

Capítulo XI

CURVAS CARACTERÍSTICAS DOS MOTORES E A INFLUÊNCIA

DA ABERTURA E FECHAMENTO DAS VÁLVULAS

Trataremos, nesse capítulo, dos fatores básicos que influenciam as curvas características dos motores.

11.1 - Perdas de calor

A transmissão de calor nos motores de combustão interna faz-se quasi que exclusivamente por condução e convecção. As perdas por irradiação são pequenas devido à baixa luminosidade dos gases e ao curto tempo em que ocorre a combustão. Nos motores diesel essa perda por irradiação é ligeiramente maior do que nos motores de explosão.

A ocorrência de detonações favorece a perda de calor, pois, devido à maior velocidade dos gases, aumenta o valor do coeficiente de película.

A transmissão de calor nos motores varia aumentando-se:

- a) a velocidade "v" dos gases
- b) a densidade "ρ" dos gases
- c) a área "A" da superfície da câmara
- d) a diferença de temperatura.

Pode-se escrever aproximadamente:

$$Q = K v^{0,8} \cdot \rho^{0,8} \cdot A \cdot \Delta t \quad \text{Btu/hr} \quad (K = \text{cte})$$

A velocidade "v" dos gases varia proporcionalmente à velocidade do pistão e a densidade "ρ" é função direta da carga (especialmente nos motores de explosão).

A velocidade do motor influencia a perda de calor somente através do coeficiente de película. A influência do maior número de ciclos que ocorre em velocidades maiores é cancelada pelo tempo de duração de cada ciclo, que é proporcionalmente menor.

Pode-se considerar a perda de calor por ciclo, ou então a perda por unidade de tempo. A fim de evitar confusões, vamos definir:

- 1) Perda de calor - perda por unidade de tempo, em kcal/hora ou Btu/hora;
- 2) Perda de calor percentual - o quociente entre o calor perdido e o calor fornecido, num determinado período de tempo;
- 3) Perda de calor específica - perda de calor por cavalo-fôrça.

A perda de calor se processa durante os tempos de compressão, combustão e escapamento; durante a admissão, a transmissão de calor muda de sentido, sendo a carga fresca aquecida pelo cilindro. A perda de calor durante o tempo de escapamento não tem influência sobre a potência, pois, uma vez aberta a válvula de escape, os gases não realizam mais trabalho.

#### Influência do tamanho

Se considerarmos dois motores de tamanhos diferentes operando com mesma velocidade de pistão, concluímos que a perda de calor é maior para o motor de área A maior, desde que os outros fatores sejam iguais. A perda percentual, porém, diminui no caso do motor grande, pois o volume aumenta mais rapidamente que a superfície. É importante construir a câmara de combustão com a menor superfície possível, quando se desejar reduzir as perdas de calor.

#### Influência da velocidade

Como visto acima, a perda de calor varia com a potência 0,8 da velocidade. Sendo o consumo de combustível função quase linear da velocidade, conclui-se que a perda percentual diminui ligeiramente com a velocidade.

Durante os tempos de compressão e combustão, a perda de calor aumenta com a velocidade, especialmente quando há detonação; a perda percentual porém diminui; durante o escoamento dos gases de escape na ocasião da abertura da válvula, atinge-se, em geral, a pressão crítica de escoamento e consequentemente a velocidade do som. Para determinada carga do cilindro, portanto, o tempo de escoamento dos gases é constante e a perda de calor percentual independente da rotação. A perda de calor nessa fase aumenta por isso com a velocidade.

### Influência da carga

No caso dos motores de explosão, mudanças na carga são acompanhadas por mudanças proporcionais na densidade da mistura. Variando a perda de calor com a potência 0,8 da carga, ter-se-á uma diminuição da perda percentual para um aumento de carga. Quando se atingem cargas elevadas, o aparecimento de detonação poderá fazer com que a perda percentual aumente.

Nos motores diesel a densidade independe, praticamente, da carga e a perda de calor devida a esse fator é aproximadamente constante; as temperaturas de combustão, aumentando com a carga, fazem aumentar a perda de calor. A perda percentual é aproximadamente constante ou diminui ligeiramente.

O calor cedido ao agente de resfriamento compõe-se do perdido por transmissão de calor e do gerado pelos atritos. Portanto, para determinar as perdas de calor por transmissão, é necessário, num ensaio, medir separadamente as perdas de atrito.

### 11.2 - Carga de ar unitária

O trabalho produzido por um motor depende diretamente da energia liberada pela queima da mistura ar-combustível.

Para que se realize a combustão, tanto o ar como o combustível têm importância igual. O volume ocupado pelo combustível é diminuto comparado com o do ar e por isso é a admissão do ar que representa os maiores problemas. Se um motor não admite uma quantidade suficiente de ar, sua potência será limitada por mais combustível que se forneça.

É necessário portanto que o motor admita uma grande quantidade de ar por unidade de deslocamento do pistão.

A admissão da mistura ou do ar faz-se usualmente a través da válvula de admissão. Essa válvula é comandada por um came, que a aciona por meio de um tucho ou ainda por uma haste e um balancim quando se tratar de válvula na cabeça.

O mecanismo de acionamento da válvula tem folgas que devem ser tiradas lentamente, antes do início da abertu-

ra, a não ser que se queira tolerar uma batida forte do mecanismo da válvula. A abertura propriamente dita também leva um tempo determinado.

Para que a válvula esteja completamente aberta, ao atingir o cilindro o PMS, é necessário que a abertura se inicie antes do ponto morto superior. Analogamente o fechamento leva um tempo determinado, devendo processar-se de maneira suave a fim de evitar que a válvula torne a abrir-se depois de bater no assento. A fig. 11.1 ilustra a variação da carga de ar unitária em função da velocidade do pistão, para três diferentes ângulos de fechamento da válvula de admissão.

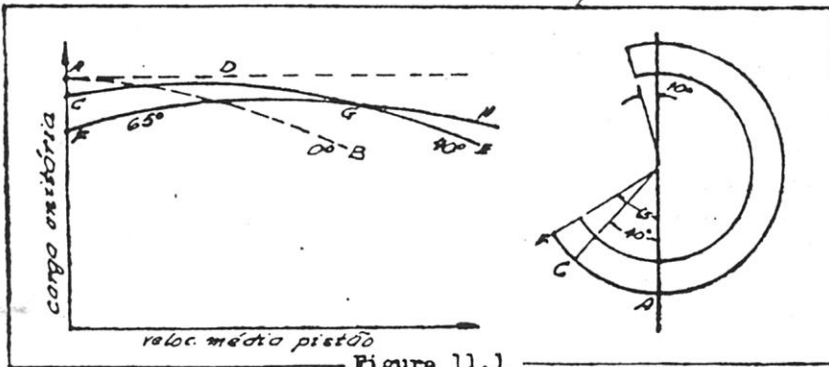


Figura 11.1

Suponhamos inicialmente que a válvula feche no PMI. Como o fechamento deve iniciar-se bem antes do PMI, origina-se uma perda de carga no fim do tempo de admissão. Essa perda de carga será tanto menor, quanto mais baixa a velocidade do ar, o que explica o sentido decrescente da curva AB com a velocidade.

A velocidade do pistão, nula no PMS, cresce até um valor máximo (aproximadamente no centro do curso) e depois diminui até anular-se novamente, ao passar o pistão pelo PMI. Quando o pistão decelera, a inércia dos gases de admissão, especialmente em velocidades maiores, tende a completar o enchimento do cilindro. Para isso é necessário que a válvula permaneça aberta, no mínimo, até o PMI. O fechamento se dará assim depois do ponto morto inferior. A curva CDE representa as condições para um fechamento de 40° depois do PMI. Note-se que houve um melhor enchimento do cilindro em velocidades altas (ponto D), porém em baixas velocidades a massa

$m_c$  é menor que  $m_A$  do caso anterior. O que é facilmente explicável uma vez que, em baixas velocidades, não há o efeito de inércia e, estando a válvula aberta quando se inicia o tempo de compressão, os gases são impelidos de volta para a tubulação de admissão. Análogamente o ramo descendente DE deriva da maior perda de carga à medida que a velocidade aumenta, efeito esse que vai sobrepujando o ganho devido à inércia do escoamento.

Para um fechamento ainda mais tardio da válvula de admissão - 65° após o PMI -, obtém-se a curva FGH. O máximo dessa curva é menor que o da curva anterior, porém ocorre em velocidade maior. O ramo descendente GH situa-se acima do ramo DE da curva anterior, significando um ganho nas altas velocidades.

Pode-se influenciar as curvas da fig. 11.1 variando-se o diâmetro da válvula ou da tubulação de admissão, bem como pela forma mais ou menos aerodinâmica das passagens dos gases. A escolha do tempo de fechamento depende naturalmente do fim ao qual se destina o motor, uma vez que o ganho em velocidades maiores significa uma perda em velocidades menores.

Na discussão supra, desprezou-se o efeito dos gases de escape. Na realidade, a abertura antecipada da válvula permitirá o escoamento dos gases de escape, existentes na câmara de combustão, para a tubulação de admissão, quando a pressão de escape for maior do que a de admissão. Por outro lado, se a pressão de escape for menor, o processo de admissão será favorecido, podendo até haver vazamento de gases nos para os de escape. Uma pressão baixa dos gases de escape pode ser conseguida por efeitos de inércia da coluna dos gases no tubo de escapamento.

A pressão final na câmara de combustão depende do comprimento da tubulação de escape, da velocidade do gás de escape na tubulação, da descarga dos gases de outros cilindros e da frequência das descargas dos gases. Podem ocorrer na tubulação de escape fenômenos de ondas de pressão, ocasionando uma pressão maior do que a ambiente na câmara de combustão ao fim do tempo de escapamento. É necessário, portanto, um ajuste experimental da tubulação de escape para que se obtenha um funcionamento ótimo na rotação mais usual e um funcionamento aceitável nas outras rotações.

A tubulação de admissão pode ter os mesmos efeitos descritos para a tubulação de escape, porém o pequeno comprimento desta os torna em geral desprezíveis.

Durante a introdução de carga nova no cilindro, há ainda a considerar o espaço ocupado pela mistura que se vaporiza bem como o aquecimento da carga pelas paredes e pela mistura com os gases residuais. O último fator não é uma perda séria, pois a expansão dos gases novos é parcialmente compensada pela retração dos gases de escapamento.

Resumindo, são os seguintes os fatores que influem sobre a carga de ar unitária e portanto sobre a eficiência volumétrica:

- 1- A abertura e o fechamento da válvula de admissão;
- 2- A velocidade do pistão;
- 3- As áreas de abertura das válvulas e os diâmetros do tubo de admissão;
  - a- As admissões de outros cilindros através do mesmo tubo de admissão;
- 4- A pressão de escape;
  - a- através da calagem das válvulas de escape;
  - b- através da interferência de outros cilindros;
  - c- através do comprimento da tubulação de escape;
- 5- O aquecimento da carga nova:
  - a- no tubo de admissão;
  - b- no cilindro;
- 6- A presença de combustível vaporizado.

Muitos desses fatores são ligados a outros e não podem ser ajustados de maneira a obter-se uma eficiência volumétrica ótima. Para um determinado motor as áreas disponíveis para as válvulas, por exemplo, são limitadas por considerações de espaço e de resistência dos materiais.

O teste de um novo projeto através de um motor experimental permite ajustar a calagem de abertura e fechamento das válvulas, bem como o comprimento e dimensão da tubulação de escape, a fim de obter-se o melhor desempenho possível.

11.3 - Torque de atrito, Potência de atrito e Eficiência mecânica

Nos motores perde-se potência para vencer as perdas por atrito nos mancais, nos cilindros bem como para vencer o atrito fluido associado com a admissão quando o motor

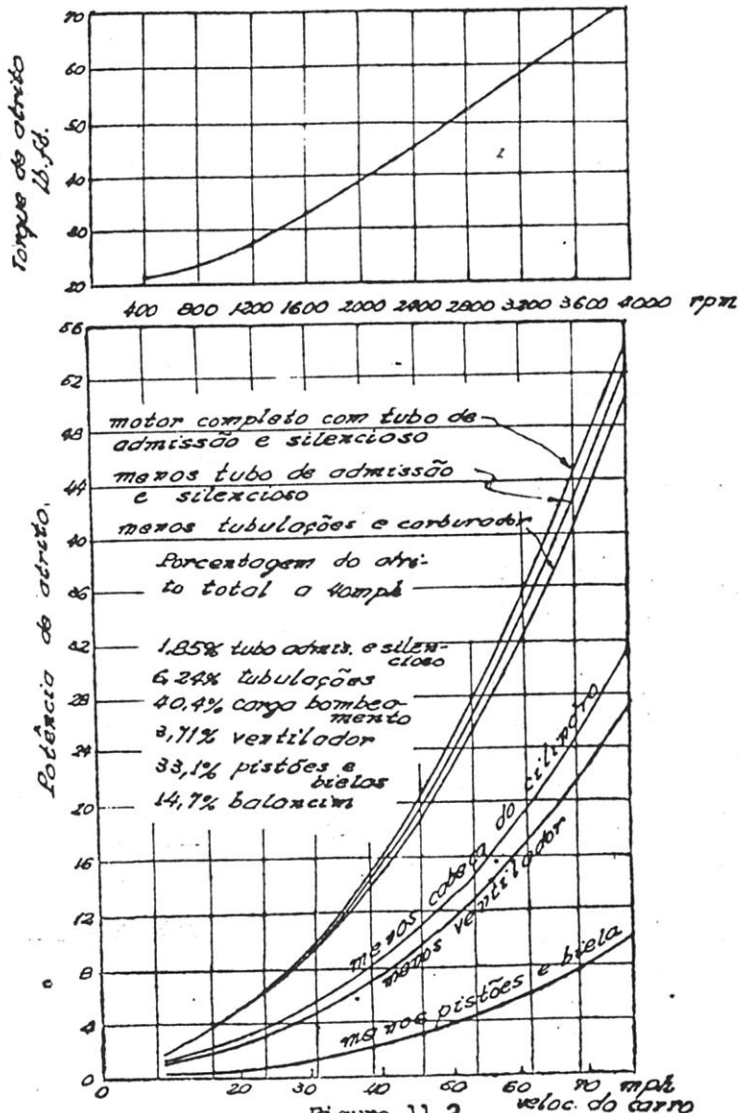


Figura 11.2

não está a plena carga (motor a explosão adiante, pois no Diesel não há estrangulamento na admissão).

A potência de atrito aumenta quasi com o quadrado da velocidade. As perdas de atrito são determinadas no dinamômetro elétrico, fazendo com que esse acione o motor a ser ensaiado.

Na fig. 11.2 pode-se apreciar a potência de atrito e sua dependência de vários acessórios e partes do motor.

#### 11.4 - Torque e pressão média efetiva

Para um motor hipotético com perda de calor percentual constante, o torque indicado e a carga de ar unitária seriam diretamente proporcionais. O mesmo pode-se dizer da pressão média indicada, que é proporcional ao torque indicado.

O torque real ou a pressão média efetiva de um motor verdadeiro variam também de uma maneira similar à carga de ar unitária, havendo porém as seguintes diferenças (fig. 11.3):

Em altas velocidades, a potência de atrito crescente causa uma divergência entre a curva da carga de ar e a do torque.

Em velocidades baixas é a perda percentual de calor que aumenta e faz a curva de torque cair mais do que a de carga de ar. Nos motores diesel, a perda percentual de calor tem menor influência nos regimes baixos, onde a combustão é completa e as temperaturas são baixas; isso explica os torques mais elevados em baixas rotações. Em velocidades altas, porém, o torque do motor diesel cai mais rapidamente devido à dificuldade do combustível encontrar ar para a combustão, que se prolonga durante a expansão; em motores de explosão o processo ocorre em tempos relativamente curtos.

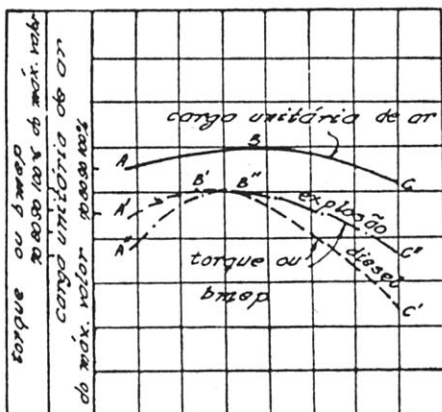


Figura 11.3



11.5 - Consumo de ar e potência indicada

Quando se multiplica a carga unitária de ar pelo número de tempos de admissão, obtém-se o consumo de ar do motor. Um motor que tem o fechamento das válvulas pouco retardado e uma abertura das válvulas pouco antecipada (destinando-se ao uso em rotações baixas) teria uma curva de consumo de ar, com a borboleta toda aberta, como aparece na fig.11.4. Um motor destinado a altas rotações fecha suas válvulas de admissão mais tarde. Portanto a carga unitária de ar máxima ocorre a rotações mais elevadas e o aspecto da curva de consumo de

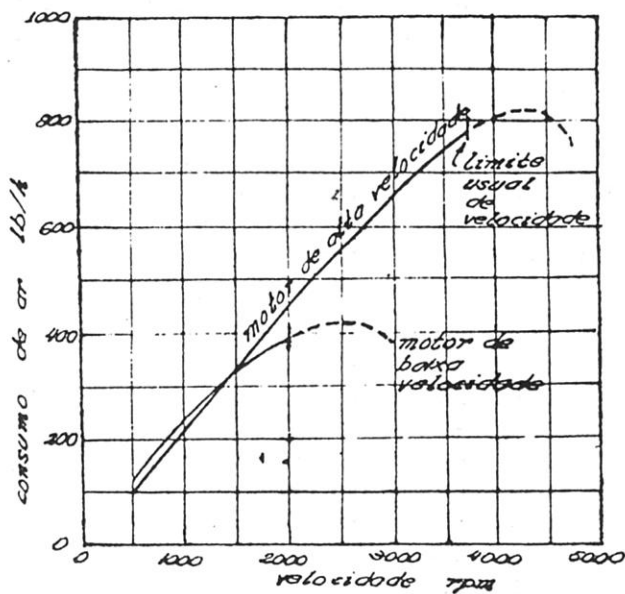


Figura 11.4

ar seria o da outra curva da fig. 11.4. Note-se que enquanto a diferença entre as cargas unitárias de ar dos dois motores não é muito grande até 2000 rpm, o simples fato de poder operar em rotações mais altas dá ao motor rápido um consumo de ar consideravelmente maior.

O ponto máximo da curva de consumo de ar fica muito além do ponto máximo da carga unitária. O ponto de máximo consumo de ar não é em geral atingido durante a operação do motor, dimensionando-se o mesmo de tal maneira que sua rotação máxima fique nos pontos assinalados das curvas. Pode-se verificar a desvantagem que leva o motor de alta rotação em relação ao de baixa, quando ambos operam na mesma velocidade.

Um motor hipotético com perdas de calor constantes

teria sua potência indicada diretamente proporcional ao consumo de ar. Mesmo para um motor real pode-se, em primeira aproximação, admitir essa proporcionalidade.

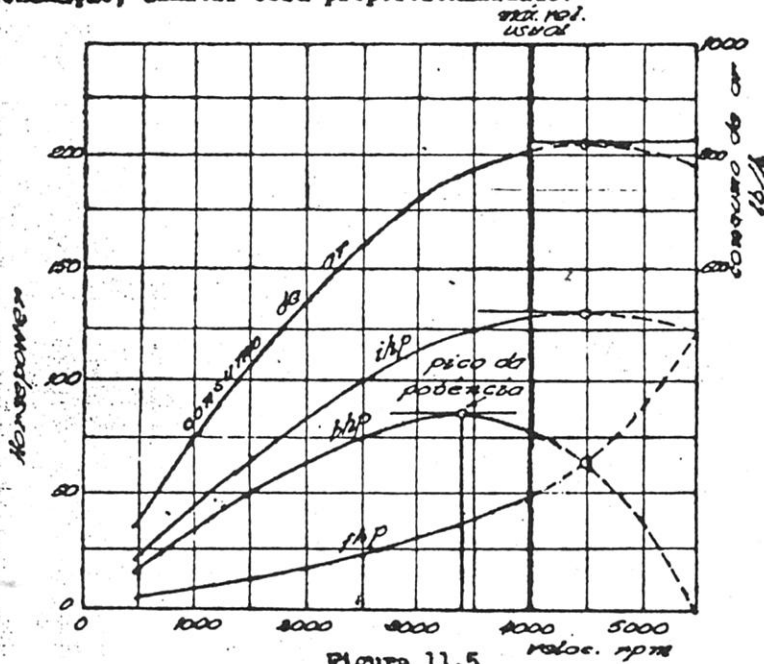


Figura 11.5

Subtraindo-se as perdas de atrito da potência indicada, obtém-se a potência efetiva (bhp). Os máximos das curvas de bhp e ihp diferem, como se observa na fig. 11.5. O máximo ihp em geral fica fora do intervalo usual de operação.

A rotação de disparo é aquela para a qual a potência efetiva é nula, sendo toda a potência indicada consumida pelas perdas de atrito.

### 11.6 - Consumo específico de combustível

Para cada quilo de ar admitido pelo motor deve ser adicionada uma quantidade proporcional de combustível. Por isso o consumo de combustível em kg/hora é proporcional ao consumo de ar e, para um motor hipotético que tenha perda de calor constante, também proporcional ao ihp. Para esse mo-



sumo (ponto C). A partir de C, as potências são cada vez menores, para uma perda de atrito constante, tendendo o consumo para o infinito.

No caso de um motor diesel não teremos a ação da válvula de enriquecimento do carburador, e o consumo seguirá a curva AE. Em plena carga, ambos os motores poderão ter um consumo semelhante, agravado no diesel por combustão incompleta e no explosão por mistura rica; em regimes baixos, porém, a melhor eficiência do diesel faz-se sentir devido às altas relações de compressão, à ausência de perdas de bombeamento e ao grande excesso de ar.

A curva AF mostra a título comparativo o consumo a plena carga, para um motor de explosão a rotação variável.

### 11.7 - Calagem das válvulas

A calagem apropriada das válvulas de admissão e de escape e o proporcionamento adequado das áreas de abertura permitem ao motor admitir o ar de uma maneira eficiente no intervalo de rotações desejado. A relação entre os pontos de abertura e fechamento das válvulas e a posição do pistão está ilustrada na fig. 11.8. Num motor a 4 tempos (fig. 11.8a), a válvula de admissão inicia sua abertura antes do PMA para que esta esteja praticamente completada quando o pistão atinge o PMA. Essa calagem reduz o atrito flúido durante o ciclo de admissão a plena carga, pois é pequena a perda de carga se a válvula está aberta logo no início do tempo de admissão. A válvula de admissão permanece aberta durante a parte inicial a fim de melhorar a eficiência volumétrica em rotações altas, conforme foi explicado no parágrafo 11.2, e para reduzir a relação de compressão do motor em velocidades baixas a fim de evitar detonações. De maneira semelhante, a válvula de escape abre antes de se completar o tempo de potência, a fim de permitir o escoamento dos gases de escape e o estabelecimento de uma pressão baixa no cilindro, o que diminua o trabalho negativo durante o tempo de escapamento, embora às custas do trabalho de expansão, que termina na ocasião da abertura da válvula de escape. A abertura desta deve ocorrer num instante que faça com que o trabalho total positivo seja máximo. A determinação deste ponto é feita para a potência máxima; em cargas parciais a abertura antecipada da

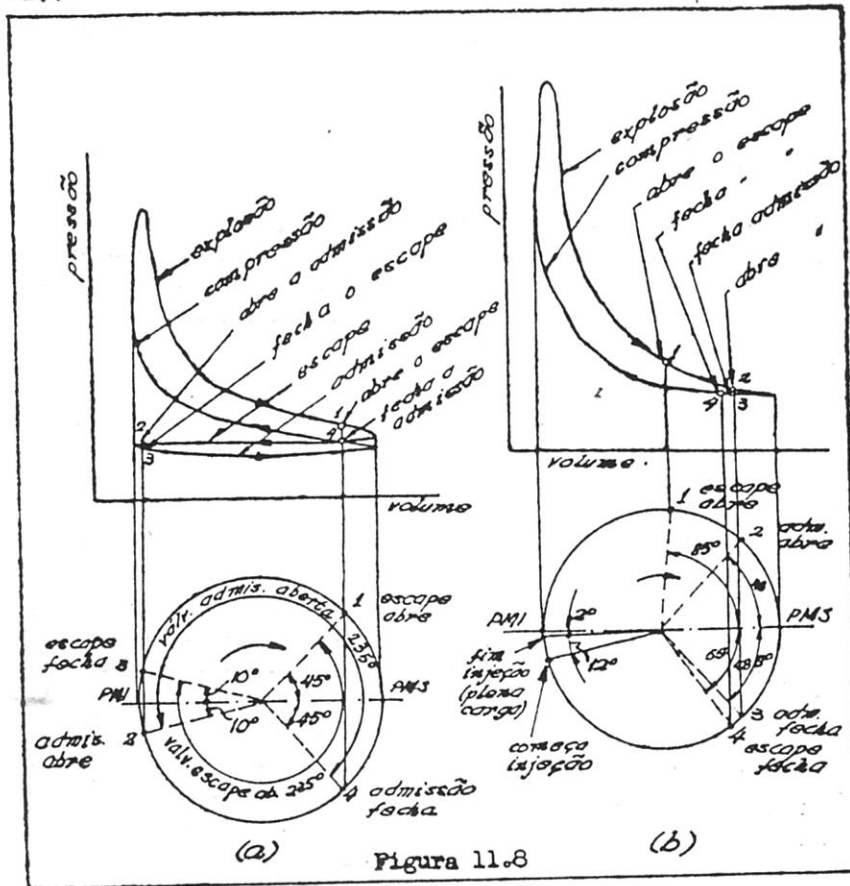


Figura 11.8

válvula é decididamente uma perda. O fechamento da válvula de escape ocorre retardado para que se tenha plena abertura no fim do escapamento. Durante o fim do escapamento e o início da admissão ambas as válvulas estão abertas. Isto favorece a operação em potências altas porém prejudica o funcionamento em cargas parciais.

A calagem de válvulas para um motor de dois tempos está exemplificada na fig. 11.8b.