

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

*Este exemplar
corresponde à redação final
da tese, defendida por Flávio Galib
e aprovada pela Comissão Julgadora, em 02/06/88
R.B. Peel*

Autor: Flávio Galib

Orientador: Prof. Dr. Raymond B. Peel

Co-orientador: Prof. Dr. Kamal A. R. Ismail

Tese de Mestrado

Título : Análise do Desempenho de um Motor
de Ignição por Centelha, Alimentado
com Álcool Etílico Pré-Vaporizado

Aprovado por:

07/88



Prof. Dr. Raymond B. Peel, Presidente



Prof. Dr. Kamal A. R. Ismail

Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira

Campinas, 01 de junho 1988.

A Míriam, esposa e amiga de
todas as horas, dedico este
trabalho.

O autor gostaria de constar seu profundo agradecimento:

- Ao Prof. Dr. Raymond B. Peel, sempre amigo, pela orientação efetiva e incentivo,
- Ao Prof. Dr. Kamal A. R. Ismail, pela voluntariedade, sendo sua participação decisiva na conclusão do trabalho,
- Ao Prof. Dr. Samuel W. Celere, pelos subsídios técnicos, importantes para o início do trabalho,
- A Prof^ã. Sílvia Masliaev Chagas, pela revisão de português,
- Aos Srs. Geraldo J. Vialta, Edmur L. Antunes, Sílvio de Souza, pela inestimável ajuda na fase experimental,
- Ao Sr. Jodel Nunes da Silva, pela bem cuidada datilografia.
- A CAPES, pela concessão de Bolsa de Estudo.'

SUMARIO

O presente trabalho tem, por objetivo, apresentar os resultados do desempenho de um motor MONZA (cilindrada 1.6 l, taxa de compressão 12:1) alimentado com álcool etílico pré-vaporizado. Foram feitas análises comparativas do ensaio do mesmo motor operando com sua carburação original, em plena carga e em cargas parciais, evidenciando-se as vantagens e desvantagens entre os dois métodos de alimentação. A geração de vapor de álcool foi feita através de um sistema que utiliza o calor disponível nos gases de escape. Este sistema foi dimensionado e construído de tal forma a possibilitar o controle da produção de vapor de álcool necessário, para todas as condições de operação do motor.

ABSTRACT

The objective of this thesis is to present the results of performance tests on a GM MONZA engine of 1.6 l and 12:1 compression ratio, using vaporized ethyl alcohol as fuel. Comparative tests were made on the same motor using the original carburetor at full, and part load to demonstrate the two fuel systems. The alcohol was evaporated using the heat available in the exhaust gas. The system was designed to control the quantity of alcohol vaporized, sufficient for all operating conditions.

ÍNDICE GERAL

Capítulo I

1 - Introdução.....	02
---------------------	----

Capítulo II

2 - Características do Alcool Etílico como Combustível....	07
2.1 - Alto Número de Octanas.....	10
2.2 - Evaporação.....	15

Capítulo III

3 - Sistema de Pré-vaporização do Alcool Etílico.....	21
3.1 - Descrição do Sistema.....	21
3.2 - Dimensionamento do Trocador de Calor.....	23

Capítulo IV

4 - Testes e Avaliação Experimental.....	33
4.1 - Procedimento de Ensaio.....	33
4.2 - Ensaios com Alcool Etílico Pré-vaporizado.....	34
4.3 - Aferição dos Instrumentos.....	36
4.4 - Equipamentos Utilizados nos Ensaios.....	41

Capítulo V

5 - Análise dos Resultados.....	82
5.1 - Sistema de Pré-vaporização do Alcool.....	82
5.2 - Desempenho do Motor.....	83

Capítulo VI

6 - Conclusão.....	87
--------------------	----

Capítulo VII

7 - Sugestões para Futuros Trabalhos.....	89
-------------------------------------------	----

Capítulo VIII

8 - Bibliografia.....	93
-----------------------	----

INDICE DE FIGURAS E TABELAS

Capítulo II

- Fig. 2.1 - Características do álcool etílico, hidratado e anidro, comparadas com a gasolina e álcool metílico..... 08
- Fig. 2.2 - Número de octanas em função da taxa de compressão..... 11
- Fig. 2.3 - Rendimento contra razão de compressão no ciclo Otto..... 11
- Fig. 2.4 - Ciclo Otto padrão ar..... 12
- Fig. 2.5 - Curva da porcentagem de vaporização em função da temperatura a 760 mmHg..... 15

Capítulo III

- Fig. 3.1 - Sistema de pré-vaporização do álcool..... 21
- Fig. 3.2 - Fluxograma de cálculos para dimensionamento do trocador de calor..... 25
- Fig. 3.3 - Correlação para a transferência do calor por convecção em cilindros horizontais aquecidos... 30

Capítulo IV

Tab. 4.a - Ensaio para calibração do bocal.....	37
Fig. 4.a - Curva de calibração para o bocal.....	38
Tab. 4.b - Ensaio do dinamômetro: célula de carga e manômetro.....	39
Fig. 4.b - Curva de calibração para o manômetro e a célula de carga do dinamômetro.....	40
Fig. 4.c - Foto do sistema de medição de vazão de ar e dinamômetro hidráulico.....	43
Fig. 4.d - Foto do sistema de pré-vaporização do álcool etílico.....	44
Fig. 4.e - Foto do painel de instrumentos do banco de ensaio de motores.....	45
Fig. 4.f - Foto do sistema de medição de vazão de combustível e manômetros diferenciais.....	46
Fig. 4.g - Foto da vista geral dos equipamentos do laboratório de motores.....	47
Tab. 4.1 - Ensaio com carburação convencional à plena carga.....	48

Tab. 4.2 - Ensaio com carburação convencional a 75% da plena carga.....	49
Tab. 4.3 - Ensaio com carburação convencional a 50% da plena carga.....	50
Tab. 4.4 - Ensaio com carburação convencional a 25% da plena carga.....	51
Tab. 4.5 - Ensaio com carburação convencional à carga nula	52
Tab. 4.6 - Ensaio com combustível pré-vaporizado à plena carga.....	53
Tab. 4.7 - Ensaio com combustível pré-vaporizado a 75% da plena carga.....	54
Tab. 4.8 - Ensaio com combustível pré-vaporizado a 50% da plena carga.....	55
Tab. 4.9 - Ensaio com combustível pré-vaporizado a 25% da plena carga.....	56
Tab. 4.10 - Ensaio com combustível pré-vaporizado a carga nula.....	57
Tab. 4.11 - Ensaio com combustível pré-vaporizado para máximo torque.....	58

Fig. 4.1 - Curvas de desempenho do motor à plena carga

a. Descarga combustível x rpm.....	59
b. Descarga ar x rpm.....	60
c. Ar-combustível x rpm.....	61
d. Consumo específico x rpm.....	62

Fig. 4.2 - Curvas de desempenho do motor a 75% plena carga

a. Descarga combustível x rpm.....	63
b. Descarga ar x rpm.....	64
c. Ar-combustível x rpm.....	65
d. Consumo específico x rpm.....	66

Fig. 4.3 - Curvas de desempenho do motor a 50% plena carga

a. Descarga combustível x rpm.....	67
b. Descarga ar x rpm.....	68
c. Ar-combustível x rpm.....	69
d. Consumo específico x rpm.....	70

Fig. 4.4 - Curvas de desempenho do motor a 25% plena carga

a. Descarga combustível x rpm.....	71
b. Descarga ar x rpm.....	72
c. Ar-combustível x rpm.....	73
d. Consumo específico x rpm.....	74

Fig. 4.5 - Curvas de desempenho do motor à carga nula

a. Descarga combustível x rpm.....	75
b. Descarga ar x rpm.....	76
c. Ar-combustível x rpm.....	77

d. Consumo específico x rpm..... 78

Fig. 4.6 - Curvas de desempenho do motor p/ máximo torque

a. Potência x rpm..... 79

b. Torque x rpm..... 80

Capítulo VII

Fig. 7.1 - Válvula dosadora..... 90

Fig. 7.2 - Sistema de pré-vaporização do álcool etílico... 90

CAPÍTULO I

1 - INTRODUÇÃO

A descoberta e o uso do petróleo como combustível, permitiram um grande avanço no desenvolvimento das máquinas térmicas, de modo geral, e dos motores de combustão interna, de modo particular.

O preço imbatível do petróleo desestimulou, desde a sua descoberta, a pesquisa e o uso de outras fontes de energia. Assim, desde fins do século passado, quando os primeiros motores de combustão interna começaram a ser utilizados para fins comerciais, em veículos de transporte ou como máquinas estacionárias, a gasolina e o diesel foram sendo largamente utilizados, provocando, deste modo, uma dependência quase que total destes derivados de petróleo.

A crise do petróleo, desencadeada na década de setenta, despertou os países importadores de petróleo para o problema da dependência externa. Conseqüentemente, novas fontes de energia começaram a ser pesquisadas. No Brasil, pelo seu clima e extensão territorial, optou-se pela utilização dos álcoois e óleos vegetais como combustíveis alternativos aos derivados de petróleo.

Por conseqüência, houve um redirecionamento nas pesquisas com os motores de combustão interna, visando adaptá-los ao uso destes combustíveis.

Dentre os álcoois - objeto deste trabalho - há dois tipos que são realmente importantes: o metanol ou álcool metílico (CH_3OH), e o etanol ou álcool etílico ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$). Os demais álcoois, embora possam ser perfeitamente utilizados nos motores, têm um custo de produção maior, inviabilizando-os do pon-

to de vista comercial.

A produção do metanol e do etanol baseia-se em princípios opostos. Enquanto o metanol é, normalmente, sintetizado a partir de monóxido de carbono e hidrogênio, o etanol é obtido por decomposição de compostos mais complexos como açúcares ou amídos.

Basicamente, a fabricação do metanol compreende duas etapas principais: a obtenção de gás de síntese mediante queima parcial de material que contém carbono e hidrogênio, com posterior acerto da proporção de duas moléculas de hidrogênio para uma molécula de monóxido de carbono e a eliminação dos demais gases como nitrogênio, gás carbônico, etc. O gás de síntese conseguido, é comprimido e passado por um leito de catalizadores obtendo-se metanol bruto que, depois de separado dos demais componentes que se formam, é obtido na forma pura.

O gás de síntese, usado na fabricação do metanol, pode ser obtido a partir de carvão mineral ou vegetal, madeira, palha de arroz, casca de coco, bagaço de cana, gás natural, petróleo, entre outros.

O álcool etílico é obtido, principalmente, a partir de cana de açúcar, onde o seu caldo, acrescido de água, é fermentado através da inoculação de microorganismos que têm a função de transformar todo o açúcar em álcool. Após o processo de fermentação, a solução de álcool é destilada, obtendo-se uma concentração de 95%, ou seja, álcool etílico hidratado. O etanol pode ser, também, adicionado à gasolina para melhorar suas propriedades anti-detonantes (aumento da octanagem), porém, neste caso, o álcool deve ser totalmente desidratado, ou seja, álcool anidro.

No Brasil o álcool etílico hidratado tem sido preferido para o uso em motores de combustão interna com ignição por centelha devido às suas propriedades físico-químicas (discutidas nos capítulos seguintes) e à facilidade de sua produção em larga escala a preços competitivos, devido ao clima propício ao cultivo de cana de açúcar e à extensão territorial do país. O teor alcoólico escolhido para este álcool foi de 91,1 a 93,9 graus, segundo medidas-padrão estabelecidas pelo INPM. A escolha deste teor baseou-se no balanço econômico e técnico, considerando-se o poder calorífico inferior, e problemas ocasionados pelas porcentagens de água [7].

Desde a década de setenta, inúmeros testes têm sido realizados objetivando a otimização do uso do álcool combustível. Na Escola de Engenharia de São Carlos - USP, Venanzi [2] e Celere [1], realizaram vários ensaios com motores de combustão interna com ignição por centelha, utilizando como combustível, misturas álcool-gasolina em diversas proporções, e álcool puro com carburação convencional. Realizaram-se ainda, ensaios com álcool etílico pré-vaporizado (combustível gasoso), através de resistências elétricas, obtendo-se bons resultados no desempenho do motor.

O presente trabalho visa a continuar as pesquisas com álcool pré-vaporizado iniciadas em São Carlos, porém, utilizando um motor já modificado para operar com álcool etílico, ou seja, com sua taxa de compressão maior, além de utilizar os gases de escape como fonte de calor para a evaporação do combustível.

Foram determinados, experimentalmente, o desempenho do motor de linha (original) operando com carburação conven-

cional e o desempenho do mesmo motor operando com álcool pré-vaporizado, realizando-se a análise comparativa dos resultados obtidos.

CAPÍTULO I I

2 - CARACTERÍSTICAS DO ALCOOL ETÍLICO COMO COMBUSTÍVEL.

Os motores de combustão interna necessitam de modificações para poderem operar satisfatoriamente, quando utilizam álcool etílico como combustível.

As modificações requeridas visam a adequar o motor às características físico-químicas do álcool etílico, que são diferentes da gasolina. A tabela 2.1 apresenta um resumo das características mais significativas para a gasolina, álcool etílico e álcool metílico.

A análise de algumas das propriedades que o álcool etílico apresenta não recomenda a conversão, de um motor construído originalmente para operar com gasolina, para o uso deste combustível, sob pena de diminuir sua vida útil, além de não se conseguir uma adequação conveniente às características do álcool.

As alterações necessárias para o uso do álcool, devem prever, a escolha de materiais não suscetíveis à ação corrosiva do álcool, o aumento da taxa de compressão, redimensionamento dos órgãos internos do motor (virabrequim, biela, pistão, anéis, eixo comando de válvulas, e outros), devido ao aumento da taxa de compressão e às características de combustão do álcool, mudanças no coletor de admissão, devido às dificuldades de vaporização do álcool, e calibração do carburador em função da menor razão ar-combustível.

São apresentadas, a seguir, as características do álcool etílico que melhor mostram seu comportamento como combustível de motores à combustão interna.

Propriedade	Gasolina	Etanol Anidro	Etanol Hidratado	Metanol Anidro
Fórmula química... (C _x H _y)	(C ₈ H ₁₈)	C ₂ H ₅ OH	92,5 ^o - INPM	CH ₃ OH
Peso molecular..	±100	46	47	32
Densidade à 20 ^o C	0,73	0,79	0,81	0,79
Relação estequiométrica ar/comb...	15,2/1	9,0/1	8,0/1	6,45/1
% Carbono em peso	84	52	-	37,5
% Hidrogênio em peso.....	16	13	-	12,5
% Oxigênio em peso.....	-	35	-	50
Início temp. de ebulição °C.....	40	78,3	78,2	65
Término temp. de ebulição °C.....	250	78,3	78,2	65
Calor latente de vapor. Kcal/kg...	90	216	237	270
Temperatura de auto-ignição °C	367	550	580	570
Poder calorífico inferior kcal/kg	10500	6400	5952	4600
Calor combustão da mistura quimicamente correta kcal/litro.....	0,860	0,815	0,815	0,760
Limites de inflamabilidade de vapor no ar a 1 atm (% em volume.....)	1,3-6,0	3,28-18,95	-	16,72-36,5

(cont.)

Fig. 2.1 - Características do álcool etílico, hidratado e anidro, comparadas com a gasolina e álcool metílico [10,16].

Fig. 2.1 - Continuação.

Propriedade	Gasolina	Etanol Anidro	Etanol Hidratado	Metanol Anidro
Índice de octano método Research	73	106	110	110
Índice de octano método motor.....	73	89	92	90
Índice de octano calculado (+)	73	158	162	160
Fator de acréscimo do número de moléculas durante a combustão.....	1,055	1,064	1,054	1,061
Graus GL (volume)	-	99,5%	95%	99,5%
Graus INPM (peso)	-	99,2%	92,5%	99,2%

(+) - Valores obtidos por extrapolação, levando-se em conta que o álcool etílico, por exemplo, suporta uma taxa de compressão de 12:1, sem que ocorra detonação.

2.1 ALTO NÚMERO DE OCTANAS

O índice de octanas do álcool etílico, sendo maior que o da gasolina, (ver Fig. 2.1), permite que o motor possa operar com uma taxa de compressão volumétrica também maior. Esta razão de compressão pode chegar até a 12:1, contra a taxa de aproximadamente 8:1, utilizada nos motores à gasolina.

O aumento da taxa de compressão, embora ocasione uma diminuição do rendimento mecânico do motor, em função de um aumento da pressão média efetiva (PME), fará aumentar, significativamente, o rendimento térmico do motor. O rendimento térmico de um ciclo Otto ideal depende, basicamente, da taxa de compressão (usando-se um valor médio para k), conforme mostra a equação 2.1.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)}} \quad (2.1)$$

onde: η_t = rendimento térmico (ciclo Otto ideal)

r = taxa de compressão volumétrica

k = razão entre os calores específicos a pressão constante e a volume constante.

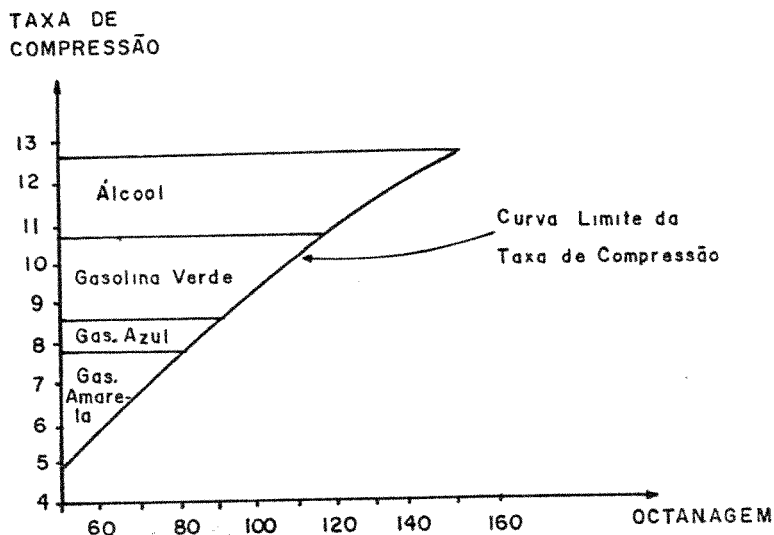


Fig. 2.2 - Número de octanas em função da taxa de compressão [10].

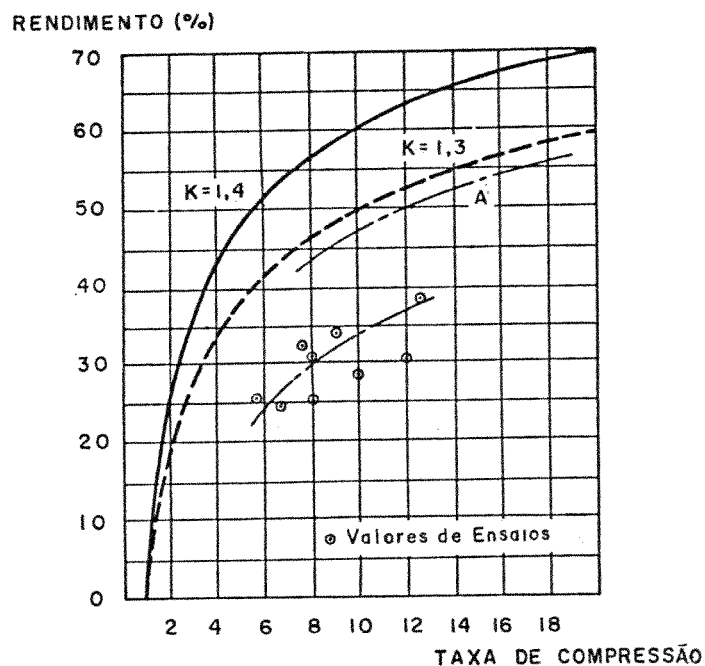


Fig. 2.3 - Rendimento térmico contra razão de compressão, no ciclo Otto. A curva cheia vale para o rendimento ideal do ar frio, com $k=1,4$; a curva tracejada vale para o ar quente, com a média $k=1,3$. A curva A provém de diagramas e leva em conta as características da combustão e as propriedades das misturas reais. Os valores de ensaio, calculados com os poderes caloríficos inferiores, e tomados ao acaso na literatura, sugerem que o rendimento real tende a aumentar com o rendimento ideal [5].

A Fig. 2.3 mostra a tendência de aumento do rendimento térmico real de um motor, com o aumento da sua taxa de compressão. É evidente que existem outros fatores que influenciam o rendimento real do motor, tais como: homogeneidade da mistura ar/combustível, razão ar/combustível, rotação do motor, formato da câmara de combustão, entre outros.

A título ilustrativo, apresentamos, a seguir, o cálculo do rendimento para um ciclo Otto ideal, a partir dos valores referentes a um motor MONZA 1.6 litros a álcool e outro à gasolina.

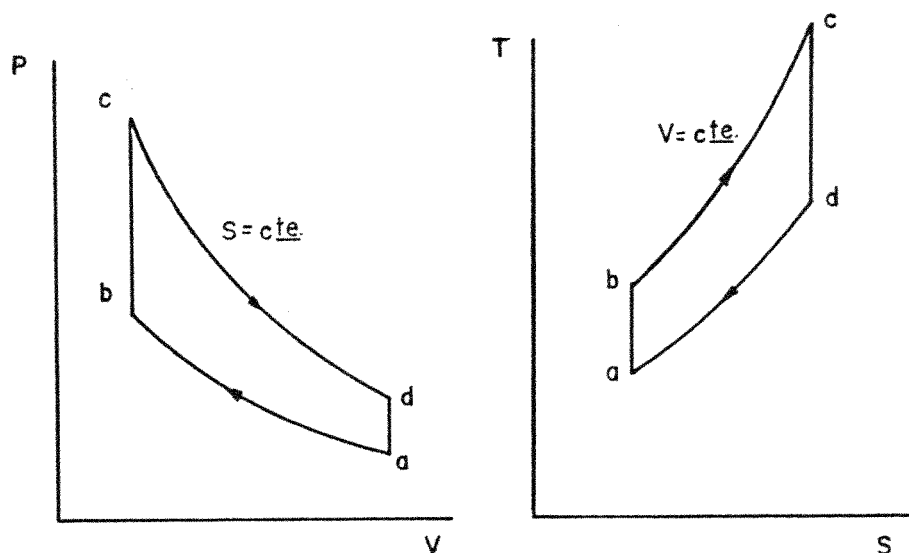


Fig. 2.4 - Ciclo Otto padrão ar

- a-b : compressão isentrópica
- b-c : adição de calor a volume constante
- c-d : expansão isentrópica
- d-a : rejeição de calor a volume constante

Considerando inicialmente:

- Rendimento volumétrico do motor: álcool e gasolina

$$\eta_{vol} = 85\%$$

- Pressão de admissão - aceleração total - álcool e gasolina

$$P_{ad\ddot{a}} = P_a = 1 \text{ kgf/cm}^2 \quad (\text{estado "a" Fig. 2.4})$$

- Temperatura de admissão - álcool e gasolina

$$T_{ad\ddot{a}} = T_a = 30^\circ \text{C}$$

- Taxa de compressão volumétrica - motor MONZA 1.6 litros

$$\text{álcool} - r = 12:1$$

$$\text{gasolina} - r = 8:1$$

- Poder calorífico da mistura (energia disponível no estado "a" - Fig. 2.4)

$$\text{álcool} - Q_a = 640,0 \text{ kcal/kg (para mistura estequiométrica)}$$

$$\text{gasolina} - Q_a = 653,3 \text{ kcal/kg (para mistura estequiométrica)}$$

Calculam-se a pressão, temperatura e energia interna nos pontos a, b, c e d do ciclo:

Estados	Alcool Etílico (r = 12:1)		
	Pressão (kgf/cm ²)	Temperatura °C	Energia Interna (kcal/kg)
a	1,0	30	2,34
b	27,9	432	72,20
c	139,3	3.244	712,00
d	5,0	1.238	241,00

Estados	Gasolina (r = 8:1)		
	Pressão (kgf/cm ²)	Temperatura °C	Energia Interna (kcal/kg)
a	1,00	30	2,34
b	16,50	354	60,00
c	93,40	3.274	715,00
d	5,64	1.440	286,00

- Trabalho de expansão : $W_{c,d} = u_c - u_d$ (2.2)

$$W_{c,d} = 471 \text{ kcal/kg - álcool}$$

$$W_{c,d} = 430 \text{ kcal/kg - gasolina}$$

- Trabalho de compressão: $W_{a,b} = u_a - u_b$ (2.3)

$$W_{a,b} = -69,9 \text{ kcal/kg - álcool}$$

$$W_{a,b} = -57,7 \text{ kcal/kg - gasolina}$$

- Trabalho líquido : $W_L = W_{c,d} - W_{a,b}$ (2.4)

$$W_L = 401,1 \text{ kcal/kg - álcool}$$

$$W_L = 372,3 \text{ kcal/kg - gasolina}$$

- Rendimento térmico teórico do ciclo: $\eta_t = W_L / Q_a$ (2.5)

$$\eta_t = 62,9\% - \text{álcool}$$

$$\eta_t = 56,4\% - \text{gasolina}$$

2.2 EVAPORAÇÃO

A vaporização dos combustíveis está relacionada basicamente com sua composição e com a pressão de vapor de seus componentes.

O álcool etílico, formado por um único componente, se vaporiza totalmente a 78°C à pressão de 760 mmHg, já a gasolina, sendo uma mistura de hidrocarbonetos, tem uma faixa de ebulição dos seus componentes que variam de 30°C a 200°C , na mesma pressão, conforme mostra a figura 2.5.

O álcool apresenta uma dificuldade maior de vaporização em relação à gasolina, afetando, principalmente, a partida a frio dos motores, com temperaturas ambientais relativamente baixas.

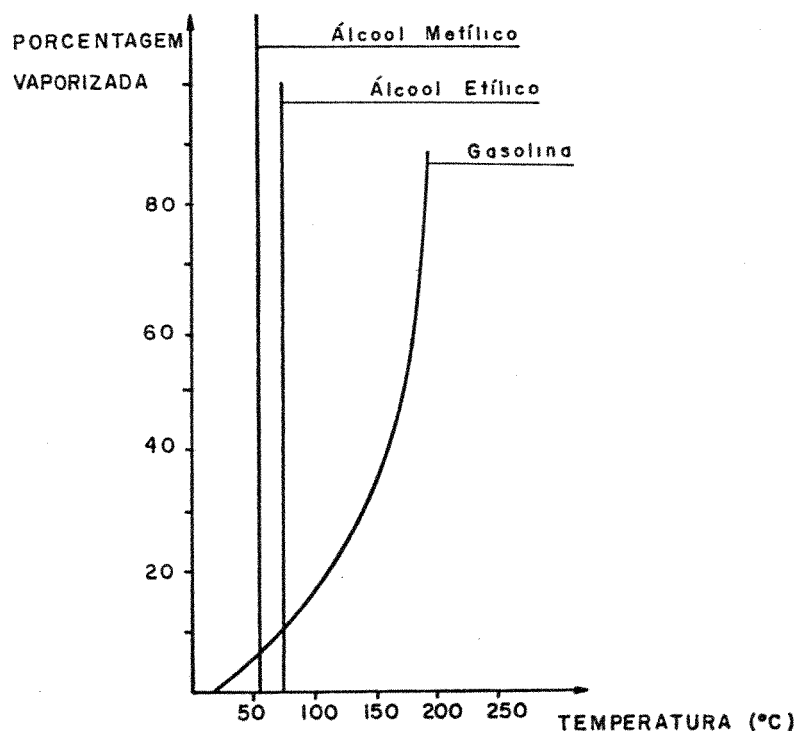


Fig. 2.5 - Curva da porcentagem de vaporização em função da temperatura a 760 mmHg [7].

As razões da dificuldade do álcool se evaporar são: o alto calor latente de vaporização e a pressão de vapor, relativa à temperatura de equilíbrio no coletor de admissão.

Supondo-se que não haja troca de calor com o meio, a vaporização completa do álcool numa relação ar-combustível estequiométrica (9/1), à pressão de 760 mmHg, provocará uma queda de temperatura de 80° C. Enquanto que, nas mesmas condições, a gasolina impõe uma queda de temperatura de apenas 20° C na mistura formada.

Para se conseguir uma mistura homogênea de ar-combustível necessária a uma alimentação uniforme em todos os cilindros do motor, deve-se assegurar que todo o combustível esteja vaporizado ou finamente atomizado, antes de atingir a câmara de combustão.

O álcool, em razão de seu alto calor latente, necessita de muito calor para sua vaporização completa, que pode ser fornecido através do aquecimento do coletor de admissão ou através do pré-aquecimento do ar admitido.

A quantidade total de calor a ser fornecida ao álcool para sua completa evaporação é obtida pela equação 2.6.

$$q_c = Cl_c + Cp_c \cdot (T_{sat_c} - T_c) \text{ [kcal/kg}_{\text{álcool}}] \quad (2.6)$$

onde: q_c = calor a ser fornecido ao álcool

Cl_c = Calor latente de vaporização do álcool

Cp_c = Calor específico do álcool (líquido)

T_{sat_c} = temperatura de saturação do álcool (coletor)

T_c = temperatura do álcool líquido introduzido

e supondo que o ar admitido forneça o calor necessário à vaporização completa do álcool numa mistura quimicamente correta de 9/1, temos:

$$q_c = \frac{m_a}{m_c} \cdot Cp_a \cdot (T_a - T_{sat_c}) \text{ [Kcal/kg}_{\text{álcool}}\text{]}$$

$$q_c = 9 \cdot Cp_a \cdot (T_a - T_{sat_c}) \text{ [kcal/kg}_{\text{álcool}}\text{]} \quad (2.7)$$

onde: m_a = massa do ar admitido

m_c = massa do álcool admitido

Cp_a = calor específico do ar

T_a = temperatura de pré-aquecimento do ar

Igualando-se as equações 2.6 e 2.7, é possível obter a temperatura de pré-aquecimento do ar, necessária à vaporização total do álcool.

Sendo o álcool um combustível de apenas um componente, sua temperatura de saturação (T_{sat}) esta relacionada apenas com a pressão parcial do vapor de álcool no coletor de admissão, que pode ser determinada pela Lei de Dalton.

Supondo uma mistura ar-álcool com relação em massa de 9/1 e pressão total de 760 mmHg, a temperatura de saturação calculada (que é também a temperatura de equilíbrio da mistura), é de 20.7°C, para a vaporização total do álcool.

Como o processo de vaporização no coletor não atinge o equilíbrio, é necessária uma temperatura maior do que a encontrada nos cálculos. Experiências de Brown [3] indicam que se deve adicionar cerca de 25°C no valor calculado, como forma de correção da temperatura no coletor, para a vaporização com-

pleta do combustível. Portanto, a temperatura de equilíbrio no coletor deverá ser de 45.70 C.

A temperatura de pré-aquecimento do ar admitido, para as mesmas condições acima, deverá ser de 158.30 C.

Convém ressaltar, entretanto, que a temperatura de pré-aquecimento do ar é teórica, pois as equações 2.6 e 2.7, não levam em conta as dificuldades da transmissão de calor entre o ar e o álcool, provocadas pelo pequeno intervalo de tempo que a mistura percorre através do coletor, além de não se conhecerem exatamente as características do escoamento, tamanho das partículas líquidas, entre outros.

Portanto, a vaporização total deste combustível é muito difícil de ser conseguida no coletor. A evaporação final é, em geral, conseguida durante a compressão da mistura, e deve acontecer antes de saltar a centelha na vela de ignição. Se isto não ocorrer, as gotículas não vaporizadas podem não ser completamente queimadas na câmara de combustão, o que afeta o rendimento térmico do motor.

Por outro lado, para se conseguir a vaporização completa do álcool no coletor de admissão, a temperatura de pré-aquecimento do ar deverá ser maior que a temperatura teórica, fazendo com que a temperatura final da mistura seja muito alta [3,7]. Além do que, o álcool etílico apresenta um peso molecular muito menor que o da gasolina (Fig. 2.1), o que implica num volume ocupado pelo seu vapor bem maior, tomando como base a mesma massa de ar. Estes fatores ocasionam uma perda da potência pela diminuição da eficiência volumétrica.

As considerações acima mostram que o uso do sistema de carburação convencional em motores a álcool, traz nítida

desvantagem em relação aos motores à gasolina, para se conseguir a vaporização do combustível.

O uso de combustível pré-vaporizado (objeto deste trabalho), resolve boa parte dos problemas em relação às dificuldades de vaporização do álcool no coletor de admissão.

A introdução do álcool, no estado gasoso, diretamente no coletor de admissão, irá permitir uma melhor homogeneização da mistura, resultando numa queima mais completa, e o ar admitido poderá estar na temperatura ambiente.

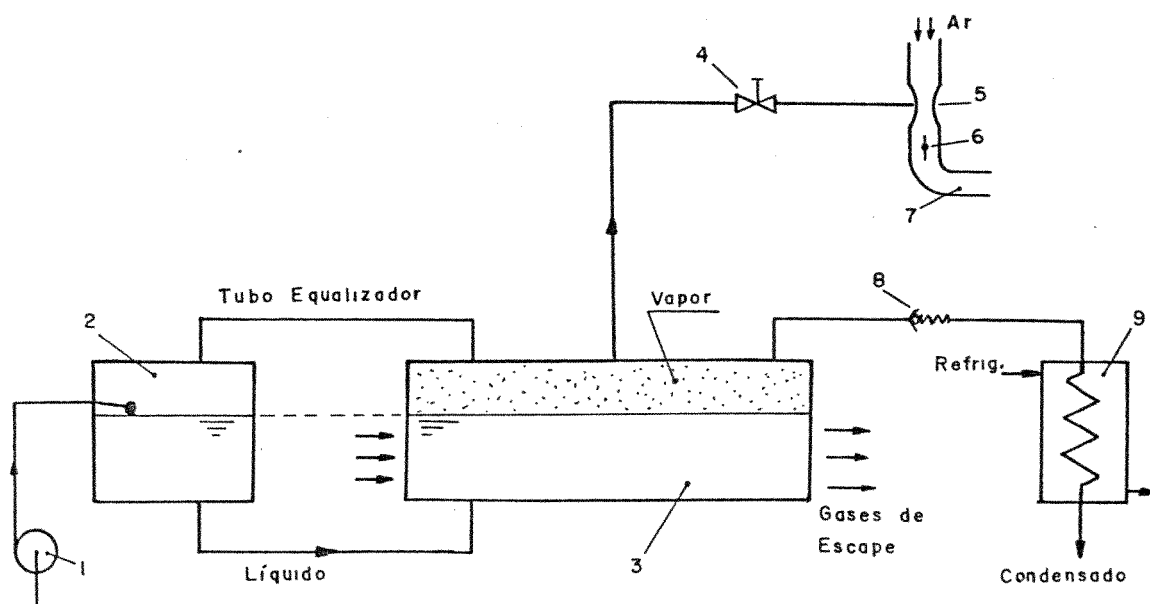
CAPÍTULO III

3 - SISTEMA DE PRÉ-VAPORIZAÇÃO DO ÁLCOOL ETÍLICO

3.1 DESCRIÇÃO DO SISTEMA

Este sistema tem, por finalidade, produzir vapor de álcool para a alimentação do motor em quantidade adequada às necessidade de consumo, em todas as suas faixas de operação, permitindo-se ainda a realização de rápidas acelerações.

A figura 3.1 mostra um esquema do sistema de pré-vaporização do álcool utilizado nos ensaios.



- 1- Bomba de combustível; 2- Reservatório para controle de nível;
 3- Trocador de calor multitubular; 4- Válvula tipo agulha;
 5- Venturi; 6- Válvula borboleta; 7- Coletor de admissão;
 8- válvula de segurança; 9- Condensador

Fig. 3.1 - Sistema de pré-vaporização do álcool.

O álcool, na fase líquida e em temperatura ambiente, é pressurizado pela bomba a uma pressão de 20kPa, que corresponde a uma temperatura de saturação de 78^oC. O combustível é inicialmente introduzido em um reservatório, cujo nível é controlado através de uma bóia, mantendo-o sempre constante. Este reservatório tem a finalidade de controlar o nível de álcool na fase líquida no interior da carcaça do trocador de calor multitubular, mantendo, deste modo, os tubos submersos.

O sistema utiliza o calor disponível nos gases de escape - que escoam pelo interior dos tubos do trocador - para vaporizar o álcool.

A vazão de combustível vaporizado a ser introduzido no motor é determinada pela abertura de uma válvula tipo agulha. Como o ar é admitido no motor sem nenhuma restrição (válvula borboleta totalmente aberta), a sua aceleração é regulada pela quantidade de combustível introduzido.

O espaço existente acima da superfície líquida, dentro da carcaça do trocador, tem a função de um "pulmão", suprindo as necessidades do motor na eventualidade de um aumento repentino de consumo (aceleração), até que o sistema atinja novamente o equilíbrio entre vapor produzido e consumo.

A válvula de segurança permite que o excesso de álcool vaporizado seja eliminado pelo condensador, mantendo, deste modo, constante a pressão do vapor no interior do trocador.

3.2 DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR

Inicialmente procurou-se escolher um tipo de trocador de calor que fosse mais conveniente ao sistema de pré-*va*porização do álcool. Nesta seleção, foram considerados como sendo os fatores mais significativos, a capacidade de transferência de calor nos diferentes regimes de funcionamento do motor, a perda de carga imposta aos gases de escape e dimensões finais.

O trocador do tipo multitubular, utilizando álcool na carcaça e gases de escape nos tubos, atende as necessidades acima mencionadas, além de propiciar uma montagem compacta, de fácil construção e baixo custo final.

A avaliação inicial das dimensões do trocador foi feita em função das condições do fluxo dos gases de escape no interior dos tubos. Procurou-se obter uma área de secção de escoamento, através da combinação entre o número e o diâmetro interno dos tubos, tal que, na situação de vazão mínima dos gases de escape, o regime ainda fosse turbulento ($Rey > 2000$), garantindo-se, assim, uma maior eficiência de troca de calor, e na situação de vazão máxima, a perda de carga imposta aos gases, fosse baixa.

O diâmetro e número de tubos do trocador, necessários para se obterem as condições desejáveis entre as duas situações extremas de vazão, foram determinadas em função de valores obtidos em ensaios do motor com sua *carburação* convencional (tabelas 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5).

Definida, assim, uma área conveniente para a secção de escoamento dos gases, a área de troca de calor fica, por-

tanto, em função apenas do comprimento dos tubos do trocador.

O comprimento mínimo necessário dos tubos foi determinado através de aproximações sucessivas, tal que, para um certo valor adotado inicialmente, calcula-se a capacidade do trocador de vaporizar o álcool, para todas as faixas de operação do motor, comparando estes valores com o consumo requerido.

Estes cálculos foram feitos levando-se em conta os valores das temperaturas de escape e admissão, descarga de ar e de combustível, medidos no ensaio do motor com sua carburação convencional (tabelas 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5).

Para tanto, foi desenvolvido um programa computacional, cujo fluxograma é mostrado pela figura 3.2, tendo sido determinadas as dimensões para o trocador de calor:

- número de tubos: 7
- comprimento dos tubos: 42 cm
- diâmetro interno dos tubos: 14 mm
- diâmetro externo dos tubos: 15 mm

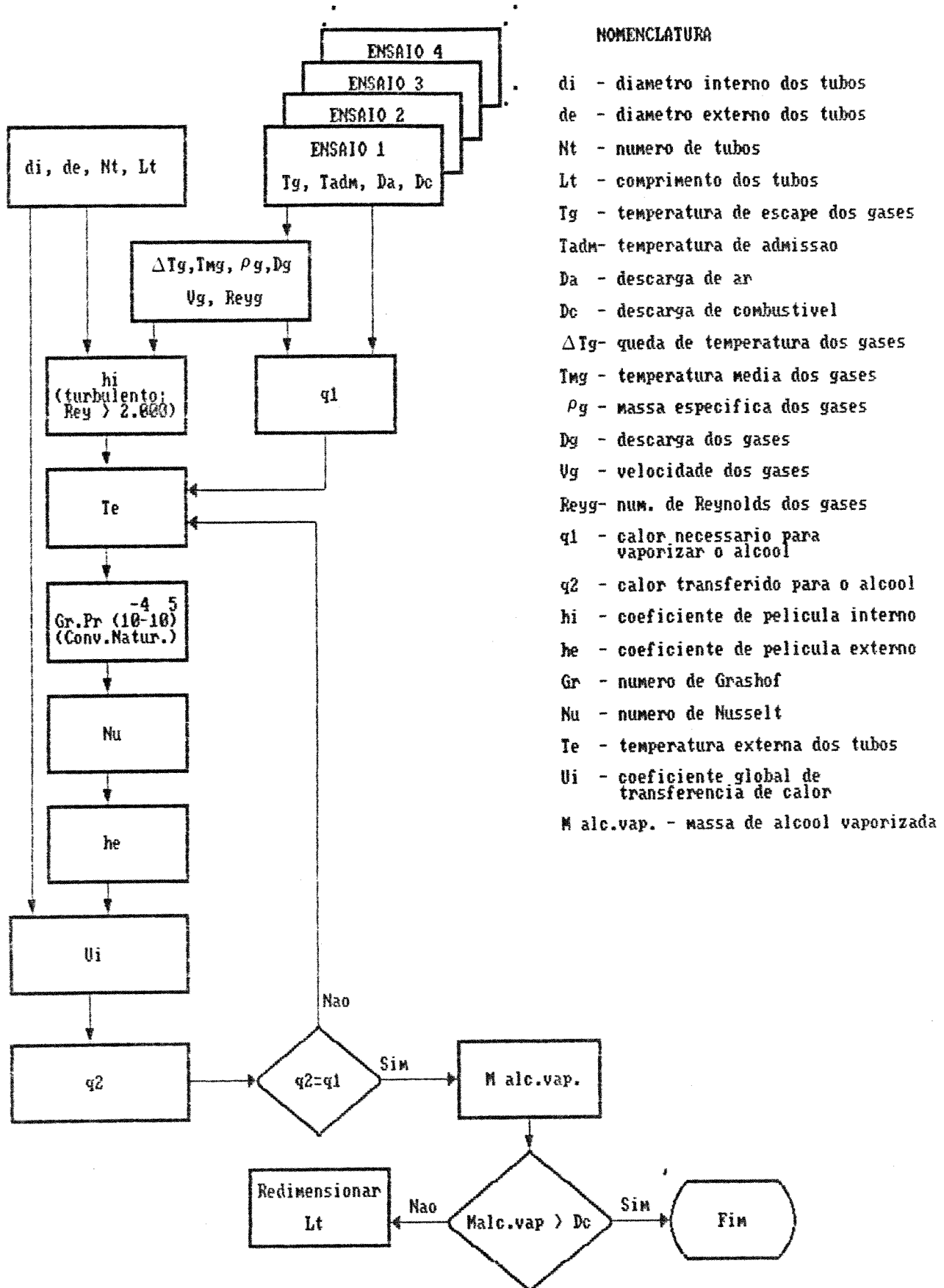


Fig. 3.2 - Fluxograma de cálculos para dimensionamento do trocador de calor.

As relações e fórmulas utilizadas para os cálculos das grandezas apresentadas no fluxograma são mostradas a seguir na seqüência conveniente para o equacionamento.

3.2.1. Queda de temperatura nos gases de escape: ΔT_g

$$\Delta T_g = \frac{h v_c - h l_c}{(A/C + 1) \cdot C p_g}$$

onde: $h v_c$ = entalpia do combustível vaporizado

$h l_c$ = entalpia do combustível líquido

A/C = relação ar-cambustível

$C p_g$ = calor específico dos gases

3.2.2. Temperatura média dos gases: T_{m_g}

$$T_{m_g} = T_g - \frac{\Delta T_g}{2}$$

onde: T_g = temperatura dos gases de escape a montante do trocador.

3.2.3. Massa específica dos gases de escape: ρ_g

$$\rho_g = \frac{P}{R \cdot T_{m_g}}$$

onde: P = pressão média dos gases

R = constante específica dos gases

3.2.4. Descarga dos gases de escape: D_g

$$D_g = D_c + D_a$$

onde D_c = descarga de combustível

D_a = descarga de ar

3.2.5. Velocidade dos gases no interior dos tubos do

trocador: V_g

$$V_g = \frac{D_g}{\rho_g \cdot A_t \cdot N_t}$$

onde: A_t = área de secção de 1 tubo

N_t = número de tubos

3.2.6. Número de Reynolds dos gases de escape: Rey_g

$$Rey_g = \frac{\rho_g \cdot V_g \cdot d_i}{\mu_g}$$

onde: d_i = diâmetro interno dos tubos

μ_g = viscosidade dinâmica dos gases (média)

3.2.7. Coeficiente de película interno: h_i [8]

$$h_i = \frac{K_g}{d_i} \cdot 0,024 \cdot [1 + (d_i / L)^{2/3}] \cdot (Rey_g)^{0,786} \cdot (Pr)^{0,45}$$

onde: K_g = coeficiente de condutividade térmica dos gases

L = comprimento dos tubos

Pr = número de Prandtl dos gases

3.2.8. Calor necessário para vaporizar o álcool: q_l

$$q_l = D_g \cdot C_{p_g} \cdot \Delta T_g$$

3.2.9. Temperatura da parede externa dos tubos: T_e

$$T_e = T_{m_g} - \frac{q_l}{N_t} \cdot (R_i + R_p)$$

Sendo:

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot A_i}$$

$$R_p = \frac{l_n (d_e / d_i)}{2 \cdot \pi \cdot K \cdot L}$$

onde: R_i = resistência térmica interna dos tubos

R_p = resistência térmica da parede do tubo

3.2.10. Número de Rayleigh: $R_a = Gr \cdot Pr$

$$Gr \cdot Pr = \frac{C_{p_c} \cdot \gamma_c^2 \cdot \beta_c \cdot g \cdot \Delta T_c \cdot d_e^3}{\mu_c \cdot k_c}$$

onde: Gr = número de Grashof

Pr = número de Prandtl

C_{p_c} = calor específico do combustível líquido

γ_c = peso específico do combustível líquido

β_c = coeficiente de expansão volumétrica do combustível

g = aceleração gravitacional

$$\Delta T_c = T_e - T_\infty$$

μ_c = viscosidade dinâmica do combustível

k_c = coeficiente de condutibilidade térmica do combustível

d_e = diâmetro externo dos tubos

3.2.11. Determinação do número de Nusselt em função de Gr.Pr

Conforme Fig. 3.3 para convecção natural:

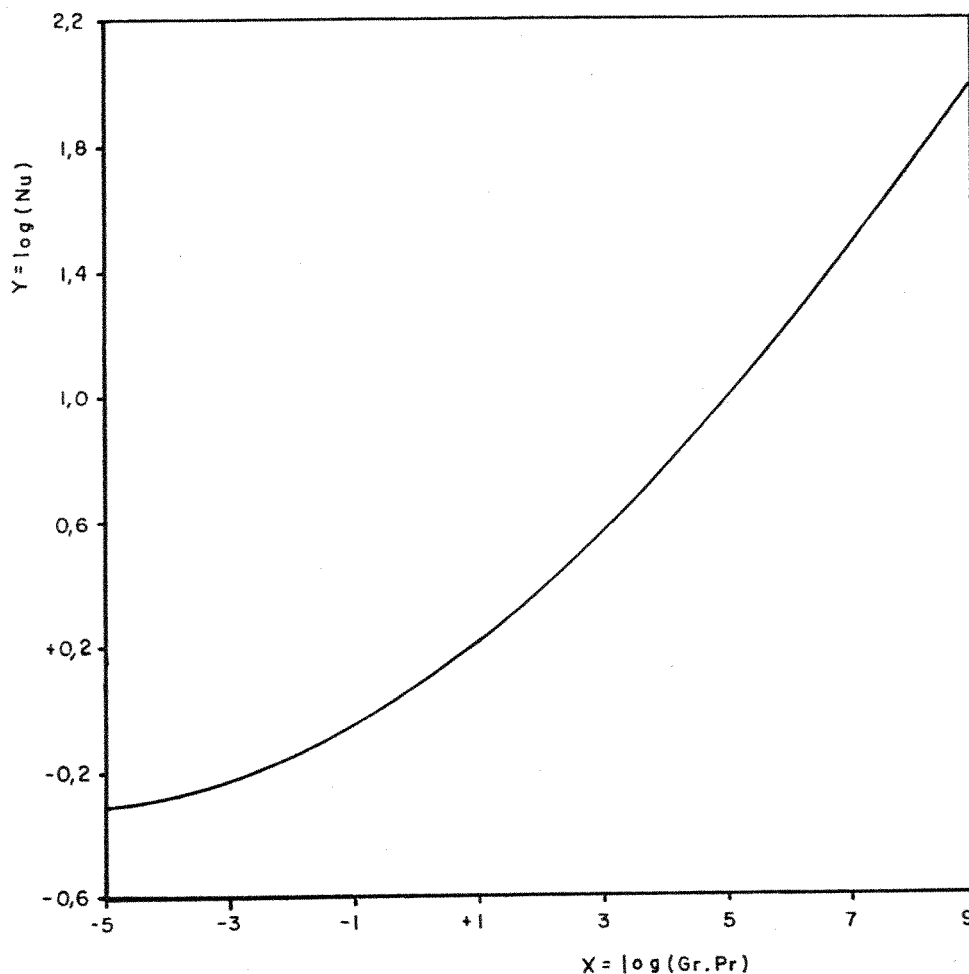
$$10^{-5} < Gr.Pr < 10^4$$

3.2.12. Coeficiente de Película externo: h_e

$$h_e = Nu \cdot \frac{k_c}{d_e}$$

3.2.13. Coeficiente Global de transferência de calor: U_i

$$U_i = \frac{1}{(1/h_i) + A_i \cdot (l_n(d_e/d_i) / (2 \cdot \pi \cdot k \cdot L)) + (1/h_e) \cdot (A_i/A_c)}$$



Equação da curva:

$$y = 0,010417 x^2 + 0,125 x + 0,06458$$

Fig. 3.3 - Correlação para a transferência de calor por convecção em cilindros horizontais aquecidos [6].

3.2.14. Calor transferido ao álcool: q_2

$$q_2 = U_i \cdot A_i \cdot N_t \cdot (T_{m_g} - T_{v_t})$$

onde: A_i = área superficial interna de um tubo

T_{m_g} = temperatura média dos gases

T_{v_t} = temperatura do álcool vaporizado

3.2.15. Massa de álcool vaporizado: $M_{alc.vap}$

$$M_{alc.vap} = \frac{q_2}{Cp_c \cdot (T_{sat_c} - T_c) + Cl_c}$$

onde: Cp_c = calor específico do álcool (líquido)

T_{sat_c} = temperatura de saturação do combustível

T_c = temperatura de entrada do combustível líquido

Cl_c = calor latente de vaporização do combustível

CAPÍTULO IV

4 - TESTES E AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL

4.1 PROCEDIMENTO DE ENSAIO

Os ensaios foram feitos com o motor completamente equipado, conforme as especificações definidas na norma MB-372-ABNT.

As tabelas 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5 são relativas aos ensaios do motor utilizando sua carburação original. Na tabela 4.1, são apresentados os resultados do ensaio à carga plena. Para os ensaios com cargas parciais, foram estabelecidas quatro posições para a válvula borboleta, correspondentes a 75%, 50%, 25% da carga plena e carga nula, apresentados pelas tabelas 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5, respectivamente.

Juntamente com os valores obtidos em ensaio, são apresentadas as grandezas referentes à simulação do trocador de calor para a evaporação do álcool, calculadas conforme descrição feita no capítulo 3.

Os ensaios foram realizados variando-se a rotação do eixo do motor desde a máxima admissível de 6000 rpm, até a mínima possível de se conseguir a estabilidade de funcionamento, com intervalos de 500 rpm.

Não foi possível estabilizar o funcionamento do motor para rotação abaixo de 4000 rpm à plena carga, devido à falta de controles adequados no dinamômetro hidráulico utilizado. Portanto, os valores do ensaio referentes a esta faixa de operação, foram omitidos da tabela 4.1.

Para cada ponto do ensaio, onde foi possível operar o motor com uma rotação constante, mediram-se o torque, o con-

sumo de combustível, o consumo de ar, a temperatura de admissão, a temperatura de escape e a pressão de admissão.

4.2 ENSAIOS COM ALCOOL ETÍLICO PRÉ-VAPORIZADO

Nos ensaios com álcool etílico pré-vaporizado, o ar foi admitido sem nenhuma restrição, ficando a válvula borboleta do carburador totalmente aberta. A variação de torque e rotação do motor foram conseguidos com a regulagem da vazão de combustível admitido, feita através de uma válvula tipo agulha (Fig. 3.1 - Cap. 3).

O motor operando a 25% da carga plena e com carga nula, apresentou falhas de funcionamento, características de misturas excessivamente pobres. Este sintoma foi observado nos ensaios com rotação abaixo de 3000 rpm para 25% de carga plena e abaixo de 4000 rpm para carga nula.

Nestas situações, foi necessário um fechamento parcial da válvula borboleta, para se conseguir estabilizar o funcionamento do motor.

Com o objetivo de se poder melhor comparar o desempenho do motor operando com sistemas de alimentação distintos, os ensaios com álcool pré-vaporizado foram realizados, utilizando-se as mesmas curvas de torque versus rotação, obtidas nos ensaios com carburação convencional.

Portanto, para cada valor de torque e rotação pré-estabelecidos em função dos ensaios anteriores, procedeu-se à medição do consumo de ar, consumo de combustível, temperatura de admissão do ar, temperatura dos gases de escape.

Foi possível manter constantes a pressão e temperatura do álcool na carcaça do trocador ao se permitir que, o vapor produzido em excesso, fosse eliminado pelo condensador do sistema (Fig. 3.1). Durante os ensaios, a temperatura do vapor produzido ficou entre os limites de 78°C a 80°C e a pressão no trocador na faixa de 20kPa.

Os resultados destes ensaios são apresentados pelas tabelas 4.6, 4.7, 4.8, 4.9 e 4.10 correspondendo, respectivamente, a carga plena, 75%, 50%, 25% da carga plena e carga nula. Os pontos relativos à rotação e torque destas tabelas são os mesmos das tabelas 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5, como já explicado anteriormente.

Com os valores obtidos deste ensaio, procedeu-se novamente ao cálculo das dimensões para o trocador de calor, dimensões estas necessárias para fornecer vapor de álcool ao motor operando nas novas condições. Isto se fez necessário em função das variações significativas verificadas nos valores das temperaturas e vazões dos gases de escape, e no consumo de combustível. A nova simulação para o trocador de calor é apresentada nas tabelas 4.6, 4.7, 4.8, 4.9 e 4.10, resultando nas seguintes dimensões para o trocador:

- quantidade de tubos: 10
- diâmetro interno dos tubos = 14 mm
- diâmetro externo dos tubos = 15 mm
- comprimento dos tubos = 30 cm

As figuras 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5, mostram as curvas com os valores de consumo de combustível, consumo de ar, relação A/C, consumo específico, obtidos nos ensaios com carburação convencional e utilizando álcool pré-vaporizado, per-

mitindo uma melhor análise e comparação no desempenho do motor.

A tabela 4.11 mostra os resultados do ensaio para a condição de máximo torque, obtidos com o motor utilizando combustível pré-vaporizado. A Fig. 4.6.a e 4.6.b, confronta os valores de potência e torque da tabela 4.11, com os valores obtidos no ensaio com carburação convencional à plena carga (Tab. 4.1).

Nos ensaios com álcool pré-vaporizado, foi mantido o carburador no coletor de admissão para não alterar as condições de entrada de ar. O carburador foi utilizado também para as partidas a frio do motor, sendo feita a reversão para o uso do combustível gasoso, quando o sistema de vaporização atingia os valores de pressão e temperatura de trabalho, de 20 kPa e 78°C respectivamente.

4.3. AFERIÇÃO DOS INSTRUMENTOS

Com o intuito de se poder avaliar o desvio nas medidas realizadas, procedeu-se à aferição de cada instrumento de medida utilizado no ensaio do motor.

Os instrumentos, cuja precisão não era conhecida com exatidão, foram calibrados com aparelhos padrão. Para os demais, foram consideradas as especificações do fabricante.

Os limites de precisão dos instrumentos de medida utilizados ficaram dentro dos desvios máximos admitidos pela norma MB-372 [13].

Foram calibrados o bocal para medida da vazão de ar admitido, e o conjunto para medição de torque (célula de carga

hidrostática e manômetro tipo Bourdon).

A calibração do bocal foi feita com um laminador de fluxo, modelo 50MH10-4NT, Série L-59943 da MERIAM INSTRUMENT, este com precisão de $\pm 0,5\%$. A tabela 4.a mostra os valores relativos à calibração do bocal, e a figura 4.a mostra a curva de calibração ($h_{\text{bocal}} \times Q_{\text{corr}}$), obtida para o bocal.

h_{bocal} mmH ₂ O	h_{lan} mmH ₂ O	Q_{corr} (l/s)	Q_{eq} (l/s)	E_{rel} (%)
091,44	051	019,22	019,22	0,52
123,19	060	022,52	022,28	1,00
152,40	066	024,78	024,84	0,26
162,56	068	025,53	025,68	0,58
182,88	073	027,32	027,28	0,15
208,28	077	028,83	029,16	1,11
233,68	083	031,09	030,93	0,51
252,73	086	032,22	032,20	0,07
281,94	091	034,01	034,06	0,13
299,72	094	035,14	035,14	0,00
322,58	098	036,65	036,49	0,44
341,63	100	037,41	037,58	0,45
Erro Médio				0,44

onde:

h_{bocal} = diferença de pressão no bocal em mmH₂O

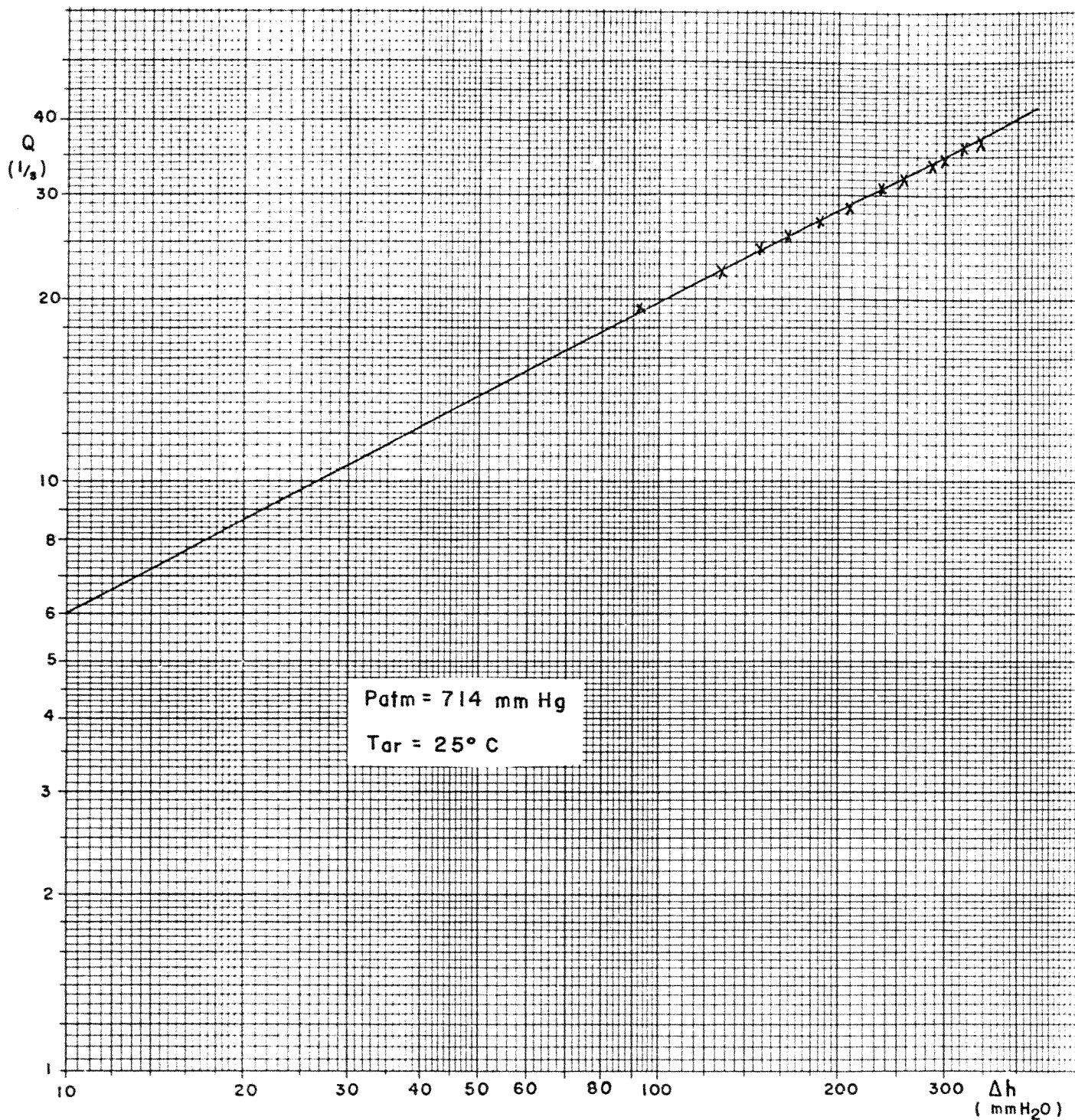
h_{lan} = diferença de pressão no laminador de fluxo em mmH₂O

Q_{corr} = vazão de ar corrigida em função da curva do laminador conforme recomendação MERIAM

Q_{eq} = vazão de ar obtida pela equação do bocal com os valores de h_{bocal}

E_{rel} = erro relativo entre Q_{corr} e Q_{eq}

Tab. 4.a. - Ensaio para calibração do bocal



x = pontos ensaiados (Q_{corr})

$Q_{eq} = 1,889 (h)^{0,5126}$ - equação para curva do bocal

Erro < 0,5% com valores experimentais

Fig. 4.a. - Curva de Calibração: $h_{bocal} \times Q$, para o bocal

Leitura Manômetro	Leitura ¹ célula (kgf)	Leitura ² célula (kgf)	Média (kgf)	Desvio máximo (% média)
0,0	0,00	0,00	-	-
1,0	4,84	4,38	4,61	5,2
2,0	9,68	8,92	9,30	4,3
3,0	13,61	13,46	13,54	0,6
4,0	18,90	17,69	18,30	3,4
5,0	23,13	22,23	22,68	2,0
6,0	27,97	26,61	27,29	2,6
7,0	32,51	30,85	31,68	2,6
8,0	37,04	35,38	36,21	2,3
9,0	41,58	40,22	40,90	1,7
10,0	45,81	44,45	45,13	1,5
11,0	50,35	48,99	49,67	1,4
12,0	55,19	53,52	54,36	1,5
13,0	59,57	58,21	58,89	1,2
14,0	63,66	62,44	63,05	1,0
15,0	68,49	67,59	68,04	0,7
16,0	71,82	71,22	71,52	0,4
17,0	76,96	75,60	76,28	0,9
18,0	81,50	80,14	80,82	0,8
19,0	86,64	84,52	85,58	1,2
20,0	90,72	88,91	89,82	1,0
21,0	95,40	93,29	94,34	1,0
22,0	100,09	98,73	99,41	0,7
23,0	104,78	102,21	103,50	1,2
24,0	106,75	106,14	106,44	0,3

(1) aumentando a carga

(2) diminuindo a carga

Tab. 4.b. Ensaio do dinamômetro: célula de carga e manômetro

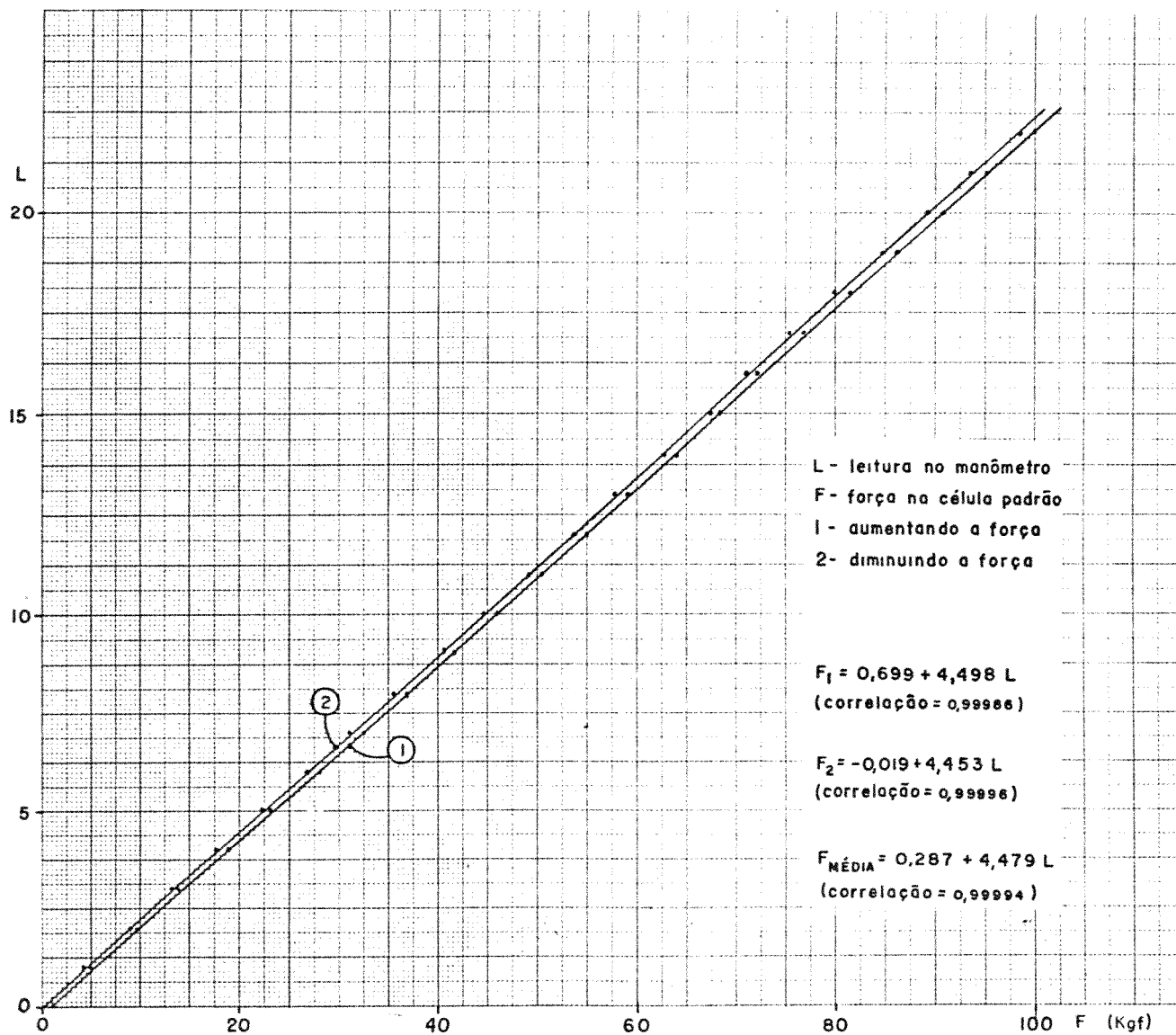


Fig. 4.b. Curva de calibração para o manômetro e a célula de carga do dinamômetro

4.4 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NOS ENSAIOS

Os equipamentos relacionados a seguir foram utilizados nos ensaios com carburação convencional e com álcool pré-vaporizado. São apresentadas, também, as fotografias destes equipamentos instalados no laboratório de motores da FEC-UNICAMP.

1. Motor Monza a álcool - GENERAL MOTORS

- cilindrada: 1.6 litros
- taxa de compressão: 12:1

2. Dinamômetro hidráulico marca STUSKA

- modelo: 400 HP
- Escala de torque: 0 - 24 (0 - 170 Nm)
- Potência mínima: -4000 rpm - 0 (zero)
-8000 rpm - 0 (zero)
- Potência máxima: -4000 rpm - 96 HP
-8000 rpm - 192 HP
- Comprimento do braço: 16 cm
- Resolução: -torque = 0,7 Nm
-potência = 0,6 HP a 6000 rpm
-erro a meia capacidade = 0,7%
- Tacômetro: - resolução 100 rpm
- erro máximo: 5%

3. Sistema para medição do consumo de ar

- tanque de compensação (vol = 200 l)

- bocal ASME, (ver curva de calibração - figura 4.a)
- diâmetro do orifício = 25 mm
- erro < 0,5%

4. Sistema para medição do consumo de combustível

- balança marca COZZOLINO, resolução: 1 grama
- recipiente capacidade: 2,5 litros
- cronômetro digital CITIZEN - resolução 1/100 segundos

5. Sistema para medição de temperatura

- pirômetro digital com compensação interna, resolução: 1^o C
- chave seletora com 10 canais
- termopares tipo K (-20 a 1200^o C)
- haste flexível, diâmetro: 3 mm

6. Manômetro diferencial em "U"

- escala milimétrica (divisão 1 mm)
- $h_{\max} = 1500$ mm

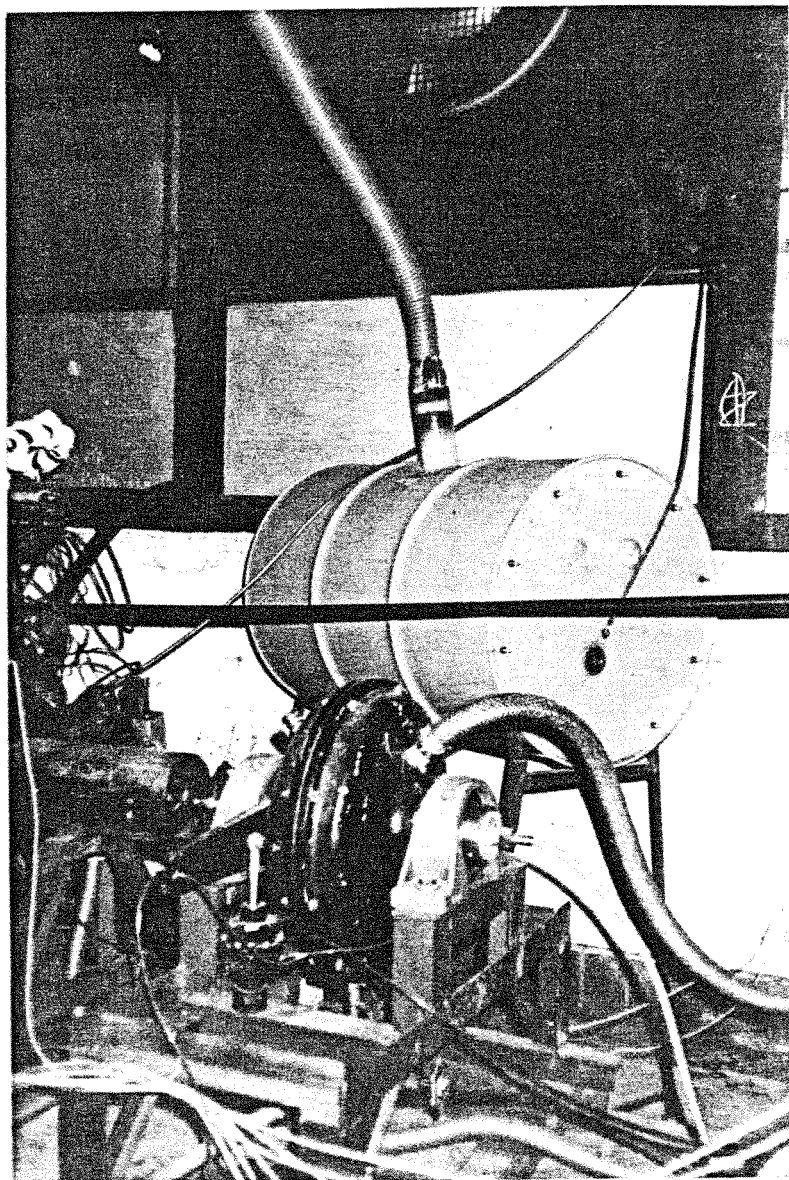


Fig. 4.c - Foto do sistema de medição de vazão de ar e dinamômetro hidráulico.

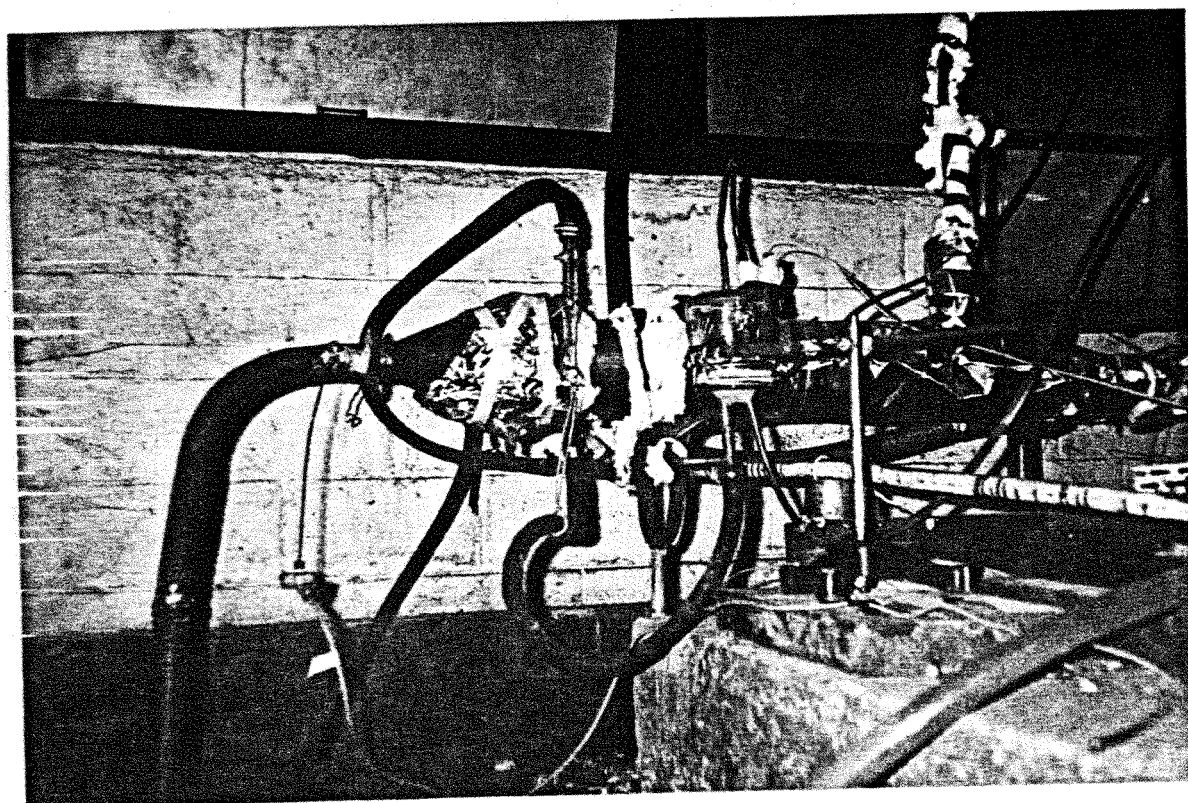
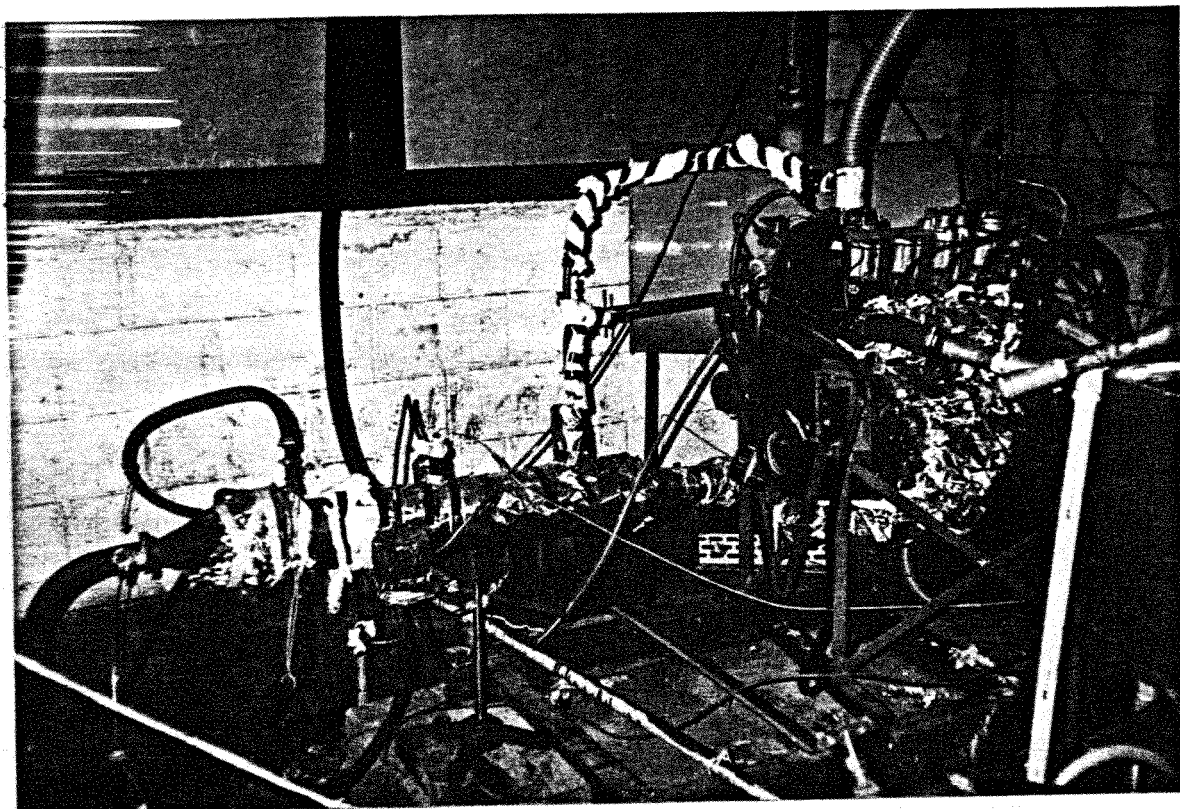


Fig. 4.d - Foto do sistema de pré-vaporização do álcool etílico.
co.



Fig. 4.e - Foto do painel de instrumentos do banco de ensaio de motores.

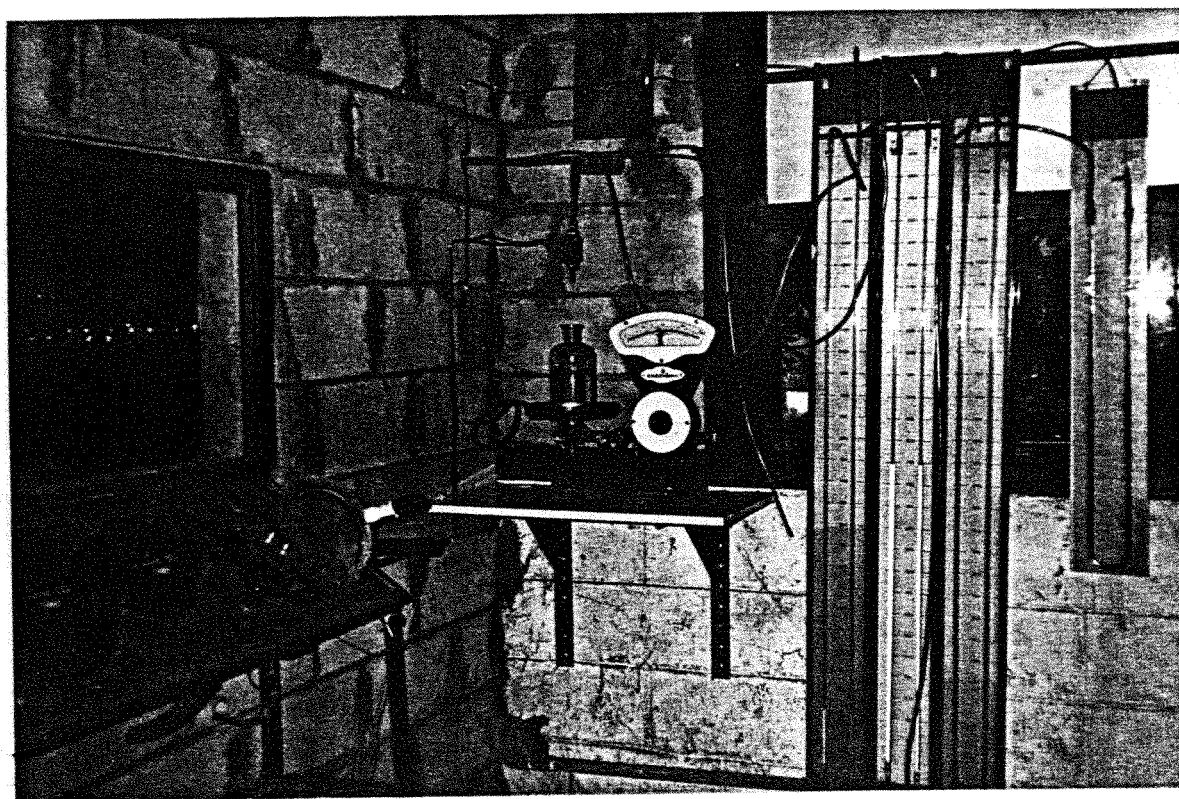


Fig. 4.f - Foto do sistema de medição de vazão de combustível e manômetro diferencial.

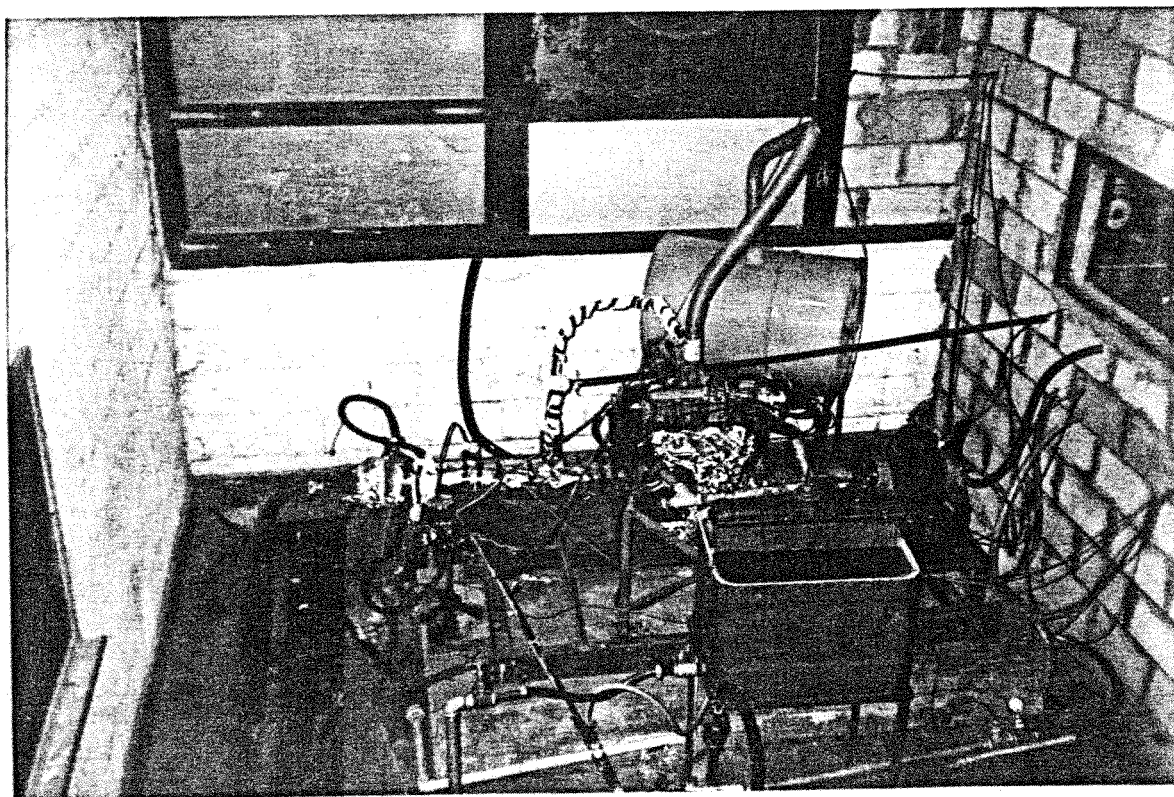


Fig. 4.9 - Foto da vista geral dos equipamentos do laboratório de motores.

MOTOR MONZA A ALCOOL * Cilind. = 1.6 L. * Taxa Compr. = 12:1
 ENSAIO n. 1 - Carburacao Convencional - Plena Carga

- Realizado em 30-06-1986 # das 12:30 h as 14:40 h
 - Patm = 712 mmHg # Temp. Amb. : B. seco = 25°C , B. umido = 23°C

rpm	Potencia (CV)	Torque (Nm)	Dcomb. (Kg/h)	Dar (Kg/h)	A/C -	Con.Esp. (g/hCV)	Tg.esc. (°C)
4000.00	58.81	103.39	9.02	86.62	9.60	153.37	597.00
4500.00	68.45	106.95	9.33	96.74	10.37	136.31	604.00
5000.00	75.04	105.52	10.71	108.29	10.11	142.73	615.00
5500.00	75.29	96.26	10.91	118.62	10.87	144.91	604.00
6000.00	76.05	89.13	11.15	121.85	10.93	146.61	577.00

Simulacao da Producao de Vapor de Alcool pelo Trocador de Calor
 Grandezas Calculadas em Relacao aos Valores Medidos no Ensaio n. 1

- Quantidade de Tubos no Trocador : 7
 - Dimensoes dos Tubos : Dint. = 14 mm - Dext. = 15 mm - Compr. = 420 mm

rpm	Dgases (Kg/h)	Vgases (m/s)	Rey -	Ui (Kcal/hm ² 'C)	K.aic.vap. (Kg/h)	Desvio (Kg/h)
4000.00	95.64	53.38	11504.86	40.42	10.41	1.39
4500.00	106.07	59.88	12760.19	42.07	11.06	1.73
5000.00	119.00	68.28	14315.72	44.12	11.94	1.23
5500.00	129.53	73.11	15582.61	45.16	11.87	0.96
6000.00	133.00	73.11	15999.53	45.25	11.34	0.19

Tab. 4.1 - Ensaio com carburacao convencional a plena carga.

MOTOR MONZA A ALCOOL * Cilind. = 1.6 L. * Taxa Compr. = 12:1
 ENSAIO n. 2 - Carburacao Convencional - 75 % Carga Plena

- Realizado em 30-06-1986 # das 12:30 h as 14:40 h
 - Patm = 712 mmHg # Temp. Amb. : B. seco = 25°C , B. umido = 23°C

rpm	Potencia (CV)	Torque (Nm)	Dcomb. (Kg/h)	Dar (Kg/h)	A/C	Con.Esp. (g/hCV)	Tg.esc. (°C)
3000.00	26.71	62.60	4.62	46.47	10.06	172.98	528.00
3500.00	36.73	73.80	6.20	69.52	11.21	168.79	554.00
4000.00	44.13	77.57	7.08	79.81	11.27	160.44	571.00
4500.00	51.33	80.21	8.07	92.19	11.42	157.21	563.00
5000.00	56.28	79.14	8.56	99.10	11.58	152.10	577.00
5500.00	56.50	72.23	8.96	101.40	11.32	158.60	573.00
6000.00	57.07	66.88	9.34	105.53	11.30	163.66	580.00

Simulacao da Producao de Vapor de Alcool pelo Trocador de Calor
 Grandezas Calculadas em Relacao aos Valores Medidos no Ensaio n. 2

- Quantidade de Tubos no Trocador : 7
 - Dimensoes dos Tubos : Dint.= 14 mm - Dext.= 15 mm - Compr.= 420 mm

rpm	Dgases (Kg/h)	Vgases (m/s)	Rey	Ui (Kcal/hm ² °C)	M.alc.vap. (Kg/h)	Desvio (Kg/h)
3000.00	51.09	25.99	6146.21	30.57	6.62	2.00
3500.00	75.72	42.00	9109.50	36.78	9.37	3.17
4000.00	86.89	48.94	10453.03	38.97	10.20	3.12
4500.00	100.26	56.64	12060.68	41.19	10.84	2.77
5000.00	107.66	60.86	12951.49	42.28	11.14	2.58
5500.00	110.36	62.48	13276.46	42.68	11.28	2.32
6000.00	114.87	65.59	13819.03	43.37	11.64	2.30

Tab. 4.2 - Ensaio com carburacao convencional a 75% da plena carga.

MOTOR MONZA A ALCOOL * Cilind. = 1.6 L. * Taxa Compr. = 12:1
 ENSAIO n. 3 - Carburacao Convencional - 50 % Carga Plena

- Realizado em 30-06-1986 # das 12:30 h as 14:40 h
 - Patm = 712 mmHg # Temp. Amb. : B. seco = 25'C , B. umido = 23'C

rpm	Potencia (CV)	Torque (Nm)	Dcomb. (Kg/h)	Dar (Kg/h)	A/C -	Con.Esp. (g/hCV)	Tg.esc. (C)
2000.00	10.65	37.43	2.63	23.93	9.10	247.02	464.00
2500.00	13.56	38.15	3.11	27.73	8.92	229.31	510.00
3000.00	17.80	41.71	3.69	34.11	9.24	207.35	550.00
3500.00	24.43	49.20	4.71	45.75	9.71	192.34	556.00
4000.00	29.41	51.69	5.31	55.02	10.36	180.58	563.00
4500.00	34.22	53.48	6.00	64.01	10.67	175.32	560.00
5000.00	37.52	52.76	6.81	73.27	10.76	181.51	565.00
5500.00	37.64	48.13	6.95	75.52	10.87	184.62	586.00
6000.00	38.03	44.56	7.36	83.09	11.29	193.56	582.00

Simulacao da Producao de Vapor de Alcool pelo Trocador de Calor
 Grandezas Calculadas em Relacao aos Valores Medidos no Ensaio n. 3

- Quantidade de Tubos no Trocador : 7
 - Dimensoes dos Tubos : Dint.= 14 mm - Dext.= 15 mm - Compr.= 420 mm

rpm	Dgases (Kg/h)	Vgases (m/s)	Rey -	Ui (Kcal/hm ² C)	M.aic.vap. (Kg/h)	Desvio (Kg/h)
2000.00	26.56	12.73	3195.61	21.87	4.20	1.57
2500.00	30.84	15.21	3709.81	23.76	4.85	1.74
3000.00	37.80	19.52	4547.65	26.52	5.91	2.22
3500.00	50.46	26.33	6070.12	30.52	6.95	2.24
4000.00	60.33	32.10	7257.92	33.17	7.83	2.52
4500.00	70.01	37.90	8422.52	35.46	8.64	2.64
5000.00	80.08	44.61	9633.48	37.66	9.67	2.86
5500.00	82.47	46.77	9920.43	38.23	10.14	3.19
6000.00	90.45	51.83	10880.53	39.71	10.72	3.36

Tab. 4.3 - Ensaio com carburacao convencional a 50% da plena carga.

MOTOR MONZA A ALCOOL * Cilind. = 1.6 L. * Taxa Compr. = 12:1
 ENSAIO n. 4 - Carburacao Convencional - 25 % Carga Plena

- Realizado em 30-06-1986 # das 12:30 h as 14:40 h
 - Patm = 712 mmHg # Temp. Amb. : B. seco = 25°C , B. umido = 23°C

rpm	Potencia (CV)	Torque (Nm)	Dcomb. (Kg/h)	Dar (Kg/h)	A/C -	Con.Esp. (g/hCV)	Tg.esc. (°C)
2000.00	5.33	18.75	1.87	15.80	8.45	350.60	438.00
2500.00	6.79	19.11	2.27	19.45	8.57	334.13	471.00
3000.00	8.91	20.89	2.71	23.93	8.83	304.05	506.00
3500.00	12.24	24.60	3.31	30.00	9.06	270.34	556.00
4000.00	14.72	25.88	3.71	33.13	8.93	251.98	583.00
4500.00	17.11	26.74	4.34	40.34	9.29	253.63	605.00
5000.00	18.76	26.38	4.59	45.02	9.81	244.68	619.00
5500.00	18.85	24.10	4.85	47.18	9.73	257.29	624.00
6000.00	19.04	22.32	5.16	49.93	9.68	270.97	630.00

Simulacao da Producao de Vapor de Alcool pelo Trocador de Calor
 Grandezas Calculadas em Relacao aos Valores Medidos no Ensaio n. 4

- Quantidade de Tubos no Trocador : 7
 - Dimensoes dos Tubos : Dint. = 14 mm - Dext. = 15 mm - Compr. = 420 mm

rpm	Dgases (Kg/h)	Vgases (m/s)	Rey -	Ui (Kcal/hm ² °C)	M.alc.vap. (Kg/h)	Desvio (Kg/h)
2000.00	17.67	7.75	2125.91	17.26	2.74	0.87
2500.00	21.72	10.34	2612.70	19.58	3.71	1.44
3000.00	26.64	13.62	3205.23	22.08	4.83	2.12
3500.00	33.31	17.46	4007.40	24.92	5.72	2.41
4000.00	36.84	19.73	4431.97	26.31	6.29	2.58
4500.00	44.68	24.49	5374.96	29.02	7.24	2.90
5000.00	49.61	27.72	5967.40	30.58	7.90	3.31
5500.00	52.03	29.54	6259.50	31.34	8.32	3.47
6000.00	55.09	31.58	6627.33	32.22	8.70	3.54

Tab. 4.4 - Ensaio com carburacao convencional a 25% da plena carga.

MOTOR MONZA A ALCOOL * Cilind. = 1.6 L. * Taxa Compr. = 12:1
 ENSAIO n. 5 - Carburacao Convencional - Carga Nula

- Realizado em 30-06-1986 # das 12:30 h as 14:40 h
 - Patm = 712 mmHg # Temp. Amb. : E. seco = 25°C , E. umido = 23°C

rpm	Potencia (CV)	Torque (Nm)	Dcomb. (Kg/h)	Dar (Kg/h)	A/C -	Con.Esp. (g/hCV)	Tg.esc. (°C)
2000.00	0.81	2.85	1.42	11.08	7.80	1750.49	321.00
2500.00	1.01	2.85	1.44	13.64	9.47	1420.12	362.00
3000.00	1.22	2.85	1.79	15.80	8.83	1471.07	391.00
3500.00	1.77	3.57	2.13	17.72	8.32	1200.34	422.00
4000.00	2.03	3.57	2.41	19.45	8.07	1188.36	460.00
4500.00	2.28	3.57	2.51	21.80	8.63	1100.15	498.00
5000.00	2.54	3.57	3.02	25.26	8.36	1191.32	526.00
5500.00	3.35	4.28	3.21	28.89	9.00	959.30	543.00
6000.00	4.26	4.99	3.67	33.13	9.03	861.75	589.00

Simulacao da Producao de Vapor de Alcool pelo Trocador de Calor
 Grandezas Calculadas em Relacao aos Valores Medidos no Ensaio n. 5

- Quantidade de Tubos no Trocador : 7
 - Dimensoes dos Tubos : Dint.= 14 mm - Dext.= 15 mm - Compr.= 420 mm

rpm	Dgases (Kg/h)	Vgases (m/s)	Rey -	Ui (Kcal/hm ² °C)	M.alc.vap. (Kg/h)	Desvio (Kg/h)
2000.00	12.50	4.44	1503.58	13.73	1.23	-0.15
2500.00	15.08	5.84	1813.71	15.51	1.80	0.36
3000.00	17.53	7.46	2116.28	17.15	2.51	0.72
3500.00	19.85	8.57	2387.33	18.42	2.82	0.69
4000.00	21.86	10.11	2629.54	19.60	3.50	1.09
4500.00	24.31	11.79	2924.68	20.88	4.11	1.60
5000.00	28.28	14.51	3401.99	22.82	5.03	2.01
5500.00	32.10	16.43	3861.19	24.38	5.35	2.14
6000.00	36.80	19.62	4427.16	26.28	6.23	2.56

Tab. 4.5 - Ensaio com carburacao convencional à carga nula.

MOTOR MONZA A ALCOOL * Cilind. = 1.6 L. * Taxa Compr. = 12:1
 ENSAIO n. 6 - Alimentacao: Alc. Prevaporizado - Plena Carga

- Realizado em 21-10-1986 # das 09:30 h as 15:50 h
 - Patm = 713 mmHg # Temp. Amb. : B. seco = 26°C , B. umido = 23°C

rpm	Potencia (CV)	Torque (Nm)	Dcomb. (Kg/h)	Dar (Kg/h)	A/C -	Con.Esp. (g/hCV)	Tg.esc. (°C)
4000.00	58.81	103.39	6.90	91.83	13.31	117.32	534.00
4500.00	68.45	106.95	7.05	99.76	14.15	103.00	550.00
5000.00	75.04	105.52	7.31	110.39	15.10	97.42	580.00
5500.00	75.29	96.26	7.76	120.52	15.53	103.07	559.00
6000.00	76.05	89.13	7.79	121.58	15.61	102.43	593.00

Simulacao da Producao de Vapor de Alcool pelo Trocador de Calor
 Grandezas Calculadas em Relacao aos Valores Medidos no Ensaio n. 6

- Quantidade de Tubos no Trocador : 10
 - Dimensoes dos Tubos : Dint. = 14 mm - Dext. = 15 mm - Compr. = 300 mm

rpm	Dgases (Kg/h)	Vgases (m/s)	Rey -	Ui (Kcal/hm ² °C)	M.alc.vap. (Kg/h)	Desvio (Kg/h)
4000.00	98.73	37.68	8313.61	35.78	9.02	2.12
4500.00	106.81	41.71	8994.75	37.09	9.74	2.69
5000.00	117.70	47.81	9910.99	38.83	10.93	3.62
5500.00	128.28	50.82	10802.03	39.97	10.77	3.01
6000.00	129.37	53.44	10894.41	40.41	11.71	3.92

Tab. 4.6 - Ensaio com combustível pré-vaporizado à plena carga.

MOTOR MONZA A ALCOOL * Cilind. = 1.6 L. * Taxa Compr. = 12:1
 ENSAIO n. 7 - Alimentacao: Alc. Pre-Vaporizado - 75 % Carga Plena

- Realizado em 21-10-1986 # das 09:30 h as 15:50 h
 - Patm = 713 mmHg # Temp. Amb. : B. seco = 26°C , B. umido = 23°C

rpm	Potencia (CV)	Torque (Nm)	Dcomb. (Kg/h)	Dar (Kg/h)	A/C -	Con.Esp. (g/hCV)	Tg.esc. (°C)
3000.00	26.71	62.60	4.10	57.40	14.00	153.51	477.00
3500.00	36.73	73.80	4.14	72.81	17.59	112.71	506.00
4000.00	44.13	77.57	4.89	85.46	17.48	110.81	512.00
4500.00	51.33	80.21	5.03	99.76	19.83	97.99	531.00
5000.00	56.28	79.14	5.52	117.80	21.34	98.09	531.00
5500.00	56.50	72.23	5.88	125.75	21.39	104.08	540.00
6000.00	57.07	66.88	6.30	127.02	20.16	110.39	545.00

Simulacao da Producao de Vapor de Alcool pelo Trocador de Calor
 Grandezas Calculadas em Relacao aos Valores Medidos no Ensaio n. 7

- Quantidade de Tubos no Trocador : 10
 - Dimensoes dos Tubos : Dint. = 14 mm - Dext. = 15 mm - Compr. = 300 mm

rpm	Dgases (Kg/h)	Vgases (m/s)	Rey -	Ui (Kcal/hm ² 'C)	M.alc.vap. (Kg/h)	Desvio (Kg/h)
3000.00	61.50	21.79	5178.98	28.58	6.26	2.16
3500.00	76.95	28.60	6480.07	31.91	7.65	3.51
4000.00	90.35	33.84	7607.96	34.29	8.34	3.45
4500.00	104.79	40.38	8824.65	36.65	9.40	4.37
5000.00	123.32	47.61	10384.71	39.12	10.07	4.55
5500.00	131.63	51.40	11084.25	40.20	10.56	4.68
6000.00	133.32	52.31	11226.48	40.44	10.71	4.41

Tab. 4.7 - Ensaio com combustível pré-vaporizado a 75% da plena carga.

MOTOR MONZA A ALCOOL * Cilind. = 1.6 L. * Taxa Compr. = 12:1
 ENSAIO n. 8 - Alimentacao: Alc. Pre-Vaporizado - 50 % Carga Plena

- Realizado em 21-10-1986 # das 09:30 h as 15:50 h
 - Patm = 713 mmHg # Temp. Amb. : B. seco = 26°C , B. umido = 23°C

rpm	Potencia (CV)	Torque (Nm)	Dcomb. (Kg/h)	Dar (Kg/h)	A/C -	Con.Esp. (g/hCV)	Tg.esc. (°C)
2000.00	10.65	37.43	3.95	55.02	13.93	371.00	420.00
2500.00	13.56	38.15	4.04	57.40	14.21	297.89	438.00
3000.00	17.80	41.71	4.28	68.07	15.90	240.51	482.00
3500.00	24.49	49.20	4.25	80.23	18.88	173.55	500.00
4000.00	29.41	51.69	4.46	85.46	19.16	151.67	525.00
4500.00	34.22	53.48	5.50	103.01	18.73	160.71	532.00
5000.00	37.52	52.76	4.66	113.88	24.44	124.21	543.00
5500.00	37.64	48.13	5.47	125.75	22.99	145.31	558.00
6000.00	38.03	44.56	5.08	131.95	25.97	133.60	573.00

Simulacao da Producao de Vapor de Alcool pelo Trocador de Calor
 Grandezas Calculadas em Relacao aos Valores Medidos no Ensaio n. 8

- Quantidade de Tubos no Trocador : 10
 - Dimensoes dos Tubos : Dint.= 14 mm - Dext.= 15 mm - Compr.= 300 mm

rpm	Dgases (Kg/h)	Vgases (m/s)	Rey -	Ui (Kcal/hm ² 'C)	M.alc.vap. (Kg/h)	Desvio (Kg/h)
2000.00	58.97	19.23	4966.02	27.66	5.11	1.16
2500.00	61.44	20.60	5173.93	28.33	5.55	1.51
3000.00	72.35	25.94	6092.16	30.87	6.91	2.63
3500.00	84.48	31.21	7113.91	33.22	7.88	3.63
4000.00	89.92	34.35	7571.75	34.32	8.66	4.20
4500.00	108.51	41.80	9137.72	37.19	9.53	4.03
5000.00	118.54	46.62	9981.70	38.63	10.28	5.62
5500.00	131.22	52.50	11049.73	40.33	11.06	5.59
6000.00	137.03	55.99	11539.24	41.14	11.71	6.63

Tab. 4.8 - Ensaio com combustivel pré-vaporizado a 50% da plena carga.

MOTOR MONZA A ALCOOL * Cilind. = 1.6 L. * Taxa Compr. = 12:1
 ENSAIO n. 9 - Alimentacao: Alc. Pre-Vaporizado - 25 % Carga Plena

- Realizado em 21-10-1986 # das 09:30 h as 15:50 h
 - Patm = 713 mmHg # Temp. Amb. : B. seco = 26°C , B. umido = 23°C

rpm	Potencia (CV)	Torque (Nm)	Dcomb. (Kg/h)	Dar (Kg/h)	A/C -	Con.Esp. (g/hCV)	Tg.esc. (°C)
2000.00	5.33	18.75	2.04	40.34	19.77	382.48	409.00
2500.00	6.79	19.11	3.10	48.58	15.67	456.30	415.00
3000.00	8.91	20.89	3.96	57.40	14.50	444.29	422.00
3500.00	12.24	24.60	4.90	68.07	13.89	400.19	427.00
4000.00	14.72	25.88	5.20	71.89	13.82	353.18	430.00
4500.00	17.11	26.74	5.76	80.23	13.93	336.62	484.00
5000.00	18.76	26.38	4.40	85.46	19.42	234.55	516.00
5500.00	18.85	24.10	4.60	87.38	19.00	244.03	512.00
6000.00	19.04	22.32	5.10	90.37	17.72	267.82	538.00

Simulacao da Producao de Vapor de Alcool pelo Trocador de Calor
 Grandezas Calculadas em Relacao aos Valores Medidos no Ensaio n. 9

- Quantidade de Tubos no Trocador : 10
 - Dimensoes dos Tubos : Dint.= 14 mm - Dext.= 15 mm - Compr.= 300 mm

rpm	Dgases (Kg/h)	Vgases (m/s)	Rey -	Ui (Kcal/hm ² 'C)	M.alc.vap. (Kg/h)	Desvio (Kg/h)
2000.00	42.38	13.78	3568.79	23.56	4.33	2.29
2500.00	51.68	16.81	4351.57	25.91	4.76	1.66
3000.00	61.36	20.11	5167.19	28.20	5.27	1.31
3500.00	72.97	24.04	6144.37	30.59	5.78	0.88
4000.00	77.05	25.51	6491.53	31.37	5.98	0.78
4500.00	85.99	30.76	7241.06	33.35	7.44	1.68
5000.00	89.86	33.94	7566.70	34.24	8.46	4.06
5500.00	91.98	34.54	7745.56	34.56	8.45	3.85
6000.00	95.47	36.99	8039.40	35.31	9.15	4.05

Tab. 4.9 - Ensaio com combustível pré-vaporizado a 25% da plena carga.

MOTOR MONZA A ALCOOL * Cilind. = 1.6 L. * Taxa Compr. = 12:1
 ENSAIO n. 10 - Alimentacao: Alc. Pre-Vaporizado - Carga Nula

- Realizado em 21-10-1986 # das 09:30 h as 15:50 h
 - Patm = 713 mmHg # Temp. Amb. : B. seco = 26°C , E. umido = 23°C

rpm	Potencia (CV)	Torque (Nm)	Dcomb. (Kg/h)	Dar (Kg/h)	A/C -	Con.Esp. (g/hCV)	Tg.esc. (°C)
2000.00	0.81	2.85	2.04	40.34	19.77	2514.79	370.00
2500.00	1.01	2.85	2.24	44.27	19.76	2209.07	390.00
3000.00	1.22	2.85	2.45	56.22	22.95	2013.48	494.00
3500.00	1.77	3.57	2.56	61.34	23.96	1442.66	507.00
4000.00	2.03	3.57	3.36	64.01	19.05	1656.80	492.00
4500.00	2.28	3.57	2.53	71.89	28.41	1108.92	558.00
5000.00	2.54	3.57	2.57	73.72	28.69	1013.81	557.00
5500.00	3.35	4.28	2.90	76.39	26.34	866.65	565.00
6000.00	4.26	4.99	3.14	81.47	25.94	737.30	555.00

Simulacao da Producao de Vapor de Alcool pelo Trocador de Calor
 Grandezas Calculadas em Relacao aos Valores Medidos no Ensaio n. 10

- Quantidade de Tubos no Trocador : 10
 - Dimensoes dos Tubos : Dint.= 14 mm - Dext.= 15 mm - Compr.= 300 mm

rpm	Dgases (Kg/h)	Vgases (m/s)	Rey -	Ui (Kcal/hm ² 'C)	M.alc.vap. (Kg/h)	Desvio (Kg/h)
2000.00	42.38	12.96	3568.79	23.19	3.72	1.68
2500.00	46.51	14.68	3916.49	24.44	4.21	1.97
3000.00	58.67	21.62	4940.92	28.25	6.67	4.22
3500.00	63.90	23.99	5381.36	29.50	7.21	4.65
4000.00	67.37	24.63	5673.45	29.93	6.96	3.60
4500.00	74.42	29.91	6266.69	32.00	8.85	6.32
5000.00	76.29	30.63	6424.67	32.36	8.93	6.36
5500.00	79.29	32.10	6677.30	32.97	9.23	6.33
6000.00	84.61	33.82	7124.60	33.86	9.27	6.13

Tab. 4.10 - Ensaio com combustivel pré-vaporizado à carga nu-

MOTOR MONZA A ALCOOL * Cilind. = 1.6 L. * Taxa Compr. = 12:1
 ENSAIO n. 11 - Alimentacao: Alc. Pre-Vaporizado - MAXIMO TORQUE

- Realizado em 21-10-1986 # das 09:30 h as 15:50 h
 - Patm = 713 mmHg # Temp. Amb. : B. seco = 26'C , B. umido = 23'C

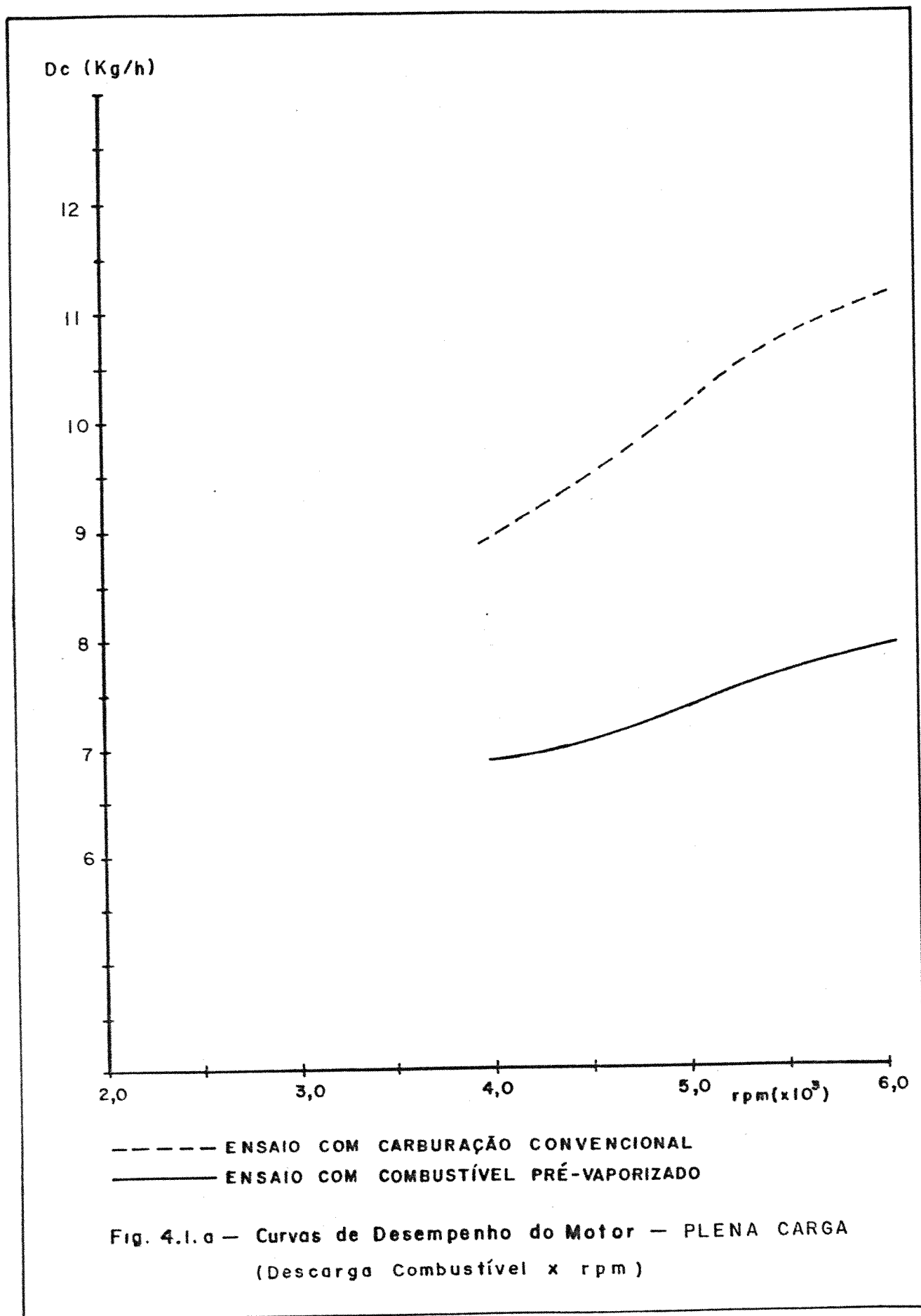
rpm	Potencia (CV)	Torque (Nm)	Dcomb. (Kg/h)	Dar (Kg/h)	A/C -	Con.Esp. (g/hCV)	Tg.esc. (C)
4000.00	59.22	104.10	10.30	95.71	9.29	173.93	599.00
4500.00	69.81	109.09	11.30	100.09	8.86	161.86	620.00
5000.00	80.61	113.37	12.80	112.15	8.76	158.78	678.00
5500.00	82.54	105.52	12.40	120.52	9.72	150.23	698.00
6000.00	88.22	103.39	12.80	126.76	9.90	145.10	723.00

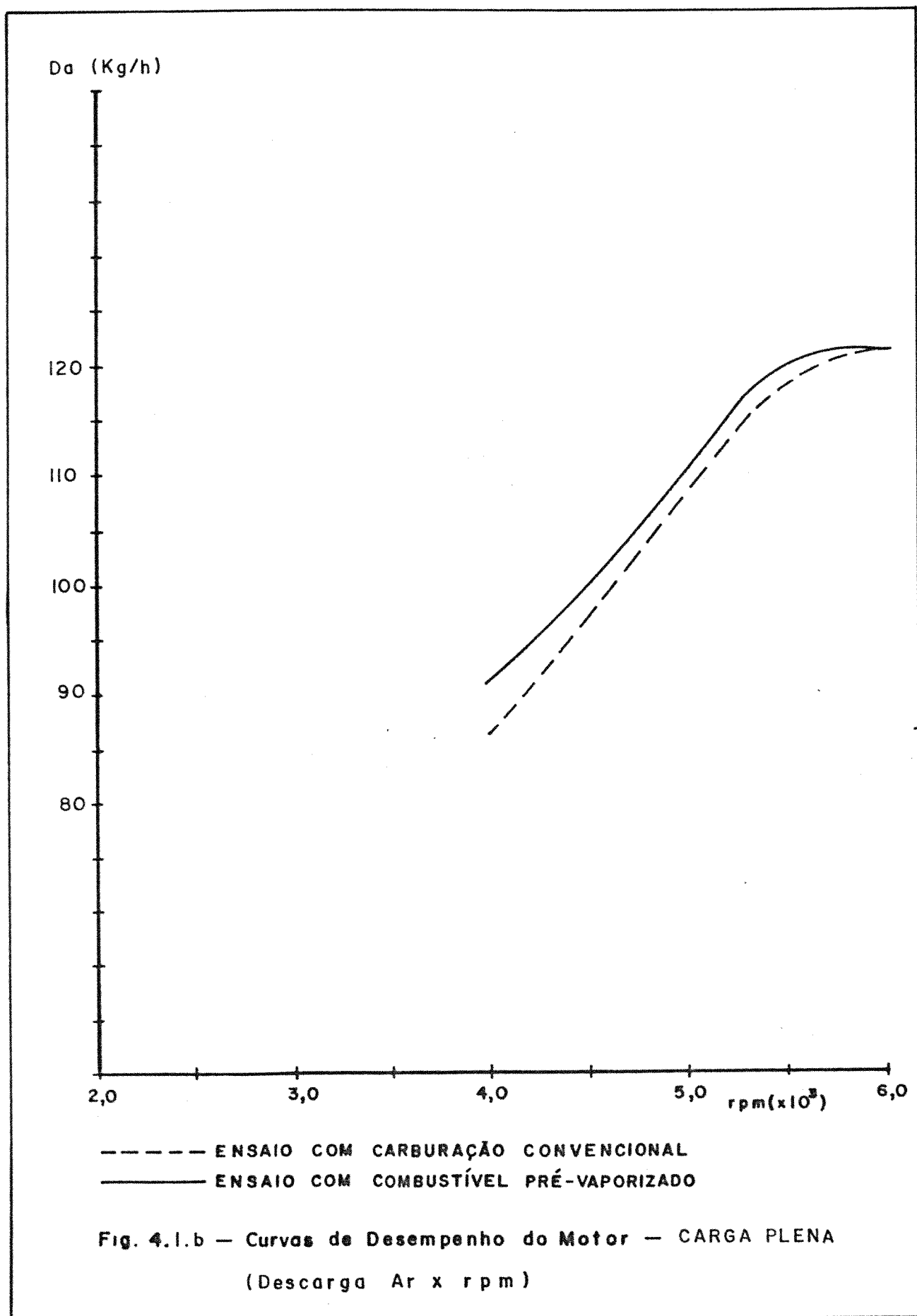
Simulacao da Producao de Vapor de Alcool pelo Trocador de Calor
 Grandezas Calculadas em Relacao aos Valores Medidos no Ensaio n. 11

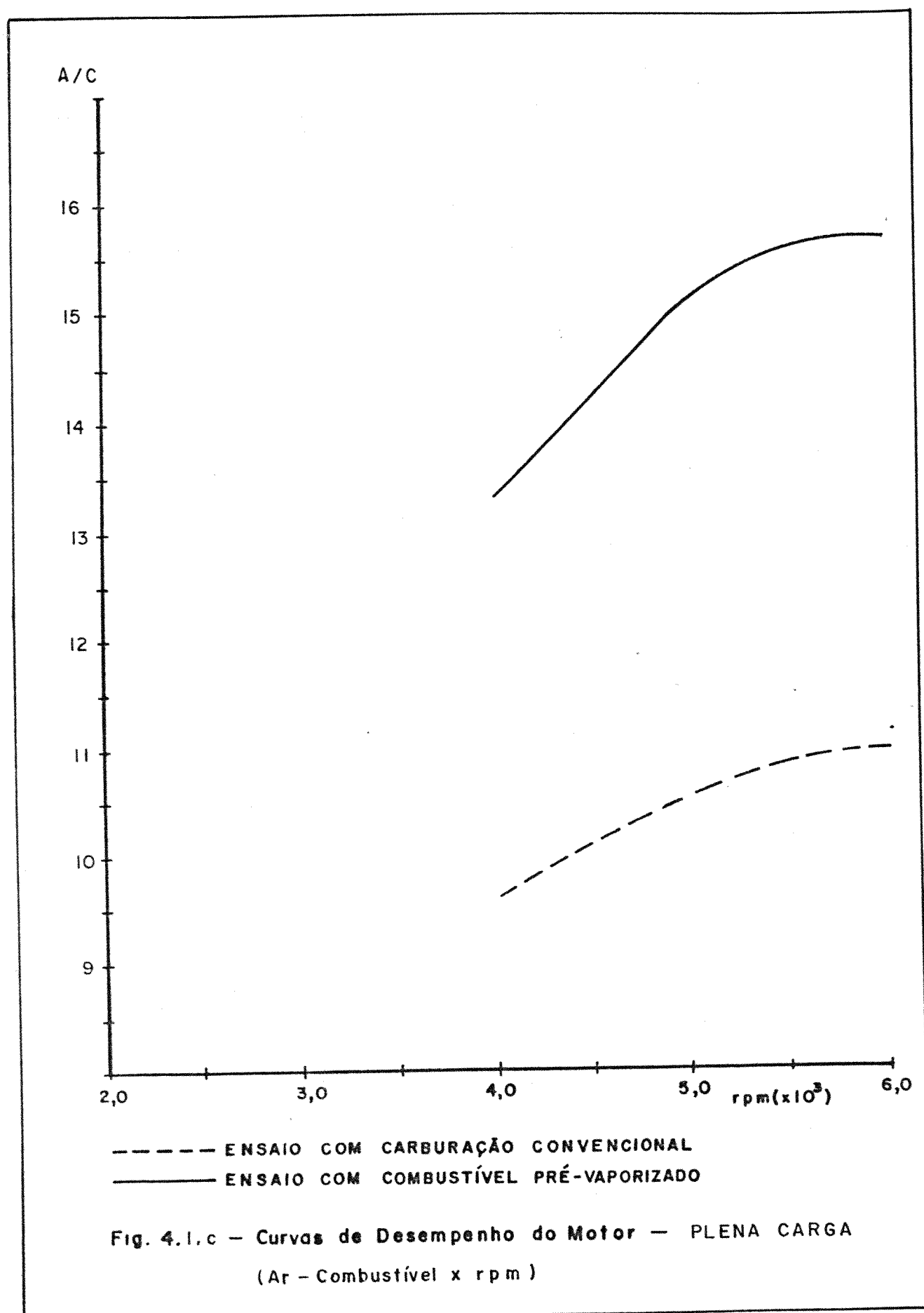
- Quantidade de Tubos no Trocador : 10
 - Dimensoes dos Tubos : Dint.= 14 mm - Dext.= 15 mm - Compr.= 300 mm

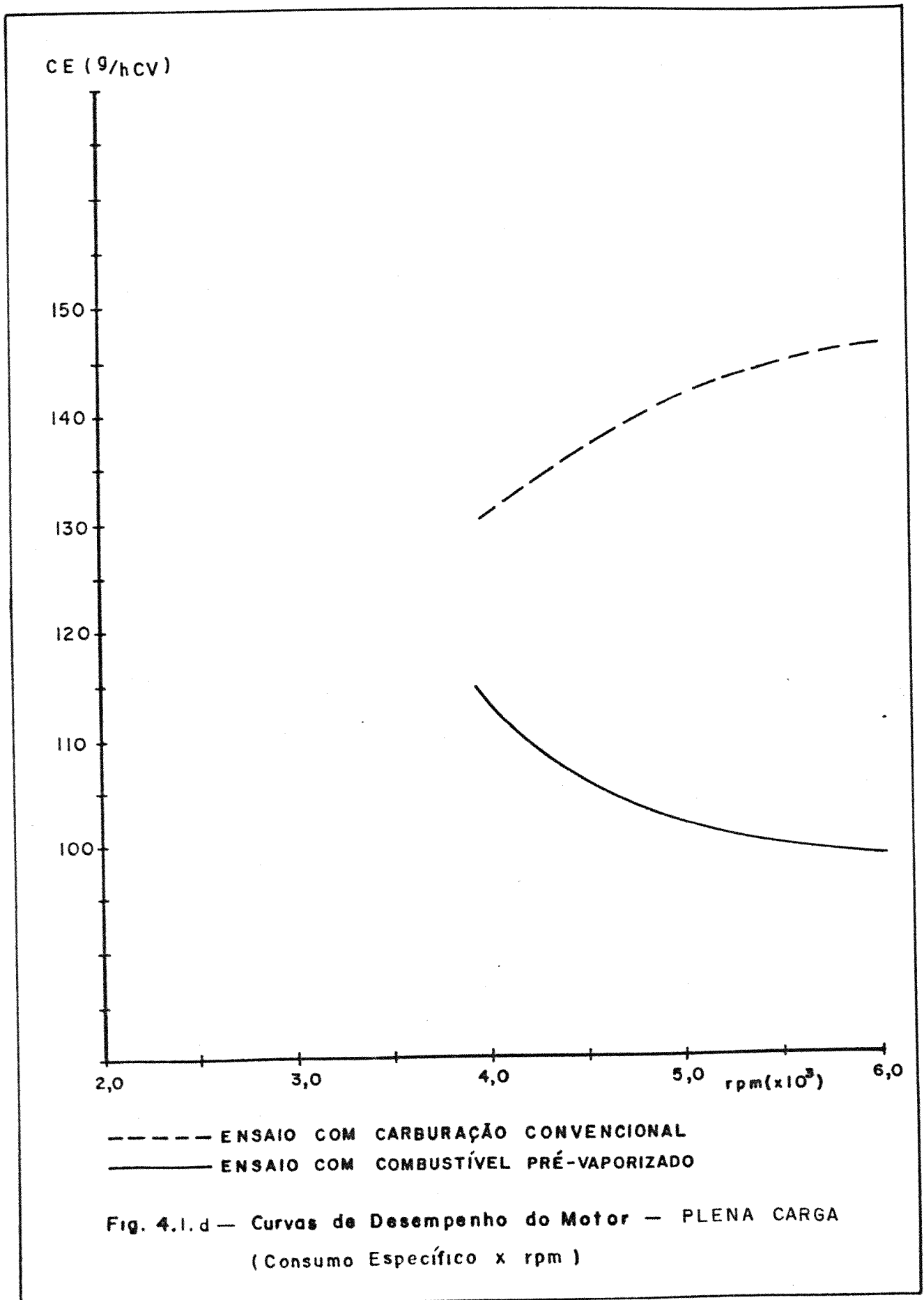
rpm	Dgases (Kg/h)	Vgases (m/s)	Rey -	Ui (Kcal/hm ² C)	M.alc.vap. (Kg/h)	Desvio (Kg/h)
4000.00	106.01	43.18	8927.03	37.36	10.57	0.27
4500.00	111.39	46.42	9380.42	38.29	11.27	-0.03
5000.00	124.95	55.61	10521.50	40.39	13.27	0.47
5500.00	132.92	60.75	11192.76	41.67	14.30	1.90
6000.00	139.56	65.56	11752.57	42.65	15.29	2.48

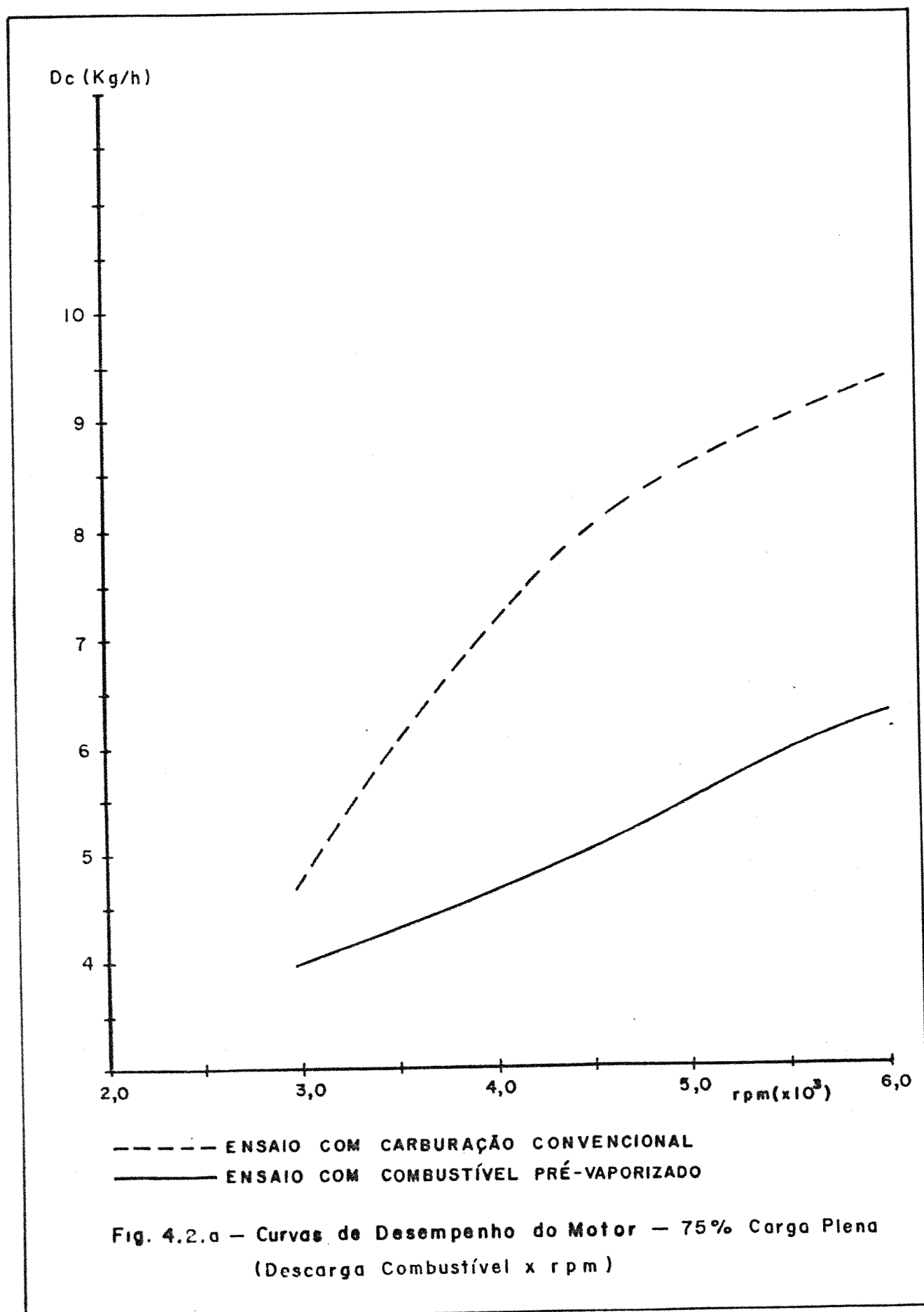
Tab. 4.11 - Ensaio com combustível pré-vaporizado para máximo torque.











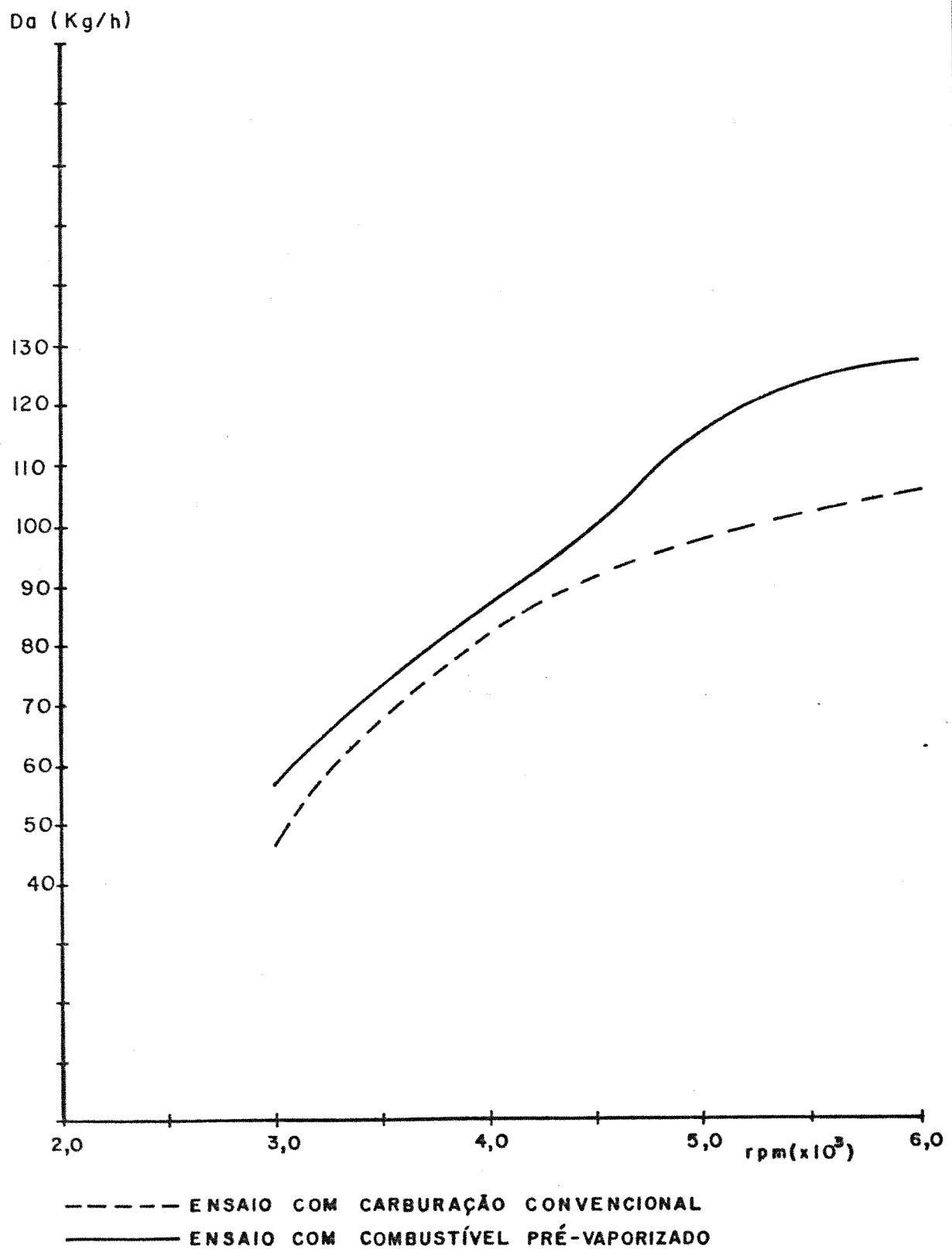
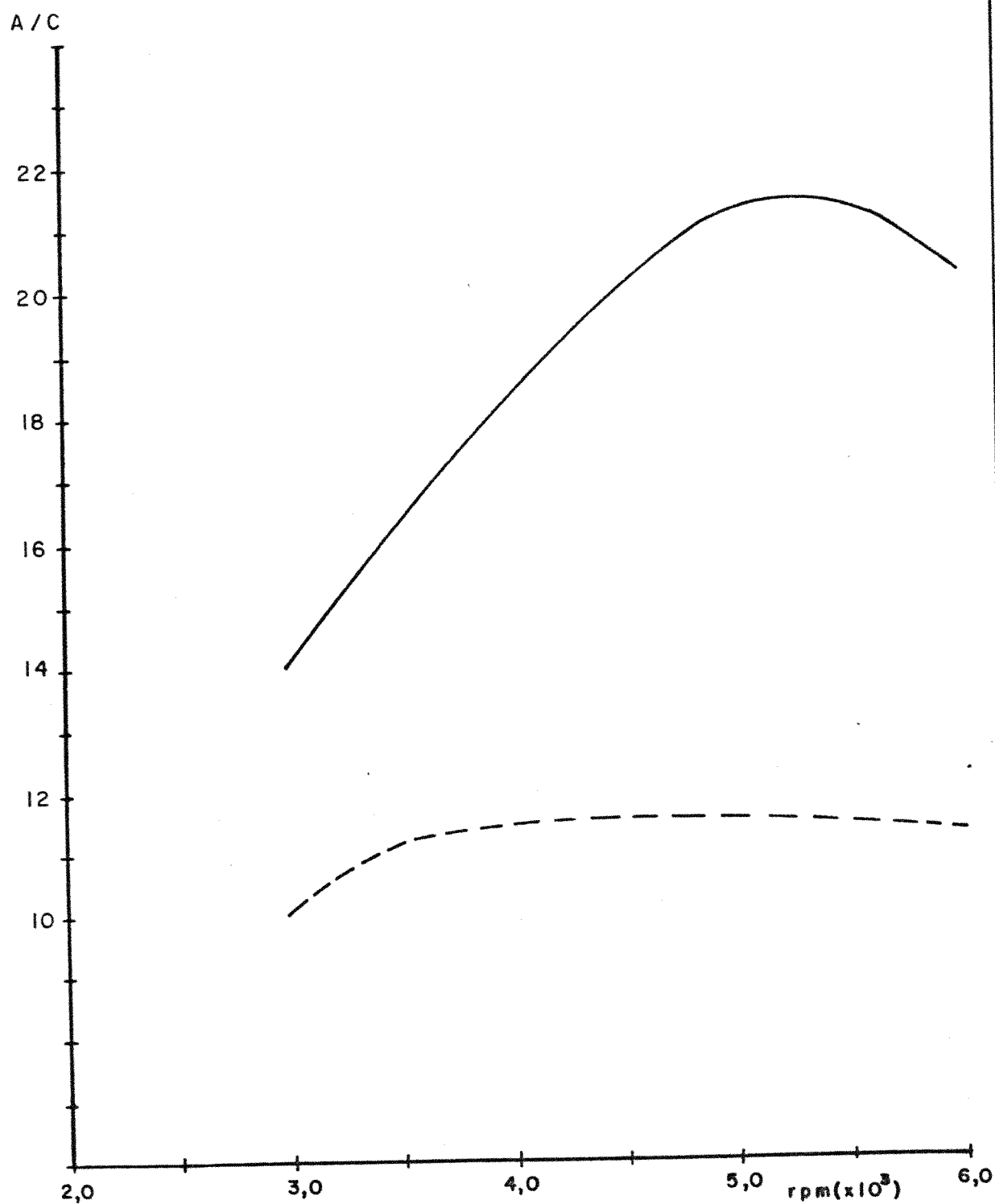
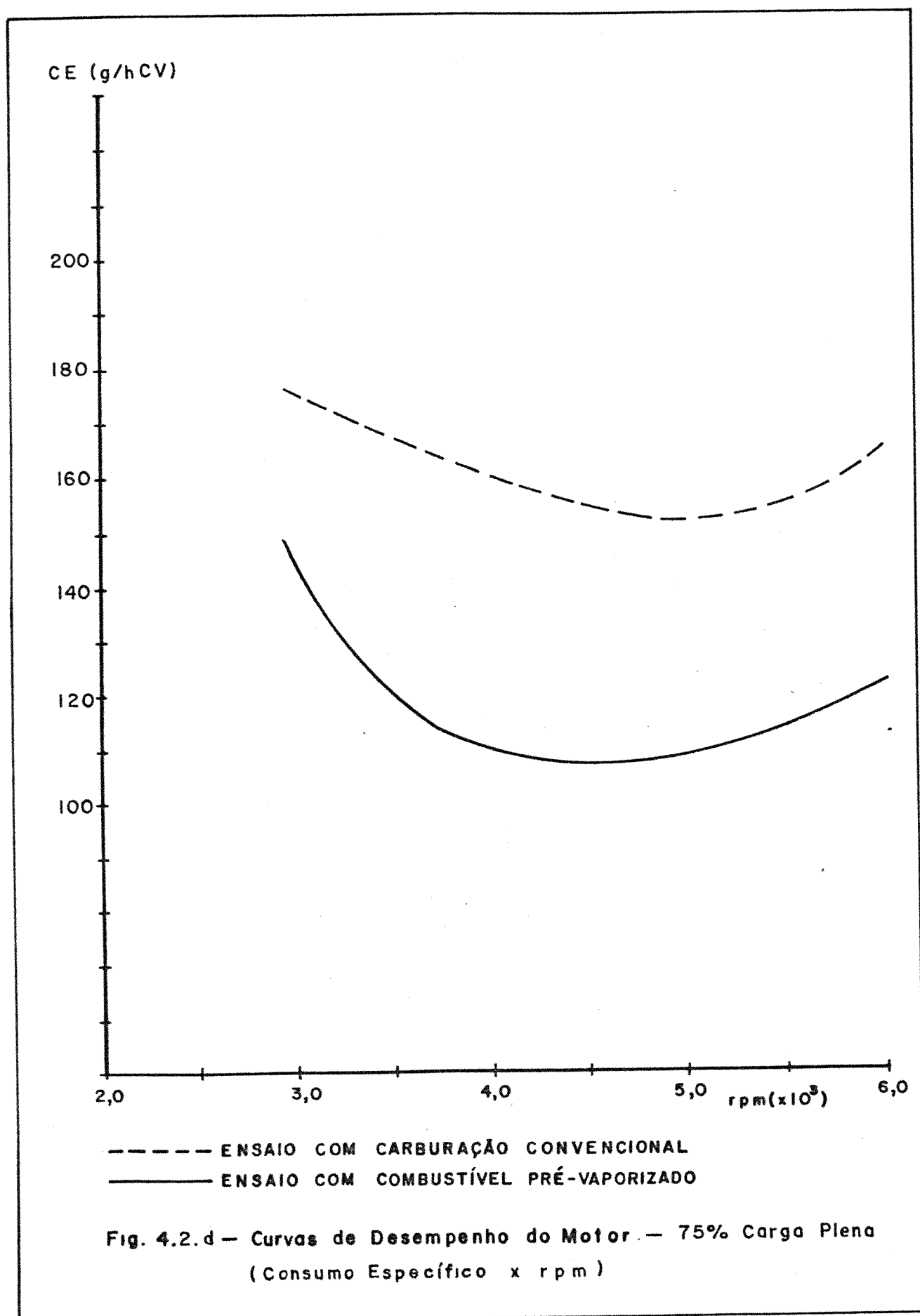


Fig. 4.2.b — Curvas de Desempenho do Motor — 75% Carga Plena
(Descarga Ar x rpm)

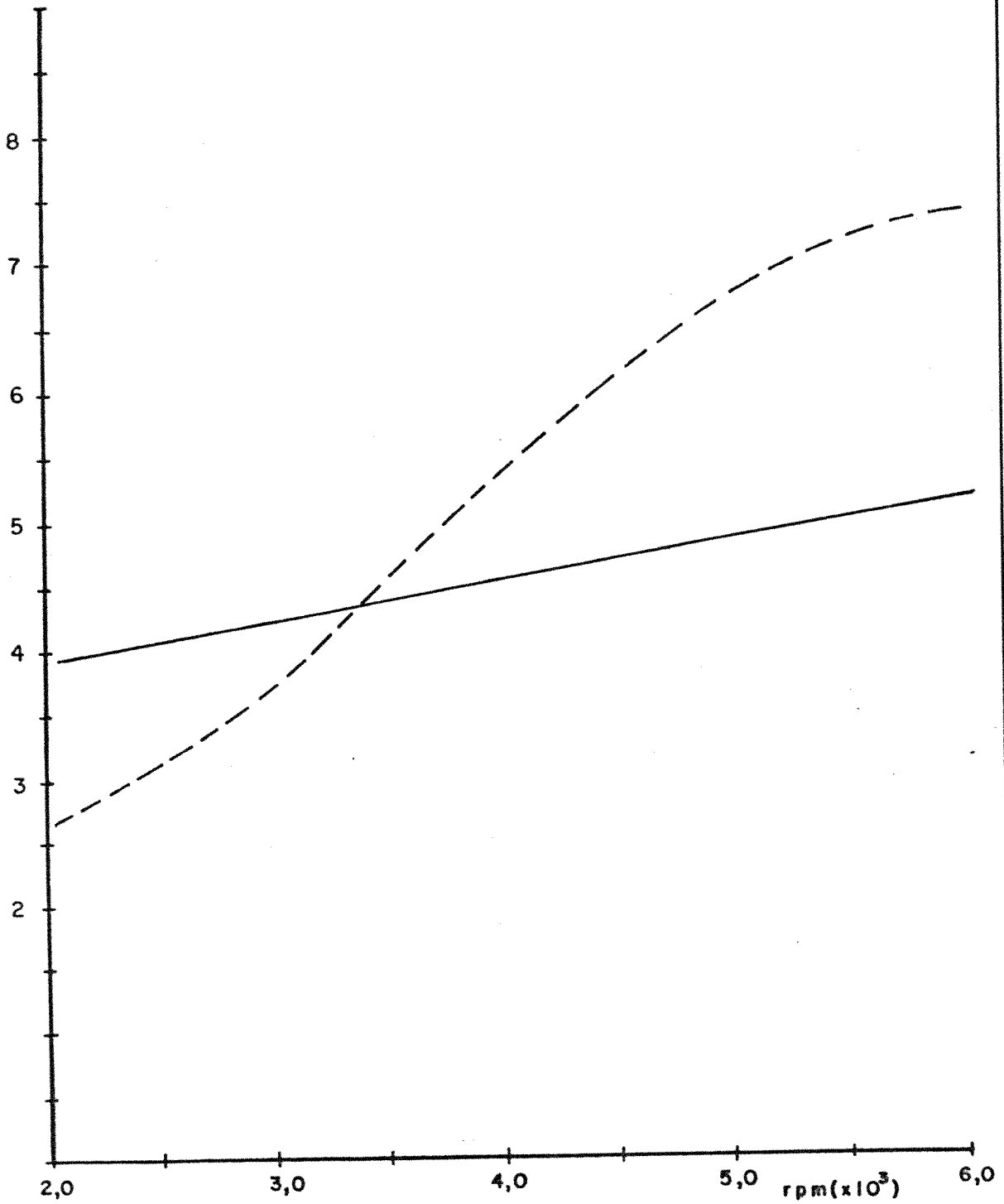


----- ENSAIO COM CARBURAÇÃO CONVENCIONAL
————— ENSAIO COM COMBUSTÍVEL PRÉ-VAPORIZADO

Fig. 4.2.c — Curvas de Desempenho do Motor — 75% Carga Plena
(Ar - Combustível x rpm)

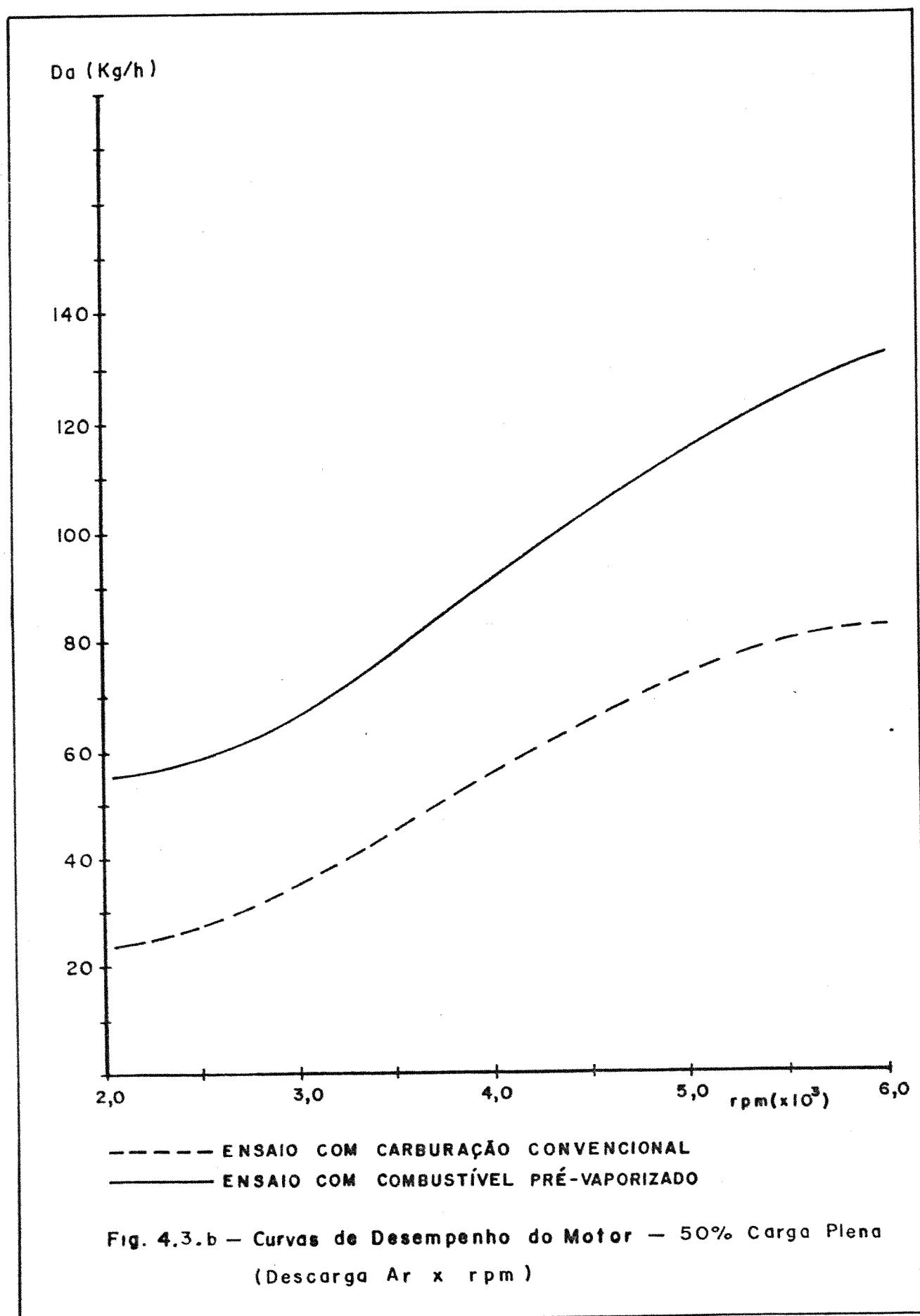


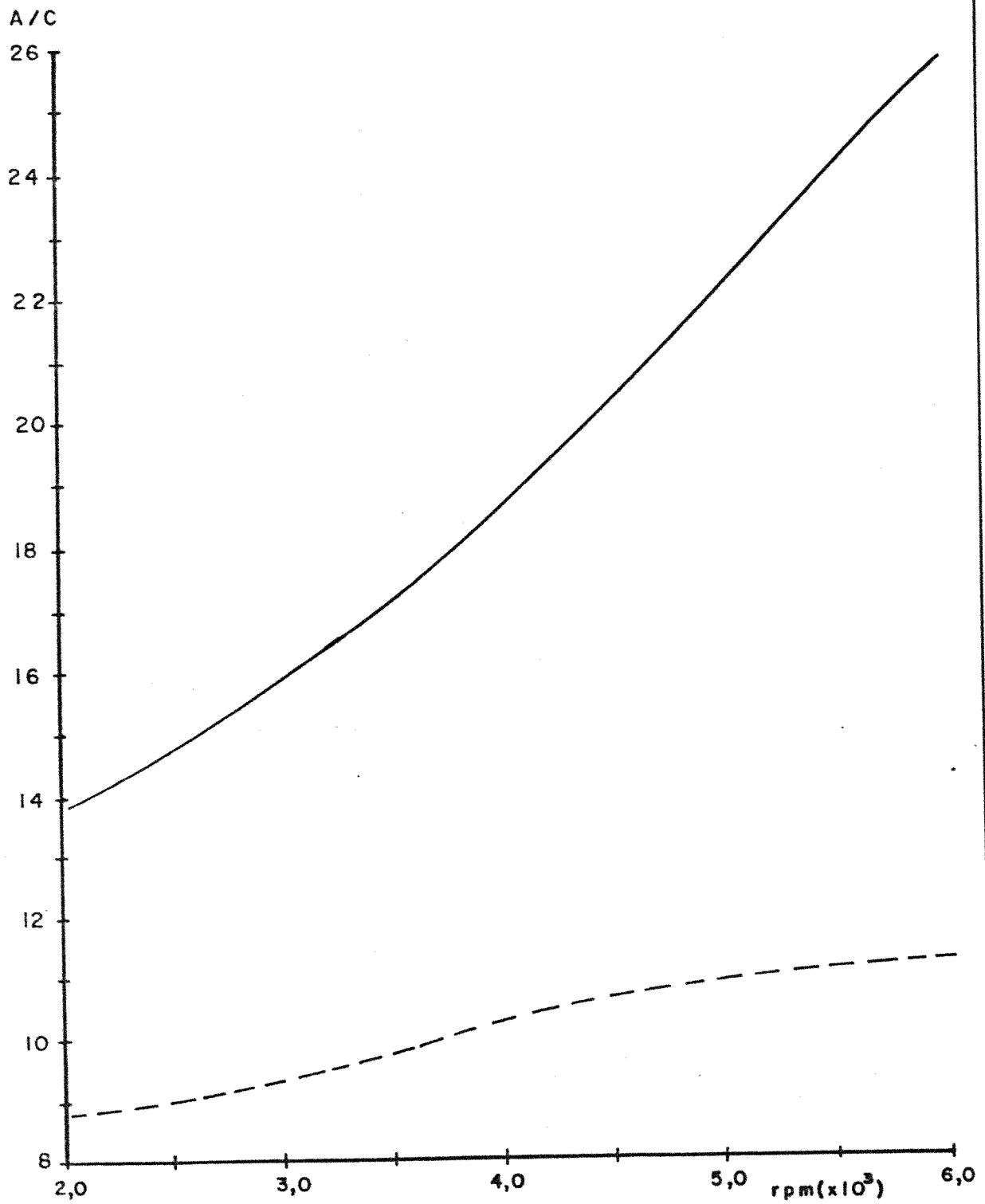
Dc (Kg/h)



----- ENSAIO COM CARBURAÇÃO CONVENCIONAL
————— ENSAIO COM COMBUSTÍVEL PRÉ-VAPORIZADO

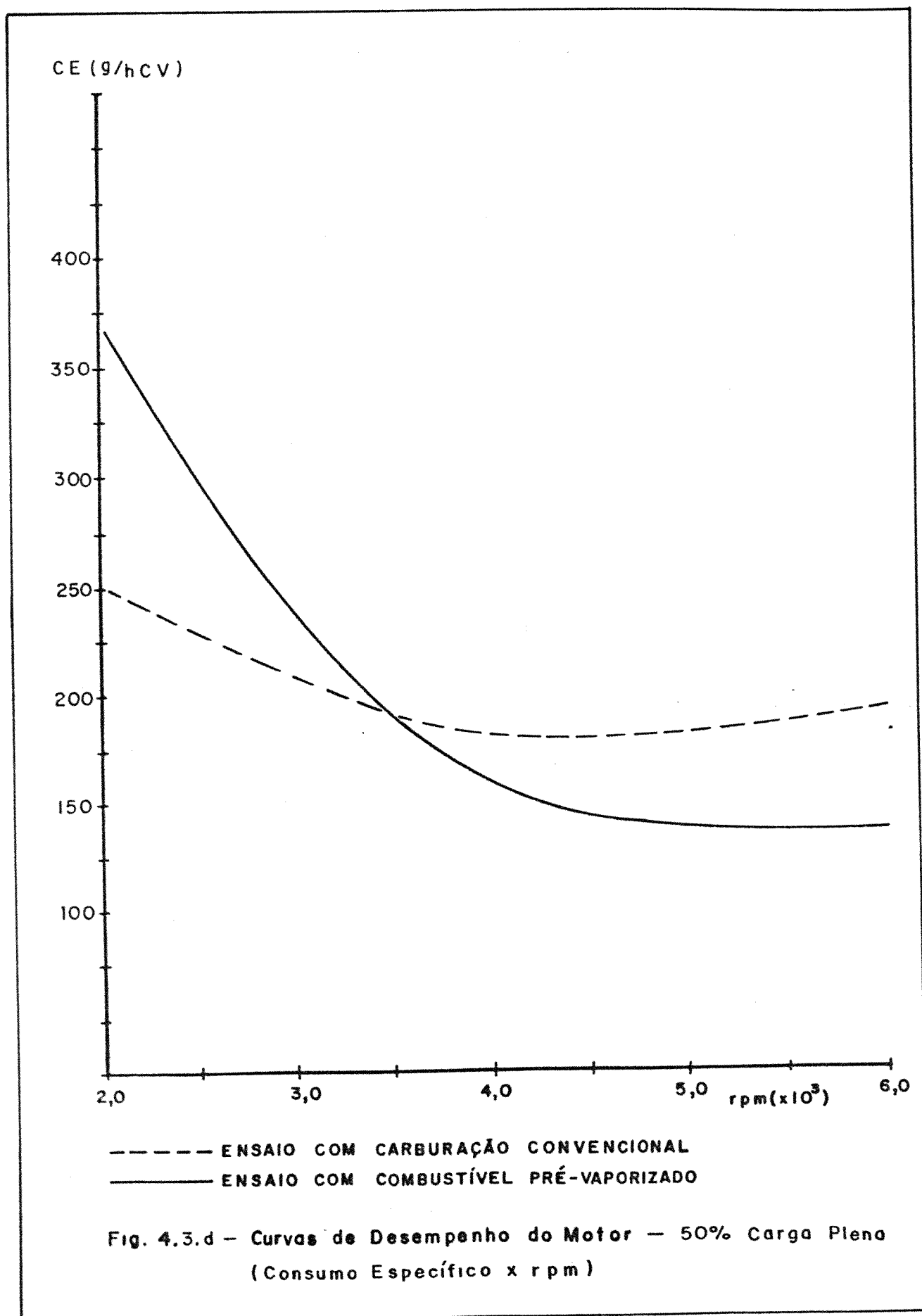
Fig. 4.3.a — Curvas de Desempenho do Motor — 50% Carga Plena
(Descarga Combustível x rpm)

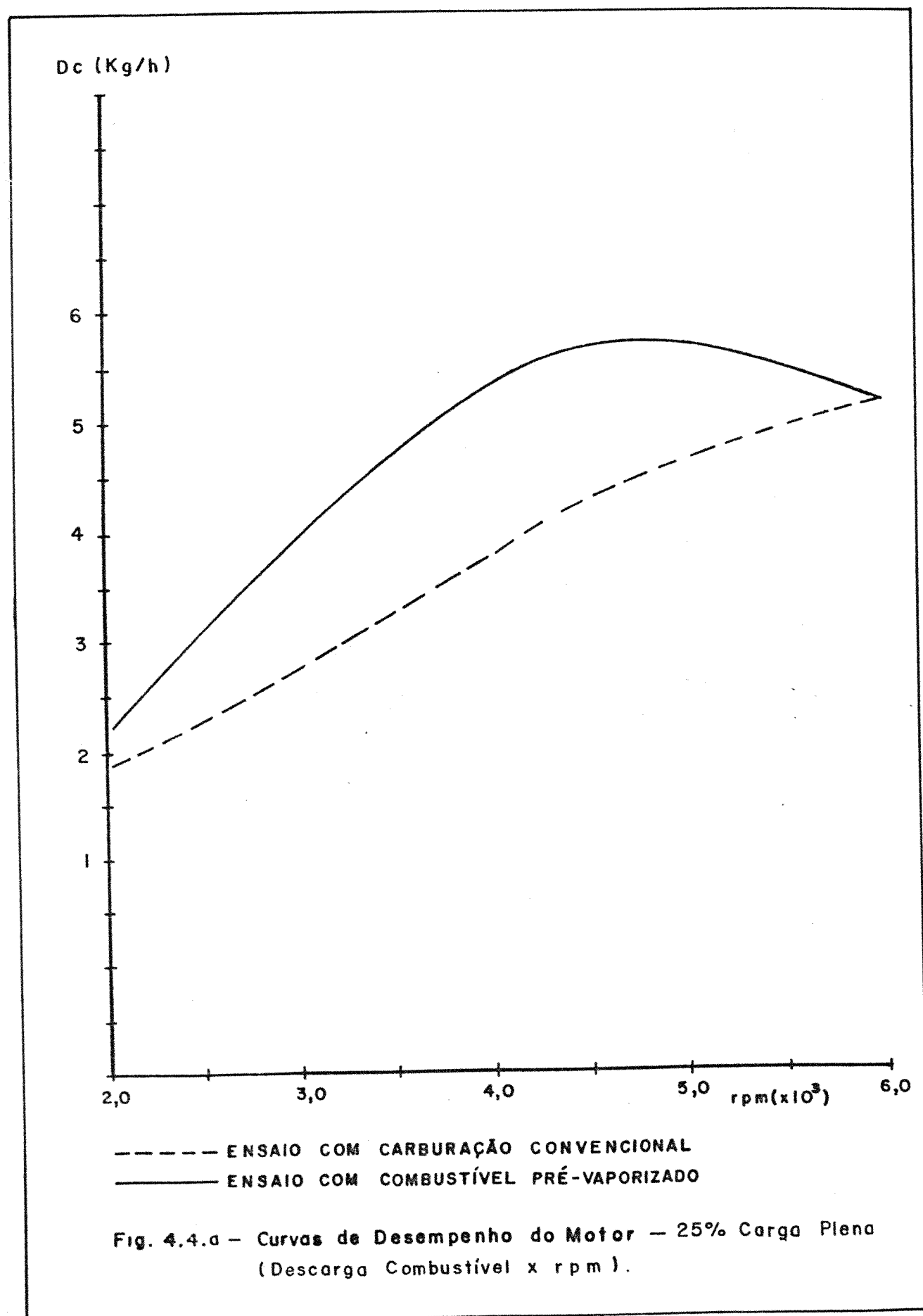


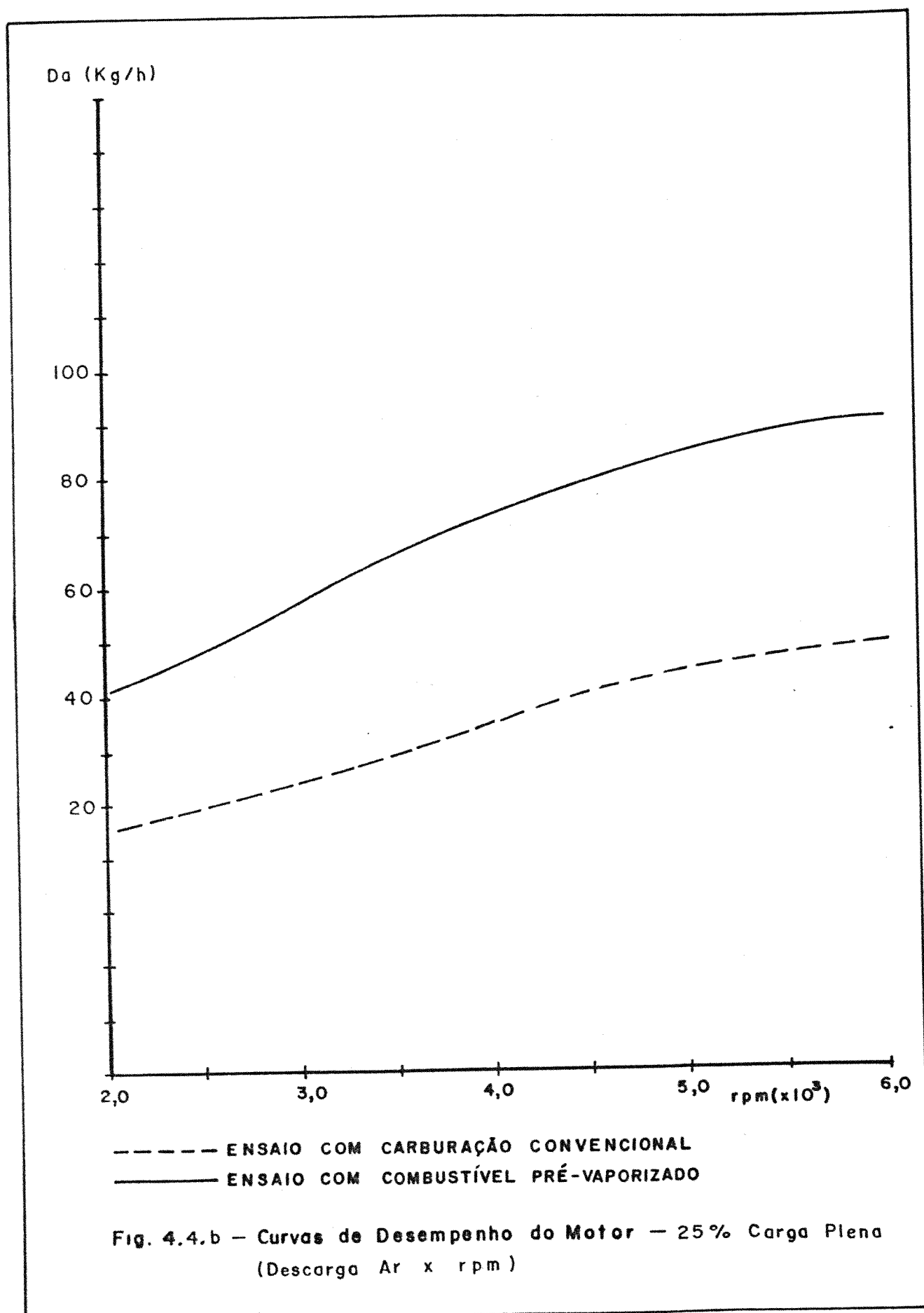


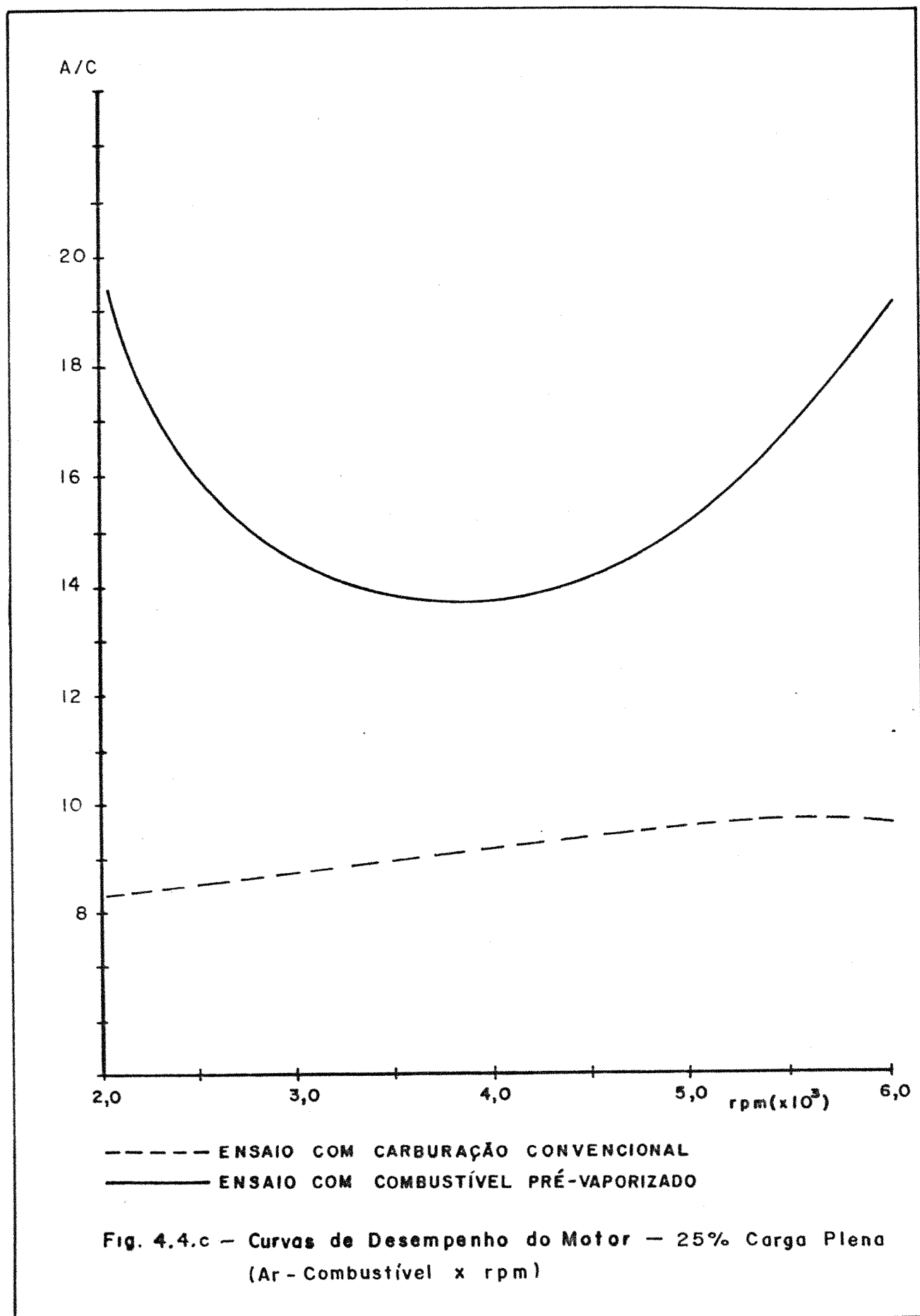
----- ENSAIO COM CARBURAÇÃO CONVENCIONAL
————— ENSAIO COM COMBUSTÍVEL PRÉ-VAPORIZADO

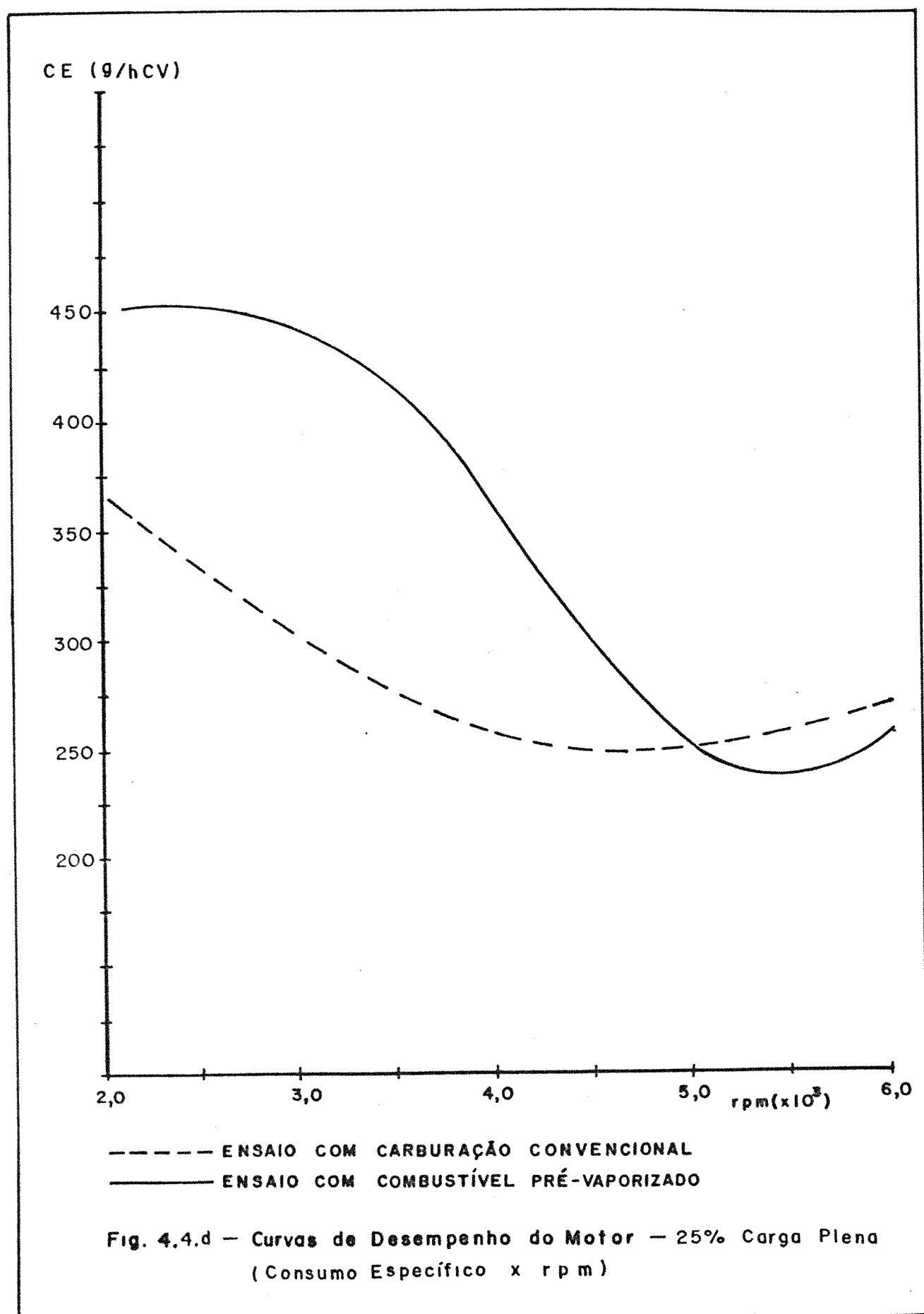
Fig. 4.3.c — Curvas de Desempenho do Motor — 50% Carga Plena
(Ar-Combustível x rpm)

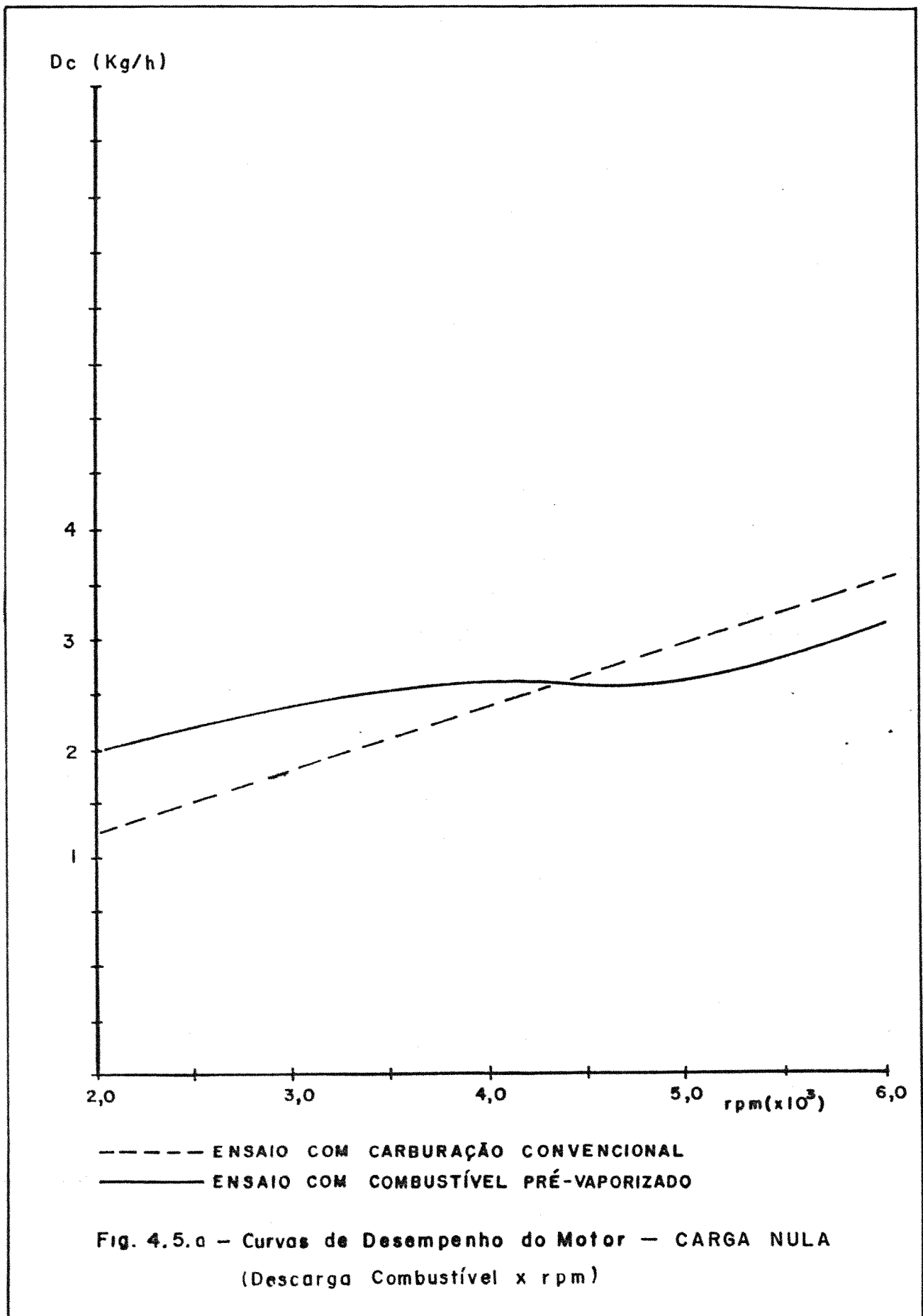


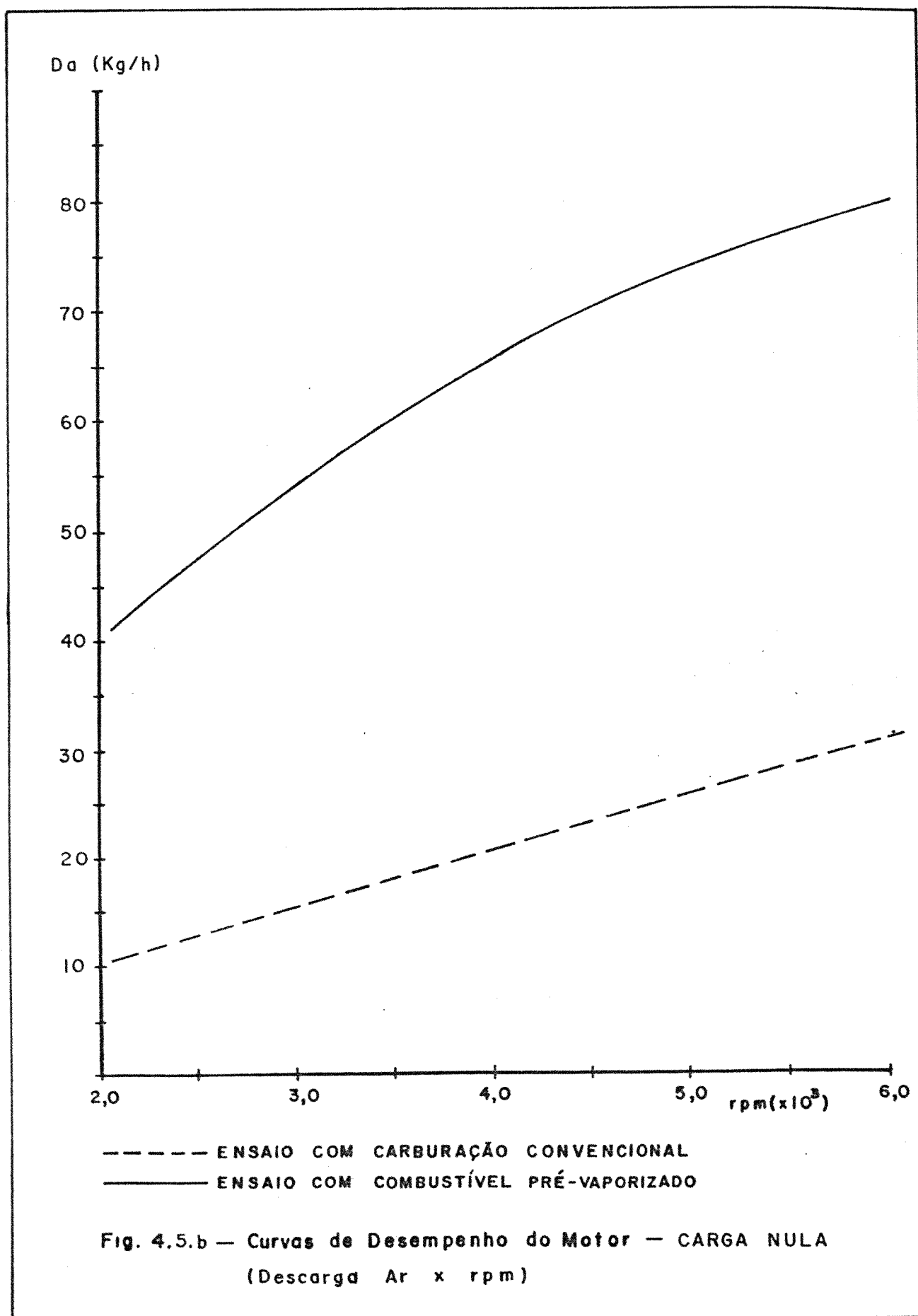


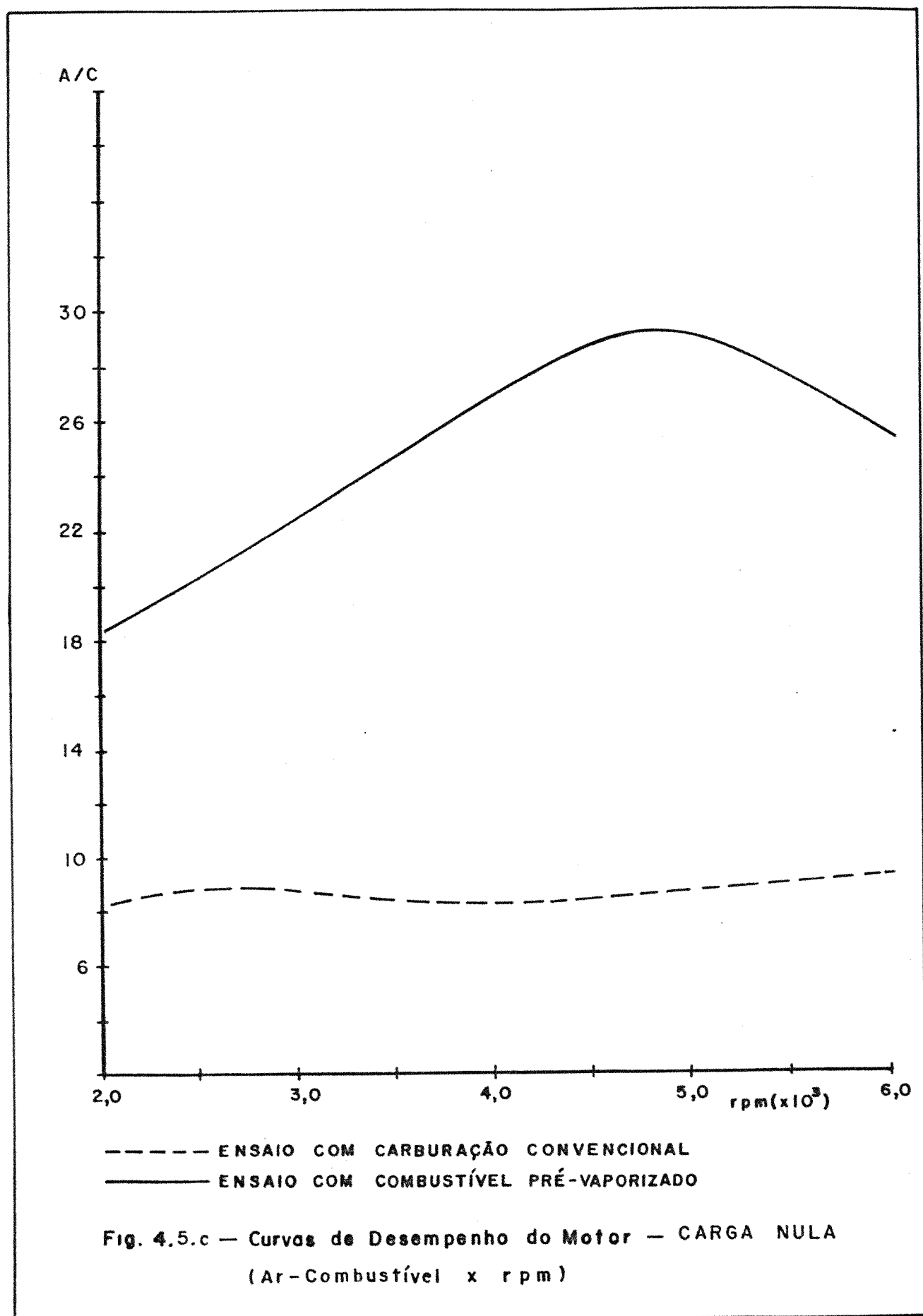


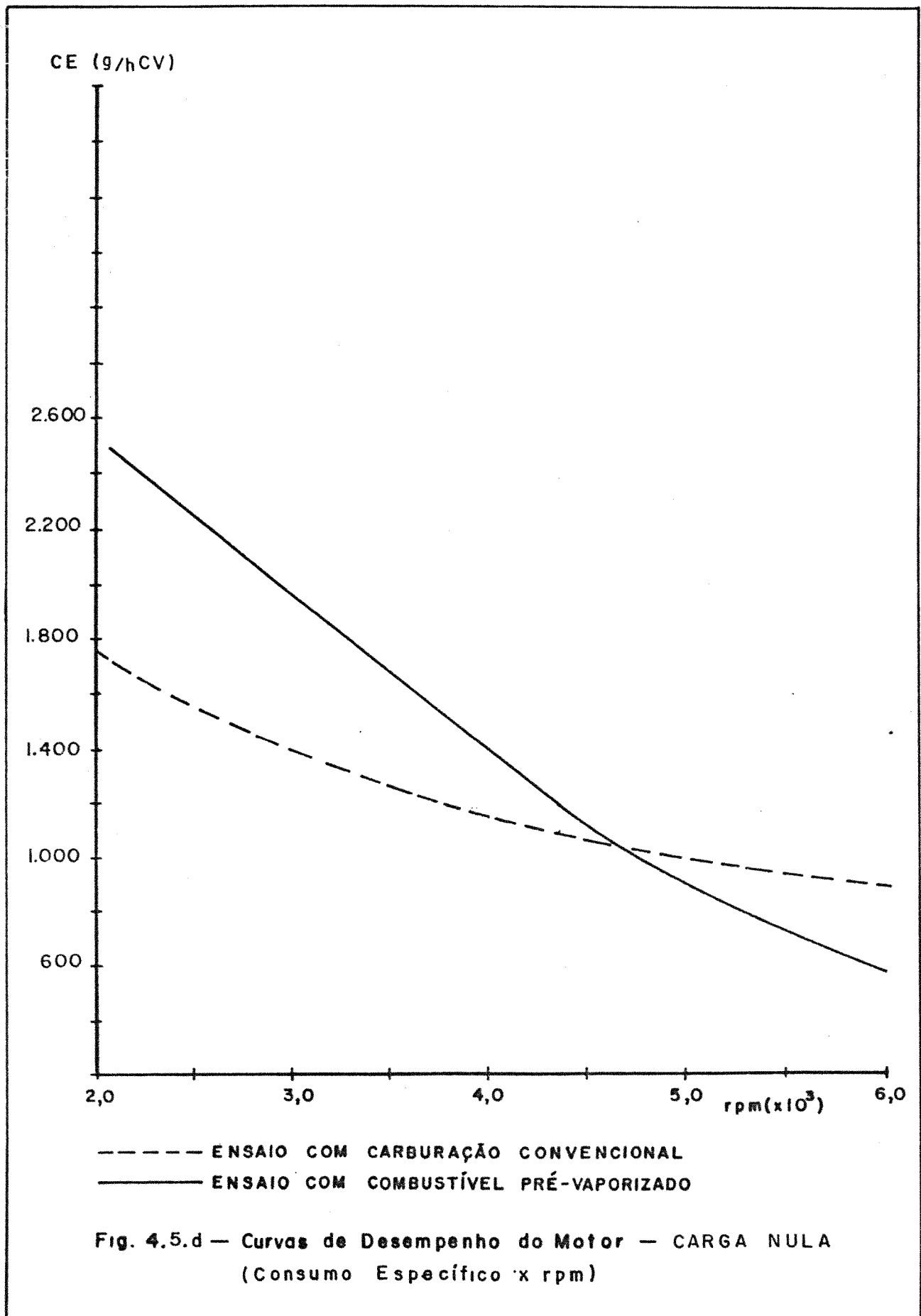


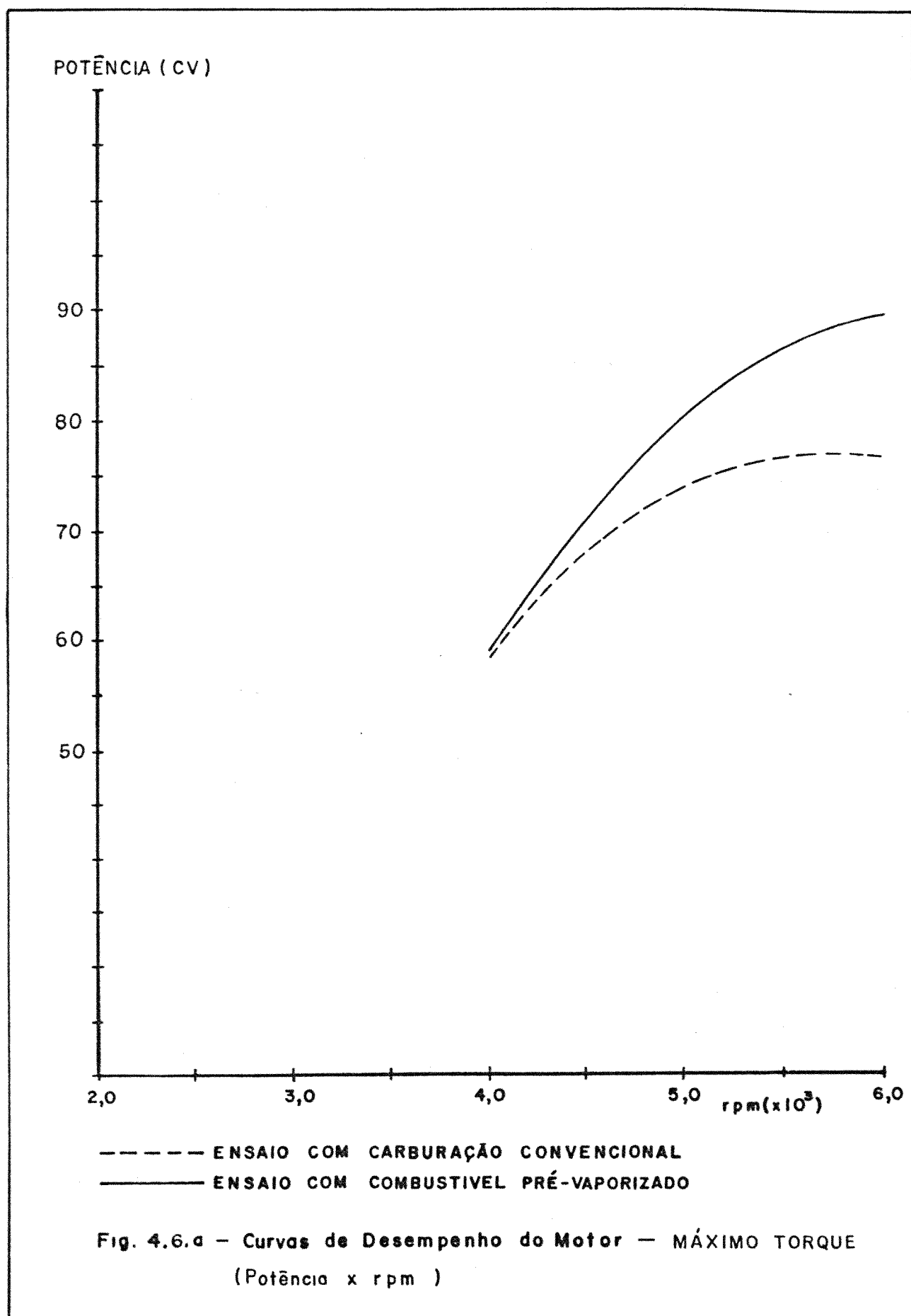


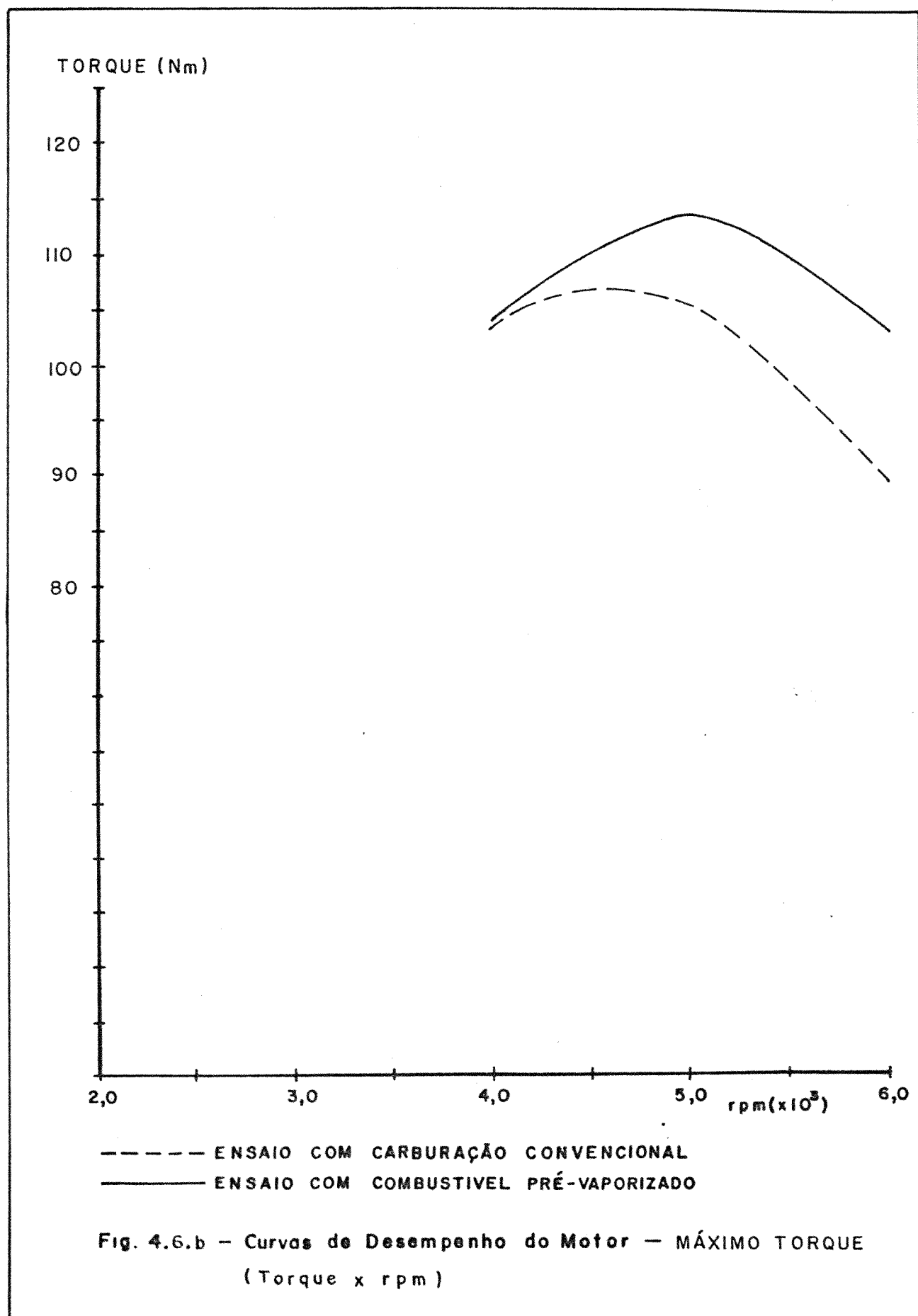












CAPÍTULO V

5 - ANÁLISE DOS RESULTADOS

5.1 SISTEMA DE PRÉ-VAPORIZAÇÃO DO ALCOOL

O trocador de calor, utilizado para produzir vapor de álcool, foi dimensionado em função dos dados obtidos no ensaio do motor, realizado com sua carburação original, conforme resultados apresentados nas tabelas 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5 (capítulo 4).

Porém, as alterações verificadas no desempenho do motor devido à utilização do combustível pré-vaporizado, influíram, também, na taxa de vaporização de álcool pelo trocador, tornando-o superdimensionado para estas novas condições de operação do motor.

Verificou-se que os fatores que mais concorreram para tornar o trocador superdimensionado foram, o aumento na descarga dos gases para cargas parciais menores que 75% da plena carga, e a diminuição do consumo de combustível requerido pelo motor à plena carga e a 75% da plena carga.

O aumento da descarga dos gases de escape se deu devido, principalmente, à posição aberta da válvula borboleta em cargas parciais, sendo verificado um aumento de até 200% em relação aos mesmos pontos de operação do motor com sua carburação original. O resultado, portanto, foi um aumento significativo na quantidade de vapor de álcool produzido.

Nos ensaios com carga plena e a 75% da plena carga, as descargas dos gases de escape não foram muito diferentes das observadas com o motor usando sua carburação convencional, obtendo-se, portanto, taxas de vaporização de álcool próximas

das estimadas nos cálculos do trocador. Porém, como as necessidades de consumo de combustível do motor foram relativamente bem menores, ocorreu, por este motivo, um excedente de vapor de álcool, nesta faixa de operação do motor.

Tornou-se necessário redimensionar o trocador de calor em função das novas condições no desempenho do motor. Foram alteradas as áreas de troca de calor e da secção de escoamento dos gases. Os resultados da nova simulação são mostrados nas tabelas 4.6, 4.7, 4.8, 4.9 e 4.10.

Convém ressaltar que o desempenho do motor utilizando combustível pré-vaporizado não foi afetado pelo super-dimensionamento do trocador, visto que, todo o excesso de álcool vaporizado pelo trocador, foi rejeitado através da válvula de segurança do sistema, sendo condensado a seguir, não ocorrendo, assim, flutuação de pressão e temperatura no interior do trocador.

5.2 DESEMPENHO DO MOTOR

A análise dos resultados obtidos, mostrados nas tabelas 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5 e tabelas 4.6, 4.7, 4.8, 4.9 e 4.10, indicam que o sistema de pré-vaporização do combustível, proporciona uma economia no consumo de álcool, possibilitando o motor operar com razão ar-combustível, sempre acima da mistura quimicamente correta de 9:1 para o álcool etílico. Isto deve-se ao fato de que o combustível pré-vaporizado, permite uma melhor homogeneização da mistura.

Entretanto, deve-se atentar ao fato de que, misturas pobres, proporcionam uma velocidade de chama menor, e a com-

bustão poderá não ter se completado ainda, quando da abertura da válvula de escape, o que fará a mesma trabalhar numa temperatura maior. Também, o ar em excesso (devido à mistura pobre) nos gases quentes, terá uma ação oxidante enérgica sobre a válvula de escape. Portanto, estes fatores devem ser levados em conta, na escolha do material destas válvulas.

Em todos os pontos de funcionamento em cargas parciais e carga plena, o aumento acentuado da descarga de ar admitido pelo motor, ocorreu por motivos distintos, ocasionando resultados diferentes no seu desempenho.

Para as cargas parciais menores (50%, 25% da carga plena e carga nula), o aumento da descarga de ar ocorreu principalmente devido à posição aberta da válvula borboleta do carburador, fazendo com que este aumento fosse de 100% a 250%, aproximadamente, em relação aos ensaios com carburação convencional. Este aumento da descarga de ar foi acompanhado, conseqüentemente, pelo aumento da descarga de combustível a fim de se manter a mistura dentro dos limites de inflamabilidade, acarretando um aumento do consumo específico do motor.

Em cargas maiores (75% da carga plena e carga plena), em que a posição da válvula borboleta do carburador se manteve aberta ou quase totalmente aberta, nos ensaios com carburação convencional, o aumento da descarga de ar verificada com o uso do combustível pré-vaporizado ocorreu principalmente em função de se utilizar o ar na temperatura ambiente (sem pré-aquecimento), resultando assim, numa temperatura menor da mistura ar-combustível. E a condensação de parte do combustível ao se misturar com o ar admitido, ocasiona um menor volume de ar deslocado pelo álcool condensado. A condensação do álco-

ol, ocorrendo nestas circunstâncias, não compromete a homogeneidade da mistura, pois o combustível fica perfeitamente atomizado na corrente de ar.

Outro fator que contribui para um menor rendimento do motor em cargas maiores utilizando carburação convencional, está relacionado com o alto calor latente de vaporização e a baixa pressão de vapor do álcool etílico, comparados com a gasolina. Com a válvula borboleta totalmente aberta, a pressão no coletor de admissão aumenta, sendo necessário, para a vaporização do álcool, um pré-aquecimento do ar (usado atualmente em todos os motores a álcool). Além de afetar a eficiência volumétrica, esse procedimento também não permite que todo o combustível se vaporize, devido ao curto espaço de tempo percorrido no interior do coletor de admissão, sendo necessário operar com misturas mais ricas.

A Potência máxima que o motor pode desenvolver, esta relacionada com a quantidade de ar (oxigênio) disponível para a combustão no cilindro. Pois numa situação em que o motor opere com a válvula borboleta totalmente aberta, admitirá uma quantidade constante de ar, limitada diretamente pelo deslocamento do pistão. Se o fluxo de combustível for aumentado, permitindo a introdução de uma quantidade maior de combustível na corrente de ar pelo carburador, a potência aumentará devido à maior liberação de energia química. Este aumento de potência, com aumento de combustível, continuará até atingir um ponto em que todo o ar (oxigênio) no cilindro seja utilizado eficazmente na combustão. Como o fluxo de combustível pode ser aumentado, enquanto o fluxo de ar é fixado pelo deslocamento do motor, é o ar (e não o combustível) que impõe os limites para a

potência.

Como explicado anteriormente, os motores a álcool utilizando a carburação convencional, necessitam que o ar admitido seja pré-aquecido o que irá afetar a eficiência volumétrica do motor, limitando assim a potência máxima.

CAPÍTULO VI

6 - CONCLUSÃO

O sistema de pré-vaporização de álcool permite um aumento na potência máxima do motor, em função de possibilitar um aumento na descarga de ar admitido. Este sistema de alimentação também permite, uma diminuição do consumo específico do motor, em função de possibilitar uma diminuição na descarga de combustível em relação a ele mesmo, utilizando sua carburação original.

O desempenho do motor utilizando álcool pré-vaporizado é excelente à plena carga e em cargas parciais acima de 75% de plena, superando em até 50% o rendimento do motor nas mesmas condições operando com sua carburação original.

Em cargas parciais menores (50%, 25% e carga nula), porém, o desempenho do motor é melhor quando se utiliza a carburação convencional, pois com o combustível pré-vaporizado observou-se um aumento acentuado no consumo específico do motor, embora este tenha operado em, praticamente, todos os pontos com razão ar-combustível maior que a quimicamente correta. Observou-se, também, nesta faixa de operação, uma dificuldade maior em operar o motor com a válvula borboleta totalmente aberta, sendo necessário em alguns pontos, com rotações menores, um fechamento parcial da válvula borboleta.

Portanto, fica evidente que o baixo desempenho do motor em cargas parciais de 50%, 25% e carga nula, não está relacionado com a pré-vaporização do combustível, e sim com o sistema de alimentação utilizado, que prevê a manutenção da válvula borboleta em posição totalmente aberta para todas as faixas de operação do motor.

CAPÍTULO VII

7 - SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

O sistema de controle de carga e rotação utilizado nos ensaios do motor com combustível pré-vaporizado, ocasionou um aumento do consumo específico em cargas parciais baixas, além de dificultar a operação do motor em rotações abaixo de 3.000 rpm, devido à pouca estabilidade no seu funcionamento (em função da posição aberta da válvula borboleta).

Entretanto, pode-se conseguir um melhor desempenho do motor operando com combustível pré-vaporizado, através de algumas alterações no sistema de controle de alimentação de combustível e ar.

O controle da rotação e torque no motor deve ser feito através da válvula borboleta que regula a vazão do ar admitido. O controle da vazão de combustível gasoso deve ser feito em função das necessidades requerida pelo motor, em cada ponto de operação.

O combustível pode ser controlado, por exemplo, por uma válvula dosadora, cuja abertura é comandada pela depressão formada em um venturi apropriado, por onde passa o ar admitido (fig. 7.1).

O vácuo formado na secção menor do venturi, deve atuar sobre o diafragma da válvula dosadora, provocando seu deslocamento, até que seja atingida uma posição de equilíbrio com a mola, definindo, assim, uma vazão de combustível.

Portanto, para cada vazão de ar admitido pelo motor haverá sempre uma determinada vazão de combustível correspondente. A proporção necessária de combustível e ar deve ser obtida por uma calibragem do conjunto: válvula dosadora-venturi.

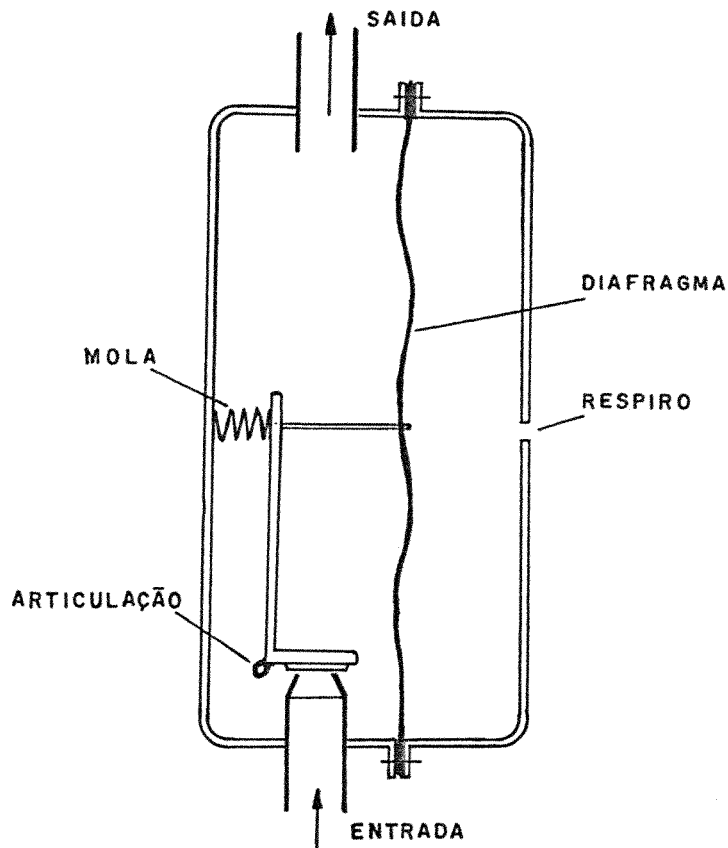
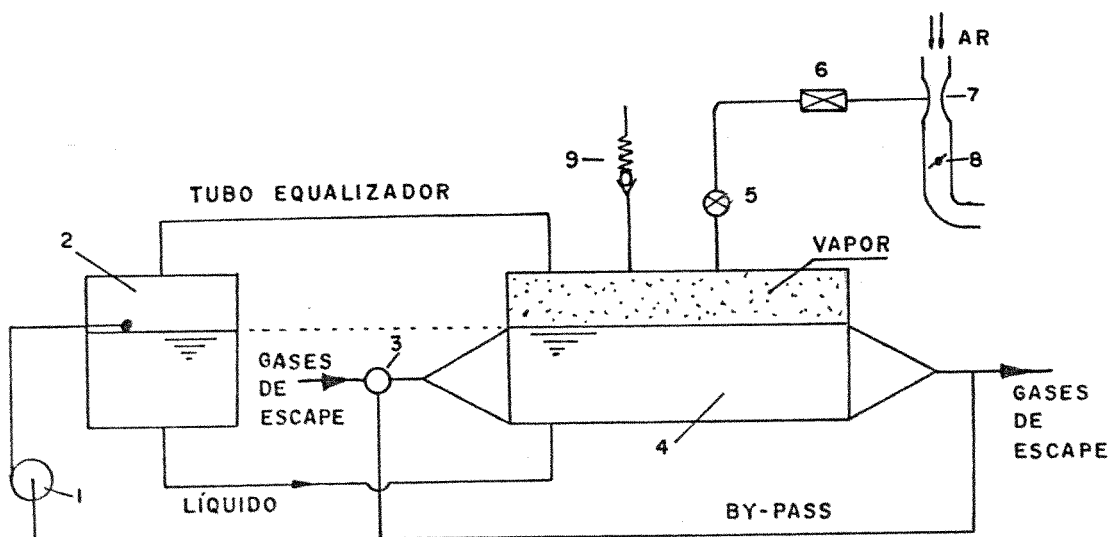


Figura 7.1 - Esquema da válvula dosadora



- 1- Bomba de Combustível; 2- Tanque para Controle de Nível;
 3- Válvula Comutadora; 4- Trocador de Calor Multitubular ;
 5- Válvula Reguladora de Pressão; 6- Válvula Dosadora;
 7- Venturi; 8- Válvula Borboleta; 9- Válvula de Segurança.

Figura 7.2 - Sistema de pré-vaporização do álcool etílico

A figura 7.1 mostra uma possibilidade construtiva para a válvula dosadora.

O esquema da Figura 7.2 é de um sistema de pré-vaporização do álcool que elimina a necessidade de condensação contínua do excesso de vapor produzido. As variações de pressão (e temperatura) provenientes das diferenças entre o consumo de combustível e a taxa de vaporização no trocador (esta sempre maior com o sistema em regime), são amortecidas pela válvula reguladora de pressão.

A válvula reguladora de pressão deve manter uma pressão constante à jusante, de modo a impedir que a vazão de combustível gasoso flutue com a variação da pressão no interior do trocador.

Os gases de escape devem ser conduzidos pelo "by-pass", quando a pressão no interior do trocador atingir um valor máximo pré-estabelecido. Para tanto, um sensor apropriado deve comandar a comutação do fluxo de gases, ora escoando pelos tubos do trocador, ora pelo "by-pass".

CAPÍTULO VIII

BIBLIOGRAFIA

01. CELERE, S. W. Desempenho de motor de ignição por centelha com álcool etílico pré-vaporizado. Tese de doutorado. Universidade Federal de São Carlos, 1980.
02. VENANZI, D. Contribuição à técnica do emprego de álcool etílico em motores de Ciclo Otto. Tese de doutorado. Universidade Federal de São Carlos, 1972.
03. OBERT, E. F. Motores de combustão interna. Porto Alegre, Globo, 1971.
04. TAYLOR, C. F. Análise dos motores de combustão interna. São Paulo, Edgard Blücher, 1971. v1.
05. FAIRES, V. M. & SIMMANG, C. M. Termodinâmica. Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 1983.
06. HOLMAN, J. P. Transferência de Calor. São Paulo, McGraw-Hill, 1983.
07. PENIDO FILHO, P. Os motores à combustão interna. Belo Horizonte, Lemi, 1983.
08. SILVA, R. B. Manual de termodinâmica e transmissão de calor. São Paulo, Gremio Politécnico, 1980.
09. KREITH, F. Princípios de transmissão de calor. São Paulo, Edgard Blücher, 1977.
10. PENIDO FILHO, P. O álcool combustível, obtenção e aplicação nos motores. São Paulo, Nobel, 1981.
11. SPIERS, H. M. Technical data on fuel. 5.ed. London, The British National Comitee, 1952.
12. REID, R. C. & SMITH, S. M. Thermodynamic properties of ethyl alcohol. Chemical Engeneering Progress. 47(8):415-418.

13. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS - ABNT. Motores de combustão interna alternativas de ignição por compressão, ou ignição por centelha, veiculares não turbo alimentados; (MB)-372). Rio de Janeiro, 1970.
14. AMERICAM DOCUMENTATION INSTITUTE. Thermodynamics properties of saturated and super heated ethyl alcohol. Washington D.C., s.c., s.d. 19p.
15. POOLE, L. et alii. Apple II : Guia do usuário, São Paulo, McGraw-Hill, 1984.
16. MESQUITA, A. L. S. Engenharia de Ventilação Industrial. São Paulo, Edgard Blücher, 1977.