701 \text{ PV}$

$Q = 500 \times 0,00051 \times T$   
 $T = 3,92 \text{ Q}$

MOTOR 1.8 LITROS - GMB  
 GASOLINA - TBI  
 $R = 8,8:1$

t [s]	Q [°]	cosQ	senQ	P(t) [psi]	P(t) [kgf/cm²]	T(t) [°K]	U [cal]	V(t) [m³]
0	180	-1	0	13,5	9490,50	299		0,00050524
0,0015	162	-0,951	0,309	13,80	9701,40	311,18		0,00047724
0,0030	144	-0,809	0,588	14,78	10395,68	317,35		0,00047328
0,0045	126	-0,588	0,809	16,71	11747,74	328,55		0,00043354
0,0060	108	-0,309	0,951	20,17	14181,09	346,69		0,00037898
0,0075	90	0	1	26,40	18558,59	374,36		0,00031270
0,0090	72	0,309	0,951	38,19	26852,62	416,048		0,00024018
0,0105	54	0,588	0,809	62,25	43762,89	478,28		0,00016742
0,0120	36	0,809	0,588	114,10	80213,68	568,68		0,00010990
0,0128	26	0,899	0,438	164,03	115314,40	630,81	ignição	0,00009460
0,0131	22,8	0,922	0,387	183,40	128933,66	651,25		0,00007830
0,0135	18	0,951	0,309	214,29	150647,84	680,85	IDT	0,00007006 X1
0,0138	14,4	0,968	0,248	237,64	167063,77	728,23	5,51	0,00006507 1,7x10 <sup>-7</sup> X2
0,0141	10,8	0,982	0,187	244,69	172016,82	749,82	19,63	0,00006115 3,4x10 <sup>-7</sup> X250=K
0,0144	7,2	0,992	0,125	266,92	187650,46	768,70	32,96	0,00005833 5x10 <sup>-7</sup>
0,0147	3,6	0,998	0,0627	293,65	206435,01	845,65	37,88	0,00005663 0,0078 0,00/8
				313,72	220542,15	861,77		
				360,75	253605,87	990,97		
				376,00	264329,26	1002,77		
				431,67	303470,22	1151,26		

0,0150	0	1	0	437,71	307715,66	1155,82	42,56	0,00005607	0,015	0,015	>1300=K
0,0153	-3,6	0,998	0,0627	500,89	352131,97	1322,65	43,38	0,00005663	0,023	0,023	:
0,0156	-7,2	0,992	0,125	493,96	347260,41	1317,38	47,04	0,00005833	1	1	0,99 :
0,0159	-10,8	0,982	0,187	557,73	342084,10	1487,42	35,16	0,00006115	1	1	:
0,0162	-14,4	0,968	0,248	602,23	423368,65	1654,32	20,33	0,00006507	1	1	>1700 =K
0,0165	-18	0,951	0,309	563,71	396288,46	1623,37	2,34	0,00007006	1	1	:
0,0191	-49,2	0,653	0,757	611,56	429933,11	1761,19		0,00015220			:
0,0206	-67,2	0,387	0,9219	560,61	394108,96	1717,93		0,00022089			:
0,0221	-85,2	0,0836	0,9965	586,61	412389,24	1797,62		0,00029370			:
0,0236	-103,2	-0,228	0,9736	528,96	371860,22	1745,26		0,00036220			:
0,0251	-121,2	-0,518	0,8554	531,74	373814,36	1754,43		0,00042031			:
0,0266	-139,2	-0,757	0,6534	221,61	155793,66	1588,45		0,00046419			:
0,0281	-157,2	-0,922	0,3875	150,99	106152,55	1570,78		0,00049245			:
0,0296	-175,2	-0,996	0,0837	112,59	79152,34	1557,32		0,00050456			:
0,0300	-180°	-1	0	90,72	63779,23	1547,52		0,00050524			:

$$V(t) = 0,00565 (0,25508 - [0,03345 + V(0,0202 - (0,03975 \text{sen} Q)]^{\gamma} +$$

$$+ 0,03975 (\text{cos} Q + 1)] + 0,00005608 \quad [m^3]$$

#### 4.5 - CALCULO DA FORMAÇÃO DE NO

1g) r=12:1

A câmara de combustão será dividida em três partes 1, 2 e 3 respectivamente, sendo que na de número 1 ocorre o centelhamento - onde está a vela de ignição, e, pela frente de propagação da chama, são queimadas sucessivamente as partes 2 e 3.

Da equação deduzida anteriormente, 3.23

$$\frac{[NO]}{[NO]_0} = - e^{\frac{-2R_1 t}{[NO]_0 + 1}}$$

após cada parte ter sido queimada completamente, será considerada a formação de NO respectiva. Dessa forma, quando a chama passar pelos limites da parte (1) a taxa de reação  $R_1$  será formada com base na temperatura média da câmara de combustão até a combustão da parte 1, e será designada por  $R_1 (1)$ , e portanto, só ela será a responsável pela formação de NO desde o instante inicial até o instante final da parte 1.

Pela tabela 4.3.2, a temperatura média de 1 é  $T = 950^\circ K$ , no que implica

$$R_1 (1) = 1,4 \times 10^{14} \cdot e^{\frac{-75400}{1,987 \cdot 950}} \text{ cc/mole seg}$$

$$R_1 (1) = 0,00062918 \text{ cc/mole seg}$$

Seguindo o mesmo raciocínio, a parte 2 gerará NO durante a sua combustão a uma temperatura média calculada entre o início e o fim da combustão nessa parte. As taxas de reação da parte 2 durante a combustão das partes 2 e 3 serão portanto  $R_2 (2)$  e  $R_2 (3)$  respectivamente.

Pela tabela 4.3.2, a temperatura média em (2) durante a sua combustão é  $T = 1300^{\circ}\text{K}$ , então  $R_1 (2) = R_2 (2) = 29,456 \text{ cc/mole.s}$ . Durante a combustão de (3), a temperatura média é dada por  $t=1600^{\circ}\text{K}$ , e

$$R_1 (3) = R_2 (3) = 7016,4 \text{ cc/mole.s}$$

Igualmente,

$$R_3 (3) = R_2 (3) = 7016,4 \text{ cc/mole.s}$$

Os valores de  $[\text{NO}]/[\text{NO}]_0$ , assim obtidos, são mostrados na tabela 4.3.2 e no gráfico da fig. 4.5.1.

2g)  $r = 8,8:1$

Pelo mesmo método usado anteriormente, as respectivas temperaturas médias das partes 1, 2 e 3 e as suas taxas de reação correspondentes são dadas abaixo.

$$T = 950^{\circ}\text{K} \Rightarrow R_1 (1) = 0,00062918 \text{ cc/mole.s}$$

$$T = 1300^{\circ}\text{K} \Rightarrow R_1 (2) = R_2 (2) = 29,456 \text{ cc/mole.s}$$

$$T = 1700^{\circ}\text{K} \Rightarrow R_1 (3) = R_2 (3) = R_3 (3) = 28313,74 \text{ cc/mole.s}$$

Do final da parte 1 até o final da parte 2 totalmente queimada, a nova taxa de reação da parte 1, pois aumento de temperatura na câmara de combustão, será tomada com base na temperatura média da câmara durante a combustão da parte 2, e será designada por  $R_1 (2)$ .

Pela tabela 4.4.2, a temperatura média da parte 1 durante a queima da parte 2 é  $T=1300^{\circ}\text{K}$  e  $R_1 (2)$  será

$$R_1 (2) = 1,4 \times 10^{14} \text{ e } \frac{-78.400}{1,987 \times 1300}$$

$$R_1 (2) = 29,456 \text{ cc/mol.s}$$

Do final da parte 2 até o final da parte 3 totalmente queimada, a nova taxa de reação da parte 1 é tomada com base na temperatura média

# FORMACAO DE NO NA CAMARA DE COMBUSTAO

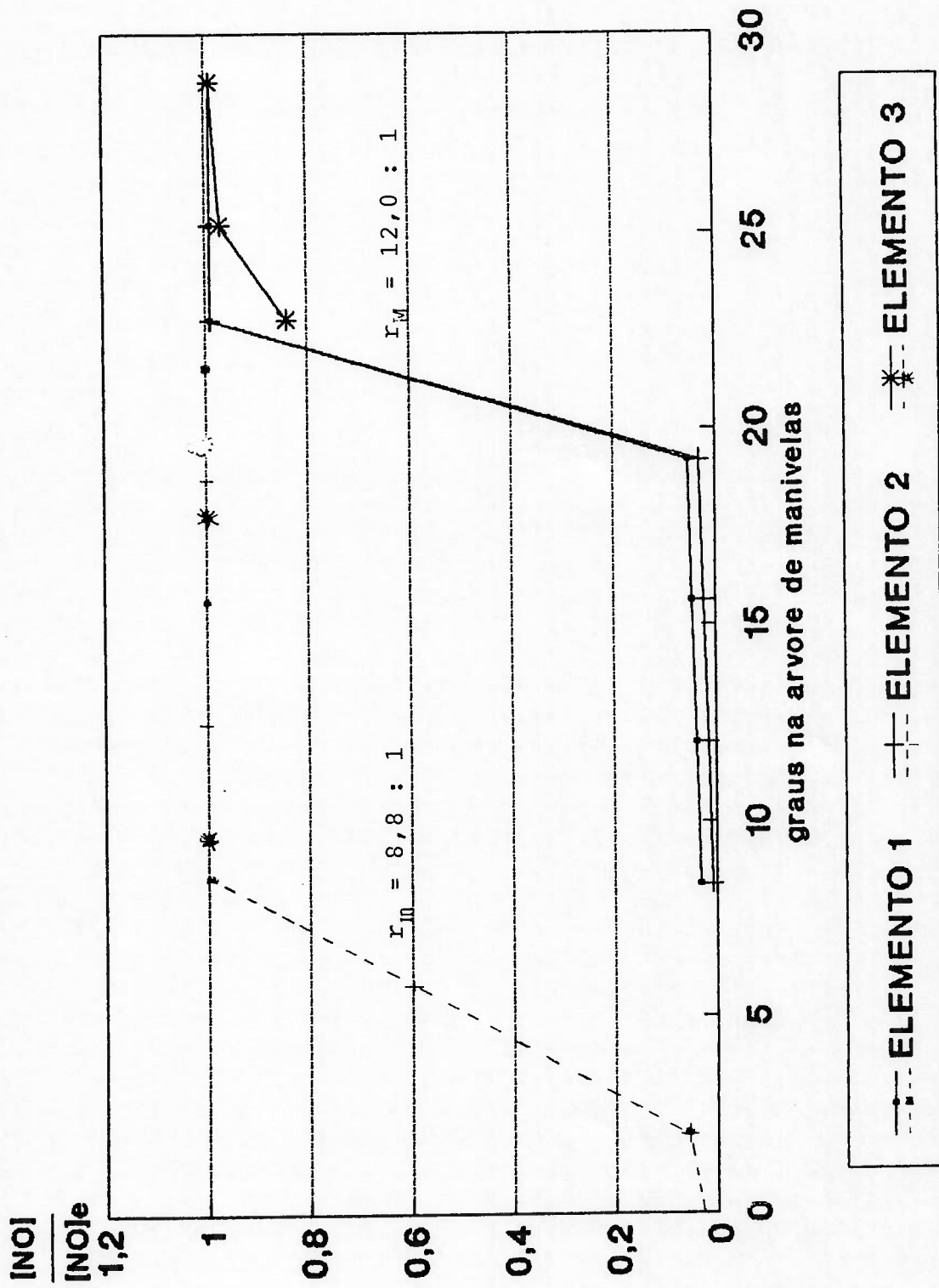


FIG. 4.5.1

da câmara de combustão durante a combustão da parte 3 e é designada por  $R_1(3)$ .

Pela tabela 4.4.2, a temperatura média da parte 1 durante a queima da parte 3 é  $T=1600^\circ\text{K}$ , e  $R_1(3)$  será

$$R_1(3) = 1,4 \times 10^{14} \text{ e } \frac{-72.400}{1,987 \times 1600}$$

$$R_1(3) = 7016,4 \text{ cc/mol.s}$$

Os respectivos valores de  $[\text{NO}]/[\text{NO}]_e$ , são mostrados na tabela 4.4.2 e gráfico da fig. 4.5.1 Neste gráfico

$$\frac{[\text{NO}]}{[\text{NO}]_e} = 1 \Rightarrow [\text{NO}] = 1800 \text{ ppm}$$

No motor  $r=8,8:1$ , verificou-se experimentalmente que  $[\text{NO}]=1700\text{ppm}$ , a 100% de carga.

#### 4.6 - CALCULO DOS RENDIMENTOS TERMICOS PARA $r=8,8:1$ E $r=12,0:1$

##### A - CALCULO PELAS RELAÇÕES DE GAS PERFEITO E CICLO IDEAL

1a)  $r = 8,8:1 \rightarrow$  CICLO IDEAL DE VOLUME CONSTANTE

$$\eta_c = 1 - \left( \frac{1}{8,8} \right)^{1,4-1}$$

$$\eta_m = 0,581$$

2a)  $r = 12:1 \rightarrow$  CICLO IDEAL DE PRESSAO LIMITADA, fig. 4.6.1

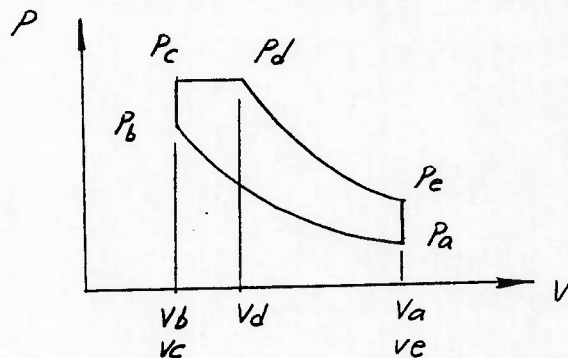


Fig. 4.6.1

Pela tabela 4.3.2

$$A = \frac{P_c}{P_b} \gamma = \frac{490,33}{433,63} = 1,13$$

$$B = \frac{V_d}{V_e} \gamma = \frac{0,00006302}{0,00004084} = 1,54309$$

$$A = 1,13$$

$$B = 1,54309$$

$$n_m = 1 - \left( \frac{1}{12} \right)^{0,4} \left[ \frac{1,13 \times (1,54309)^{1,4} - 1}{(1,13-1) + 1,4 \times 1,13(1,54309-1)} \right]$$

$$n_m = 0,598 \Rightarrow n_m / n_m = 1,0295$$

Calculando o rendimento térmico do ciclo de pressão limitada, com  $r_m=12:1$ , baseando-se nas temperaturas correspondentes dos pontos escolhidos anteriormente na tabela 4.3.2 vem, (I.9)

$$n_m^* = 1 - \frac{T_e' - T_a'}{(T_c' - T_b') + k(T_d' - T_e')}$$

$$n_m^* = 1 - \frac{768,14 - 299}{(943,07 - 864,61) + (1638,91 - 943,07)1,4}$$

$$n_m^* = 0,554$$

#### B - CALCULO NUMERICO

Cálculo numérico dos rendimentos térmicos dos dois ciclos,  $r_m=12$  e  $r_m=8,8$ , pelas tabelas 4.3.2 e 4.4.2, respectivamente.

Nas tabelas 4.6.1 e 4.6.2:

$W = E(P_m \cdot V) =$  trabalho gerado no ciclo.

$E =$  somatória



$P_m$  = pressão média entre um estágio de compressão/expansão  
$$P_m = \frac{P_2 + P_1}{2}$$

$P_2$  = pressão final do estágio

$P_1$  = pressão inicial do estágio

$V$  = volume deslocado no estágio de compressão/expansão

$$V = V_2 - V_1$$

$V_2$  e  $V_1$  = volumes da mistura, final e inicial,  
respectivamente, no estágio.

$W_m$  = trabalho médio executado em um estágio de  
compressão/expansão

Observação: O trabalho de bombeamento foi desprezado

TABELA 4.6.1

RENDIMENTO TERMICO DO CICLO  $r_m = 12:1$ 

$P_m$ [N/m <sup>2</sup> ]	V [m <sup>3</sup> ]	$W_m$ [J]
94332,442	-0,00008002	-0,755
98973,080	-0,00002396	-2,371
109416,453	-0,00003974	-4,348
128839,529	-0,00005420	-6,983
164497,570	-0,00006664	-10,962
232509,957	-0,00007225	-16,799
374903,934	-0,00007103	-26,629
706096,985	-0,00005952	-42,027
1487703,437	-0,00003982	-59,240
2170677,170	-0,000004600	-9,985
2579527,076	-0,000006980	-18,005
2971571,378	-0,00000143	-4,249
3237402,510	-0,0000002539	-0,822
3237402,510	-0,0000000739	+0,239
3543543,318	0,00000095	3,366
3819144,171	0,00000211	8,058
4003736,848	0,00000316	12,652
4070017,969	0,00000428	17,420
4050647,479	0,00000538	21,792
3922361,503	0,00000630	24,711
3722294,764	0,00000481	17,904
3456919,770	0,000008104	28,014
2436107,155	0,00007744	188,652
1332791,950	0,000007103	94,668
940547,420	0,00007225	67,950
730281,380	0,00006664	48,665
610654,140	0,0000542	33,097
541643,360	0,00003974	21,525
502660,759	0,00002468	12,405
485253,130	0,000007282	3,533
somatoria =		401,475

Número de calorias fornecidas ao ciclo: 286,79 cal

Equivalente mecânico do calor: 1cal = 4,187 J

Rendimento do ciclo

$$\eta_m = \frac{401,475}{286,79 \times 4,187}$$

$$\eta_m = 0,334$$

TABELA 4.6.2

RENDIMENTO TERMICO DO CICLO  $r_m = 8,8:1$ 

$P_n$ [N/m <sup>2</sup> ]	V [m <sup>3</sup> ]	$W_m$ [J]
94232,229	-0,000008020	-0,754
98677,644	-0,000023961	-2,364
108725,174	-0,00003974	-4,320
127310,555	-0,00005456	-6,946
160751,828	-0,00006628	-10,654
222969,041	-0,00007252	-16,169
346722,154	-0,00007076	-24,534
608724,958	-0,00005952	-36,231
960042,870	-0,00002510	-24,097
1199257,975	-0,0000065	-7,795
1372745,165	-0,00000824	-11,311
1584283,481	-0,00000499	-7,906
1858198,485	-0,00000392	-7,248
2258800,721	-0,00000282	-6,370
2735243,602	-0,000001700	-4,650
3219006,753	-0,00000056	-1,803
3654100,904	+0,00000056	+2,046
4003873,003	0,000001700	6,807
4189711,642	0,00000282	11,815
4135802,734	0,00000392	16,212
38602259,676	0,00000499	19,263
2600375,378	0,00008214	213,595
1286155,890	0,00006869	88,346
909847,009	0,00007281	66,245
701794,004	0,0000685	48,072
581801,710	0,00005811	33,808
511174,892	0,00004388	22,430
470725,481	0,00002826	13,302
451588,901	0,00001211	5,468
446478,860	0,00000068	0,303
somatória =		374,560 J

Número de calorías fornecidas ao ciclo: 286,79 cal

1cal = 4,187 J

Rendimento do ciclo

$$n_m = \frac{374,560}{286,79 \times 4,187}$$

$$n_m = 0,312$$

## 5 - ANÁLISE E COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

Os níveis de desempenho do motor  $r=12,0:1$  à plena carga e cargas parciais, são praticamente iguais aos do motor similar com  $r=8,8:1$ , quando operando em MBT e com a mesma calibração de combustível que este último (fig. 2.13, 2.14). As diferenças encontradas nas curvas de conjugado, fig. 2.14, na faixa de 2000 a 3000 rpm reside, possivelmente, no fato de o avanço e consumo não estarem otimizados para o motor de  $r=8,8:1$  naquela faixa de trabalho.

A 100% de carga o avanço de ignição, para o motor  $r=12,0:1$ , diminuiu cerca de 15 graus em MBT, para toda a faixa de rotações, com relação ao motor  $r=8,8:1$  original de fábrica (fig. 2.15), o que quase coincidiu com a regulagem de avanço feita na 1ª fase dos testes em veículos (fig. 2.13 - 10 graus de avanço na regulagem do ponto inicial).

A 75% de carga a redução do avanço foi cerca de 17 graus para toda a faixa de rpm do motor - fig. 2.16.

A 50% e 25% a redução de avanço foi cerca de 10 e 8 graus respectivamente - fig 2.17 e 2.18.

Em cargas parciais, para o mesmo conjugado efetivo, o consumo de combustível é praticamente o mesmo. Para que houvesse termo de comparação as curvas de  $r=12,0:1$  não foram feitas em LBT.

A proximidade dos valores de rejeição de calor de ambos os motores,  $r=12,0:1$  x  $r=8,8:1$ , ao sistema de arrefecimento, obtidos experimentalmente, indica a possibilidade de igualdade de rendimento térmico dos respectivos ciclos termodinâmicos (fig 2.19).

A aproximação do ciclo do motor  $r=12,0:1$  para um ciclo de pressão limitada é válida e ficou bastante evidente experimentalmente nos registros de curvas de pressão no interior dos cilindros obtidos a 1500 rpm, plena carga e cargas parciais - fig. 2.20 e 2.21 .

Nos resultados dos cálculos mostrados na tabela 4.3.2, também se verificou uma zona de pressão constante, por volta de 589 psi, a 2000 rpm com o motor  $r=12,0:1$ .

As câmaras de combustão dos motores  $r=12,0:1$  usadas nos testes (originais dos respectivos motores à álcool), não sofreram quaisquer alterações para operação com gasolina, e, portanto não foram otimizadas para as rotações de trabalho dos motores. Isso justifica o fato de se ter encontrado grande evidência do ciclo de pressão limitada só a 1500 rpm.

O fenômeno "detonação" não se verificou no motor  $r=12,0:1$ , com a otimização do avanço de ignição, para qualquer condição de operação .

Isso se explica pelo fato de a combustão ocorrer a pressões e temperaturas que diminuem a possibilidade do seu surgimento (menores pressões e menores temperaturas).

O motor de  $r=12,0:1$  apresenta níveis de vibração mecânica menores que os do motor de  $r=8,8:1$ . O que era esperado pelo fato de ocorrer uma redução nos picos de pressão no interior dos cilindros e, por conseguinte, provocar queda nos níveis de aceleração resultantes na sua estrutura e no conjunto pistão-biela-manivela . Fig. 2.23 a 2.26 .

Em termos de emissões de gases poluentes (veja tabela 2.2) o motor com  $r=12,0:1$  apresentou no geral níveis menores de emissão de HC,

CO e CO<sub>2</sub> e, principalmente uma redução de cerca de 40% no nível de NO, para o mesmo consumo de combustível.

A teoria do Mecanismo Estendido de Zeldovich nas condições anteriormente estabelecidas, prediz emissões de NO pouco menores (1%) com relação ao motor de  $r=8,8:1$ . Tabela 4.3.2 e 4.4.2, a 100% de carga.

Os limites de pressão e temperatura do motor de  $r=12,0:1$ , operando hipoteticamente em ciclo de pressão limitada não ultrapassaram os limites correspondentes do motor de  $r=8,8:1$  operando hipoteticamente em ciclo de volume constante. Portanto, fica afastada a possibilidade de redução de vida útil ou desgaste prematuro do motor de maior razão de compressão.

O cálculo do rendimento térmico do ciclo ideal para o motor de  $r=8,8:1$ , como função direta da razão de compressão, (cap. 4,  $n_m = 0,581$ ) diferiu em aproximadamente 3% do cálculo do rendimento térmico para o motor de ciclo ideal de pressão limitada ( $r=12,0:1 - n_m = 0,598$ ) e relações A e B extraídas do cálculo numérico de pressão no interior dos cilindros. Tabela 4.3.2.

O cálculo de  $n_m$  baseado nas temperaturas do ciclo, tab. 4.3.2, também está em boa conformidade com os resultados anteriores  $n_m^* = 0,554$ .

A dirigibilidade dos veículos à gasolina com  $r=12,0:1$  foi considerada igual à dos veículos com  $r=8,8:1$ . Os veículos testados quanto a dirigibilidade, tanto em estrada e trânsito urbano, eram todos carburados.

## 6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Pelos cálculos e experiências efetuados conclui-se que a hipótese inicial é verdadeira, ou seja, é possível obter-se, no mínimo, o mesmo rendimento térmico entre motores de ignição por centelha com razões de compressão diferentes, adequando-se para tanto o conjunto de parâmetros ( $p$ ,  $F$ ,  $r$ ): avanço de ignição, formato da câmara de combustão e razão de compressão. Assim, se um motor qualquer possuir o conjunto ( $p_m$ ,  $F_m$ ,  $r_m$ ) e um outro motor similar possuir o conjunto ( $p_n$ ,  $F_n$ ,  $r_n$ ) de tal forma que  $r_n$  é o limite máximo para combustão sem detonação, então é possível obter-se a mesma eficiência térmica entre esses dois motores com  $r_n > r_m$ , desde que  $p_n < p_m$  e  $F_n \neq F_m$ , para um mesmo combustível.

E isto se verifica porque o motor com menor razão de compressão opera, de fato, nas proximidades do ciclo de volume constante e o de maior razão de compressão nas proximidades de um ciclo de pressão limitada.

O conjunto ( $p_m$ ,  $F_m$ ,  $r_m$ ) atua como regulador de progressividade de queima da mistura no interior do cilindro.

Por conseguinte, verifica-se que é possível operar motores com diferentes razões de compressão e mesmo combustível obtendo-se igual rendimento térmico em ambos os casos.

Não há riscos de detonação e desgaste prematuro.

O que é contra o pensamento geral!

Este trabalho mostra um outro enfoque sobre motores de ignição por centelha destinados, originalmente, à operação nas proximidades de um ciclo de volume constante.

Além disso, mostra também que é possível ter-se um veículo com um motor com uma única razão de compressão, operando com dois combustíveis separadamente. Por exemplo, nas experiências realizadas operou-se motores movidos originalmente a álcool com gasolina comum.

Para veículos com sistemas eletrônicos de alimentação e ignição, isso é extremamente viável, tornando o veículo bastante flexível ao uso de combustíveis.

Se uma nova falta de álcool combustível ocorrer no Brasil, tal qual a que se sucedeu em 1989, os veículos movidos a álcool podem operar com gasolina, desde que as corretas modificações no sistema de alimentação ar-combustível e no sistema de avanço de ignição sejam efetuadas.



APENDICE I

DETERMINAÇÃO DOS RENDIMENTOS TERMICOS DOS CICLOS IDEAIS DE VOLUME CONSTANTE E DE PRESSÃO LIMITADA

I.1 - O CICLO IDEAL DE VOLUME CONSTANTE

Esse ciclo é mostrado nas figs. A-I.1/2, abaixo, em diagramas p-v e T-s.

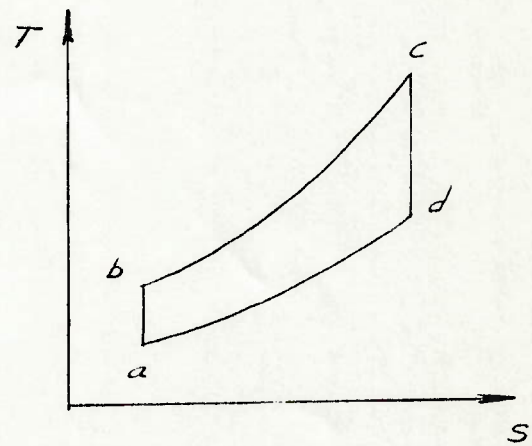
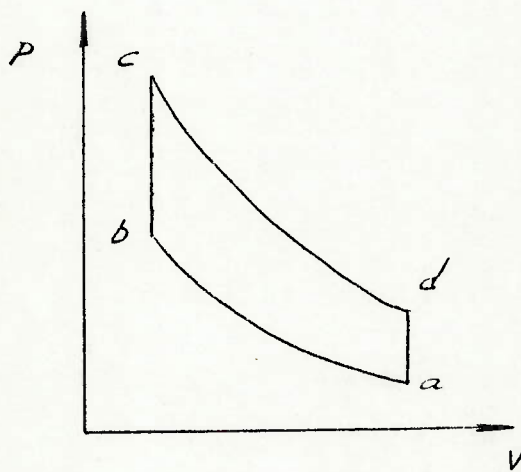


Fig. A-I.1

Fig. A-I.2

O ar, considerado aqui um gás perfeito, é comprimido isoentropicamente de a até b. Em b fornece-se calor a volume constante de b até c. Em c permite-se uma expansão isoentrópica de c até d. De d a a calor é rejeitado.

O calor fornecido por unidade de massa no cilindro é

$$q_2 = C_v (T_c - T_b) \quad \text{I.1}$$

e o calor rejeitado é

$$q_1 = C_v (T_d - T_a) \quad \text{I.2}$$

Os processos de compressão e expansão são isoentrópicos e ocorrem com as mesmas razões volumétricas, logo, ref.24 .

$$\frac{T_a}{T_b} = \left( \frac{V_b}{V_a} \right)^{k-1} = \frac{T_d}{T_c} = \left( \frac{V_c}{V_d} \right)^{k-1} \quad \text{I.3}$$

onde  $k = C_p / C_v$ , é a relação entre os calores específicos a pressão e a volume constantes.

Portanto, tem-se

$$\frac{T_d}{T_a} = \frac{T_c}{T_b} \quad \text{I.4}$$

e

$$\frac{T_d}{T_a} - 1 = \frac{T_c}{T_b} - 1 = \frac{T_d - T_a}{T_a} = \frac{T_c - T_b}{T_b} \quad \text{I.5}$$

ou

$$\frac{T_d - T_a}{T_c - T_b} = \frac{T_a}{T_b} \quad \text{I.6}$$

O rendimento térmico do ciclo é dado por

$$\eta = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} = \frac{C_v (T_c - T_b) - C_v (T_d - T_a)}{C_v (T_c - T_b)} \quad \text{I.7}$$

e supondo  $C_v$  constante, vem

$$\eta = 1 - \frac{(T_d - T_a)}{(T_c - T_b)} = 1 - \frac{T_a}{T_b} = \frac{T_b - T_a}{T_a} \quad \text{I.8}$$

Analogamente pode-se demonstrar que

$$\eta = 1 - \frac{T_d}{T_c} = \frac{T_c - T_d}{T_c} \quad \text{I.9}$$

substituindo as equações I.3 vem

$$\eta = 1 - \left( \frac{V_b}{V_a} \right)^{k-1} = 1 - \left( \frac{V_c}{V_d} \right)^{k-1} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad \text{I.10}$$

onde  $r = \left( \frac{V_b}{V_a} \right) = \left( \frac{V_c}{V_d} \right)$  é a razão de compressão do ciclo I.11

Nesse ciclo o ar é considerado um gás perfeito, e o ciclo constitui-se de uma compressão isentrópica de a até b; de fornecimento de calor a volume constante de b a c; fornecimento de calor a pressão constante de c a d; expansão isentrópica de d até e; e rejeição de calor a volume constante de e até a.

### I.2 - O CICLO IDEAL DE PRESSÃO LIMITADA

O ciclo ideal de pressão limitada é um ciclo intermediário entre os ciclos de volume constante e Diesel cujas características são mostradas na figs. A-I.3 e A-I.4.

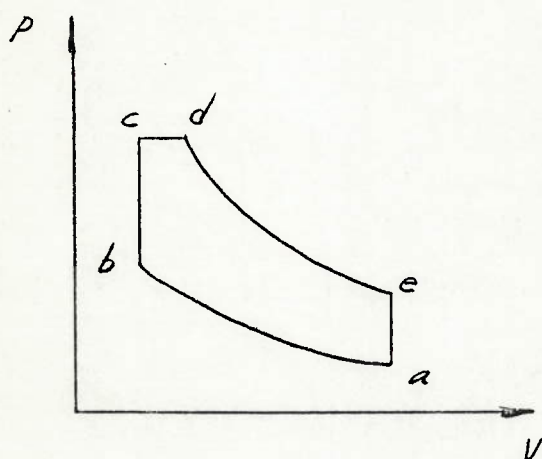


Fig. A-I.3

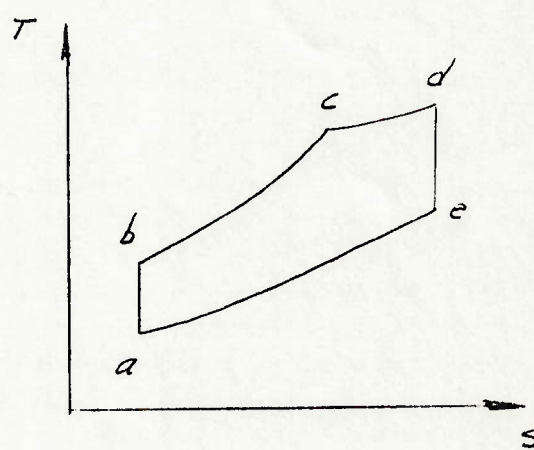


Fig. A-I.4

O calor fornecido por unidade de massa no ciclo é, a volume constante,

$$q_2 = C_v ( T_c - T_b ) \quad \text{I.12}$$

e a pressão constante,

$$p_3 = C_p ( T_d - T_c ) \quad \text{I.13}$$

O calor rejeitado a volume constante é

$$q_1 = C_v ( T_c - T_a ) \quad \text{I.14}$$

Os processos de compressão e expansão são isoentrópicos, e ocorrem na mesma razão volumétrica. Valem então as relações

$$\frac{T_a}{T_b} = \left( \frac{V_b}{V_a} \right)^{\kappa-1} = \frac{T_d}{T_c} = \left( \frac{V_c}{V_d} \right)^{\kappa-1} \quad \text{I.15}$$

De b a c, fig. A-I.3, para gás perfeito, por Clapeyron, vale a relação

$$\frac{P_c}{P_b} = \frac{T_c}{T_b} \quad \text{I.16}$$

De c a d,

$$\frac{V_d}{V_c} = \frac{T_d}{T_c} \quad \text{I.17}$$

Para compressão isoentrópica, de um gás perfeito, tem-se

$$\frac{P_b}{P_a} = \left( \frac{V_a}{V_b} \right)^{\kappa} \quad \text{I.18}$$

Na expansão isoentrópica,

$$\frac{P_d}{P_c} = \left( \frac{V_c}{V_d} \right)^{\kappa} \quad \text{I.19}$$

De e a a,

$$\frac{P_e}{P_a} = \frac{T_e}{T_a} \quad \text{I.20}$$

O rendimento térmico do ciclo é, para a massa total de ar

$$\eta = \frac{Q_2 + Q_3 - Q_1}{Q_2 + Q_3} \quad \text{I.21}$$

ou

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_2 + Q_3} \quad \text{I.22}$$

Para a mesma massa e introduzindo as equações I.12, I.13 e I.14, vem

$$\eta = 1 - \frac{C_v (T_e - T_a)}{C_v (T_c - T_b) + C_p (T_d - T_c)} \quad \text{I.23}$$

Dividindo o segundo termo do segundo membro por  $T_a$ ,

$$\eta = 1 - \frac{C_v (T_e / T_a - 1)}{C_v \left( \frac{T_c}{T_a} - \frac{T_b}{T_a} \right) + C_p \left( \frac{T_d}{T_a} - \frac{T_c}{T_a} \right)} \quad \text{I.24}$$

Observando que, de I.15

$$T_a = T_b (r^{k-1})^{-1}$$

e

$$T_e = T_d \left( \frac{V_d}{V_e} \right)^{k-1}$$

e além disso

$$\frac{V_a}{V_b} = \frac{V_e}{V_b} = r \Rightarrow V_e = V_b \cdot r \quad \text{I.25}$$

então

$$\frac{T_e}{T_a} = \frac{T_d}{T_b} \left( \frac{V_d}{r \cdot V_b} \right)^{k-1} r^{k-1} \quad \text{I.26}$$

Fazendo  $\frac{V_d}{V_b} = \frac{V_d}{V_c} = B$  I.27

e  $\frac{P_c}{P_b} = A$  I.28

vem que  $\frac{T_c}{T_a} = \frac{T_d}{T_b} r^{k-1} = B$  I.29

e de I.16,

$$A \cdot T_b = T_c \quad \text{I.30}$$

e de I.17,

$$T_d = B \cdot T_c \quad \text{I.31}$$

e daí

$$\frac{T_d}{T_b} = A \cdot B \quad \text{I.32}$$

Substituindo em I.29, dá

$$\frac{T_c}{T_a} = AB r^k \quad \text{I.33}$$

De I.15, tem-se

$$T_a = \frac{T_b}{r^{k-1}}$$

dividindo-a por I.30

$$\frac{T_a}{T_c} = \frac{1}{A r^{k-1}} \quad \text{I.34}$$

ainda de I.15,

$$\frac{T_b}{T_a} = r^{k-1}$$

multiplicando-a por I.32, resulta

$$\frac{T_d}{T_a} = A B r^{k-1} \quad \text{I.35}$$

Substituindo I.31, I.32, I.33 e I.34 em I.24, resulta

$$n = 1 - \frac{A B^k - 1}{A r^{k-1} - r^{k-1} + k(A B r^{k-1} - A r^{k-1})} \quad \text{I.36}$$

e, então

$$n = 1 - \left( \frac{1}{r^{k-1}} \right) \frac{A B^k - 1}{(A - 1) + A k (B - 1)} \quad \text{I.37}$$

## BIBLIOGRAFIA

1. Agnew, W.G., "Automotive Air Pollution Research", Proc. Roy. Soc. 307 A, 153 (1968).
2. E. F. Obert, "Internal Combustion Engines and Air Pollution", 3<sup>rd</sup> ed. (Scranton, Pa.: Intext Educational Publishers, 1973).
3. Charles F. Taylor, "The Internal Combustion Engine in Theory and Practice", vol. I, The MIT Press, 1960.
4. R. L. Bechtold, "Ingredients of Fuel Economy", S.A.E. paper No. 790928, 1979.
5. H. Detting, "Passenger Car Spark Ignition Data Base", vol. I, Report No. DOT - TSC - NHTSA - 79 - 161, 1979.
6. "Alcohols - A Technical Assesment of Their Application as Fuels", API. Publ. No. 4261 (July 1976).
7. D'Alleva, B. A., "Procedure and Charts for Estimating Exhaust Gas Quantities and Composition", GM Research Laboratory Report 372 (1960).
8. Rassweiler, G. M. and Withrow, L. , "Motion Pictures of Engine Flames Correlate with Pressure Cards", SAE Trans 42(5), 185 (1938).
9. Andon, J., and Marks, C. "Engine Roughness - The Key to Lower Octane Requirement", SAE Trans. 72, 636 (1964).
10. Andon, J., "Fundamentals of Combustion Chamber Design", Auto. Ind. (Mag, 1963).
11. Lancaster, D. R., et al. "Effects of Turbulence on Spark Ignition Engine Combustion", SAE Trans. 85, p. 689 (1976).



12. Hires, S. D., et. al. "The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervals for a Homogeneous Charge, Spark Ignition Engine, "SAE Trans. 87, p. 1053 (1978).
13. Bouchaud, C. L. et. al. "Variables Affecting Flame Speed in an Otto Cycle Engine", SAE Trans. 41, 514 (1937).
14. PaHerson, D. J., "Cylinder Pressure Variation - A Fundamental Combustion Problem, "SAE Trans. 75, 621 (1967).
15. Mattavi, J. N., "Effects of Combustion Chamber Design on Combustion in Spark Ignition Engines, "SAE paper 821578 and SF-532 (1982).
16. Daniel, W.A. "Flame Quenching at the walls of an Internal Combustion Engine", 6<sup>th</sup> Sym. on Combustion, (New York: Reinhold, 1957), p. 886.
17. Rhee, K. T., "Wall Effect on Flame Propagation in Crevices", SAE Paper 820090, (1982).
18. Zeldovich, Ya. B., P. Ya. Sadovnikov, and D. A. Frank - Kamenetskii, "Oxidation of Nitrogen in Combustion", Academy of Sciences, USSR, Moscow - Leningrad, (1949).
19. Komiyama, K. and J. B. Heywood, "Prediction NO<sub>x</sub> Emissions and the Effects of Exhaust Gas Recycle in S.I. Engines, "SAE Trans. 82, (1973), p. 1458.
20. Blumberg, P. A., and J. T. Kummer, "Prediction of NO formation in Spark Ignited Engines - An Analysis of Methods of Control", Comb. Sci. and Tech., vol. 4, (1971), p. 73.
21. Henein, N. A., and Patterson, D. J., "Economy and Emission Control in Combustion Engines".
22. Haskel, W. W., and C. E. Legate, "Exhaust Hydrocarbon Emissions from Gasoline Engines - Surface Phenomena", SAE Paper 720255, (1972).

23. Newhall, H. K., "Kinetics of Engine Generated Nitrogen Oxides and Carbon Monoxide", 12<sup>th</sup> Sym. on Combustion (Pittsburg, P.A: Combustion Institute, 1969), p. 603.
24. John, F. L. and F. W. Sears - "Termodinâmica" - (Ed. USP, R. Janeiro - 1969).
25. Dean, J. A., "Lange's Handbook of Chemistry", Eleventh Edition.
26. Dalavia D., D. J. Melchior e O. Streese, "Alternativas Reversíveis de Baixo Custo" (Petrobrás - REFAP - novembro/1989).
27. Wuebbler, P., R. Nanker, and R. Pefley, "Gasoline Tolerant Methanol Fueled Rice Share Van", SAE - Future Transportation Tech. Cont., 1991 - Portland, Oregon.
28. MB-1528 - "Veículos Rodoviários Automotores Leves - Determinação de Hidrocarbonetos, Monóxidos de Carbono, Oxidos de Nitrogênio e Dióxido de Carbono no gás de escapamento", ABNT, Dez/1990.