

Capítulo XVII

Pistões, Aneis e Pinos

17.1 - Pistão

Num motor de combustão interna o pistão tem uma tríplice função:

- 1- Constituir uma parede móvel da câmara de combustão permitindo a variação do volume da câmara;
- 2- Receber a pressão dos gases e transmiti-la à biela;
- 3- Formar um conjunto que permite transmitir a componente horizontal da força dos gases devido à inclinação da biela, para as paredes do cilindro.

Por causa das pressões atingidas na câmara de combustão, o pistão deve constituir uma parede móvel tão estanque quanto possível.

Distingue-se duas partes no pistão: a cabeça que recebe a pressão e a temperatura dos gases e onde se alojam os anéis, e o corpo cuja função é servir de guia para a cabeça.

17.2 - Temperaturas no pistão

A cabeça do pistão se aquece mais do que as paredes do cilindro que são resfriadas por água; por outro lado, a temperatura da cabeça é maior do que a do corpo, porque aquela está sujeita à temperatura dos gases queimados. Por esse motivo a cabeça do pistão é construída com diâmetro menor que o corpo. E como o pistão todo deve ter diâmetro menor que o cilindro, ele não é capaz, sozinho, de dar uma boa estanqueidade para os gases, motivo pelo qual se torna necessário o uso de anéis, que são colocados em ranhuras usinadas no pistão.

O calor absorvido pela cabeça do pistão é dissipado:

- a- através dos anéis para a parede do cilindro;
- b- através do corpo do próprio pistão, em contato com a parede do cilindro;
- c- através do óleo de lubrificação e do ar debaixo do pistão.

Várias experiências mostraram que a maior parte de calor é dissipada pelo pistão através dos anéis e, entre estes, o mais solicitado é o primeiro anel.

O calor carregado pelo óleo e ar debaixo do pistão é muito pequeno (menos que 10%) e pode, via de regra, ser desprezado em face do transmitido pelos anéis.

Ao lado do anal superior, a espessura da cabeça do pistão é um problema bastante grave, pois dela irá depender o peso do pistão e ao mesmo tempo a transferência de calor para a circunferência externa.

Os pistões de ligas de alumínio substituiram em quasi todos os casos os pistões de aço; não somente o seu peso é cerca de um terço do aço, como também sua condutividade termica é 2,5 vezes maior.

Em motores até 150 HP encontram-se pistões cuja espessura da cabeça é não maior do que a dada pela condição de resistência mecânica.

As ressalvas que se fazem a um pistão de alumínio são:

- a- Devido ao grande coeficiente de dilatação é necessário prever uma grande folga entre o pistão e o cilindro;
- b- Caso o pistão não seja perfeitamente tratado termicamente, deverá ser prevista uma folga ainda maior.

Hoje em dia, é opinião que, com os materiais de que se dispõe, interessa mais um coeficiente de dilatação pequeno, do que um alto coeficiente de condutividade térmica. E as atuais ligas de alumínio (por exemplo alumínio-silício) cumprem essa exigencia.

O fluxo de calor através dos anéis, pistão e ar debaixo do pistão está indicado na fig. 17.1, num levantamento feito por K. Hug. As curvas são traçadas de tal maneira que entre duas delas atravessa sempre a mesma quantidade de calor.

Como valores limites para temperaturas, Ricardo estabeleceu:

cabeça do pistão: menor que 400°C
ranhura superior: menor que 220°C
alojamento do pino: menor que 270°C.

Em experiências realizadas nos laboratórios da MAN, obteve-se interessantes comparações entre pistões de alumínio e ferro fundido. A fig. 17.2 mostra os resultados obtidos. Os dois pistões eram de mesmo diâmetro - 285 mm - e a rotação $n = \text{constante} \approx 383 \text{ rpm}$.

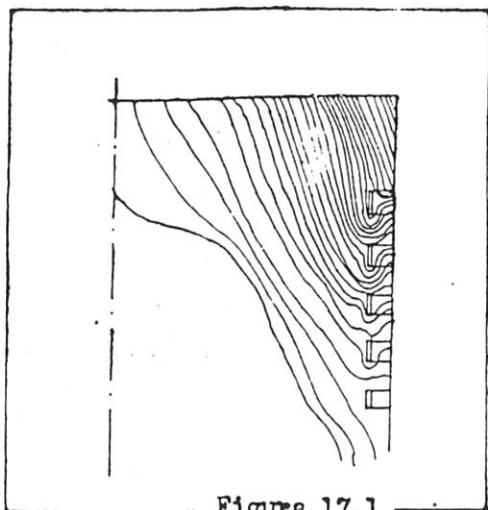


Figura 17.1

I - ponto de medição no meio da cabeça do êmbolo

II - ponto de medição no 1º anel
êmbolo de ferro fundido

êmbolo de α alumínio.

a - êmbolo de ferro fundido

b - êmbolo de α alumínio

l - Limite, cuja passagem provoca um agarramento entre os anéis e a parede do cilindro

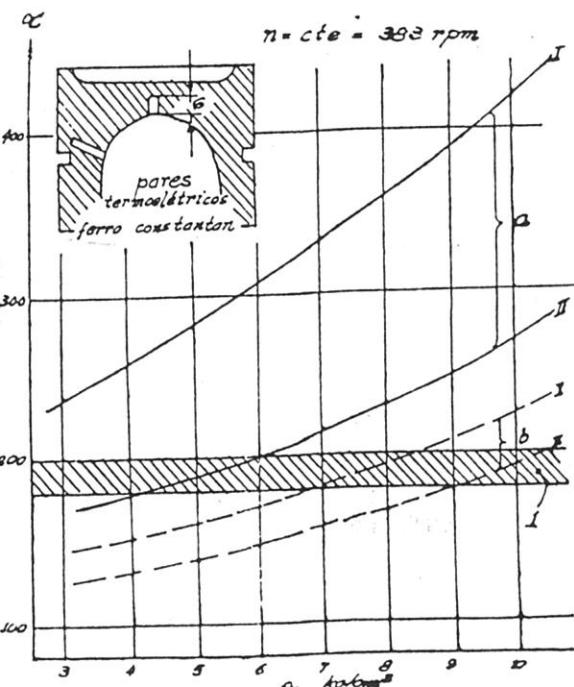


Figura 17.2

Na fig. 17.3 estão representadas as temperaturas reinantes ao longo de um pistão tanto para motor explosão como para um diesel, obtidas com auxílio de pares termoeletricos. As maiores temperaturas se dão no centro do pistão e nos motores diesel são maiores as diferenças de temperatura entre o centro e a periferia.

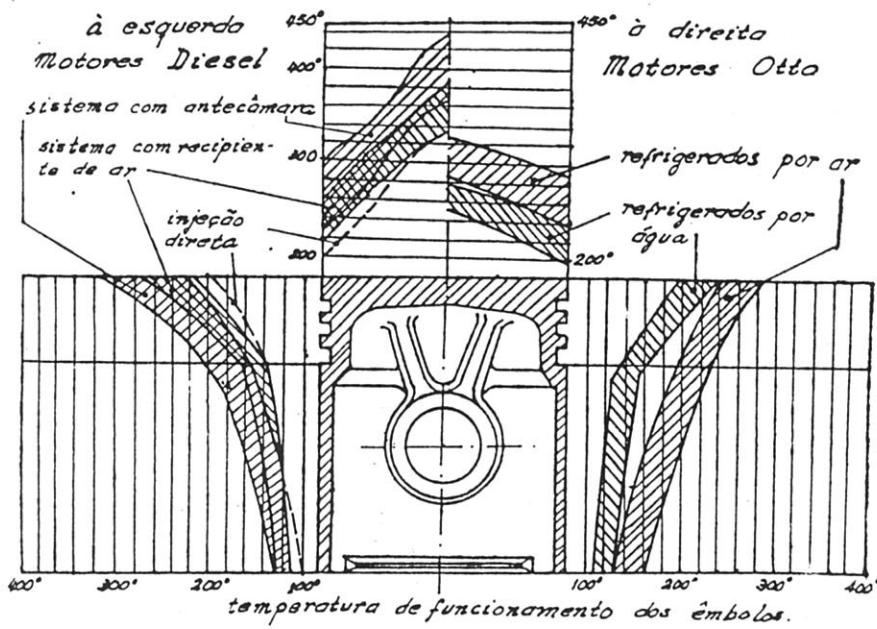


Figura 17.3

A parede da cabeça do pistão aumenta gradativamente de espessura até os bordos, com a finalidade de melhorar a resistência mecânica da peça e ao mesmo tempo aumentar o fluxo de calor para as paredes do cilindro.

Algumas vezes a diferença de temperatura cria tensões internas, podendo aparecer trincas. Encontram-se hoje pistões com a cabeça cromada para diminuir o calor absorvido pelo pistão.

17.3 - Posição do anel superior

O anel superior do pistão nunca deve ultrapassar, no curso deste, a parte do cilindro refrigerada, porque se isso acontecesse a transmissão de calor poderia ficar seriamente prejudicada.

Outro critério que dá a localização do anel superior é a condição de resistência da sua ranhura. É sabido que a resistência do alumínio diminui bastante para temperaturas elevadas. E quanto mais alto se encontrar o anel, tanto mais desgastes poderão aparecer na ranhura. O jogo do anel provoca o desgaste e por vezes a ruptura da ranhura.

Algumas vezes é fundido com o pistão, na ranhura superior, um porta-anel de ferro fundido ao níquel para diminuir os desgastes e ruptura. O coeficiente de dilatação desse material é praticamente igual ao do alumínio-silício utilizado na fundição do pistão.

Porém, sendo a condutividade térmica do ferro 3 vezes menor que a do alumínio, não se dará passagem de calor suficiente através do primeiro anel; o segundo será por isso mais solicitado.

Quando os pistões são forjados ou estampados, os porta-aneis são colocados sob pressão.

17.4 - Dimensionamento

A espessura do disco da cabeça pode ser calculada por

$$r = (D^2 p_{\max} / 4 \delta^2)$$

sendo p_{\max} a pressão máxima de combustão (55 a 60 ... kg*/cm², dependendo do motor), D o diâmetro do pistão e δ a espessura do disco da cabeça. Os valores obtidos para r dessa maneira oscilam entre 530 e 700 kg*/cm².

Geralmente é suficiente dimensionar δ pelo método acima, sem levar em conta o calor necessário a transmitir, porque com as ligas atuais esta segunda condição fica satisfeita pela espessura obtida.

Hoje em dia, porém, é mais conveniente que se faça o dimensionamento dos pistões a partir de outros já existentes e acreditados.

O desenvolvimento dos motores fizeram com que os pistões fossem testados durante muito tempo e corrigidos nos seus defeitos, de tal modo que os atuais representam o que se pode esperar de um novo pistão. O que se faz então é tabelar as dimensões em função de algum valor importante, como por exemplo o diâmetro.

List, por exemplo, apresenta uma série de graficos nos quais foram colocados valores como: comprimento do pistão, posição do anel, superior em função do diâmetro do pistão, espessura em diversos locais do pistão (ver figs. 17.4; 17.5; 17.6).

Acreditava-se anteriormente que o desgaste dos cilindros era proporcional a pressão específica que o pistão exerce sobre as paredes do pistão. Então, para diminuir a pressão específica, procurava-se construir pistões compridos ($L = 1,5 D$). Pois, quando se verificou que os cilindros desgastavam mais na altura do primeiro anel quando o pistão se encontrava no PMS, mudou-se este ponto de vista. A razão para o maior desgaste nesse local é que quando se dá a combustão, os gases penetram por trás do anel, forçando-o contra o cilindro com uma pressão específica várias vezes maior que a do corpo do pistão.

Nos motores modernos o comprimento dos pistões utilizados varia entre 1,0 e 1,1 vezes o diâmetro e o comprimento do corpo 0,75 a 0,80 vezes o diâmetro.

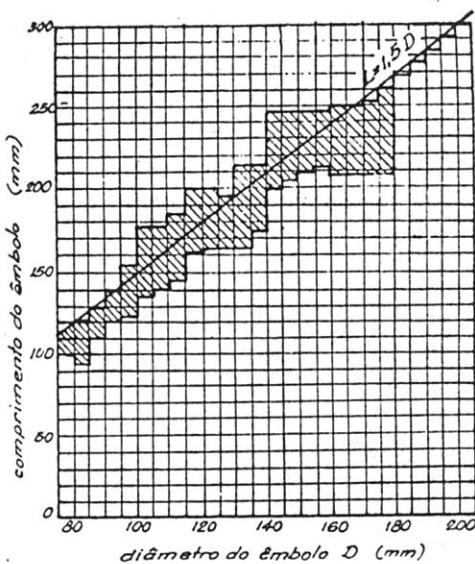


Figura 17.4

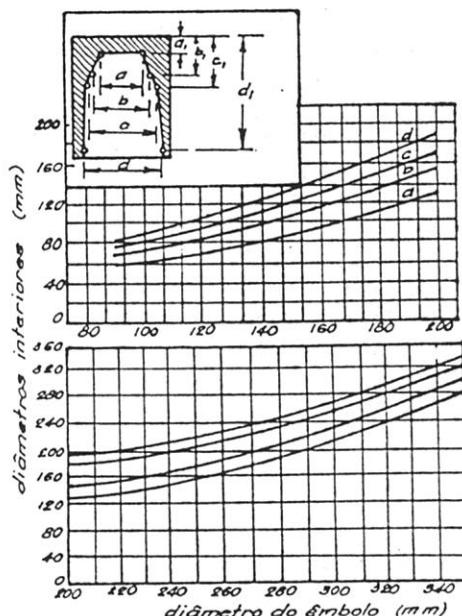


Figura 17.5

A única vantagem dos pistões compridos está em que eles podem reduzir a batida contra as paredes do cilindro dando um motor mais macio.

17.5 - Deslocamento do pino (offset)

Um dos métodos utilizados para diminuir o impacto do pistão contra a parede do cilindro, quando aquele inverte o curso, é deslocar o pino para o lado do pistão que encosta no cilindro, durante o curso motor (fig. 17.7). A pressão dos gases é distribuída não uniformemente em relação ao eixo do pino, criando um momento em torno deste. Quando o pistão se encontra no ponto morto superior e não há angularidade da biela, o momento criado pela pressão faz a parte inferior encostar na parede do cilindro, enquanto o topo se encontra do outro lado. Após mais alguns graus de girabreguim a biela já faz um ângulo e a parte superior do pistão passa de um lado para o outro. O resultado é que o pistão muda de posição mais suavemente do que se o pino fosse central.

A fig. 17.7 mostra as duas maneiras de o pistão passar de um lado para o outro. Se for de acordo com

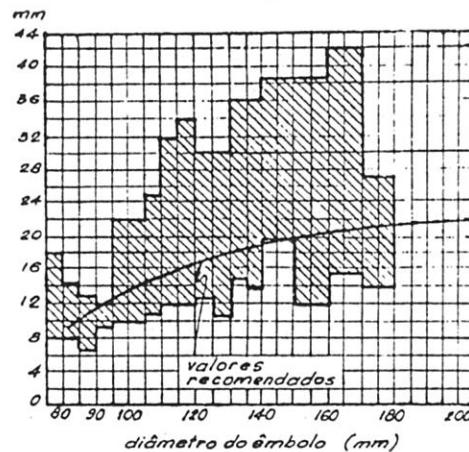


Figura 17.6

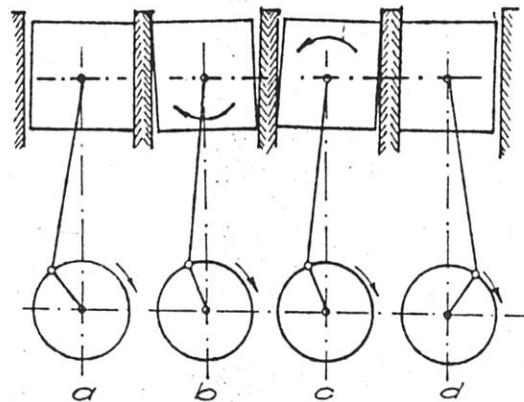


Figura 17.7

a fig. 17.7b, a passagem será mais ruidosa do que se fôr de acordo com a fig. 17.7c.

O deslocamento do pino é geralmente de $1/16"$. Os esforços que se obtêm sobre a rede do cilindro quando se tem ou não deslocamento do pino podem ser comparados pela fig. 17.8

17.6 - Material dos pistões

Um material para ser utilizado em pistões deve preencher as seguintes condições:

- 1- Boa resistência mecânica
- 2- Dureza relativa
- 3- Alto coeficiente de condutibilidade térmica
- 4- Pequeno peso específico
- 5- Baixo coeficiente de dilatação térmica
- 6- Boa resistência ao desgaste

Os materiais empregados são: ferro fundido cíntzento, ferro fundido maleável e ligas de metais leves, estas últimas principalmente.

O ferro fundido é o que apresenta melhor comportamento quanto ao desgaste. Entre os metais leves são utilizadas as ligas de Al-Cu e Al-Si. As ligas Al-Cu apresentam melhor condutibilidade térmica, e as ligas Al-Si melhor resistência ao desgaste e menor coeficiente de dilatação. Os pistões de metal leve são fundidos em coquilha ou estampados. As primeiras ligas utilizadas foram as de Al-Cu. Atualmente porém, usa-se ligas de Al-Si na maioria dos casos, se bem que todas têm uma certa quantidade de cobre. Tal uso se deve ao seu baixo coeficiente de dilatação térmica, o qual varia linearmente com o teor de silício e vale 18×10^{-6} para uns 20% de silício. O aumento do teor

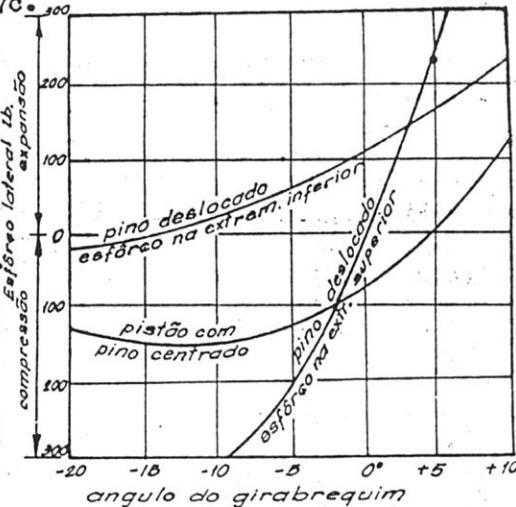


Figura 17.8

de silício aumenta a temperatura de fusão complicando o processo de fundição.

Por causa do menor coeficiente de dilatação as ligas de Al-Si permitem menores folgas entre o pistão e o cilindro, se bem que devido ao menor coeficiente de condutibilidade térmica, são necessárias maiores secções transversais para o escoamento do calor. Porem, isso nem sempre é desvantagem uma vez que as grandes pressões nos motores modernos exigem mesmo pistões com espessuras grandes.

1 fig.

17.9 relaciona a dureza do ferro fundido cinzento e das ligas de metal leve em função da temperatura. Como se vê, nas respectivas temperaturas de funcionamento, a dureza dos diversos materiais empregados não difere muito. O ensaio para a cons-

trução desse grafico foi feito para valores iniciais da dureza. Após repetidos aquecimentos e resfriamentos, a dureza pode cair de 12 a 15% em valor e em alguns casos, até 30%.

Após a fundição é recomendada uma normalização dos pistões. Os pistões podem receber também uma capa protetora de óxido de alumínio de 0,007 a 0,0012 mm (processo de anodização). Podem ser também estanhados por deposição eletrolítica (0,01 mm), com a vantagem de diminuir o período de amaciamento.

Outras vezes a superfície da cabeça é cadmiada, para resistir melhor as altas temperaturas da câmara de combustão.

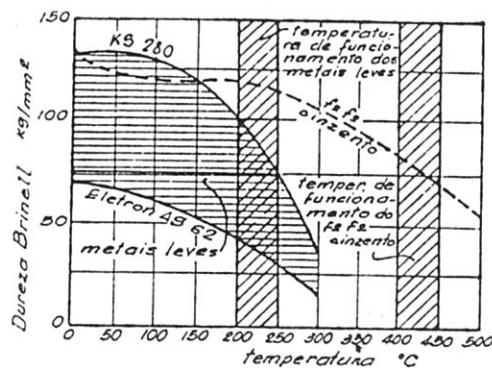


Figura 17,9

17.7 - Desgaste dos pistões

Fora os casos anormais, os desgastes de pistões são muito pequenos sendo cerca de 10 vezes menores que os dos cilindros. Assim a substituição de um pistão se deve mais ao desgaste do cilindro com a necessidade de retificá-lo e utilizar um pistão de diâmetro maior do que ao desgaste deste. Mesmo quando o lubrificante contiver impurezas, estas incrustam no pistão que é relativamente mole, ocasionando então um desgaste maior.

Com bastante frequência encontra-se também desgastes nas ranhuras dos anéis motivados pela existência de corpos estranhos ou rebarbas na usinagem. Acresça-se a isso, ainda, as altas temperaturas reinantes nos anéis.

Por fim, há ainda desgastes devido à corrosão do combustível e dos gases queimados, provenientes de uma combustão incompleta.

Os desgastes nas ranhuras dependem consideravelmente da usinagem das mesmas, sendo via de regra retificadas.

As ranhuras devem ser perfeitamente perpendiculares ao eixo geométrico do pistão. Quanto menor a resistência ao desgaste, maiores cuidados devem ser tomados, quanto às dimensões.

A ranhura superior, por causa dos efeitos de pressão e temperatura, é a que sofre maiores desgastes e quando o anel adquire uma folga maior, já começa a permitir a passagem de lubrificante que vai queimar na câmara de combustão, ao mesmo tempo que aumenta o desgaste.

A cabeça do pistão está sujeita não propriamente a desgastes, mas a danos resultantes da combustão, tais como: bordos queimados por detonação e queimaduras que chegam a atravessar a parede.

Para diminuir esses efeitos ela é polida, evitando-se assim a aderção de partículas. É também niquelada ou cromada, ou então, sobre ela é depositada uma película de cromo, níquel ou óxido de alumínio. Esses materiais não se queimam facilmente as temperaturas comuns.

Os pistões podem receber camadas protetoras pa-

ra aumentar sua resistência a sobrecargas. Tais recobrimentos podem ser de estanho, cádmio ou chumbo. A fig. 17.10 mostra alguns resultados de ensaios de desgastes realizados com diferentes materiais para pistões. O material do cilindro era sempre ferro fundido.

17.8 - Compensação das dilatações térmicas.

Um pistão não se dilata uniformemente, pelo fato de a cabeça ser mais quente que o corpo.

Também segundo a direção do eixo do pino, a dilatação é maior do que numa direção perpendicular em virtude da maior quantidade de massas segundo a direção do pino.

Por essa razão constroem-se pistões previamente ovalizados com o diâmetro na direção do pino menor que na direção perpendicular a este, para que, quando se dilatarem, tomem a forma cilíndrica.

Outro problema que se procura resolver é construir pistões de tal maneira que a folga entre estes e a parede dos cilindros seja sempre a mesma, quer esteja frio ou quente o motor. Garantir-se-a assim um funcionamento suave, sem ruído do motor.

Um dos primeiros recursos empregados foi um corte longitudinal no corpo, conforme a fig. 17.11.

Nesses pistões o corpo era separado da cabeça por dois cortes transversais, formando assim com o vertical um T. Na verdade, o corte não é perfeitamente perpendicular, mas sim ligeiramente inclinado. Esta colocado do lado do pistão que encosta na parede do cilindro durante o curso de compressão.

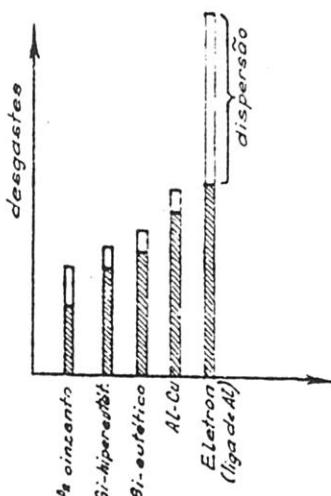


Figura 17.10

Em alguns modelos o corte atraçava o corpo do pistão de lado a lado, mas mostrou-se desvantajoso, porque com os aquecimentos e resfriamentos sucessivos o pistão podia atingir o regime plástico e tomar uma deformação permanente.

Um outro tipo foi introduzido por A.L.Nelson em 1923. O pistão Nelson era provido de duas placas de aço invar na altura dos mancais do pino (fig. 17.12).

O aço invar é uma liga de ferro e níquel (este na porcentagem de 36,2%), que possui um baixo coeficiente de dilatação ($3,5 \times 10^{-7}$ por °F). Desta maneira a dilatação segundo a direção perpendicular ao pino do pistão se mantém quase invariável com a temperatura e poder-se-a dar uma pequena folga entre pistão e cilindro para garantir um funcionamento suave.

O material usado atualmente não é mais o aço invar, mas outro contendo uma porcentagem menor de níquel (cerca de 33%) e que tem um coeficiente de dilatação menor ainda que o invar.

Uma melhoria foi introduzida no pistão de Nelson ao se utilizar, em vez de placas de aço nos suportes do pino, um bimetal (uma lámina de alumínio e outra de aço). Nesses pistões (fig. 17.13), denominados autotermicos, a lámina se curva quando o pistão está quente, exercendo com isso um efeito melhor que o aço invar (o qual é baseado no baixo coeficiente de dilatação), pois

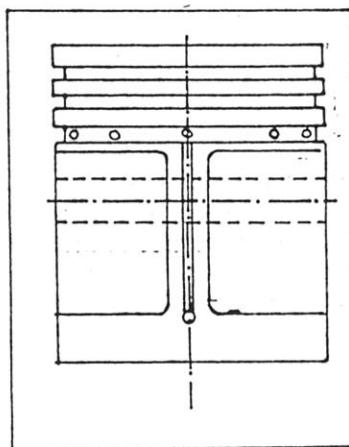


Figura 17.11

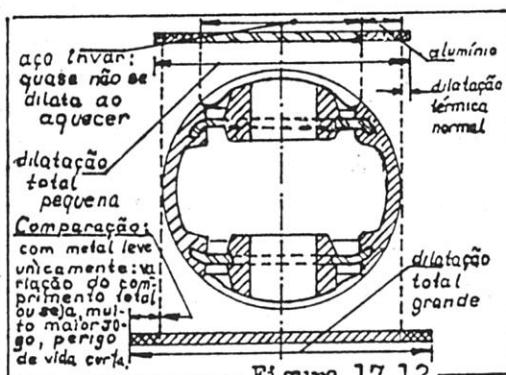


Figura 17.12

a curvatura da lâmina assegura praticamente uma invariabilidade no diâmetro perpendicular ao pino.

Com os pistões autotérmicos, obtém-se pistões cuja folga em relação ao cilindro praticamente independe da temperatura, ocasionando um funcionamento suave tanto a frio como a quente.

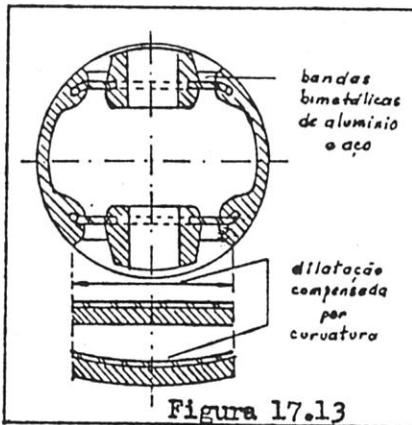


Figura 17.13

17.9 - Tratamentos superficiais

Entre os recursos utilizados para melhorar a resistência a desgastes está o processo de anodização e que consiste em tornar o pistão o polo positivo de uma cuba eletrolítica cujo eletrolito é uma solução de ácido sulfúrico a 25% e cujo polo negativo é uma placa de chumbo. O banho é mantido a uma temperatura de 25°C e faz-se passar uma corrente elétrica com 12 volts durante 40 minutos. A corrente decompõe a água e o oxigênio passa para o polo positivo, onde reagindo com o alumínio, forma o óxido de alumínio, que é um material bastante duro (é o corundum).

Outro recurso consiste em estanhar o pistão. Num banho eletrolítico, o alumínio desloca o estanho de uma solução alcalina que se deposita sobre o pistão.

17.10 - Aneis

A finalidade dos anéis é prover uma boa estanqueidade para os gases provenientes da combustão. O anel deve impedir a passagem dos gases, ajustando-se bem ao cilindro e a uma face da ranhura do pistão. Se estas condições forem preenchidas o único lugar por onde poderá haver fugas será através do corte do anel.

Há dois formatos comuns para o corte (gap) do anel: o corte reto e o corte em ângulo. Uma folga entre as duas extremidades do anel, quando sob tensão, deve ser sempre mantida e muitos fabricantes especificam 0,004 mm

por milímetro de diâmetro do cilindro. Com um corte feito a 45% esse valor cai para 0,0028 mm.

O material utilizado na produção de anéis deve ser bastante resiliente, ter um alto limite de resistência e uma boa resistência ao desgaste.

Originalmente era utilizado o mesmo material com que se fundiam os blocos, mas posteriormente chegou-se a melhores materiais, um dos quais muito utilizado é o seguinte ferro fundido:

Si	-	2,5 a 2,8
S	-	menos de 0,10
P	-	0,5 a 0,7
Mn	-	0,6 a 0,8
C	-	3,5 a 3,8

Anéis fundidos com esse material apresentam uma dureza Brinell de 250.

17.11 - Esforços nos anéis

A fig. 17.14 mostra um anel cujo raio é r_1 e quando colocado no cilindro passa a ter o raio r_2 igual ao do cilindro. Aplicando a lei de Hooke ao lado de tração, temos:

$$\frac{-S}{E} = \frac{A'B' - AB}{AB}$$

$$\therefore \frac{A'B'}{AB} = \frac{-S}{E} + 1 \quad (17.1)$$

onde S é o esforço e E o módulo de elasticidade do material.

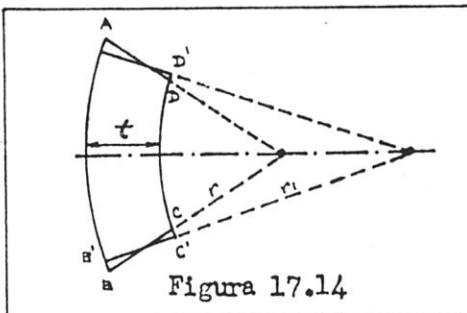


Figura 17.14

Aplicando a mesma lei para o lado de compressão decorre que

$$\frac{S}{E} = \frac{D'C' - DC}{DC}$$

$$\therefore \frac{D'C'}{DC} = \frac{S}{E} + 1 \quad (17.2)$$

Por outro lado

$$\frac{AB}{DC} = \frac{r}{r-t} \quad \text{e} \quad \frac{A'B'}{D'C'} = \frac{r}{r_1-t} \quad (17.3)$$

sendo t a espessura do anel (medida perpendicularmente ao eixo do pistão).

Operando-se convenientemente as equações acima chegar-se-á a seguinte expressão (substituindo as 17.3 em 17.1 e 17.2):

$$S = E \frac{t(r_1 - r)}{2rr_1 - t(r_1 + r)} \quad (17.4)$$

que dá o esforço a que está sujeita a fibra mais externa do anel.

Podemos também calcular o momento fletor, motivado pela pressão contra a parede do cilindro, que atua numa seção qualquer do anel.

Consideremos, por exemplo, o anel da fig. 17.15 submetido a uma pressão p uniforme ao longo de todo o anel. Vejamos o momento que flete o ponto C.

Seja $phda$ a força que atua sobre a seção elementar h^a (h = altura do anel). Esta força chamada de P na figura pode ser decomposta em duas: F perpendicular e H paralela a corda AC . As componentes H vão se anular todas entre si. Assim a força resultante que solicita a seção C

$p h da \cos \varphi$
é por sua vez vale
 $p h dc$
pois $da \cos \varphi = dc$.

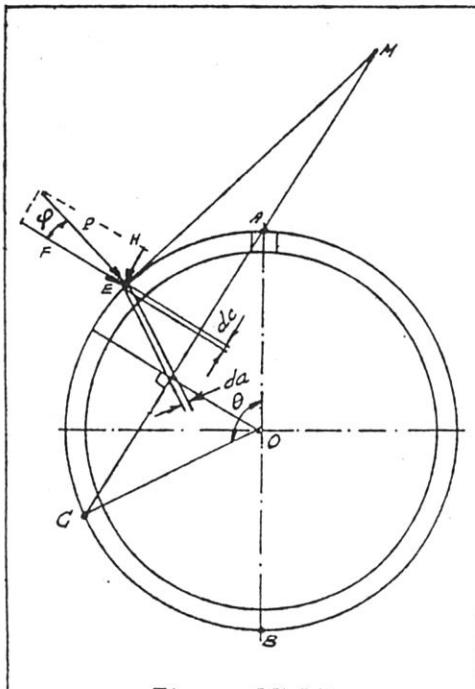


Figura 17.15

A força total que atua até a secção C será, por tanto

$$\int p h \, dc = p h AC$$

Como porém $AC = 2 r \sin(\theta/2)$ (basta considerar que AC é a soma das projeções de OC e OA sobre AC) e como podemos considerar que a resultante das forças F atuaria a uma distância $\ell = r \sin(\theta/2)$ do ponto C , o momento nesta secção será

$$M = 2 p h r^2 \sin^2 \frac{\theta}{2} \quad (17.5)$$

Conhecendo-se o momento resistente (função da secção) pode-se dimensionar o anel.

17.12 - Métodos para colocar os anéis sob tensão

Há três métodos diferentes para colocar os anéis sob tensão, a fim de que eles exerçam uma pressão contra a parede do cilindro.

O primeiro consiste em construir o anel com um diâmetro pouco maior que o do cilindro, em seguida cortar a folga e depois, juntando as extremidades, tornear novamente o anel, agora no diâmetro do cilindro.

Este método tem porém a desvantagem que o anel não comprime o cilindro com uma pressão uniforme, mas variável conforme a fig.
17.16.

O segundo método consiste em tornear o anel no diâmetro do cilindro e depois aumentar o seu diâmetro. A maneira mais comum de se conseguir isso é por meio de choques de pequenas partículas esféricas transportadas por um jato de ar contra a superfície interna do anel (o processo recebe o nome de "shot peening".)
Como o raio do anel deve va

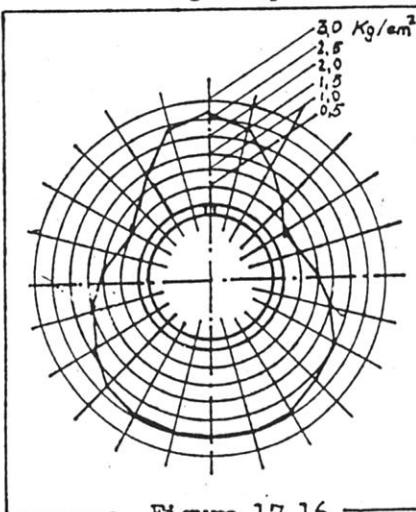


Figura 17.16

riar bastante na parte central e nada nas extremidades, o jato deve ser variável de zero até um máximo no meio do anel.

O anel pode também ser colocado numa forma estirada térmicamente de maneira a que os grãos do ferro se reajustem numa nova posição (com diâmetro maior que do cilindro). Dessa maneira também se pode obter tensão contra as paredes do cilindro.

O terceiro método consiste em tornear os anéis segundo uma curva tal que quando submetido a um esforço uniforme e radial, tome a forma de uma circunferência de diâmetro igual ao do cilindro. Esta curva pode ser calculada, pelo menos aproximadamente, e, como não é circular, deve ser obtida num torno copiador.

A forma de tal anel segue uma curva cujo raio em cada ponto é dado por

$$r_1 = \frac{E t^3 r}{E t^3 - 22 p r^3 \operatorname{sen}^2 \frac{\theta}{2}} \quad (17.6)$$

Um anel fundido segundo essa curva tem uma distribuição radial uniforme de pressões conforme a fig. ... 17.17.

Conforme o tipo de motor usa-se uma pressão p (fig. 17.18). Para motores muito rápidos se empregam anéis com tensão alta ($1,2$ a $2,5 \text{ kg}/\text{cm}^2$); para motores de explosão comuns e diesel velozes usa-se pressões de $0,9$ a $1,2 \text{ kg}/\text{cm}^2$ e em moto-

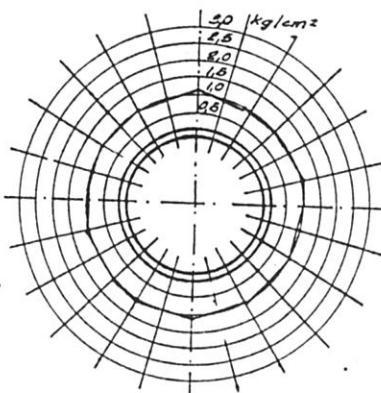


Figura 17.17.

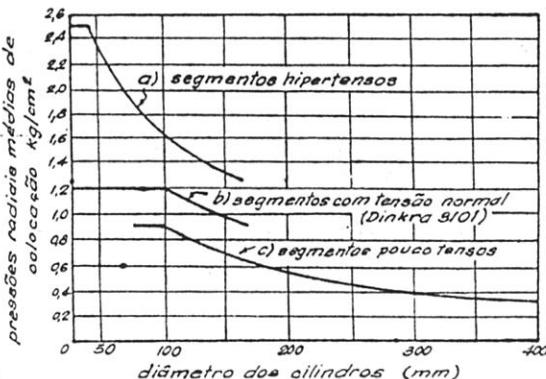


Figura 17.18

res grandes e lentes tensões menores (de 0,3 a 0,9 kg*/cm²).

17.13 - Falhas nos anéis

A finalidade dos anéis é impedir a passagem de gases (blowby) da câmara de combustão para o carter. A medida de passagem de gases constitui pois um indício de qualidade dos anéis. Um valor aceitável é o de um anel que deixa passar 6 pés cúbicos por minuto de gases para cada polegada cubica de cilindrada, em qualquer rotação.

Verificou-se porém que para rotações elevadas, do motor aumenta essa fuga de gases. Deve-se ~~isolar~~ faço~~to~~ de terem os anéis uma frequência própria de vibração e em rotações elevadas entram em ressonância, descolando-se da parede do cilindro. Quanto mais usado for o motor, mais se observava esse fenômeno, em virtude da maneira particular de como se desgasta o cilindro, isto é, mais na altura do perímetro do anel quanto o pistão se encontra no ponto morto superior do que no resto.

A figura 17.20 mostra um levantamento feito para um certo tipo de motor, onde se observa bem a mudança brusca ao atingir-se a rotação de 3500 rpm.

17.14 - Anéis de secção não retangular

Os anéis de secção retangular comprimem com pressão uniforme a parede do cilindro de toda a sua altura.

Se se variar a espessura radial consegue-se alterar a distribuição de pressão. Por exemplo, o anel da figura 17.20 se apoia sobre uma aresta ao invés de por

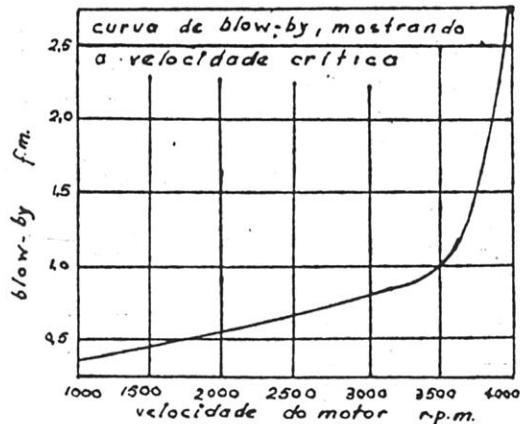


Figura 17.19

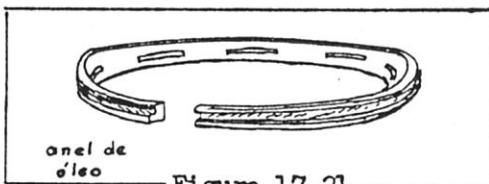
uma face, diminuindo com isso o atrito (fig. 17.20). A fig. 17.20A mostra um anel com o canto interno superior chanfrado. Todos os dois tipos dão boa vedação, pois se apoiam sobre os cantos da ranhura.

O anel B tem uma secção trapezoidal que facilita a eliminação de depósitos deixados pelo lubrificante (a inclinação das superfícies é usualmente 20°).

Alguns anéis apresentam também uma ranhura no bordo inferior externo que melhora a lubrificação.

17.15 - Anéis de lubrificação

Os anéis de lubrificação possuem um perfil que permite receber o lubrificante em excesso nas paredes do cilindro, e através de ranhuras, como as da fig. 17.21, enviá-lo para orifícios correspondentes no pistão, por meios dos quais vai ter ao caráter.



- Anéis com expansores

São anéis que possuem internamente uma lâmina de aço com forma de sânone que pressiona o anel (fig. 17.22).

- Anéis cromados

Um tratamento utilizado nos anéis é a cromação. Verificou-se que se o primeiro anel de um pistão for cromado, dobrar-se-á pra

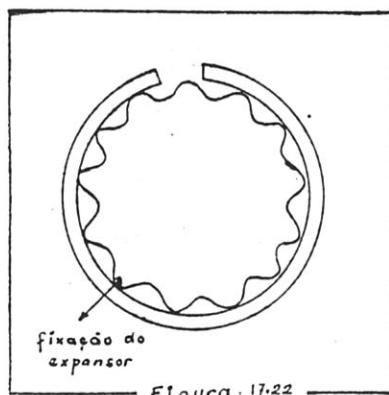


Figura 17.22

ticamente a vida dos outros anéis; e se todos forem cromados, a vida do conjunto será quadruplicada.

É usual que somente o primeiro anel seja cromado em virtude do custo elevado do mesmo.

17.16 - Pinos

São feitos de um tubo, para se obter leveza. Há três arranjos possíveis da montagem dos pinos:

- a- fixos no pistão (sob pressão ou por parafuso) e então, o pe da biela pode oscilar (fig. 17.23).
- b- fixos na biela, podendo girar os mancais do pistão
- c- solto tanto em relação ao pistão como a biela, podendo flutuar livremente (pino flutuante).

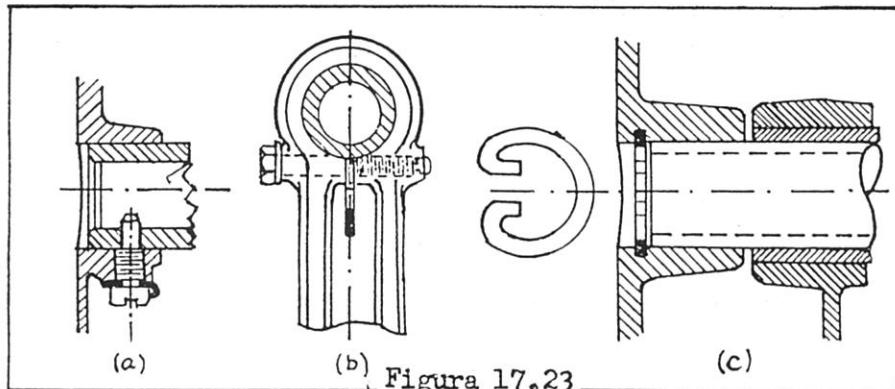


Figura 17.23

No primeiro caso a lubrificação do pino é feita por um orifício longitudinal da biela, que recebendo óleo sob pressão do orifício correspondente do colo do girabre quim o transmite a ranhura do pino. Outras vezes não existe o orifício longitudinal e então a lubrificação é feita pela atmosfera de lubrificante pulverizado que existe no carter e que vai ter até um orifício existente no pe da biela, o qual coloca o lubrificante em contato com o pino.

No segundo caso a lubrificação é feita por óleo que o pino retira da parede do cilindro.

E no terceiro caso a lubrificação é feita pela atmosfera do lubrificante pulverizado. Os pinos flutuantes podem ter, em vez de anéis de pressão retendo-os em seus alojamentos (como na fig. 17.23), simplesmente tam-

pas bastante lisas que os impeçam de arranhar as paredes do cilindro.

17.17 - Dimensionamento e material dos pinos

O dimensionamento dos pinos é feito admitindo-os como uma viga apoiada nas extremidades e sob a qual atua a força dos gases.

Na verdade é mais comum dimensioná-los a partir de outros pinos que são acreditados pelo seu bom funcionamento.

Pelas suas características de trabalho, o pino deve ser construído de um material tenaz e de superfície muito dura. Por exemplo, o aço de cementação EC 60 (DIN 1663) utilizado na fabricação de pinos tem a seguinte composição e características físicas:

C - 0,12 a 0,18%
Cr - 0,6 a 0,9%
Mn - 0,4 a 0,6%
Si - 0,35%

Carga de ruptura à tração - 70 a 90 kg*/mm²

Carga de escoamento - 70 kg*/mm²

Alongamento (10 diâmetros) - 9 a 14%

Estricção - 60 a 50%

Para motores de aviação submetidos a grandes esforços, se empregam aços de resistência mais elevada como aços cromo-molibdénio-níquel e que tenham:

Carga de ruptura à tração - 115 a 140 kg*/mm²

Carga de escoamento - 90 a 115 kg*/mm²

Alargamento (10 diâmetros) - 9 a 6%

Estricção - 45%