

2301248

10
(103)

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

PISTÃO AUTOMOTIVO PARA MOTOR A ÁLCOOL

AUTOR : RONALDO REIMER

ORIENTADOR: NEDO ESTON DE ESTON

1 9 8 4

I N D I C ECAPÍTULO 1 : INTRODUÇÃO

	PÁG.
1.1 - GENERALIDADES	01
1.2 - A FUNÇÃO DO PISTÃO	02
1.3 - MOTOR CUJO PISTÃO SERÁ PROJETADO NESTE TRABALHO	03
1.4 - O PROJETO DO PISTÃO	03

CAPÍTULO 2 : O PINO DO PISTÃO

2.1 - INTRODUÇÃO	05
2.2 - CONSIDERAÇÕES GERAIS	06
2.3 - HISTÓRICO DO DESENVOLVIMENTO DE PROJETO DE PINO DE PISTÃO	07
2.4 - FORMAÇÃO DE TRINCAS EM CUBOS DE PISTÕES	10
2.4.1 - INTRODUÇÃO	10
2.4.2 - MECANISMO DA FORMAÇÃO DE TRINCAS	12
2.4.3 - FATORES QUE INFLUENCIAM O TRINCAMENTO	13
2.5 - FUROS PERFILADOS PARA PINOS DE PISTÕES	17
2.5.1 - CONDIÇÕES DE SOLICITAÇÃO	17
2.5.2 - O PRINCÍPIO DO FURO PERFILADO	17
2.5.3 - SOLUÇÕES ALTERNATIVAS	19
2.5.4 - O PROCESSO DE USINAGEM DO FURO	20
2.5.5 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS	21
2.6 - MÉTODOS DE TESTE	23

		PÁG.
2.7	- CÁLCULO DAS SOLICITAÇÕES E DEFORMAÇÕES	26
2.7.1	- CÁLCULO DA FORÇA ATUANTE SOBRE O PINO (FORÇA P)	28
2.7.2	- CÁLCULO DAS SOLICITAÇÕES E DEFORMAÇÕES	31
2.7.3	- PESOS	34
2.8	- PARTE COMPUTACIONAL E OTIMIZAÇÃO	36
2.8.1	- PROGRAMA PINO DE PISTÃO	36
2.8.2	- PROGRAMA OTIMIZAÇÃO	36
2.8.3	- OTIMIZAÇÃO	37
 <u>CAPÍTULO 3 : DEFINIÇÃO DAS DIMENSÕES PRINCIPAIS E DA FORMA INTERNA DO PISTÃO</u>		
3.1	- DIMENSÕES PRINCIPAIS	49
3.2	- FORMA INTERNA	50
 <u>CAPÍTULO 4 : DEFINIÇÃO DA FORMA EXTERNA DO PISTÃO</u>		51
4.1	- FORMA DO PISTÃO	51
4.2	- PROJETO DO PERFIL E DA OVALIDADE	51
 <u>CAPÍTULO 5 : DEFINIÇÃO DO TOPO DO PISTÃO</u>		58
 <u>CAPÍTULO 6 : TEMPERATURAS NO PISTÃO</u>		60

	PÁG.
<u>CAPÍTULO 7 : MATERIAIS DOS PISTÔES</u>	62
7.1 - TRATAMENTO DE MODIFICAÇÃO EM LIGAS DE ALUMÍNIO	63
7.2 - TRATAMENTO DE REFINO	64
7.3 - TRATAMENTO TÉRMICO	64
7.3.1 - SOLUBILIZAÇÃO	65
7.3.2 - PRECIPITAÇÃO	65
7.4 - A ESCOLHA DA LIGA	
<u>BIBLIOGRAFIA</u>	69

ANEXOS

ANEXO 1: GRÁFICOS DO PESO DO PINO E DO DIFERENCIAL DE PESO EM FUNÇÃO DO DIÂMETRO EXTERNO

ANEXO 2: DESENHO DO PINO DO PISTÃO

ANEXO 3: DESENHO DO PISTÃO

ANEXO 4: DESENHO DO PERFIL E DA OVALIDADE DO PISTÃO

1. INTRODUÇÃO

1.1 - GENERALIDADES

Mesmo antes dos primeiros motores de combustão interna usarem ignição por faísca, já se conhecia bem as solicitações sobre o conjunto pistão-pino-anéis-ci-lindro. Desde aquela época tem sido publicada uma enorme quantidade de literatura técnica definindo e procurando soluções para os problemas do conjunto. Publicam-se também muitos artigos referentes a cada item do conjunto separadamente.

É bastante provável que esta seja a parte do motor na qual se concentrou o maior esforço de pesquisa ao longo dos anos. Isto se deve ao fato de que cada aumento na potência ou na eficiência dos motores torna necessário algum desenvolvimento no pistão e em seus componentes associados.

Por outro lado, vários pesquisadores têm concentrado esforços no sentido de simplesmente extinguir o conjunto do pistão, projetando motores puramente rotativos. No entanto, o motor alternativo convencional esta atualmente firmemente enraizado no mercado mundial e tem, com certeza, uma grande demanda assegurada no futuro.

Isto se deve, em grande parte, à milhões de homens-hora dispendidas no desenvolvimento do conjunto do pistão. Não é, portanto, surpreendente o avançado grau de avanço tecnológico atingido pelo pistão e seus componentes.

É, no entanto, de surpreender o fato de muito pouco se conhecer sobre as tensões provocadas no pistão em operação e, provavelmente ainda mais surpreendente, que as dimensões dos suportes dos cubos e da espessura da cabeça sejam projetadas empiricamente e não ci-

entificamente.

Isto, sem dúvida, se deve a dois fatores:

- as complexas características das tensões envolvidas;
- a dificuldade de se medir as tensões em condições dinâmicas.

A técnica dos elementos finitos aplicada ao conjunto do pistão está se desenvolvendo e cada vez auxiliando mais o projetista a vencer estes problemas. Atualmente, no entanto, o projetista ainda se vale quase que exclusivamente de sua experiência, de dados estatísticos e de testes em modelos, para definir os parâmetros de projeto.

1.2 - A FUNÇÃO DO PISTÃO

Num motor de combustão interna o pistão tem três funções:

- a) constituir uma parede móvel da câmara de combustão, permitindo a variação do volume da câmara;
- b) receber a pressão dos gases e transmití-la à biela;
- c) formar um conjunto que permita transmitir a componente horizontal da força dos gases devida 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.

Entre suas diversas partes distinguem-se duas:

- a cabeça que recebe a pressão e a temperatura dos gases e onde se alojam os anéis
- a saia cuja função é servir de guia para a cabeça

1.3 - MOTOR CUJO PISTÃO SERÁ PROJETADO NESTE TRABALHO

Como este projeto é didático tornou-se necessário definir as características de um motor teórico, para o qual se projetaria o pistão.

Inicialmente defini que o motor seria a álcool e aplicado em uma caminhonete. A seguir fixei a cilindrada do motor (1800 cm^3) e o diâmetro do cilindro (85 mm). A partir de curvas características de motores testados nos dinamômetros da Metal Leve, defini:

- . Potência líquida : 91,2 CV a 4400 RPM
- . Torque máximo : 149,1 Nm a 2700 RPM

Demais características:

- a) Ciclo OTTO - 4 tempos
- b) Ignição por Centelha
- c) 4 cilindros em linha
- d) Diâmetro do cilindro X Curso (mm): 85,0 x 79,30
- e) Naturalmente Aspirado
- f) Taxa de compressão: 12,0 : 1

1.4 - O PROJETO DO PISTÃO

Trata-se de um projeto de um pistão leve, que se dividiu em 5 partes principais:

- a) Projeto do conjunto cubo do pistão/pino. Para esta parte do trabalho elaborei um programa em BASIC que permite a otimização de qualquer conjunto cubo/pino.
- b) Definição das dimensões principais e da forma interiora do pistão. Para isto utilizei dados estatísticos obtidos em várias bibliografias e na própria Metal Leve, em conjunto com o sistema CAD (Computer Aided Design).
- c) Definição da forma externa do pistão. Utilizei um programa de computador já pronto.
- d) Definição do topo do pistão.
- e) Escolha da liga do pistão.

2.1 - INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de motores de combustão interna apresenta como um de seus objetivos principais a melhoria do aproveitamento de combustível. Em motores do ciclo OTTO tenta-se obter taxas de compressão sempre mais altas. Já em motores Diesel a tendência é a superalimentação. Em ambos os casos ocorre um aumento na força de combustão, que atua sobre o pistão, que, por sua vez, deve ser o mais leve possível. Quanto mais leve o pistão, menores as perdas por atrito e consequentemente maior a economia de combustível.

Com isto estaremos aumentando a solicitação sobre o pistão e querendo diminuir a sua massa. No entanto, o trabalho de muitas décadas levou-nos a uma situação em que praticamente não se pode mais melhorar a resistência mecânica das ligas de alumínio para pistões. Por outro lado, o pino do pistão é um componente simples e que, em princípio, não apresentou mudanças importantes nas últimas décadas. Será que é possível otimizar-se ainda mais o conjunto pino-cubo do pistão quanto ao peso?

O cálculo do pino do pistão é bastante acessível. Isto poderia levar a crer que não estamos perante um problema difícil. De fato, o pino não tem sido motivo de dificuldades construtivas ao longo da evolução dos motores de combustão interna.

Mesmo em pinos dimensionados de maneira não muito adequada, as quebras ocorrem apenas quando há defeito de material, como inclusões no aço ou sulcos de usinagem. Algumas falhas ocorrem também em pinos de parede muito fina, que sofreram uma cementação ocasional em uma parcela excessiva da parede.

Poderíamos concluir, a partir destes erros de fabricação, que não há razões fortes para considerar o pino do pistão como problema. No entanto, veremos que a situação não é bem esta.

2.2 - CONSIDERAÇÕES GERAIS

A queima de combustível na câmara de combustão cria uma força que passa pela cabeça do pistão, pelos cubos do pistão, pelo pino do mesmo, pela biela e vai agir no eixo de manivelas.

Dois materiais diferentes e, com características tecnológicas bastante diversas, encontram-se no conjunto pino-cubo do pistão. Este conjunto trabalha de maneira tão unida que, se analisarmos uma parte independentemente da outra, poderemos comprometer o conjunto.

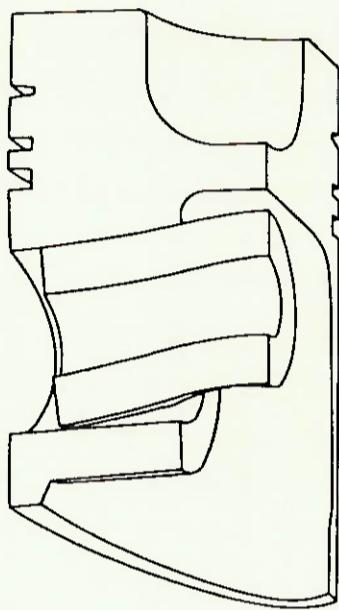
Um pino projetado cuidadosamente a partir das características tecnológicas dos aços, das leis da Resistência dos Materiais e da Mecânica irá realizar sua função sem problema algum. No entanto, o cubo do pistão pode vir a falhar. O cubo deve se adaptar às deformações do pino, mas o baixo módulo de elasticidade de seu material e a pequena deformação resultante de suas características construtivas (como sua altura, seu comprimento e a forma da câmara de combustão) podem limitar demasiadamente esta deformação. Como consequência, picos de tensão nas nervuras para a cabeça, nas concordâncias com a saia e, principalmente, na parte interna superior dos cubos, podem levar à fratura do pistão por fadiga.

Concluímos que, para fixar as dimensões do pino, devemos tomar como base apenas aquelas tensões e deformações admissíveis do aço que podem ser suportadas pelo cubo.

Sabemos também que, a forma dos cubos, das concordâncias com a saia e das nervuras para a cabeça são consideravelmente definidas por características construtivas do motor e pelo tipo de combustão. Além disto, a solicitação no cubo quanto a tensões é bastante complexa.

O cálculo do conjunto pino-cubo do pistão não é, portanto, simples. As condições anteriormente expostas permitem reconhecer a inexistência de um cálculo matematicamente exato para o problema.

Fig.2.1: Deformação do pistão e do pino sob a ação da força de combustão.
(As deformações foram desenhadas ampliadas para permitir a visualização).



É, entretanto, possível fixar diretrizes que se relacionem satisfatoriamente com a deformação do pino e permitem a escolha de um pino seguro.

2.3 - HISTÓRICO DO DESENVOLVIMENTO DE PROJETO DE PINO DE PISTÃO

No início dos anos 30 os pinos eram dimensionados simplesmente quanto à solicitação de flexão. Rothmann foi o

primeiro a chamar a atenção na literatura técnica (1936) ao fato de os pinos dimensionados desta maneira poderem provocar fratura no pistão.

Ele supôs que a ovalização do pino provocava fraturas nos cubos dos pistões. Sua suposição era reforçada pelo fato de, naquela época, os pinos serem montados com interferência de até 0,02mm a frio. Ao ligar o motor atingia-se a solicitação estática máxima, pois, devido a interferência do pino (que é máxima na condição de motor frio) o cubo já se encontrava sob forte tensão periférica de tração. As ligas de pistão são especialmente sensíveis a este tipo de solicitação.

Rothmann estabeleceu o processo de cálculo para a determinação da solicitação total de flexão no pino, ou seja, solicitação de flexão transversal e longitudinal. Para isto ele fez algumas suposições simplificadoras, como considerar a parede do pino como uma superfície plana. Ele também recomendou não ultrapassar a pressão superficial de 400 kgf/cm² para buchas de biela e considerou o valor 0,025 mm como o valor máximo admissível para a ovalização do pino. Este valor foi considerado válido para pistões de diâmetro variando de 100 a 160 mm.

Estes princípios de cálculo e recomendações são ainda, em parte, utilizados para a fixação das dimensões do pino. No entanto, apenas com isto, o problema cubo-pino não está resolvido. Em 1940 K. Schlaefke afirmou que as bases de cálculo existentes para pinos de pistão levavam a resultados pouco compatíveis com a realidade.

Schlaefke não se afastou muito do enfoque geral do problema apresentado por Rothmann. Seu maior mérito foi o de ter conseguido uma base matemática exata para a representação da solicitação do pino e da ovalização.

A esta altura já se notara que falhas no sistema pistão-pino-bucha-de-biela ocorriam quase sempre no pistão,

raramente na bucha e nunca no pino, apesar de condicionadas e provocadas por ele. Apesar disto não se conseguia resolver definitivamente o problema, pois o pino conservava-se no centro das considerações. Calculava-se a solicitação total sobre o material do pino e ia-se corrigindo suas dimensões, analisando a ovalização. No entanto, devido a natureza destas solicitações, este método leva sempre a uma redução no diâmetro do pino e a um aumento na sua espessura de parede. Obtém-se, então, pinos que fletem excessivamente

Em 1957 T.O.Hunt chamou atenção ao fato de que pinos obtidos a partir deste método não podem ser satisfatórios. Hunt afastou-se totalmente do cálculo das tensões de flexão no pino, após constatar que apenas estas tensões não podem fornecer dados para uma análise confiável do problema.

Hunt verificou que, com o aumento da velocidade dos motores, a pressão superficial sobre o cubo do pistão não pode ser mais determinada estaticamente. É necessário considerar um fator de velocidade que aumenta a pressão calculada estaticamente. Esta exigência reflete-se em um aumento do diâmetro externo do pino. Simultaneamente Hunt reconheceu que a ovalização admissível depende do diâmetro do pistão e é proporcional ao diâmetro do pistão e do pino. Os cálculos e princípios de Hunt levaram a pinos de diâmetro externo maior e de parede menor que os pinos calculados pelos métodos anteriores. Hunt verificou que, na prática, os métodos de cálculos anteriores atribuíam importância demasiada à ovalização e menosprezavam a flexão.

Como vimos, a maioria das falhas do sistema pistão-pino ocorre no pistão, e mais especificamente na forma de trincas nos cubos. Faremos então uma análise destas trincas.

2.4 - FORMAÇÃO DE TRINCAS EM CUBOS DE PISTÕES

2.4.1 - INTRODUÇÃO :-

Os cubos localizam-se na região onde espera-se que seja efetiva a resistência total da liga Al-Si utilizada. Todavia, encontram-se trincas na parte superior dos cubos, mesmo após projetos completos, quando as pressões de combustão são aumentadas em teste ou em operação normal. Nestes casos a origem da trinca não localiza-se no canto interno superior do cubo, mas alguns milímetros longe do mesmo. A figura nº 2.2 mostra um pistão partido ao longo da trinca, mostrando sua origem no canto interno do cubo.

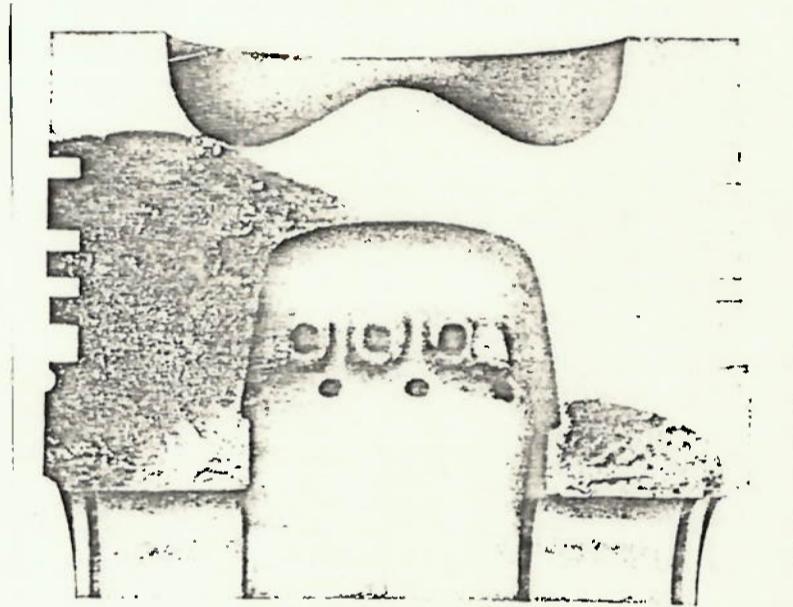


Fig. 2.2: Cubo com trinca que se iniciou no canto interno do cubo.

A figura nº 2.3 mostra um pistão que foi quebrado na trinca, ocasionada por um aumento na potência e cuja origem localiza-se a uma certa distância do canto interno do cubo.



Fig. 2.3: Cubo com trinca que se iniciou a alguns mi
mímetros do canto interno do cubo.

Na figura nº 2.4 observamos um pistão com vár-
ias trincas na superfície do furo para pino.
Este é um caso típico de aumento na solicita-
ção do motor.

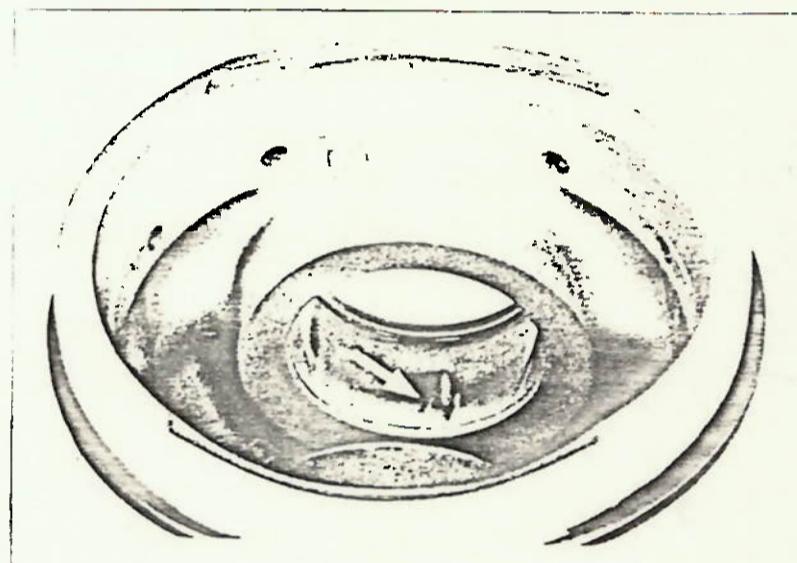


Fig. 2.4: Pistão com trincas na superfície do furo

Inicialmente as trincas eram ocasionadas por
pinos de diâmetro muito pequeno, por superfi-
cies internas em canto vivo e por folgas a
frio muito pequenas em pistões com reforços
internos (e consequentemente cubo rígido). Ou-
tro tipo de trinca ocorre devido ao aumento

das pressões de combustão.

2.4.2 - MECANISMO DA FORMAÇÃO DE TRINCAS

A causa da formação de trincas pode indubitavelmente ser atribuída à interação entre o cubo e o pino. Ocorre pressão de contato alta, acima do valor calculado, causada pela tensão de compressão e pela deformação do pino. Esta concentração de carga é devida aos diferentes módulos de elasticidade dos materiais. O cubo, tendo módulo menor, tem que suportar a deformação do pino, que tem o módulo três vezes maior. A concentração de tensões de compressão reduz consideravelmente a capacidade de carga do material, o que pode conduzir a uma falha local do mesmo quando submetido a altas pressões máximas. A superfície de atrito do furo pode trincar radialmente se tensões periféricas de tração forem superpostas às tensões de compressão. Para ser mais claro, basta lembrar que a força requerida para quebrar uma barra sob tração é menor quando uma pressão transversal está sendo aplicada.

As tensões de tração crescem devido a ovalização do pino, que se deforma sob a ação das forças de combustão e inércia. A experiência mostra, todavia, que estas duas forças, sozinhas, não são suficientes para iniciar a trinca. Mesmo com carga duas vezes maior, tais trincas podem não aparecer nos testes usuais de fadiga. A figura 2.5 apresenta um esquema de um pulsador de ressonância, onde são feitos tais testes de fadiga.

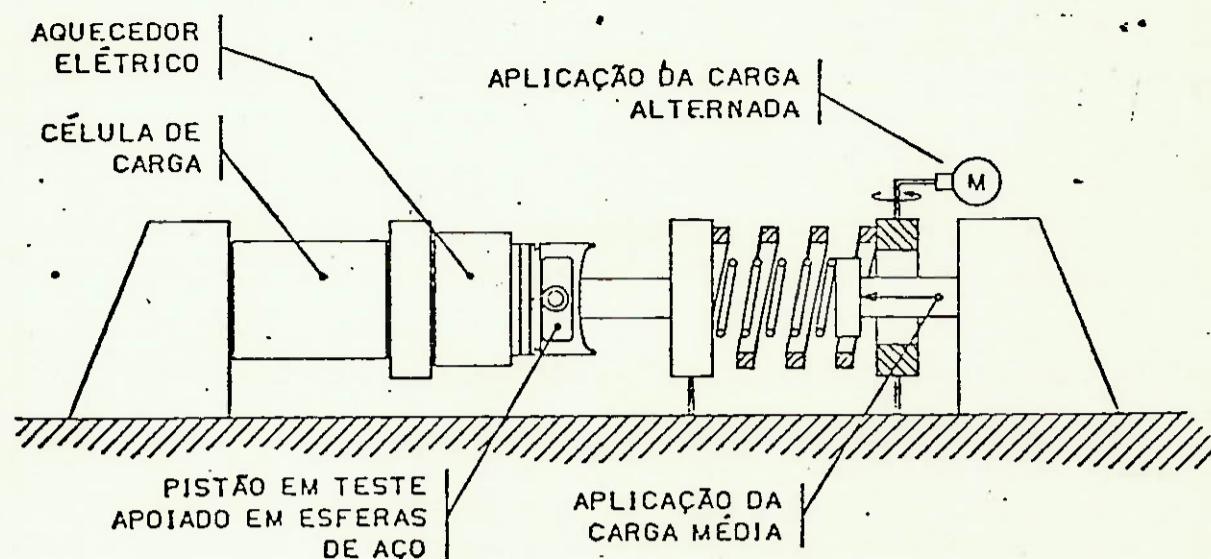


Fig. 2.5: Esquema de montagem do pistão no pulsador de ressonância.

O pistão recebe uma força de compressão que oscila em torno de um valor médio. A tendência ao trincamento é influenciada pelo gradiente de pressão, pela reação do pino sobre o cubo e pela existência de um filme lubrificante.

2.4.3 - FATORES QUE INFLUENCIAM O TRINCAMENTO

- a) Perfil do cubo :- é um fator bastante crítico. O nível de tensão é relacionado com a distância DL definida na figura nº 2.6. Quanto maior a distância DL, mais uniforme será a distribuição de tensões. Assim, pistões pequenos correm mais riscos sob altas cargas.

b) Forma do furo para pino e/ou do pino :- são fatores que irão determinar como o cubo se acomoda às deformações. Uma análise bem detalhada deste fator está no item 2.5 (Furos perfilados para pinos de pistão).

c) Região suporte do cubo :- é o terceiro fator. O suporte deve ser forte, mas ter também uma certa flexibilidade na direção perpendicular ao eixo do pino, por meio de pequenos rebaixos ou inclinações, resultando uma semelhança às almas de vigas. A figura nº 2.7 mostra um pistão que não apresentou trincas sob pressões de 130 kgf/cm^2 , durante teste de durabilidade e carga alternativa. Os reforços (almas) um pouco inclinados têm influência favorável à distribuição de tensões na secção transversal do suporte.

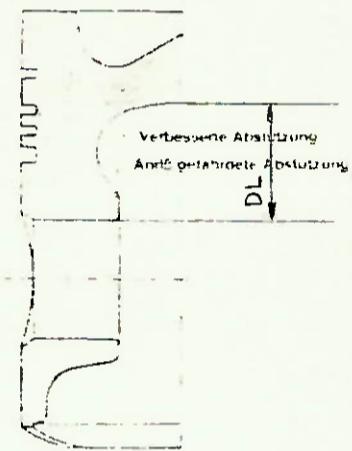


Fig. 2.6

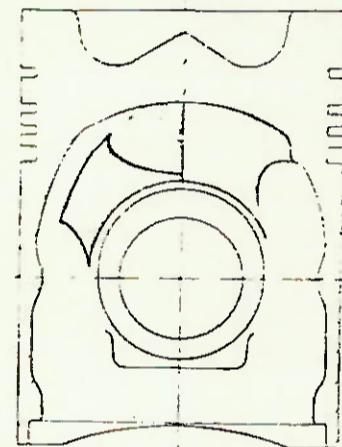


Fig. 2.7

d) Projeto do pino :- Quanto menores as deformações do pino e as tensões no cubo, menor o risco de trinca. Para diminuir a flexão e a ovalização do pino basta aumentar o momento de inércia do mesmo. Isto é feito aumentando-se o diâmetro externo e/ou

diminuindo-se o diâmetro interno. Por outro lado, consegue-se reduzir a pressão no cubo (e consequentemente as tensões no mesmo) aumentando-se, quando possível, o comprimento e/ou o diâmetro externo do pino.

Pistões com DL pequeno devem usar pinos maiores. Não devemos esquecer que, com isto, a medida DL fica ainda menor. Analisando dois casos práticos obtidos durante testes de resistência a carga alternada veremos que não podemos deixar de considerar a interdependência entre ambos os fatores.

O primeiro exemplo é um pistão que não apresentou trincas até 130 kgf/cm^2 de pressão de ignição, durante os testes de resistência a carga alternada. O diâmetro externo do pino é igual a 43% do diâmetro do pistão, enquanto a relação entre DL e o diâmetro do pistão é 0,23.

Já o outro caso é o de um pistão, comparável ao primeiro, que sofreu trincas apesar de ter a relação entre DL e o diâmetro do pistão igual a 0,40 e o diâmetro externo igual a 37% do diâmetro do pistão. A trinca, que ocorreu após um aumento na potência liberada, foi eliminada reduzindo-se o diâmetro interno do pino de 51% para 42% do diâmetro externo.

- e) Distância entre cubos:- A flexão do pino pode ser reduzida por meio de uma redução desta distância. O assento cônico, mostrado na figura 2.8, pode ser vantajoso quando usado em conjunto com pinos dimensionados adequadamente.

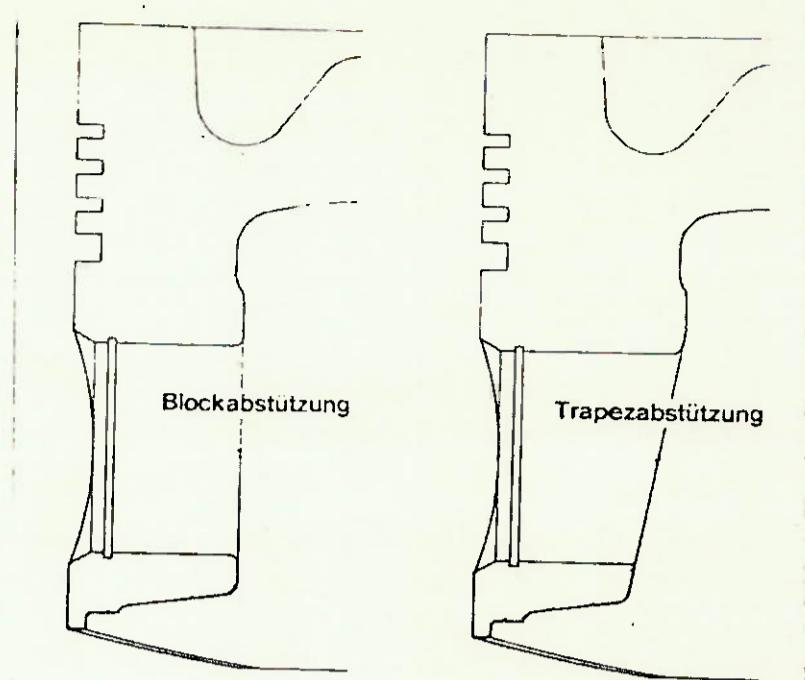


Fig. 2.8: Assento em forma de bloco e assento cônico.

O assento cônico permite maior área de contato entre o pino e a parte superior do cubo, o que diminui as deformações do pino e consequentemente as tensões no cubo serão menores.

f) Material do pistão :- é o último fator a ser mencionado. Pistões forjados provaram ser mais resistentes ao trincamento. Isto, não apenas porque têm maior resistência na faixa de temperatura de trabalho do cubo (onde raramente se atinge 150°C), mas também porque o material forjado, com sua maior deformabilidade, permite uma leve fluência.

Usando-se material fundido deve-se procurar obter uma distribuição homogênea de material na área do cubo. Descobriu-se que microporosidades podem reduzir a resistência. As ligações eutéticas são particularmente usadas em virtude de sua estrutura. Mais detalhes sobre ligas de pistões serão abordados em capí

tulo a parte.

2.5 - FUROS_PERFILADOS_PARA_PINOS_DE_PISTÕES

2.5.1 - CONDICÕES_DE_SOLICITAÇÃO

As forças devidas à combustão e à inércia do pistão atuam dinamicamente na superfície do cubo, que é dimensionado de acordo com a intensidade das mesmas. Como já observamos no item 2.4.2 (Mecanismo da formação de trincas), isto leva a uma deformação do pino e do pistão e cria picos de pressão nos cubos. Esta solicitação sobre os cubos pode ultrapassar a resistência a fadiga do material e provocar trincas no cubo.

Em pistões com cubos solicitados a altas cargas específicas deve-se ter uma distância DL grande e pinos que deformam-se pouco. Paradoxalmente, queremos motores mais compactos e conjuntos pino/pistão com as menores massas possíveis.

Uma solução para este problema é o furo perfilado.

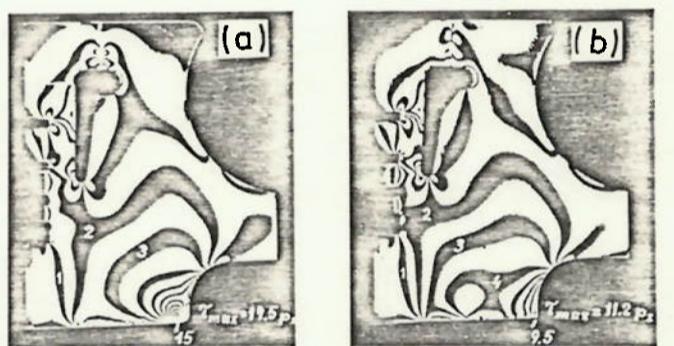
2.5.2 - O_PRINCÍPIO_DO_FURO_PERFILADO

Analisemos inicialmente o caso dos conjuntos pino/furo tradicionais (cilíndricos). Com o aumento da carga, a porcentagem da superfície do cubo que suporta a força diminui. É claro que seria desejável que ocorresse exatamente o contrário. Isto pode ser conseguido corrigindo-se a forma de uma das partes do conjunto pino/furo. Esta correção deve ser feita de forma tal que as duas superfícies atinjam uma adaptação geométrica completa apenas sob carga total. Com a di-

minuição da carga ocorrerá também uma redução na sobreposição geométrica das superfícies, de modo que apenas uma parte das mesmas transmitirá a força. As superfícies, quando livres de carga, devem apresentar um desvio de forma que corresponde exatamente à deformação elástica das mesmas.

Este princípio é utilizado, por exemplo, em pares engrenados com o objetivo de aumentar sua capacidade de carga. Outro exemplo, existente no próprio pistão, é a forma externa da zona da saia. Esta forma, que é abaulada e oval, objetiva compensar as deformações térmicas e elásticas da saia e garantir a formação de um filme hidrodinâmico de óleo.

Já há muitos anos análises utilizando fotoelasticidade mostraram que a correção de forma implica em vantagens substanciais para o cubo do pistão. A figura 2.9 mostra que um furo para pino levemente côncico apresenta tensões no canto interno do cubo de intensidade 40% abaixo do caso tradicional.



2.9: Comparação das tensões nos cubos por fotoelasticidade.

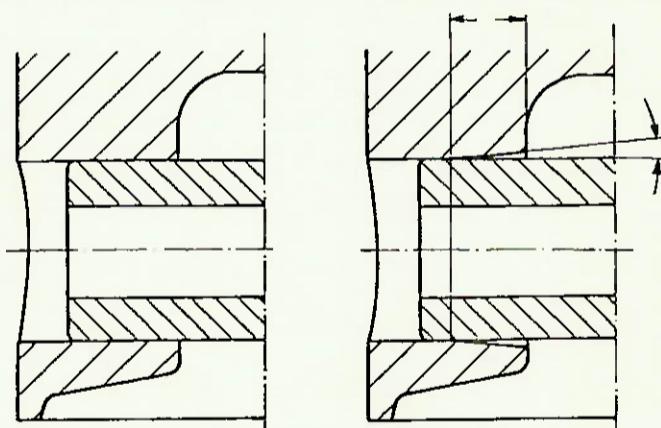
a) Furo cilíndrico :

$$\gamma_{\text{máx.}} = 19,5 \text{ Pz}$$

b) Furo côncico:

$$\gamma_{\text{máx.}} = 11,2 \text{ Pz}$$

OBS: Pz = pressão de combustão



O que prejudicou a utilização deste princípio na prática foram dificuldades de fabricação.

2.5.3 - SOLUÇÕES ALTERNATIVAS

É claro que é bem mais fácil usinar superfícies externas perfiladas do que dar forma a superfícies internas (dentro de tolerâncias apertadas). Por isto tentou-se inicialmente aplicar o princípio do desvio de forma em pinos. Na figura 2.10 vemos um pistão com pino perfilado.

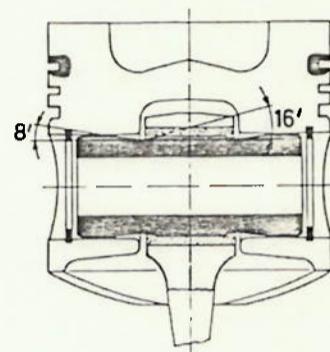


Fig. 2.10: Pistão com pino perfilado

De fato obteve-se uma elevação na carga admissível. Todavia estaremos limitados a formas rotacionais simétricas devido ao processo de usinagem por retificação e também porque pinos flutuantes giram quando em operação. Pinos perfilados não podem ser, portanto, utilizados em cubos trapezoidais ou escalonados. Além disto, este tipo de pino poderá compensar apenas as deformações longitudinais e não a ovalização do pino e do furo.

O processo conhecido como "martelar o furo" oferece também um certo efeito de forma. Este processo consiste em deformar a região dos cantos do furo através de uma ferramenta semelhante a um rolamento de agulha. A profundidade e o comprimento de martelamento são limitados pela deformabilidade da liga do pistão.

2.5.4 - O PROCESSO DE USINAGEM DO FUBO

Para usinar furos perfilados utiliza-se as mesmas ferramentas e características de corte que as usadas em furações cilíndricas tradicionais. Trata-se de um mandrilamento com cópia, no qual o desvio da forma cilíndrica é obtido através do deslocamento da ferramenta. Este deslocamento é controlado por padrões. Com este processo consegue-se obter furos perfilados com a mesma qualidade superficial dos furos cilíndricos convencionais.

O processo permite uma considerável liberdade na obtenção de perfis de furos. A fig. 2.11 mostra algumas das principais variações possíveis. É possível usinar-se furos com perfil longitudinal assimétrico em relação ao eixo do pino. Isto permite uma maior otimização relativa à deformação do pino. Além disto pode-se também obter furos de secção oval e que apresentam bolsas de óleo, como visto nas figuras 2.11 e 2.12.

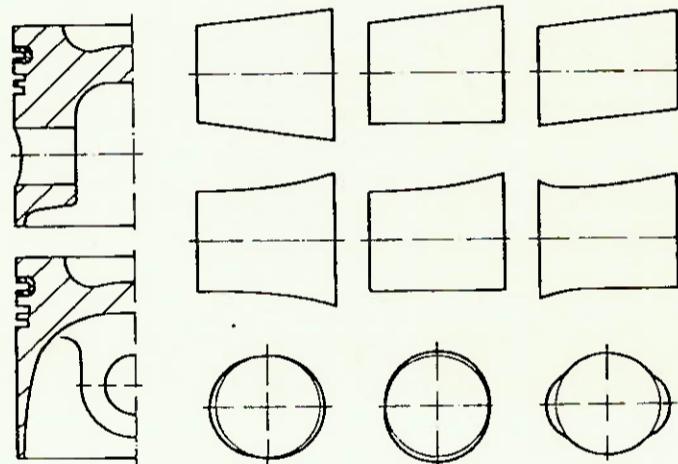


Fig. 2.11: Diferentes formas de furos perfilados

A finalidade destas bolsas é compensar ao máximo as deformações de ovalização. A experiência mostrou que as configurações do tipo da figura 2.12 deram resultados melhores, ou seja, tensões mais baixas nos cubos.

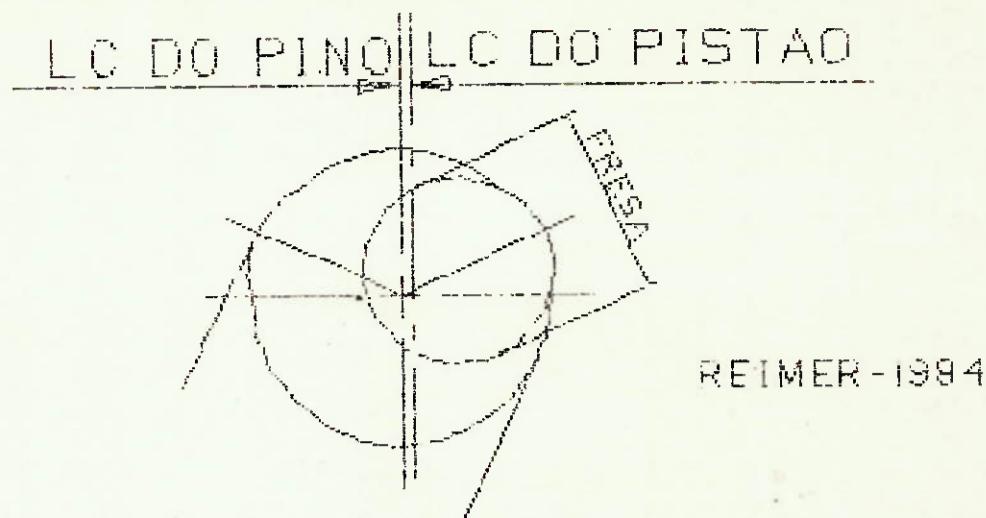


FIG-2.12 CONFIGURACAO MAIS COMUM
PARA BOLSAS DE OLEO

2.5.5 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A figura 2.13 mostra os três perfis longitudinais de furo para pino avaliados experimentalmente. O alargamento máximo radial do furo (ou seja, a altura máxima do perfil) é de 0,12% do comprimento de apoio do pino e foi adotado para os três perfis. Todos os furos são simétricos em relação ao seu eixo de usinagem.

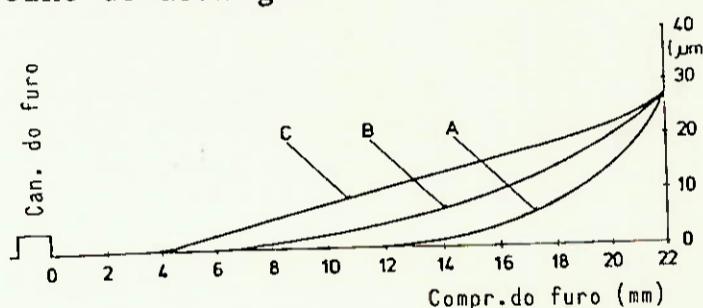


Fig. 2.13: Perfis longitudinais A,B e C avaliados experimentalmente com o pulsador.

Testes realizados em pulsadores de ressonância mostraram que o perfil C apresentou os melhores resultados e um limite de resistência a trincas 25% superior ao do furo cilíndrico convencional.

Concluiu-se que furos perfilados podem apresentar resultados, no mínimo, tão vantajosos quanto os dos pinos perfilados. Os testes não avaliaram perfis longitudinais assimétricos nem secções não circulares. Podemos, portanto, prever um bom potencial futuro de desenvolvimento nessa área.

RESULTADO DOS TESTES EM PULSADORES COMPARANDO DIFERENTES PERFIS				
FORMA DO FURO	LIMITE DE RESISTÊNCIA A TRINCAS NO CUBO (EAR)			FATOR DE AVALIAÇÃO
	PISTÃO	PISTÃO	PISTÃO	
CILÍND.	147	154	150	1,0
PERFIL A	153			1,04
PERFIL B		175		1,14
PERFIL C	182		187	1,25

Vários testes de durabilidade mostraram que os pistões com furos cilíndricos apresentam trincas bem antes dos pistões com furo perfilado.

A figura 2.14 mostra os perfis do furo para pino utilizado nos testes.

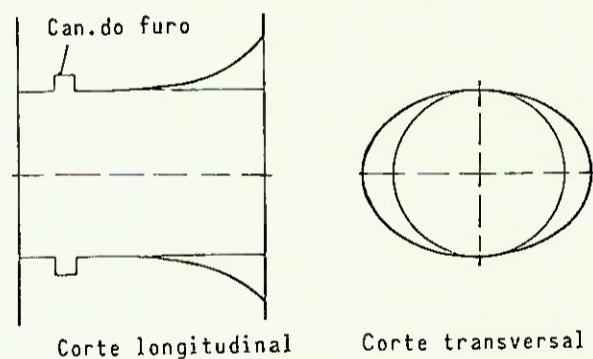


Fig. 2.14: Configuração do furo para pino utilizado nos lotes.

2.6 - MÉTODOS DE TESTE

Para obter dados que nos permitam desenvolver um projeto adequado do conjunto pino/cubo é necessário realizar determinados testes. Alguns destes testes são desenvolvidos com a colaboração dos fabricantes de motores. Variações na quantidade de combustível injetado e no ponto de injeção ou de ignição resultaram em pressões de pico consideravelmente maiores.

Ao mesmo tempo foram realizados testes fora do motor, para reproduzir as tensões que atuam sobre determinadas partes do pistão. A fotoelasticidade é de grande ajuda para o projetista. Como se sabe, existem certas resinas "epoxy" que tem efeito bi-refringente sobre a luz polarizada, quando submetidas a uma carga. Isto possibilita obter uma distribuição de tensões visível em modelos. Deve-se garantir, contudo, que a relação entre os módulos de elasticidade do material do pistão e do pino seja mantida no modelo.

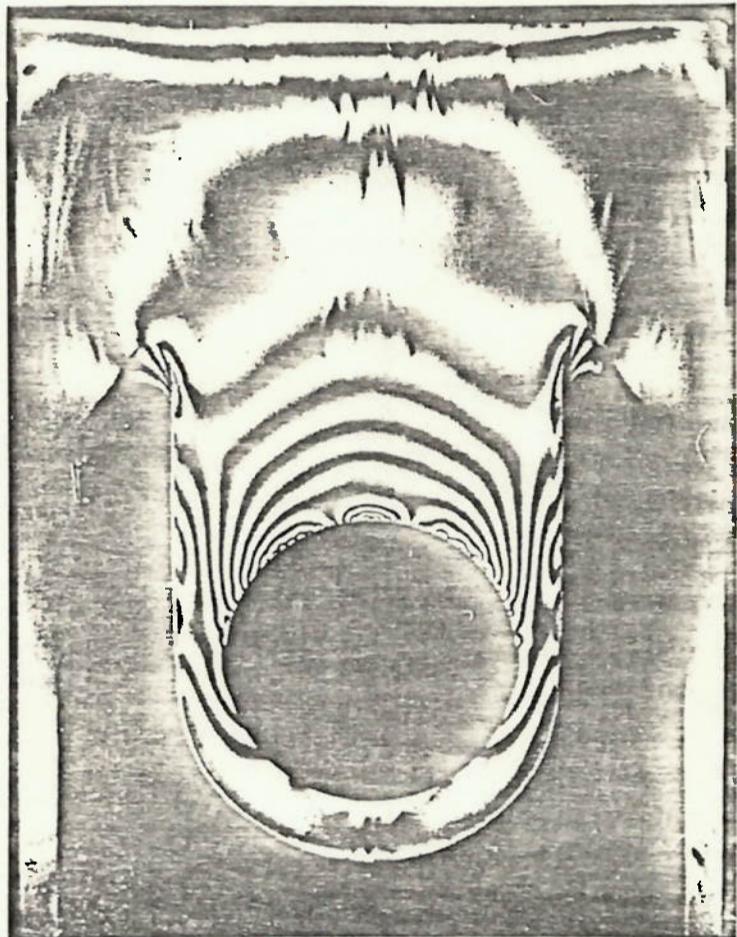


Fig. 2.15: Tensões no canto interno do cubo, obtidas por fotoelasticidade.

A figura nº 2.15 mostra uma distribuição de tensões em uma secção de um modelo de pistão, que recebeu uma carga correspondente a uma pressão de combustão de 120 kfg/cm² aplicada na cabeça do pistão. A secção foi retirada da face interna do cubo. Pode-se notar que existem picos de tensões de compressão à direita e à esquerda da parte central e superior do cubo. As tensões de compressão são decrescem em direção à metade inferior do cubo.

A figura nº 2.16 mostra a distribuição em uma secção perpendicular à da figura anterior. Aqui a área de máxima concentração localiza-se a alguma distância do canto interno, e corresponde ao local onde se originam as trincas, conforme sabemos da prática.

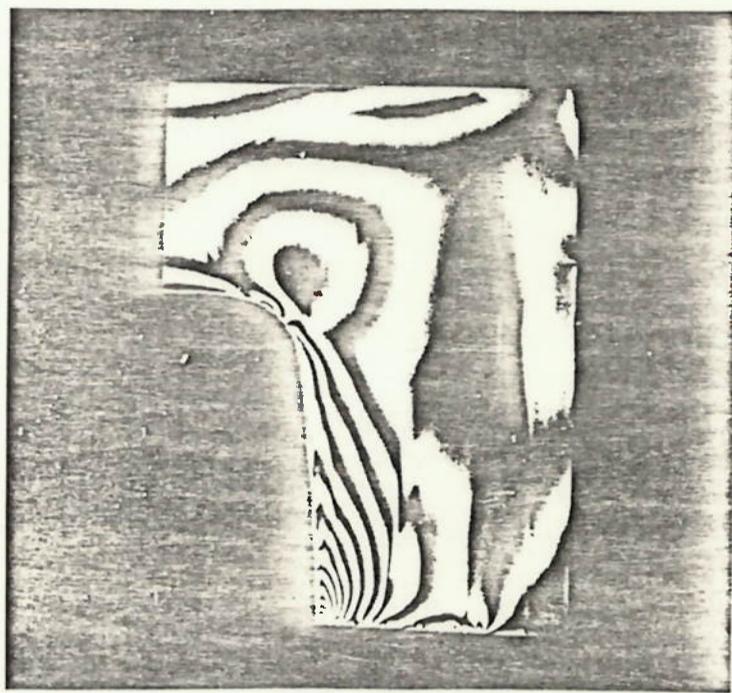


Fig. 2.16: Tensões na direção do pino.

Uma avaliação das tensões não pode ser feita com base apenas na fotoelasticidade, mas sim complementada com medições através de extensômetros elétricos (strain-gages). Estas medidas são feitas utilizando-se um pulsador de ressonância e submetendo-se o cubo a cargas compressivas estáticas e dinâmicas.

É claro que é muito mais fácil variar as dimensões principais do pistão e do pino em um equipamento de teste do que em um motor. Para satisfazer a necessidade de confirmar o projeto básico reproduz-se trincas fora do motor usando um sistema hidráulico. Da mesma maneira que no pulsador de ressonância, o pistão é suportado através do pino e biela, e fica sujeito a uma carga no topo cuja direção varia alternativamente. As condições de carga podem ser arranjadas para que o pino se apoie primeiramente de um lado e em seguida no outro, de forma que se obtenha o mesmo efeito de um filme lubrificante. Pode-se também aplicar uma baixa pressão na parte inferior do pistão para simular a força de inércia.

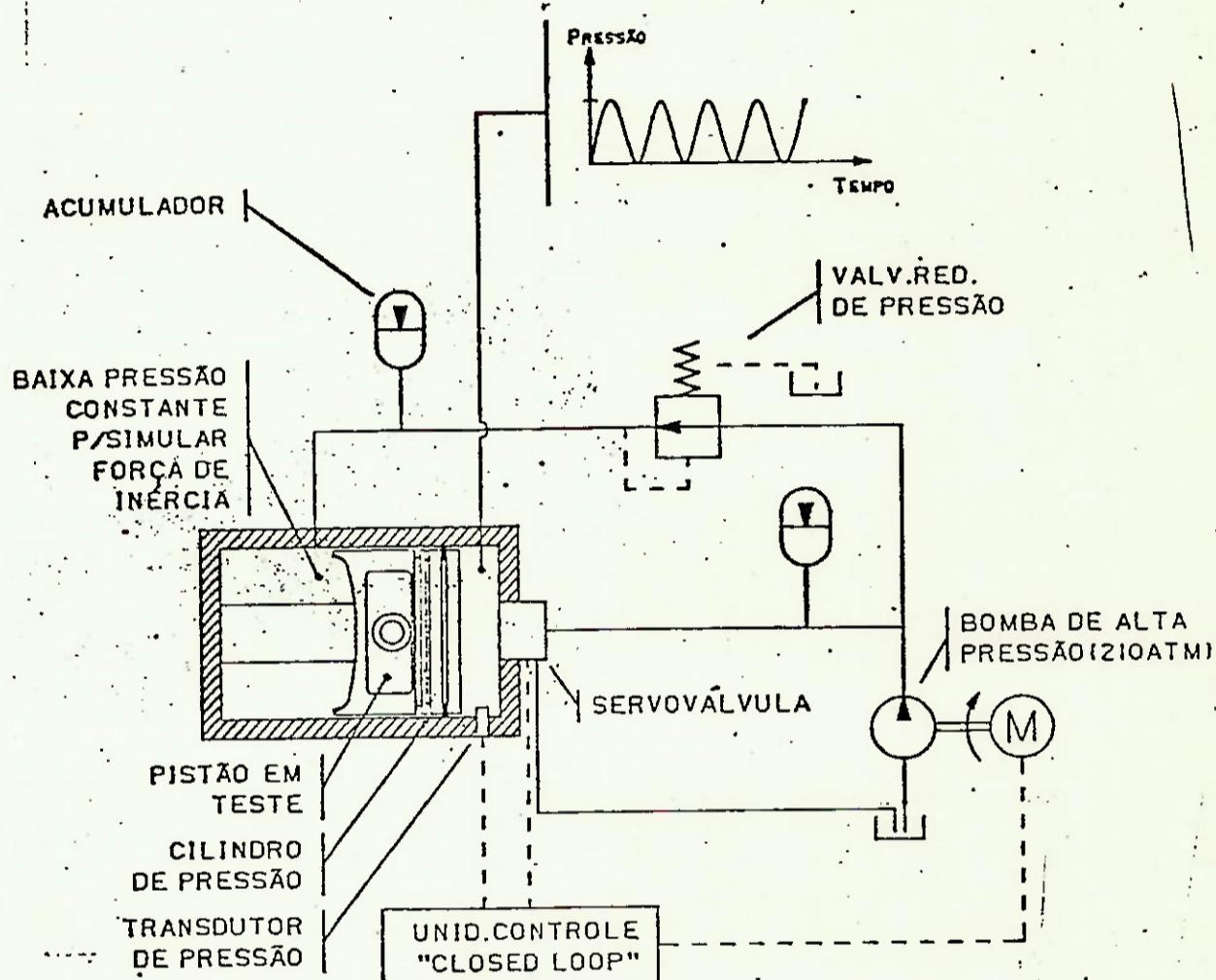


Fig. 2.17: Esquema do circuito hidráulico do hidropulso.

A figura 2.18 mostra uma trinca obtida em teste com o e-

quipamento hidráulico. A origem da trinca está a uma pequena distância do canto interno do cubo.

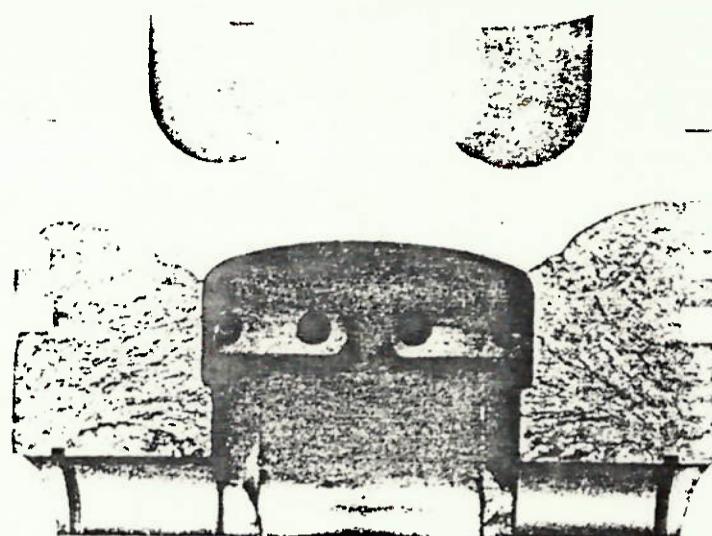
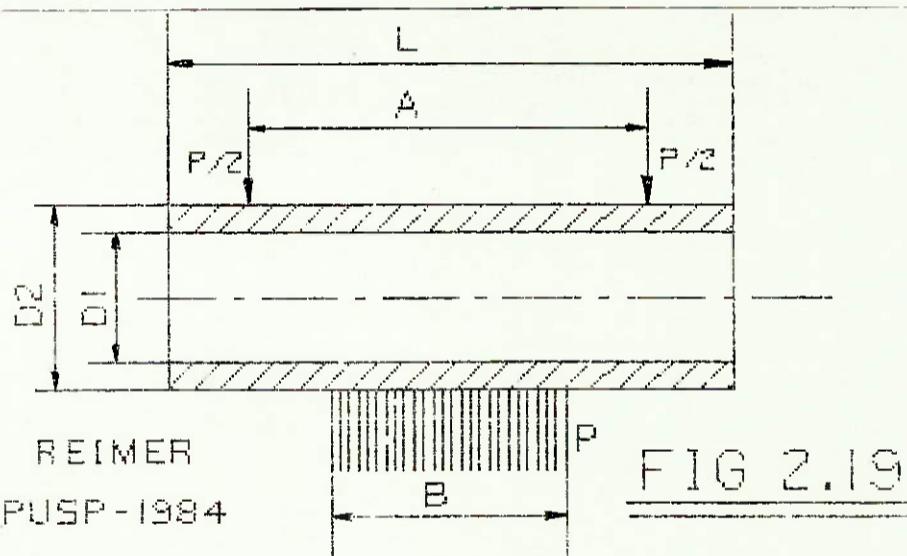


Fig. 2.18: Pistão aberto mostrando a trinca do cubo, obtido em teste no sistema hidráulico.

2.7 - CÁLCULO DAS SOLICITAÇÕES E DAS DEFORMAÇÕES

As expressões apresentadas neste item são baseadas no trabalho de SCHLAEFKE. Como estas expressões foram utilizadas no programa de computador que desenvolvi para o cálculo do conjunto pino/cubo (item 2.8) irei apresentá-las na forma deste programa.



DISTRIBUIÇÃO DE CARGAS DE ACORDO COM SCHLAEFKE

Na figura 2.19 observamos o modelo de SCHLAEFKE para as

cargas atuantes sobre o pino. Notamos que a distância A é definida pela distância entre os centros de pressão dos cubos. Como estamos usando furo para pino perfilado e com bolsas de óleo, podemos considerar a distribuição de carga como simétrica nos cubos (vide fig. 2.20). Neste caso os centros de pressão estão bem no meio dos cubos. Teremos então:

Sendo : - D_3 = distância entre cubos

L = comprimento do pino

$$A = D_3 + (L - D_3)/2 = (D_3 + L) / 2$$

Caso o furo fosse normal, uma boa aproximação é:

$$A = D_3 + (L - D_3) / 4$$

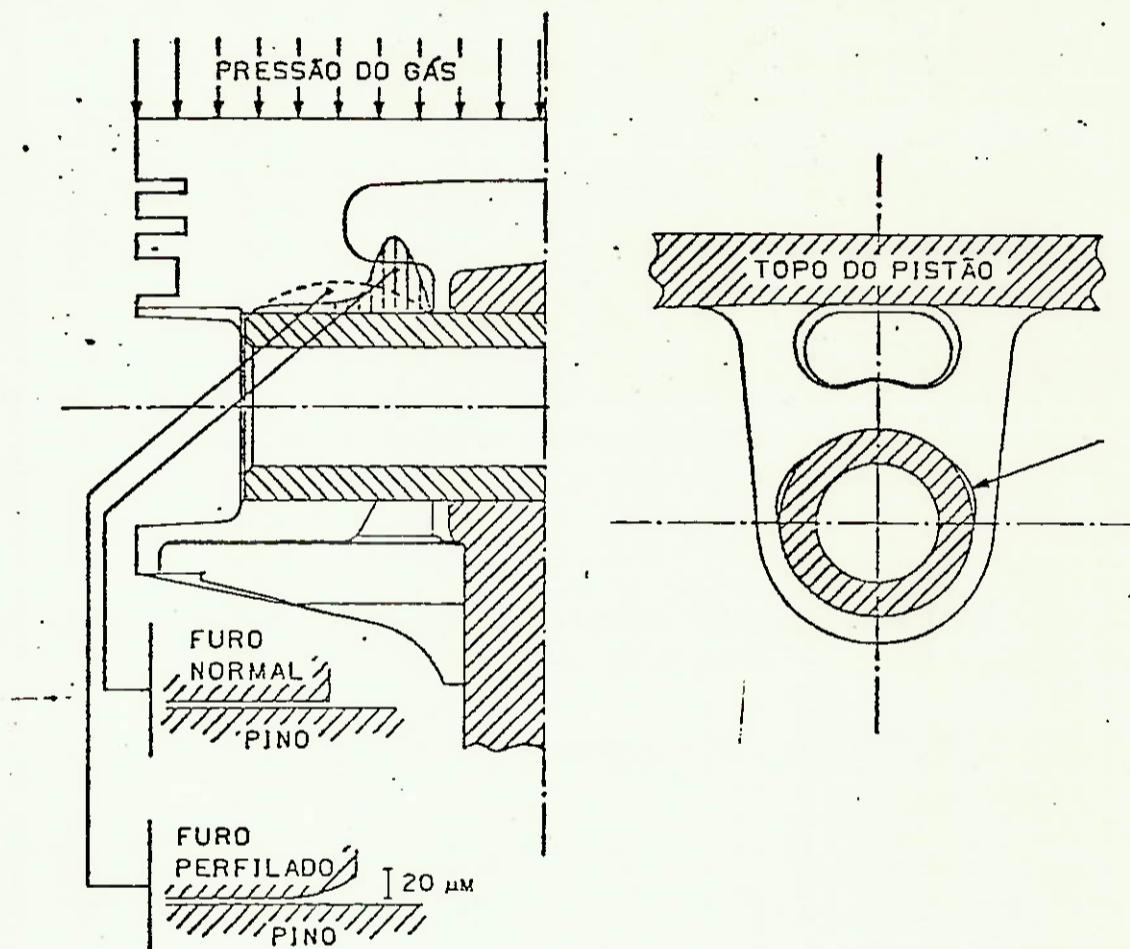


Fig. 2.20 - Distribuição de carga no cubo

Temos também:

B = largura do pé da biela

P = força total atuando sobre o pino

D₂ = diâmetro externo do pino

D₁ = diâmetro interno do pino

2.7.1 - CÁLCULO DA FORÇA P

A força P é igual a soma da força de combustão com a força de inércia.

A força de combustão (P_m) máxima ocorre praticamente no ponto morto superior e é igual à área projetada do topo do pistão multiplicada pela pressão máxima de combustão (P₁)

P₁ = K . C . 1/1,1 (atm) (fórmula empírica)

C = taxa de compressão (12 no nosso caso)

K = coeficiente de pressão máxima = 7,9 para álcool

No nosso caso queremos a pressão em kgf/mm².

Portanto:

P₁ = K . C . 9,391 . 10⁻³ (kgf/mm²)

Assim :-

P_m = P₁ . π . D² / 4 (kgf) (força de combustão)

Onde :-

D = diâmetro nominal do pistão; 85 no nosso caso.

P_i = força de inércia, que também é máxima no ponto morto superior.

$$P_i = -0,7 \cdot M \cdot a_{\max}$$

com : M = massa do pistão (kg)

$0,7$ = coeficiente que leva a massa do pistão em consideração

a_{\max} = aceleração máxima do pistão

Para obter o valor de a_{\max} temos que obter a expressão da aceleração. A função posição do pistão pode ser representada (com excelente precisão) como a soma de dois movimentos harmônicos de primeira e segunda ordem:

$$Sp = Sp1 + Sp2 ; Sp1 = Rgir (1 - \cos (FI)) ;$$

$$Sp2 = Rgir : L2 \cdot (1 - \cos (2 \cdot FI)) / 4$$

Onde :

$$Rgir = raio de giro do girabrequim = S/2;$$

$$S = curso do pistão (79,3 neste caso)$$

FI = ângulo de giro do girabrequim; vale zero no PMS de combustão e cresce no sentido horário

$$L2 = Rgir / L1 ; com L1 = comprimento da biela (138,5 no caso)$$

Assim :

$$Sp = Rgir \cdot ((1 - \cos FI) + L2 \cdot (1 - \cos(2FI)) / 4)$$

Para obter a expressão da aceleração basta deri-

var S_p em relação ao tempo duas vezes.

$$a = d^2 S_p / dt^2 = Rgir \cdot w^2 \cdot (\cos(F1) + L2 \cdot \cos(2F1))$$

com :

w = velocidade angular do girabrequim (rad/s)

Estamos querendo dimensionar o pino para a situação de maior solicitação. Já que a força de inércia é pequena e negativa, ou seja, alivia as cargas sobre o conjunto pino/cubo, a maior solicitação ocorre quando a força de combustão é máxima. Isto acontece quando o motor está trabalhando em regime de torque máximo. Temos então que calcular a força de inércia para esta condição.

Chamei de W_1 a velocidade angular em torque máximo.

$$W_1 = R \cdot \pi / 30 ;$$

R = rotação de torque máximo (2700 rpm, no caso)

Da expressão da aceleração do pistão concluiu-se que a mesma atinge seu máximo valor absoluto exatamente na posição que nos interessa, ou seja, no PMS ($F1 = 0$). Neste caso teremos:

$$a_{\max} = Rgir \cdot W_1^2 \cdot (1 + L2)$$

Como estou calculando as forças em kgf e sabendo que $Rgir = S/2$ teremos:

$$P_i = -0,7 \cdot (M/9,8) \cdot W_1^2 \cdot (1 + L2) \cdot (S / 2000) \text{ (força de inércia)}$$

Como $P = P_m + P_i$ teremos:

$$P = P_1 \cdot \pi \cdot D^2 / 4 - 0,7 (M / 9,8) \cdot W l^2 \cdot (1 + L_2) \cdot (S / 2000) \text{ (kgf)}$$

Falta apenas M , a massa do pistão. Teremos que estimá-la através de um coeficiente k , conhecido como densidade aparente.

$$k = m / D^3, \text{ com } D \text{ (diâmetro do pistão) em cm.}$$

Para pistões leves k vale aproximadamente 0,55.

Assim :

$$M / D^3 = 0,55 \Rightarrow M = 0,55 \cdot 8,5^3 = 337,8 \text{ g} \Rightarrow$$

Consideraremos $M = 335 \text{ g}$

Utilizando a expressão de P para o nosso caso, obtemos:

$$P_m = 5052 \text{ kgf (força de combustão)}$$

$$P_i = - 98 \text{ kgf (força de inércia)}$$

$$P = 4954 \text{ kgf (força total sobre o conjunto pino/cubo)}$$

2.7.2 - CÁLCULO DAS SOLICITAÇÕES E DEFORMAÇÕES

a) Pressão nos cubos (P2)

É obtida dividindo-se a força que atua sobre os cubos pela área projetada sobre os mesmos.

$$P_2 = P / (D_2 \cdot (L - D_3) \text{ (kgf / mm}^2\text{)}} \text{ (Ver fig. 2.19)}$$

Em furos perfilados e com bolsas de óleo a pressão admissível nos cubos é de cerca de 6,5 kgf/mm².

b) Ovalização

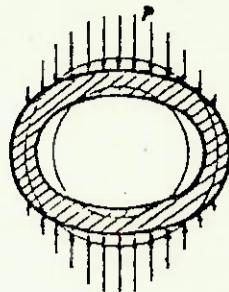


Fig. 2.21 - Apresenta a ovalização do pino
(exagerada para visualização)

Seja :

$$R_1 = D_1 / D_2$$

E = Módulo de Elasticidade do Aço

$$O = \pi \cdot D^2 \cdot P_1 \cdot ((1 + R_1) / (1 - R_1))^3 / (32 \cdot E \cdot L) \quad (\text{mm})$$

Ovalização máxima admissível: aproximadamente
0,045 mm

c) Flecha (F)

$$F = G \cdot A^3 \cdot P / (48 \cdot E \cdot J) \quad (\text{mm}) ; \text{ com :}$$

$G = 1 - B / (2 \cdot A)$ = coeficiente de distribuição
de carga

$$J = \pi \cdot (D_2^4 - D_1^4) / 64 \quad (\text{mm}^4) = \text{momento de inércia}$$

Flecha máxima admissível: aproximadamente
0,050 mm

d) Pressão no pé da biela

$$P_3 = P / (D_2 \cdot B) \quad (\text{kgf} / \text{mm}^2)$$

A pressão no pé da biela admissível é de 10
 kgf/mm^2

e) Tensão de flexão longitudinal (T1)

$$T1 = G \cdot P \cdot A / (4 \cdot W) \text{ (kgf / mm}^2\text{)} \text{, com:}$$

$$W = \pi \cdot (D2^4 - D1^4) / (32 \cdot D2) \text{ (mm}^3\text{)} =$$

módulo de resistência.

Tensão de flexão longitudinal admissível é de aproximadamente 52 kgf/mm².

f) Tensão de ovalização (flexão transversal) (T2)

$$T2 = 0,75 \cdot P \cdot (D2 + D1) / (L \cdot (D2 - D1)^2)$$
$$(\text{kgf / mm}^2)$$

Tensão de ovalização máxima admissível é de cerca 43 kgf/mm².

g) Tensão de flexão resultante (T4)

É a resultante das tensões T1 e T2, que estão em planos perpendiculares entre si:

$$T4 = \sqrt{(T1^2 + T2^2)} \text{ (kgf / mm}^2\text{)}$$

Tensão de flexão resultante máxima admissível é de cerca de 65 kgf / mm².

h) Tensão de Cisalhamento (T3)

A figura 2.22 mostra a solicitação ao cisalhamento sobre o pino.

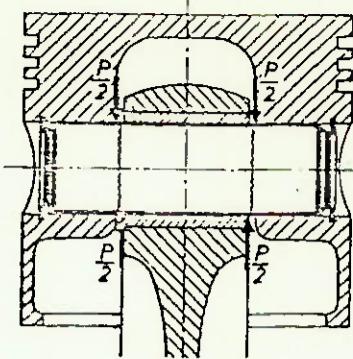


Fig. 2.22 - Mostra a região sujeita à maior tensão de cisalhamento

$$T_3 = 0,85 \cdot P \cdot (1 + R_1 + R_1^2) / (D_2^2 \cdot (1 - R_1^4))$$

(kgf / mm²)

OBS.: Esta expressão foi obtida no livro de KHOVAKH

A tensão de cisalhamento máxima admissível é de cerca de 25 kgf/cm².

2.7.3 - PESOS

a) Peso do pino (P7)

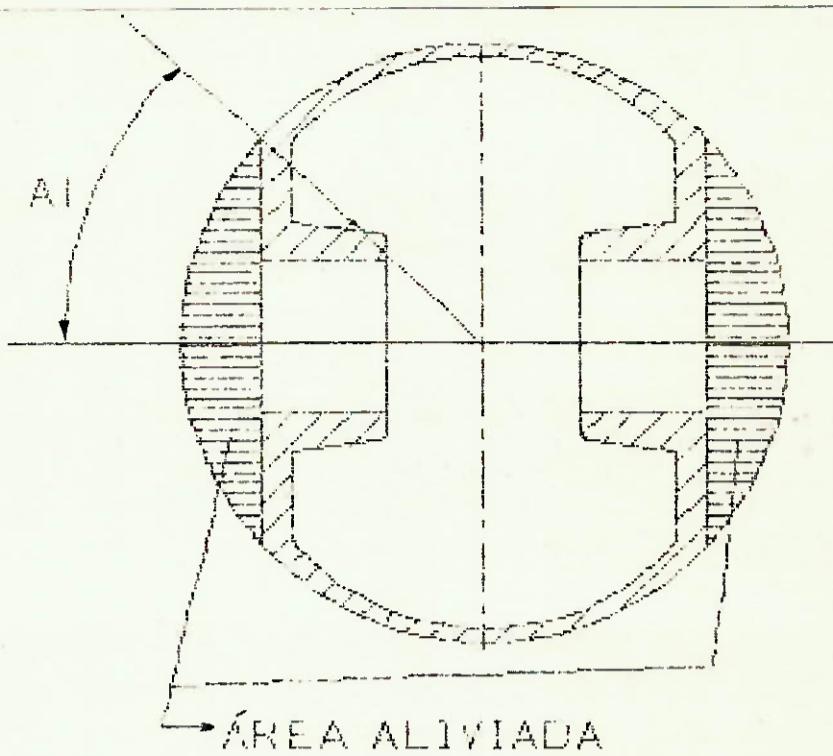
Basta calcular seu volume e multiplicar pela densidade do aço.

$$P_7 = \pi \cdot (D_2^2 - D_1^2) \cdot L \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} / 4 \text{ (gramas)}$$

b) Peso aliviado no pistão (P8)

Como o comprimento do pino é menor que o diâmetro do pistão é possível fazer-se um alívio no pistão conhecido como espelho. Quanto mais curto o pino, maior pode ser o alívio. A figura 2.23 mostra um corte transversal no pistão com a área aliviada. Para calcular o volume aliviado basta multiplicar esta área pela altu

ra do espelho. Multiplicando-se este volume pela densidade da liga do pistão, obtém-se o peso aliviado.



REIMER - 1364

FIG-2.23

$$A1 = \text{Arc cos} (L / D)$$

$$AA = (A1 \cdot D^2 / 2) - L^2 \cdot \text{tg} (A1) / 2 \text{ (mm}^2\text{)}$$

$$P8 = AA \cdot H2 \cdot D4 \text{ (gramas), com:}$$

$$H2 = \text{altura do espelho, 26 mm no caso}$$

$$D4 = \text{densidade da liga do pistão} = 0,00269 \text{ g/mm}^3, \text{ no caso}$$

c) Diferencial de Peso (P9)

Será o valor que definirá a escolha do pino. Quanto menor o diferencial de peso, menor o peso do conjunto pino/pistão.

$$P9 = P7 - P8 \text{ (gramas)}$$

2.8 - PARTE COMPUTACIONAL DE OTIMIZAÇÃO

Introdução:- Os programas foram feitos em BASIC e rodados no microcomputador APPLE II. A intenção principal era de obter o pino com o menor diferencial de peso possível.

2.8.1 - PROGRAMA PINO DE PISTÃO

Definido o pino (comprimento, diâmetro externo e diâmetro interno), o programa calcula as solicitações e deformações, bem como o peso do mesmo, de acordo com as expressões do item 2.7

2.8.2 - PROGRAMA OTIMIZAÇÃO

Este programa foi desenvolvido a partir do programa anterior e visa otimizar as dimensões do pino quanto aos valores admissíveis das deformações e solicitações.

O programa mantém o diâmetro externo constante e varia o comprimento e o diâmetro interno do pino até atingir o pino ótimo para este diâmetro externo.

Na saída do programa (anexo) vemos que as dimensões iniciais eram:

Comprimento : 54,0
Diâmetro externo: 21,85
Diâmetro interno: 17,0

Já as dimensões finas (otimizadas) são:

Comprimento : 61,9
Diâmetro externo: 21,85
Diâmetro interno: 13,94

Não existe pino de diâmetro externo 21,85 mais leve do que este e que satisfaça todas as exigências de solicitações e deformações admissíveis.

Inicialmente o programa verifica se a pressão no cubo é maior que a admissível. Caso isto ocorra, o comprimento do pino é aumentado até esta pressão ser menor que a admissível. A seguir o programa vai diminuindo o diâmetro interno (ou seja, aumentando a espessura de parede do pino) até que todas as condições estejam abaixo das admissíveis.

Toda vez que uma condição não é satisfeita, o programa imprime um sinal. Por exemplo:

" PNC > ADM ", significa:

Pressão no cubo é maior que a admissível, fazendo com que no passo seguinte o comprimento seja aumentado. Do mesmo modo:

OV	significa: Ovalização
FL	significa: Flecha
PBIE	significa: Pressão na biela
TENFL	significa: Tensão de flexão
TENOVA	significa: Tensão de ovalização
TENCIS	significa: Tensão de cisalhamento
TENRES	significa: Tensão resultante de flexão

2.8.3 - OTIMIZAÇÃO

Uma vez otimizado o pino, o programa calcula o peso do pino, o peso aliviado e o diferencial de peso.

Como vimos, este programa obtém o pino ótimo '

para um determinado diâmetro externo. É, portanto, necessário utilizar o programa para vários valores de diâmetro externo a fim de obter o pino com o menor diferencial de peso. Sabe-se da prática que a relação entre o diâmetro externo do pino e o diâmetro do pistão varia de 0,23 a 0,28. Neste caso, teremos uma faixa de 19,55 a 23,8 mm. Utilizando o programa OTIMIZAÇÃO foram calculados os pesos dos pinos e os diferenciais de peso para vários diâmetros externos. Estes valores foram plotados em dois gráficos (ANEXO 1).

Observamos que o diferencial de peso mantém-se praticamente constante para o diâmetro externo de 21,4 a 21,85 mm. Escolhi o diâmetro externo de 21,85 para o meu projeto. O próprio programa OTIMIZAÇÃO nos dá as outras dimensões, o que resulta no seguinte pino:

Comprimento : 61,90
Diâmetro externo: 21,85
Diâmetro interno: 13,94

O pino é feito de aço SAE 5115 (DIN 15 Cr 3), próprio para cementação. A cementação seguida de têmpera visa obter um pino com superfície externa dura e consequentemente com boa resistência ao desgaste, e com núcleo dúctil, para resistir bem às deformações.

No ANEXO 2 temos o desenho do pino do pistão.

```
95 REM LPMAX PARA ALCOOL
100 K = 7.5
105 REM TAXA DE COMPRESSAO
110 C = 12
115 REM DISTANCIA ENTRE CUBOS
120 D3 = 27
125 REM LARGURA DO PE DA BIELA
130 B = 24
135 REM CURSO DO PISTAO
140 S = 79.3
145 REM COMPRIMENTO DA BIELA
150 L1 = 138.5
155 REM DIAMETRO DO PISTAO
160 D = 85
165 REM ROTACAO DE TORQUE MAXIMO
170 R = 2700
175 REM MASSA DO PISTAO
180 M = 0.335
185 REM MODULO DE ELASTICIDADE DO ACO
190 E = 2.1E4
205 REM FLECHA ADMISSIVEL
210 F5 = 0.05
215 REM OVALIZACAO ADMISSIVEL
220 C5 = 0.045
225 REM TENSAO DE FLEXAO ADMISSIVEL
230 T5 = 52
235 REM TENSAO DE OVALIZACAO ADMISSIVEL
240 T6 = 43
245 REM TENSAO DE CISALHAMENTO ADMISSIVEL
250 T7 = 25
255 REM PRESSAO ADMISSIVEL NO CUBO
260 P5 = 6.5
265 REM PRESSAO ADMISSIVEL NA BIELA
270 P6 = 10
275 REM TENSAO RESULTANTE ADMISSIVEL
280 T8 = 65
285 PI = 3.14159267
300 PRINT "COMPRIMENTO DO PINO?"
310 INPUT L
320 PRINT "DIAMETRO EXTERNO DO PINO?"
330 INPUT D2
340 PRINT "DIAMETRO INTERNO DO PINO?"
350 INPUT D1
355 REM PRESSAO MAXIMA DE COMBUSTAO
360 P1 = K * C * 5.391E-3
365 REM VELOCIDADE ANGULAR EM TORQUE MAXIMO
370 W1 = PI / 30 * R
375 REM LAMBDA
380 L2 = S / (C2 * L1)
385 REM FORCA TOTAL SOBRE OS CUBOS
390 F = P1 * PI / 4 * D1^2 - 0.7 * (1 + 9.8 * W1)^2 * S / 2000 * (1 + L2)
400 A = (L + D3) / 2
405 REM GAMA
410 D = 1 - D2 / (2 * A)
415 REM MOMENTO DE INERCIA
420 J = PI / 64 * (D2^4 - D1^4)
425 REM MODULO DE RESISTENCIA
430 W = J * 2 / D2
440 R1 = D1 / D2
445 REM OVALIZACAO
450 D = P1 * D^2 * PI * ((1 + R1) / (1 - R1))^(2/3) / (32 * E * L)
```

```
465 REM FLECHA
470 F = D * A ^ 3 / 48 * PI / (E * J)
485 REM PRESSAO NOS CUBOS
490 P2 = P / (D2 * (L - D3))
505 REM PRESSAO NO PE DA BIELA
510 P3 = P / (D2 * B)
525 REM TENSAO DE FLEXAO (LONGITUDINAL)
530 T1 = G * P * A / (4 * W)
545 REM TENSAO DE OVALIZACAO (FLEXAO TRANSVERSAIS)
550 T2 = .75 * P * (D2 + D1) / (L * (D2 - D1) ^ 2)
565 REM TENSAO DE CISALHAMENTO
570 T3 = 0.85 * P * (1 + R1 + R1 ^ 2) / (D2 ^ 2 * (1 - R1 ^ 4))
585 REM TENSAO DE FLEXAO RESULTANTE
590 T4 = SQRT (T1 ^ 2 + T2 ^ 2)
595 REM PESO DO PINO
610 P7 = PI / 4 * (D2 ^ 2 - D1 ^ 2) * L * 7.85E - 3
650 PRINT "DADOS GERAIS"
660 PRINT ""
670 PRINT "MEDIDAS COM UNIDADE NAO ESPECIFICADA SAO EM MM"
680 PRINT "DIAMETRO DO PISTAO=";D
690 PRINT "CURVO DO PISTAO=";E
700 PRINT "TAXA DE COMPRESSAO=";G
710 PRINT "ROTACAO DE TORQUE MAXIMO=";R1;"RPM"
720 PRINT "DISTANCIA ENTRE CUBOS=";L
730 PRINT "LARGURA DO PE DA BIELA=";B
737 PRINT "COMPRIMENTO DA BIELA=";L1
739 PRINT "MASSA DO PISTAO (ESTIMADA)=";M;"KG"
740 PRINT ""
750 PRINT ""
760 PRINT "DIMENSÕES DO PINO"
767 PRINT ""
770 PRINT "COMPRIMENTO=";L
780 PRINT "DIAMETRO EXTERNO=";D2
790 PRINT "DIAMETRO INTERNO=";D1
800 PRINT ""
810 PRINT ""
820 PRINT "VALORES ADMISSIVEIS"
824 PRINT "FLEXAO MAXIMA ADMISSIVEL=";F5;"MM"
828 PRINT "OVALIZACAO MAXIMA ADMISSIVEL=";G5;"NM"
830 PRINT "TENSAO DE FLEXAO ADMISSIVEL=";T5;"KGF/MM2"
840 PRINT "TENSAO DE OVALIZACAO ADMISSIVEL=";T6;"KGF/MM2"
850 PRINT "TENSAO RESULTANTE ADMISSIVEL=";T8;"KGF/MM2"
860 PRINT "TENSAO DE CISALHAMENTO ADMISSIVEL=";T7;"KGF/MM2"
870 PRINT "PRESSAO NO CUBO ADMISSIVEL=";P5;"KGF/MM2"
880 PRINT "PRESSAO NO PE DA BIELA ADMISSIVEL=";P6;"KGF/MM2"
890 PRINT ""
900 PRINT ""
920 PRINT "RESULTADOS GERAIS"
930 PRINT "PRESSAO MAXIMA DE COMBUSTAO=";P1;"KGF/MM2"
935 PRINT "FORCA MAXIMA NOS CUBOS=";P1;"KGF"
940 PRINT "MOMENTO DE INERCIA DO PISTAO=";J;"MM4"
950 PRINT "MODULO DE RESISTENCIA=";M;"MM2"
960 PRINT "FLECHA=";F
970 PRINT "OVALIZACAO=";G
980 PRINT "PRESSAO NOS CUBOS=";P2;"KGF/MM2"
990 PRINT "PRESSAO NO PE DA BIELA=";P3;"KGF/MM2"
1000 PRINT "TENSAO DA FLEXAO LONGITUDINAL=";T1;"KGF/MM2"
1010 PRINT "TENSAO DE OVALIZACAO (FLEXAO TRANSVERSAIS) =";T2;"KGF/MM2"
1020 PRINT "TENSAO RESULTANTE=";T4;"KGF/MM2"
1030 PRINT "TENSAO DE CISALHAMENTO=";T3;"KGF/MM2"
1040 PRINT ""
1050 PRINT ""
1070 PRINT "PESO DO PINO=";P7;"G"
5000 END
```

RUM
COMPRIMENTO DO PINO?
761.9
DIAMETRO EXTERNO DO PINO?
721.65
DIAMETRO INTERNO DO PINO?
713.94
DADOS GERAIS

MEDIDAS COM UNIDADE NAO ESPECIFICADA SAO EM MM
DIAMETRO DO PISTAO=65
CURSO DO PISTAO=79.3
TAXA DE COMPRESSAO=13
ROTACAO DE TORQUE MAXIMO=2700RPM
DISTANCIA ENTRE CUBOS=27
LARGURA DO PE DA BIELA=74
COMPRIMENTO DA BIELA=136.5
MASSA DO PISTAO (ESTIMADA)=.335KG

DIMENSÕES DO PINO

COMPRIMENTO=71.9
DIAMETRO EXTERNO=21.65
DIAMETRO INTERNO=13.94

VALORES ADMISSIVEIS
FLEXAO MAXIMA ADMISSIVEL=.05MM
OVALIZACAO MAXIMA ADMISSIVEL=.015MM
TENSAO DE FLEXAO ADMISSIVEL=52KGF/MM2
TENSAO DE OVALIZACAO ADMISSIVEL=43KGF/MM2
TENSAO RESULTANTE ADMISSIVEL=65KGF/MM2
TENSAO DE CISALHAMENTO ADMISSIVEL=25KGF/MM2
PRESSAO NO CUBO ADMISSIVEL=6.5KGF/MM2
PRESSAO NO PE DA BIELA ADMISSIVEL=10KGF/MM2

RESULTADOS GERAIS

PRESSAO MAXIMA DE COMBUSTAO=.8902668KGF/MM2
FORCA MAXIMA NOS CUBOS=4954.25851KGF
MOMENTO DE INERCIA DO PINO=9334.9767MM4
MODULO DE RESISTENCIA=854.46011MM3
FLECHA=.0337569442
OVALIZACAO=.0449990791
PRESSAO NOS CUBOS=6.49683437KGF/MM2
PRESSAO NO PE DA BIELA=9.44747999KGF/MM2
TENSAO DA FLEXAO LONGITUDINAL=47.0372129KGF/MM2
TENSAO DE OVALIZACAO (FLEXAO TRANSVERSAL) =34.3366569KGF/MM2
TENSAO RESULTANTE=58.2366329KGF/MM2
TENSAO DE CISALHAMENTO=21.6198739KGF/MM2

PESO DO PINO=108.0409456

```
95 REM KPMAX PARA ALCOOL
100 K = 7.9
105 REM TAXA DE COMPRESSAO
110 C = 12
115 REM DISTANCIA ENTRE CUBOS
120 D3 = 27
125 REM LARGURA DO PE DA BIELA
130 B = 24
135 REM CURSO DO PISTAO
140 S = 79.3
145 REM COMPRIMENTO DA BIELA
150 L1 = 138.5
155 REM DIAMETRO DO PISTAO
160 D = 85
161 REM ALTURA DO ESPELHO
162 H2 = 24
165 REM ROTACAO DE TORQUE MAXIMO
170 R = 2700
175 REM HASSA DO PISTAO
180 M = 0.335
185 REM MODULO DE ELASTICIDADE DO ACO
190 E = 2.1E4
195 REM DENSIDADE DA LIGA DE ALUMINIO
200 D4 = 0.00069
205 REM FLECHA ADMISSIVEL
210 F5 = .05
215 REM QUALITACAO ADMISSIVEL
220 D5 = 0.045
225 REM TENSAO DE FLEXAO ADMISSIVEL
230 T5 = 50
235 REM TENSAO DE QUALITACAO ADMISSIVEL
240 T6 = 43
245 REM TENSAO DE DESALHAMENTO ADMISSIVEL
250 T7 = 25
255 REM PRESSAO ADMISSIVEL NO CUBO
260 P5 = 6.5
265 REM PRESSAO ADMISSIVEL NA BIELA
270 P6 = 10
275 REM TENSAO RESULTANTE ADMISSIVEL
280 T8 = 65
285 PI = 3.14159267
300 PRINT "COMPRIMENTO DO PINO?"
310 INPUT L
320 PRINT "DIAMETRO EXTERNO DO PINO?"
330 INPUT D2
340 PRINT "DIAMETRO INTERNO DO PINO?"
350 INPUT D1
351 PRINT "COMPRIMENTO INICIAL=";L;" MM"
352 PRINT "DIAMETRO EXTERNO INICIAL=";D2;" MM"
353 PRINT "DIAMETRO INTERNO INICIAL=";D1;" MM"
355 REM PRESSAO MAXIMA DE COMBUSTAO
360 P1 = K * C * 9.391E-3
365 REM VELOCIDADE ANGULAR EM TORQUE MAXIMO
370 W1 = PI / 30 * R
375 REM LAMDA
380 L2 = S / (2 * L1)
```

```

385 REM FORCA TOTAL SOBRE OS CUBOS
390 P = PI * PI / 4 * D ^ 2 - 0.7 * (H / 2.8 * PI ^ 2 * S / 2000 * (1 + L2))
391 REM SINALIZADOR
395 Y = 1
400 A = (L + D3) / 2
405 REM GAMA
410 S = 1 - B / (2 * A)
415 REM MOMENTO DE INERCIA
420 J = PI / 64 * (D2 ^ 4 - D1 ^ 4)
425 REM MODULO DE RESISTENCIA
430 M = J * 2 / D2
435 REM PRESSAO NOS CUBOS
440 P2 = P / (D2 * (L + D3))
442 IF P2 > P5 THEN 3200
445 D1 = D3 / D2
448 REM OVALIZACAO
450 D = P1 * D2 ^ 2 + P1 * (D1 + R1) / (1 + R1) ^ 2 * S / (32 + S * L)
452 IF D > D5 THEN 3100
455 REM FLECHA
460 F = S * A ^ 3 / 48 + P / (E + J)
462 IF F > F5 THEN 3000
505 REM PRESSAO NO SE DA BTELA
510 P3 = P / (D2 * S)
520 IF P3 > P6 THEN 3300
525 REM TENSAO DE FLEXAO (LONDITUDINAL)
530 T1 = S * P * A / (4 * M)
540 IF T1 > T5 THEN 3400
545 REM TENSAO DE OVALIZACAO (FLEXAO TRAVEVERSA)
550 T2 = 0.75 * P * (D2 + D1) / (L * (D2 + D1) ^ 2)
560 IF T2 > T6 THEN 3500
565 REM TENSAO DE CISALHAMENTO
570 T3 = 0.85 * P * (1 + R1 + R1 ^ 2) / (D2 ^ 2 + (1 + R1 ^ 4))
580 IF T3 > T7 THEN 3600
585 REM TENSAO DE FLEXAO RESULTANTE
590 T4 = SQR (T1 ^ 2 + T2 ^ 2)
595 IF T4 > T8 THEN 3700
600 IF Y = 1 THEN 3800
605 REM PESO DO PISO
610 P7 = PI / 4 * (D2 ^ 2 - D1 ^ 2) * L * 7.82E - 3
615 X = L / D
619 REM FUNCAO PARA CALCULO DE ARCOES
620 A1 = - ATN (X / SQR (- X * X + 1)) + 1.5708
625 REM PESO ALIVIADO NO PISTAO
630 P8 = (A1 + D ^ 2 / 2 - L ^ 2 / 2 * TAN (A1)) * H2 * D4
635 REM DIFERENCIAL DE PESO
640 P9 = P7 - P8
645 PRINT
649 PRINT
650 PRINT "DADOS GERAIS"
655 PRINT " "
660 PRINT "MEDIDAS COM UNIDADE NAO ESPECIFICADA SAO EM MM"
665 PRINT "DIAMETRO DO PISTAO=";D
670 PRINT "CURSO DO PISTAO=";S
675 PRINT "TAXA DE COMPRESSAO=";C
680 PRINT "ROTACAO DE TORQUE MAXIMO=";R;"RPM"
685 PRINT "DISTANCIA ENTRE CUBOS=";D3

```

```

723 PRINT "LARGURA DO PE DA BIELA=";B
727 PRINT "COMPRIMENTO DA BIELA=";L1
730 PRINT "MASSA DO PISTAO (ESTIMADA)="\;H1;"KG"
735 PRINT "DENSIDADE DA LIGA DO PISTAO="\;D4 * 1000;"G/CM3"
740 PRINT
750 PRINT
760 PRINT "DIMENSÕES OTIMIZADAS DO PINO"
763 PRINT
770 PRINT "COMPRIMENTO="\;L
780 PRINT "DIÂMETRO EXTERNO="\;D2
790 PRINT "DIÂMETRO INTERNO="\;D1
800 PRINT
810 PRINT
820 PRINT "VALORES ADMISSIVEIS"
824 PRINT "FLEXÃO MÁXIMA ADMISSIVEL="\;F5;"MM"
828 PRINT "OVALIZAÇÃO MÁXIMA ADMISSIVEL="\;O5;"MM"
830 PRINT "TENSÃO DE FLEXÃO ADMISSIVEL="\;T5;"KGF/MM2"
840 PRINT "TENSÃO DE OVALIZAÇÃO ADMISSIVEL="\;T4;"KGF/MM2"
850 PRINT "TENSÃO RESULTANTE ADMISSIVEL="\;T0;"KGF/MM2"
860 PRINT "TENSÃO DE CISALHAMENTO ADMISSIVEL="\;T7;"KGF/MM2"
870 PRINT "PRESSÃO NO CUBO ADMISSIVEL="\;P5;"KGF/MM2"
880 PRINT "PRESSÃO NO PE DA BIELA ADMISSIVEL="\;P6;"KGF/MM2"
890 PRINT
900 PRINT
920 PRINT "RESULTADOS DERIVATOS"
930 PRINT "PRESSÃO MÁXIMA DE CONSUMO="\;P1 * 1000;"KGF/CM2"
935 PRINT "FORÇA MÁXIMA NOS CUBOS="\;P1;"KGF"
940 PRINT "MOMENTO DE INERCIAS DO PINO="\;J1;"MM4"
950 PRINT "MÓDULO DE RESISTÊNCIA="\;E1;"MM3"
955 PRINT "COEFICIENTE DE DISTRIBUIÇÃO DE CARGA LAMBDA="\;L2
960 PRINT "FLEXÃO="\;F
970 PRINT "OVALIZAÇÃO="\;O
980 PRINT "PRESSÃO NOS CUBOS="\;P2;"KGF/MM2"
990 PRINT "PRESSÃO NO PE DA BIELA="\;P3;"KGF/MM2"
1000 PRINT "TENSÃO DA FLEXÃO LONGITUDINAL="\;T1;"KGF/MM2"
1010 PRINT "TENSÃO DE OVALIZAÇÃO (FLEXÃO TRANSVERSAL) ="\;T2;"KGF/MM2"
1020 PRINT "TENSÃO RESULTANTE="\;T4;"KGF/MM2"
1030 PRINT "TENSÃO DE CISALHAMENTO="\;T3;"KGF/MM2"
1040 PRINT
1050 PRINT
1060 PRINT "PESOS"
1070 PRINT "PESO DO PINO="\;P7;"G"
1080 PRINT "PESO ALIVIADO="\;P8;"G"
1090 PRINT "PESO DIFERENCIAL="\;P9;"G"
1071 GOTO 5000
3000 PRINT "FLXADM"
3010 IF Y = 0 THEN 4000
3011 GOTO 4500
3100 PRINT "OVALADM"
3110 IF Y = 0 THEN 4000
3111 GOTO 4500

```

3210 L = L + .1

3215 IF L > = D THEN 4600

3220 GOTO 400

3300 PRINT "PBI>ADM"

3310 GOTO 4600

3400 PRINT "TENFL>ADM"

3410 IF Y = 0 THEN 4000

3411 GOTO 4500

3500 PRINT "TENOVAS>ADM"

3510 IF Y = 0 THEN 4000

3511 GOTO 4500

3600 PRINT "TENCIS>ADM"

3610 IF Y = 0 THEN 4000

3611 GOTO 4500

3700 PRINT "TENRES>ADM"

3710 IF Y = 0 THEN 4000

3711 GOTO 4500

3800 Y = 0

3810 D1 = D1 + .1

3820 GOTO 400

4000 D1 = D1 - .005

4010 GOTO 400

4500 IF D1 < 0 THEN 4600

4510 D1 = D1 + .1

4520 GOTO 400

4600 PRINT "COM ESTE DIAMETRO EXTERNO E IMPOSSIVEL: AUMENTE-O"

5000 END

DADOS GERAIS

MEDIDAS COM UNIDADE NAO ESPECIFICADA SAO EM MM
DIAMETRO DO PISTAO=85
CURSO DO PISTAO=79.3
TAXA DE COMPRESSAO=12
ROTACAO DE TORQUE MAXIMO=2700RPM
DISTANCIA ENTRE CURSOS=27
LARGURA DO PE DA BIELA=24
COMPRIMENTO DA BIELA=138.5
NOSA DO PISTAO (ESTIMADA)=.335Kg
DENSIDADE DA LIGA DO PISTAO=2.676/CM3

DIMENSÕES OTIMIZADAS DO PINO

COMPRIMENTO=61.8999975
DIAMETRO EXTERNO=21.85
DIAMETRO INTERNO=17.94

VALORES ADMISSIVEIS

FLEXAO MAXIMA ADMISSIVEL=.05MM
OVALIZACAO MAXIMA ADMISSIVEL=.045MM
TENSAO DE FLEXAO ADMISSIVEL=52KGF/MM2
TENSAO DE OVALIZACAO ADMISSIVEL=43KGF/MM2
TENSAO RESULTANTE ADMISSIVEL=65KGF/MM2
TENSAO DE CISALHAMENTO ADMISSIVEL=25KGF/MM2
PRESSAO NO CURVO ADMISSIVEL=6.5KGF/MM2
PRESSAO NO PE DA BIELA ADMISSIVEL=10KGF/MM2

RESULTADOS GERAIS

PRESSAO MAXIMA DE COMBUSTAO=89.02668KGF/CM2
FORCA MAXIMA NOS CUBOS=4954.25851KGF
MOMENTO DE INERCIA DO PINO=9334.97672MM4
MODULO DE RESISTENCIA=854.460111MM3
COEFICIENTE DE DISTRIBUICAO DE CARGA LAMBDA=.286281535
FLECHA=.0337569435
OVALIZACAO=.0449990787
PRESSAO NOS CUBOS=6.49683446KGF/MM2
PRESSAO NO PE DA BIELA=9.44747999KGF/MM2
TENSAO DA FLEXAO LONGITUDINAL=47.0372125KGF/MM2
TENSAO DE OVALIZACAO (FLEXAO TRANSVERSAL)=34.3366569KGF/MM2
TENSAO RESULTANTE=58.2366325KGF/MM2
TENSAO DE CISALHAMENTO=21.6190738KGF/MM2

PESOS

PESO DO PINO=108.0409446
PESO ALIVIADO=64.67380526
PESO DIFERENCIAL=43.36713896

3. DEFINIÇÃO DAS DIMENSÕES PRINCIPAIS E DA FORMA INTERNA DO PISTÃO

3.1 - DIMENSÕES PRINCIPAIS

D = diâmetro nominal do pistão = 85 mm, no caso.

Os números entre parênteses correspondem a porcentagens do diâmetro do pistão e são valores de referência baseados na experiência.

- a) Altura total H (65) corresponderia a 55,25
Adotaremos H = 51,83
- b) Altura da primeira canaleta H1 (7) corresponde -
ria a 5,95. Adotaremos H1 = 5,80
- c) Espessura da primeira parede entre canaletas H2
(3 a 5). Adotamos H2 = 3,20 que corresponde a
3,8% de D.
- d) Espessura da cabeça Hcr (7), corresponderia a
5,95. Adotaremos Hcr = 6,0.
- e) Altura de compressão HC (35), corresponde a 29,75
que foi adotado
- f) Altura da saia Hs (45) corresponderia a 38,25. A
dotaremos Hs = 36,0
- g) Distância entre cubos D3 foi definida a partir
da largura do pé da biela e vale 27.
- h) O furo para pino é perfilado e suas dimensões fo-
ram definidas no Capítulo 2 a partir de uma fol-
ga pino/pistão de 10 a 13 um a 20°C.
- i) Configuração das canaletas: definida a partir da
escolha dos anéis. A fim de ter o menor atrito '

possível, seleciona-se anéis com espessura reduzida. No nosso caso escolhemos anéis de compressão de 1,2 mm de espessura e anel de óleo de 2,0 mm.

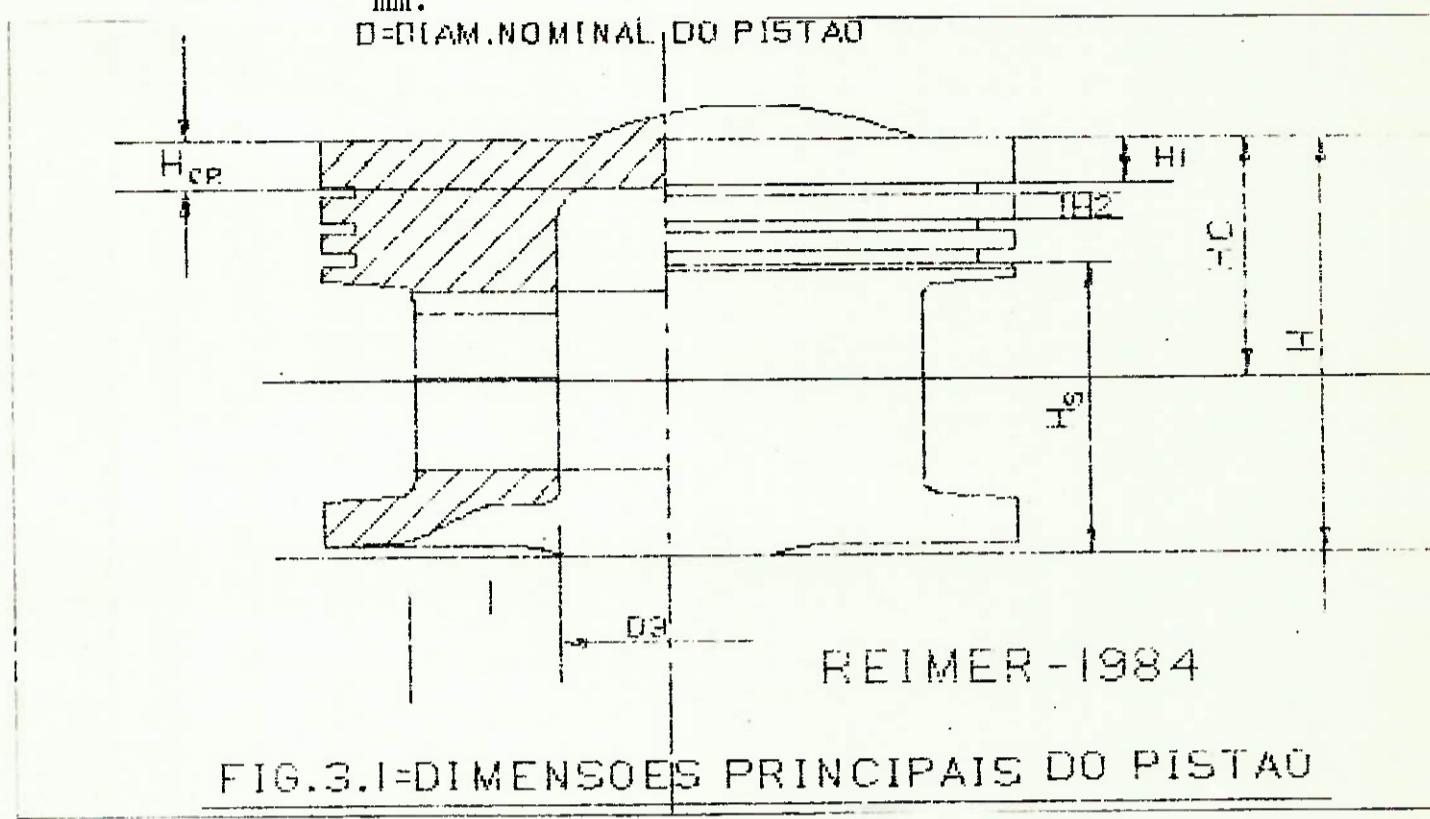


FIG.3.1=DIMENSÕES PRINCIPAIS DO PISTÃO

3.2 - FORMA INTERNA

Como o projeto do pistão foi realizado utilizando o sistema CAD (Computer Aided Design) tive a oportunidade de projetar a forma interna do pistão interativamente. É claro que isto foi feito utilizando-se outros pistões como referência.

Esta foi a parte mais interessante (e também a que mais tempo levou) de todo o projeto, uma vez que pude aprender a operar o sistema CAD da Metal Leve e utilizá-lo no projeto e no desenho do pistão.

4. DEFINIÇÃO DA FORMA EXTERNA DO PISTÃO

4.1 - FORMA DO PISTÃO

A figura 4.1 é uma síntese das deformações mecânicas e elásticas que os pistões sofrem em operação. Observa-se que ambos os tipos de deformação tendem a modificar, axial e radialmente, a forma do pistão. A solução encontrada é usinar os pistões em tornos copiadores, retirando-se material convenientemente e de maneira que somente quando sujeito à carga e às temperaturas de trabalho, ele volta a ser cilíndrico.

A forma resultante é extremamente complexa, variando o raio ao longo do eixo e do qual resulta a forma de barril. Como as secções resultantes não são também circulares, deve-se incorporar na usinagem a ovalização como se observa no último desenho da figura 4.1.

As tolerâncias de fabricação na saia do pistão chegam a milésimos de milímetro. A melhor forma externa de um pistão só é obtida após inúmeros ensaios em bancos de prova, nas condições de operação mais críticas do motor e pela análise cuidadosa da superfície de contato.

4.2 - PROJETO DO PERFIL E DA OVALIDADE

O perfil da saia do pistão é projetado a partir da variação de folga que ocorre no conjunto pistão-cilindro da condição de montagem para a condição de operação.

$$S = S_m - S = D \cdot \left[(T_p - T_m) \cdot \alpha_p - (T_c - T_m) \cdot \alpha_c \right]$$

COMPENSAÇÃO DAS DEFORMAÇÕES DEVIDO A
TEMPERATURA E PRESSÃO POR USINAGEM
EM TORNO COPIADOR A DIAMANTE

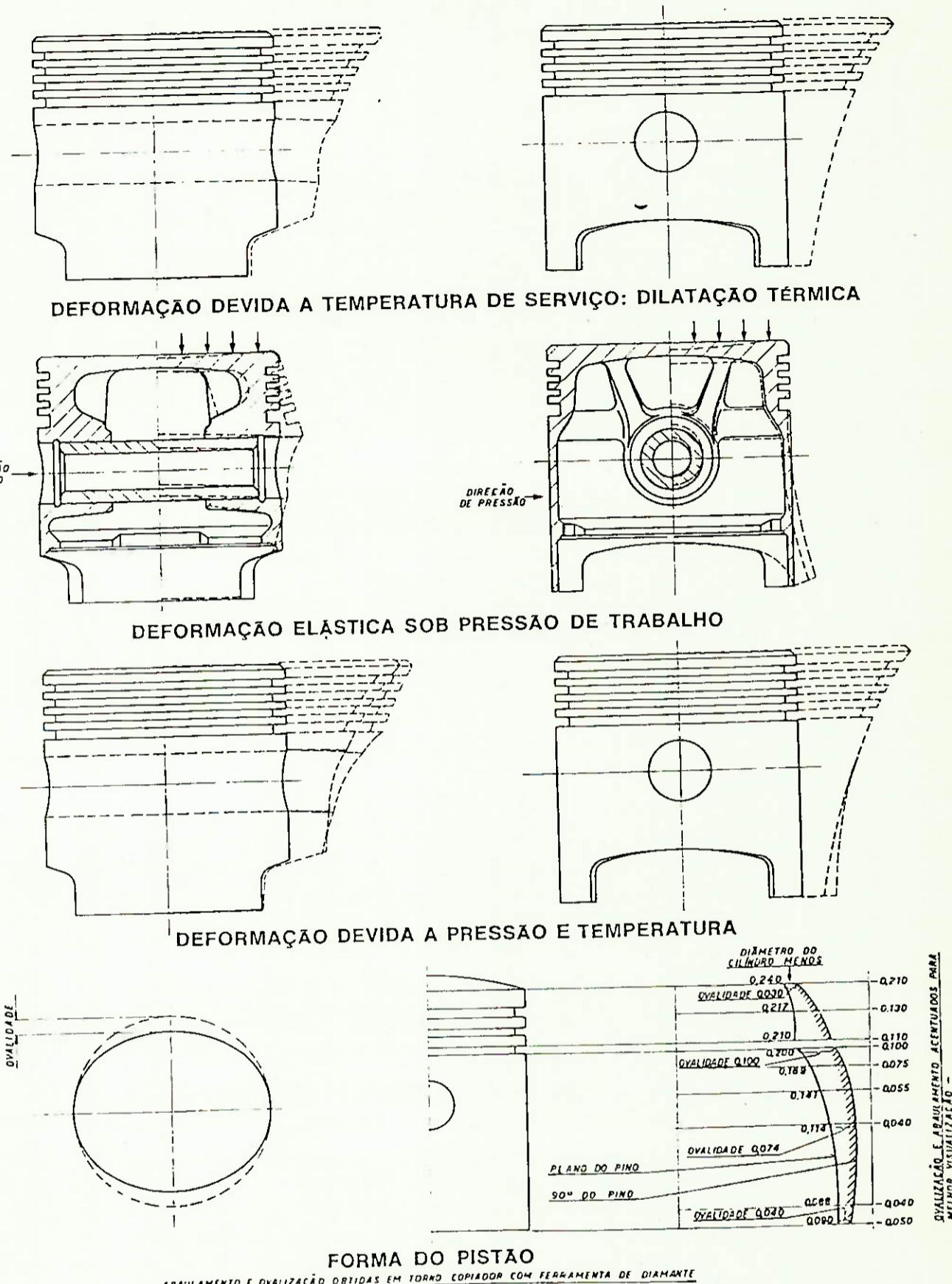


Fig. 4.1 - Deformações mecânicas e elásticas em pistões

Onde:

S = variação da folga (da condição de montagem para a de operação)

S_m = folga da condição de montagem (a 20°C, aproximadamente)

S = folga na condição de operação

T_p = temperatura do pistão (para cada altura)

T_c = temperatura do cilindro

T_m = temperatura de montagem (20°C)

α_p = coeficiente de dilatação térmica do material do pistão

α_c = coeficiente de dilatação térmica do material do cilindro

Já a ovalidade da saia é definida a partir de um coeficiente de área livre transversal (SR).

$$SR = \frac{Acir - Aoval}{Aoval}$$

$Acir$ = área de uma secção circular com diâmetro igual ao diâmetro nominal do pistão.

$Aoval$ = área da secção oval da saia.

Testes de pistões em motores mostram que, dentro de certos limites, o consumo de óleo pode ser reduzido aumentando-se a ovalidade da saia. Da experiência acumulada ao longo dos anos escolhe-se então um coeficiente

SR que seja o maior possível, mas que não acarrete pro
blemas de desgaste no pistão.

Anexo, temos a execução do programa para determinação da forma externa do pistão. Este programa define o per
fil da saia em cinco pontos e determina também a ovali
dade da saia.

Como cinco pontos não é suficiente para a definição de um perfil, utilizamos um programa para a interpolação da curva a partir destes cinco pontos. Os valores posi
tivos são considerados nulos.

Com isto definimos completamente a forma externa da saia.

Já a definição da forma externa da zona de fogo do pis
tão é um compromisso entre consumo de óleo, "blow-by", ruído e desgaste do pistão. Esta definição é feita a partir da experiência e de dados estatísticos.

No anexo 4 temos o desenho de toda forma externa do pistão.

EXECUÇÃO DO PROGRAMA PARA DETERMINAÇÃO DA FORMA EXTERNA DO PISTÃO

1: RUR

PÁG. I

ESTE PROGRAMA TEU POR FINALIDADE AUXILIAR A DEFINIÇÃO DE PÓLOS PARA
RA O DESENHO DO PERFIL DE UM PISTÃO
---> 37.30 CM² SEM CONDIÇÕES, CANCELE O J.O. E LAUCE A TABELA

INTRODUZA O DIÂMETRO DO PISTÃO (MM):

?#

?# 85
INTRODUZA O VALOR DA ALTURA DA SAIADA (MM):

?#

?# 36

INTRODUZA AS TEP. ESTIHLAS PARA AS SEGUINTE ALTURAS DO PISTÃO
DA BOCA DO PISTÃO (GRAUS C):

0	9	18	29.52	33.64
---	---	----	-------	-------

?#

?# 110, 120, 130, 150, 160

INTRODUZA OS VALORES DE ALFA (GRADU.) PARA AS ALTURAS CORRESPONDENTES:

0	9	18	29.52	33.64
---	---	----	-------	-------

?#

?# 20, 2, 20, 7, 20, 7, 20, 7
INTRODUZA A TEMPERATURA (C) E O ALFA DO CILINDRO (GRADU.)

?#

?# 90, 44

INTRODUZA OS VALORES DE FOLGA DE TRABALHO (MM) DESEJADOS PARA AS ALTURAS:

0	9	18	29.52	33.64
---	---	----	-------	-------

?#

?# 0.00, 0, 0, 0, 02, 0, 04

ESTES SÃO OS VALORES DE FOLGA DE MONTAGEM TÉRMICA:

0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
------	------	------	------	------

COM BASE NESTES VALORES E CONSIDERANDO O PISTÃO INTRODUZA O VALOR DA FOLGA DE MONTAGEM (MM):

?#

?# 0.060

a) FOLHA DE TRABALHO COM FOLHA DE MONTAGEM DE 60 UN. SERIE:

0	Y	10	29.52	33.64
-0.05200	-Y.0500	-0.06000	-0.12000	-0.16000

SE OS VALORES ESTIVEREM CORRETOS INSIRA O VALOR CORRESPONDENTE A COTE OBLIQUA
SE DESEJAR VALOR ZERO NO DIAGONAL, SE NAO INSIRA '1', E VOLTE PARA
AS TEMPERATURAS ESTIMADAS.

?#

?# 9

ESTES SÃO OS VALORES DE REFERENCIA:

0	Y	10	29.52	33.64
-Y.05000	-Y.0500	-Y.06001	-Y.12000	-Y.16000

a) CURVA DE INTERFERENCIA PELOS PONTOS:

X= 0	Y	10	29.52	33.64
Y=-20	0	0	-00.44	-160.86

INSIRA ESTES VALORES, SE CORRIGIR, NO PROGRAMA "CURVA", OU ENTRE, -
MODIFIQUE-OS CONFORME DESEJADO.

PARA ESTES VALORES DE "Y", A INTERFERENCIA DE OPERACAO TEORICA E:

0	Y	10	29.52	33.64
-12.905	-50.5	-68.095	-28.1205	40.11000

VALIDADE DA SAÍDA

INTRODUZA O VALOR DESEJADO DA "AREA LIVRE TRANSVERSAL". SR#:
RECOMENDA-SE:

PISTAO SIMPLES, MOTOR ASPIRADO: SR= 3

PISTAO SIMPLES, MOTOR TURBINADO: SR=3 A 4

PISTAO COM EXTRUCAO TERR. CONTR.: 4 A 7

?#

?# 5.5

a) VALIDADE DEVE SER 400.000 MICRONS

SE DESEJAR INTRODUCIR OUTRO VALOR PARA A VALIDADE, INSIRA 1

SE NAO, INSIRA 0

?#

?# 0

?#

EXECUÇÃO DO PROGRAMA DE INTERPOLAÇÃO DA CURVA

I: RUE

PROGRAMA CURVA

ESTE PROGRAMA SERÁ POR FINALIDADE O AJUSTE DE CURVAS POR PONTOS DETERMINADOS PELO OPERADOR (MAX. 5 PONTOS)

X = ALTURA DOS PONTOS *Y* = FOLHAGEM

INTRODUZIR X1, X2, X3, X4, X5

?#

?# 0, 10, 10, 50, 50

INTRODUZIR Y1, Y2, Y3, Y4, Y5

?#

?# -20, 0, 0, -60, 44, -120, 00

INTRODUZIR A ALTURA X DESEJADA

?#

?# 36

INTRODUZIR O STEP X DESEJADO

?#

?# 2

0	-20
2	-13,4231
4	-8,32267
6	-4,29325
8	-1,2133
10	1,00212
12	2,3564
14	2,76638
16	2,05464
18	0
20	-3,76447
22	-7,64747
24	-13,16114
26	-27,8574
28	-45,5046
30	-65,7719
32	-91,5323
34	-120,714
36	-163,33

5. DEFINIÇÃO DO TOPO DO PISTÃO

O projeto do topo do pistão é feito de acordo com dois critérios:

- a) características de combustão;
- b) taxa de compressão desejada

Quando o topo do pistão tiver uma configuração especial para otimizar as características de combustão, esta já foi definida pelo projetista do motor. No nosso caso teremos então apenas que definir um topo que atinja a taxa de compressão desejada.

Para isto, o fabricante do motor tem que nos fornecer várias características do motor, referentes a: volume da câmara de combustão, junta do cabeçote e cilindro.

Supondo que, de posse de todas as informações necessárias, chegamos a conclusão que é necessário aumentar o volume no topo do pistão de $2,82 \text{ cm}^3$ para atingir a taxa de 12,0 para 1, basta projetar uma calota esférica que atinja este volume. Na figura 5.1 vemos as dimensões de uma calota esférica.

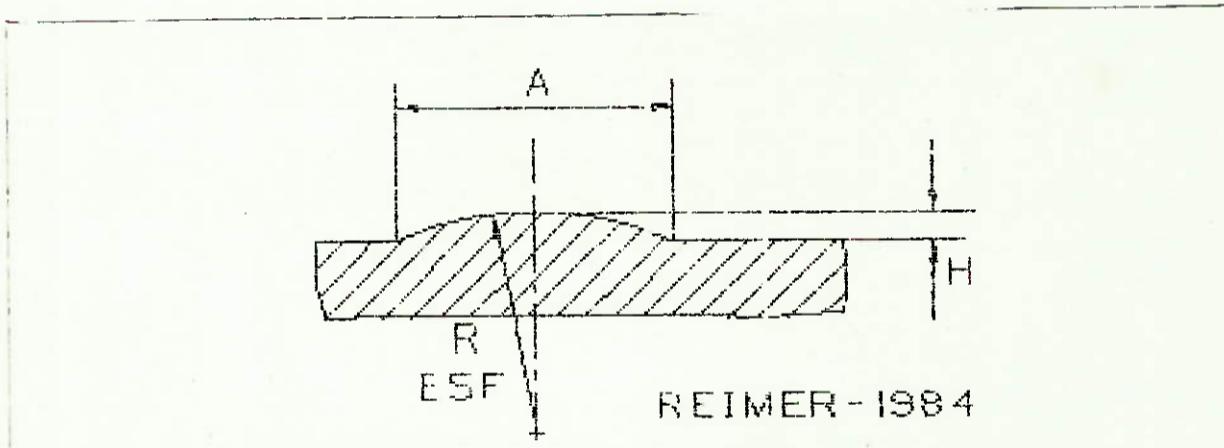


FIG-5.1:TOPO COM CALOTA ESFERICA

O volume da calota é:

$$V = \pi \cdot H \cdot (3A^2 + H^2) / 6 = \pi \cdot H^2 \cdot (3R - H) / 3$$

Adotaremos: $H = 4,23$ mm

$R = 51,5$ mm

$A = 20,4$ mm

A seguir temos que posicionar esta calota no topo do pistão de modo que ela não bata no cabeçote ou na vela de ignição. Para isto é necessário ter o desenho do cabeçote do motor. Supondo que temos este desenho, posicionamos a calota (vide no desenho do pistão).

6. 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 a 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:

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

Várias experiências mostraram que a maior parte do 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 de 10%) e pode, via de regra, ser desprezado em face do transmitido pelos anéis.

Ao lado do anel 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.

A figura 6.1 apresenta a distribuição de temperaturas em pistões durante o funcionamento.

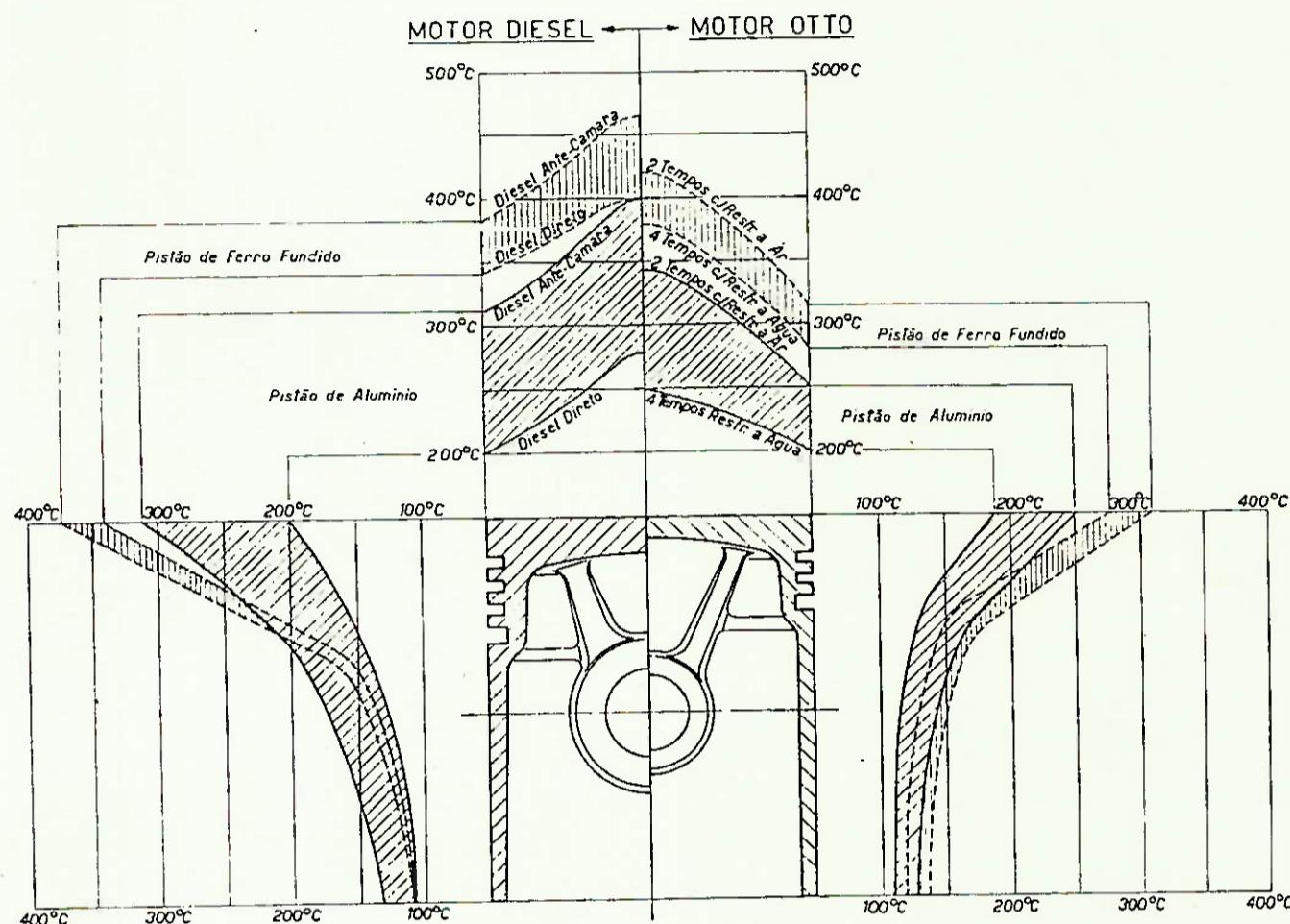


Fig. 6.1 - Distribuição de temperaturas em pistões durante o funcionamento

7. MATERIAIS DOS PISTÕES

Para se utilizar um material em pistões, ele deve preencher as seguintes condições:

- a) Baixo peso específico (densidade)
- b) Pequeno coeficiente de dilatação térmica
- c) Boa resistência mecânica
- d) Boa resistência ao desgaste (dureza relativamente alta)
- e) Alto coeficiente de condutibilidade térmica
- f) Boa estabilidade dimensional
- g) Boa fundibilidade ou forjabilidade
- h) Boa retenção das propriedades mecânicas dentro da faixa de temperaturas de trabalho.

As ligas mais comuns para pistões são as de alumínio-cobre e alumínio-silício.

As ligas Al-Cu apresentam melhor condutibilidade térmica e as ligas Al-Si melhor resistência ao desgaste e menor coeficiente de dilatação.

Na maioria dos casos utiliza-se ligas Al-Si com adição de níquel, cobre e magnésio para aumentar a estabilidade térmica e melhorar as propriedades mecânicas a altas temperaturas.

Estas ligas podem ser eutéticas (11 - 13% Si) ou hipereutéticas (23 a 26% Si). Na figura 7.1 vemos o diagrama binário Al-Si.

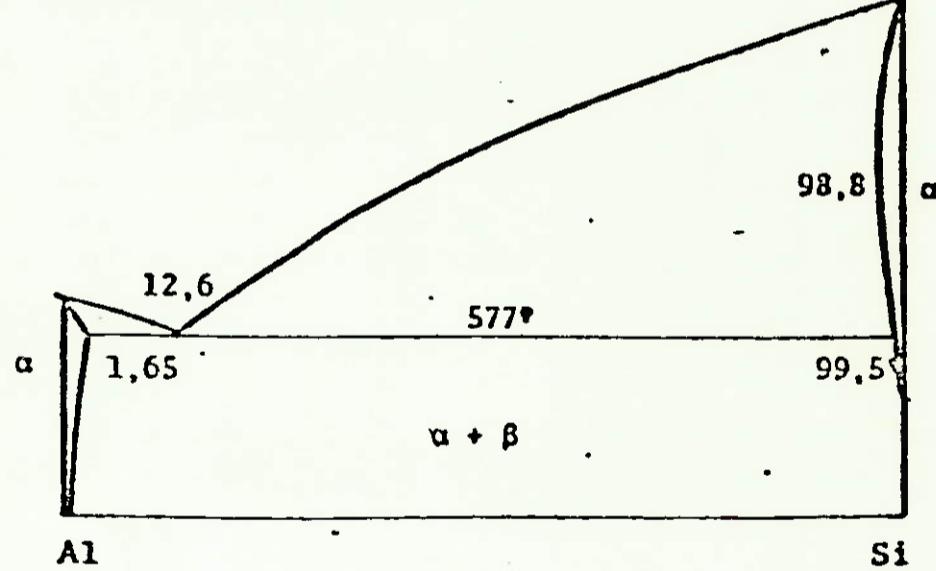


Fig. 7.1 - Sistema Al-Si (Metals Handbook)

Estas ligas têm uma densidade relativamente baixa, apresentam coeficiente de dilatação térmica baixo, boa resistência do desgaste e condutibilidade térmica alta. Além disto, estas ligas apresentam fundibilidade satisfatória e permitem um amaciamento fácil do pistão..

O coeficiente de dilatação térmica varia linearmente com o teor de silício. Para ligas eutéticas ele vale $(20 \text{ a } 21) \cdot 10^{-6} / {}^\circ\text{C}$ e para ligas hipereutéticas ele vale $(16 \text{ a } 17) \cdot 10^{-6} / {}^\circ\text{C}$. Por outro lado, o coeficiente do ferro fundido dos cilindros é de $11 \cdot 10^{-6} / {}^\circ\text{C}$.

As ligas hipereutéticas apresentam melhores propriedades mecânicas, mas seu uso é restrito devido a problemas de custo: o silício é mais caro que o alumínio; as temperaturas de fusão destas ligas são mais altas e a usinagem é mais difícil e cara.

7.1 - TRATAMENTO DE "MODIFICAÇÃO" EM LIGAS AL-SI

O tratamento de modificação baseia-se no tratamento do metal líquido por sódio, provocando fina dispersão das partículas de silício, o que acarreta grande alteração das características estruturais e, consequentemente, das propriedades das ligas. Nota-se isto com clareza através das figuras 7.2 e 7.3.

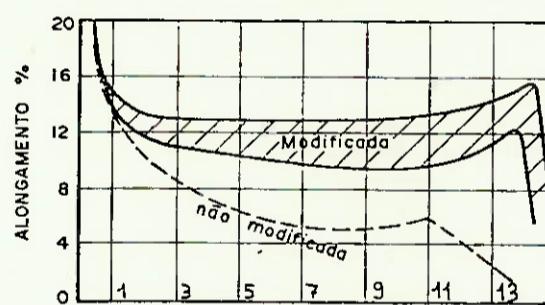
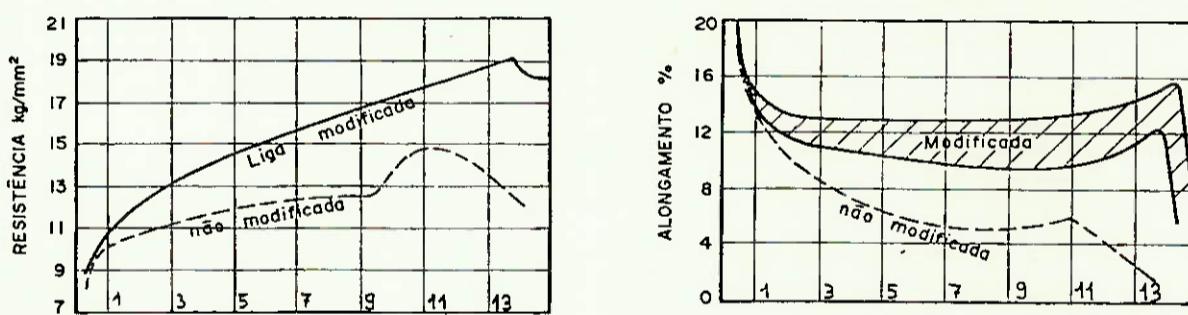


Fig. 7.2 e 7.3 - Propriedades mecânicas em função da porcentagem de Si em peso.

A composição do eutético normal é de 12,6% de silício e a temperatura de sua formação é de 577°C. Não obstante, pela fundição em coquilha, ou sob pressão, ou ainda por meio de tratamento por sódio do metal fundido, pode-se impedir a formação dos cristais de silício normalmente presentes nas estruturas hipereutéticas, com 13% de silício por exemplo e determinar a solidificação como liga eutética a 564°C em lugar de 577°C.

Além de deslocar a composição e a temperatura do eutético, a adição de sódio ou a fundição em coquilha refina a estrutura do eutético, particularmente no que se refere ao silício.

Notemos que no caso da fundição de pistões ocorrem duas coisas favoráveis à estrutura: fundição em coquilha e tratamento de modificação.

7.2 - TRATAMENTO DE "REFINO"

As ligas com teor de silício superior a 13% sofrem o tratamento de refino através da adição de fósforo ao balho líquido. O fósforo transforma as grosseiras placas de silício em placas finas, ou seja, transforma grandes cristais de silício em cristais finos, o que ocasiona uma elevação nas propriedades mecânicas.

7.3 - TRATAMENTO TÉRMICO

Visando um aumento de dureza e de resistência mecânica das ligas de alumínio e também para garantir uma estabilidade nas dimensões finais dos pistões realiza-se o tratamento térmico, que se divide em duas partes: solubilização e precipitação.

7.3.1 - SOLUBILIZAÇÃO

O tratamento de solubilização tem por finalidade fazer com que os elementos de liga solúveis no alumínio entrem em solução sólida. Para tanto devemos recorrer a dois expedientes, que são: elevar a temperatura das peças até garantir a absorção dos elementos de liga (aprox. 510°C) e manter as peças nesta temperatura, até que esta absorção se complete. As temperaturas utilizadas variam em função da composição química da liga, devido ao fato de certos elementos de liga exigirem maiores temperaturas para a solubilização. Após o tempo necessário para a solubilização, as peças devem ser resfriadas bruscamente em água, óleo ou ar forçado e no menor intervalo possível entre a retirada da estufa e a colocação no tanque.

7.3.2 - PRECIPITAÇÃO

O tratamento de precipitação visa dar uma total estabilidade aos átomos dos elementos de liga (Si, Cu, Mg, etc.). Após a solubilização os elementos de liga estão em solução sólida, mas essa condição não é estável, já que esses átomos tendem a se precipitar naturalmente (envelhecimento natural). No entanto isto levaria muito tempo. O tratamento de precipitação acelera o mecanismo de envelhecimento natural. Após a precipitação a liga adquire melhores propriedades mecânicas e estabilidade dimensional.

A precipitação é função de temperatura e do tempo. As temperaturas variam na faixa de 170 a 210°C em um tempo de 4 a 12 horas de -

pendendo do tipo de liga. O resfriamento é feito ao ar ambiente.

7.4 - A ESCOLHA DA LIGA

Anexo, temos a composição e propriedades das ligas de alumínio para pistões e o aspecto de suas microestruturas.

Como as solicitações sobre o nosso pistão não são excepcionais utilizaremos a liga Al-Si eutética M-124.

COMPOSIÇÃO E PROPRIEDADES DAS LIGAS
DE ALUMÍNIO PARA PISTÕES

67

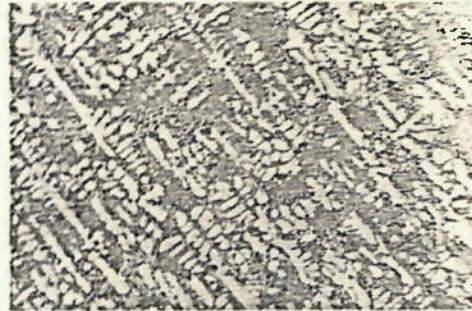
Ligas	M-124		M-138		M-244	M-132 (E-132)	M-332 (SAE-332)	M-Y	AMS 4145	AMS 4140
Estado M=Fundido em molde permanente Fj=Forjado	M	Fj	M	Fj	M	M	M	M	Fj	Fj
Composição %										
Si	11 - 13		17 - 19		23-26	11-13	8,5-10,5	0,5 máx.	11-13,5	0,9 máx.
Cu	0,8 - 1,5		0,8 - 1,3		1,0 - 1,7	1,5 - 2,8	2,0 - 4,0	3,5 - 4,5	0,5 - 1,3	3,5 - 4,5
Ni	0,8 - 1,3		0,8 - 1,3		0,8 - 1,3	0,5 - 1,0	0,5 máx.	1,8 - 2,3	0,5 - 1,3	1,7 - 2,3
Mg	0,8 - 1,3		0,8 - 1,3		0,5 - 1,0	0,9 - 1,3	0,5 - 1,5	1,2 - 1,7	0,8 - 1,3	0,45 - 0,9
Fe	0,7 máx.		0,7 máx.		0,7 máx.	1,0 máx.	1,2 máx.	0,6 máx.	1,0 máx.	1,0 máx.
Mn	0,2 máx.		0,2 máx.		0,2 máx.	0,25 máx.	0,5 máx.	0,2 máx.	—	0,2 máx.
Cr	—		—		0,3 - 0,5	—	—	—	0,1 máx.	0,1 máx.
Zn	0,2 máx.		0,2 máx.		0,2 máx.	0,25 máx.	1,0 máx.	0,2 máx.	0,25 máx.	0,25 máx.
Ti	0,2 máx.		0,2 máx.		resto	resto	resto	resto	0,05 máx.	0,05 máx.
Al	resto		resto						resto	resto
Condição (1) Trat. Term.	-T5	-T6	-T5	-T6	-T5	-T5	-T5	-T5	-T6	-T6
Resistência à tração kgf/mm ²	22	36	20	28	20	24	24	26	38	40
Limite de escoamento (0,2%) kgf/mm ²	20	31	18	24	18	20	20	24	32	30
Alongamento em 4D%	0,5	4,0	0,3	1,5	0,2	0,5	0,5	0,7	5,0	10,0
Módulo de elasticidade kgf/mm ²	7800	7800	8200	8200	8200	7800	7800	7200	7800	7600
Dureza Brinell kgf/mm ²	100	120	100	115	100	105	105	105	120	115
Peso específico g/cm ³	2,69	2,69	2,67	2,67	2,66	2,71	2,72	2,80	2,69	2,81
Coeficiente cond. térmica (a 25°C) cal/cm.seg°C	0,28	0,33	0,26	0,28	0,24	0,28	0,25	0,33	0,33	0,37
Coeficiente dilat. linear (20°C-200°C) cm/cm°C x10 ⁻⁶	20,7	20,3	18,5	18,2	16,5	20,7	21,6	23,5	20,3	23,2

As características físicas e mecânicas que figuram nesta tabela são valores típicos ou de referência e servem como dados informativos.
(1) -T5 = Liga envelhecida artificialmente
-T6 = Liga solubilizada e envelhecida artificialmente

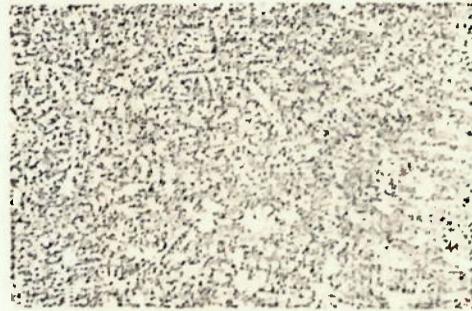
SELEÇÃO DE MATERIAIS PISTÔES

68

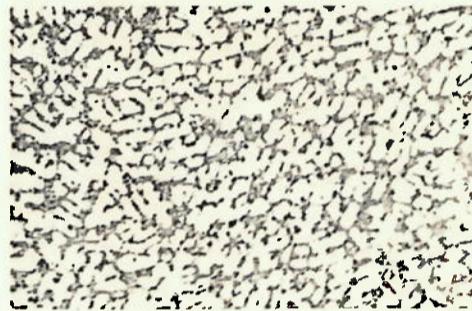
LIGA EUTÉTICA
M-124 fundida



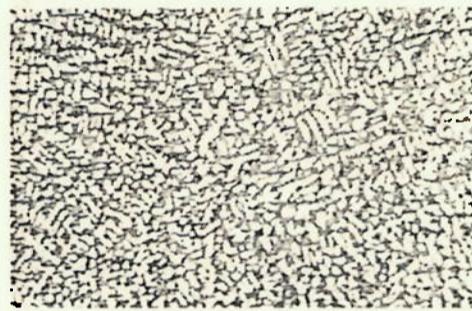
M-124 forjada



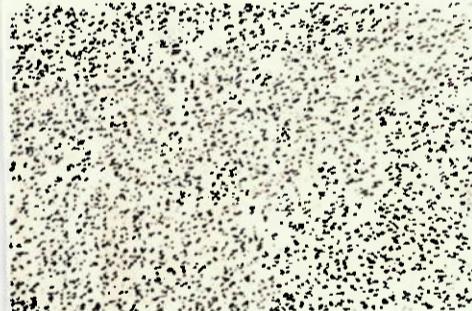
M-132 fundida



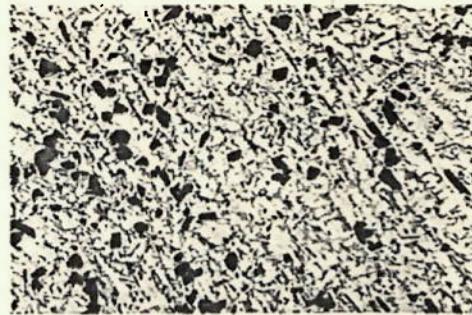
LIGA Al-Si-Cu
M-332 fundida



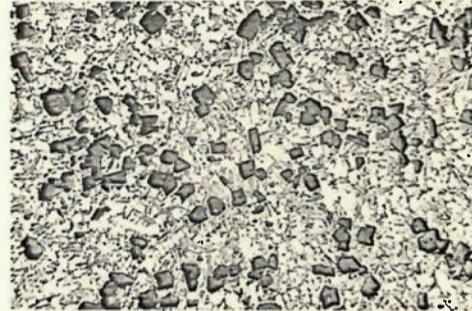
AMS-4145 forjada



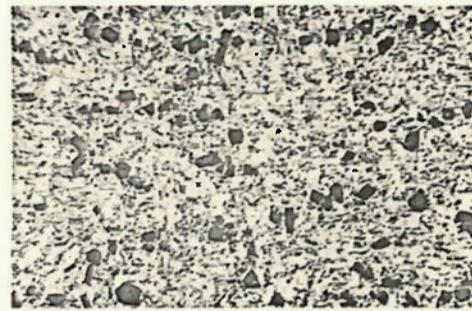
LIGA HIPER-EUTÉTICA
M-138 fundida



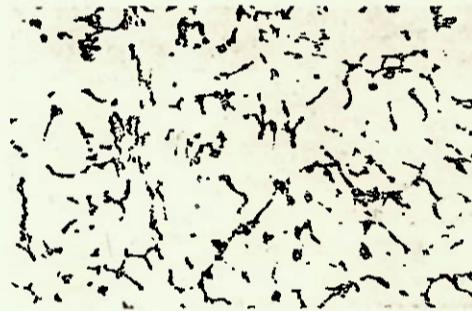
M-138 forjada



M-244 fundida



LIGA Al-Cu
M-Y fundida



LIGAS PARA PISTÔES DE AVIÕES

AMS-4140 forjada



Pelas suas boas características mecânicas e resistência ao desgaste, são as ligas alumínio-silício as mais utilizadas na fabricação de pistões. A típica representante deste grupo de ligas é a M-124, cuja aplicação é extremamente ampla e diversificada.

Nos casos em que o desempenho esperado do pistão é dependente de uma maior resistência ao desgaste ou de reduzidas folgas de montagem, recorre-se às ligas com teores mais altos de silício.

Para estes casos, as opções entre ligas Metal Leve são as ligas M-138 ou M-244, esta última de uso bastante difundido em pistões para motores de dois tempos.

Uma conciliação de características com propriedades mecânicas superiores é obtida pelo forjamento das ligas. Pistões forjados suportam condições mais severas de funcionamento e são empregados em motores de serviço pesado.

Quando a resistência em altas temperaturas for requisito mandatório, a alternativa é recorrer às ligas alumínio-cobre, representada pela tradicional M-Y. Opções intermediárias são as ligas M-132 e M-332. Características especiais de resistência e excelente homogeneidade microestrutural fazem das ligas AMS aquelas reservadas aos pistões forjados dos motores de aviões.

As possibilidades de combinações de ligas ou de diferentes componentes contribuem em muito para a escolha de um pistão adequado. Assim, Metal Leve pode oferecer diversas modalidades de pistões com chapas de aço para controle da expansão térmica, pistões com porta-anéis de ferro fundido especial e os pistões compostos com cabeça de ferro fundido ou aço forjado.

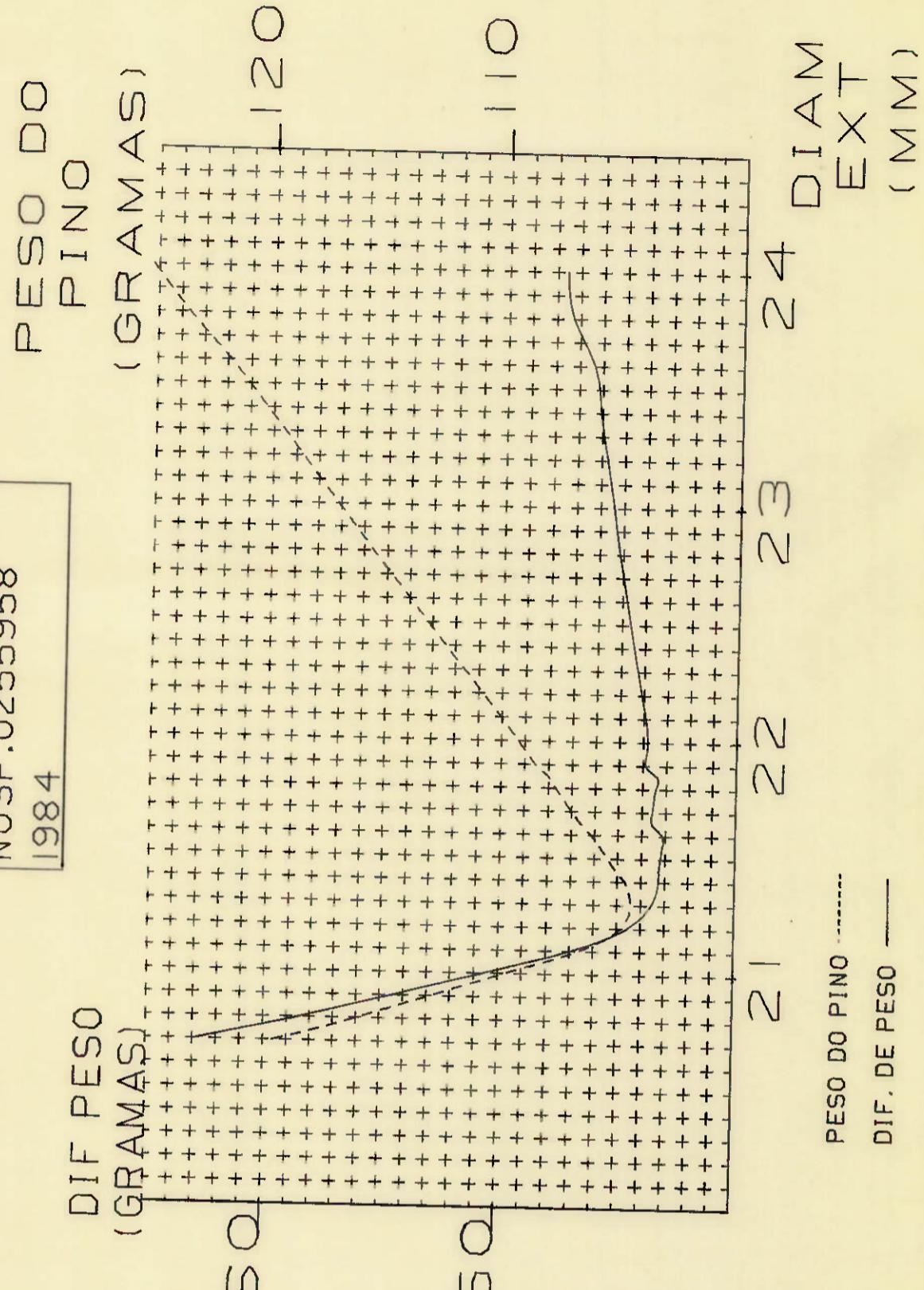
B I B L I O G R A F I A

01. Khovakh, M. e outros; Motor Vehicle Engines; Mir Publishers; Moscou; 1976
02. Cullen, João Amos de Toledo e outros; Tendências no desenvolvimento de pistões para motores de combustão interna; Metal Leve S/A.; São Paulo; 1983
03. Robinson, J.E.; The design and development of pistons for automobile engines; Proc. Instn. Mech. Engrs.; 1965
04. Kolchin, A. e Demidov.; Design of automotive engines; Mir Publishers; Moscou; 1984
05. Winship, J.W.; Designing an automotive engine piston ; Bohn Aluminum & Brass Co.
06. Kuhm, M.; Das Problem des Kolbenbolzens im Kurbeltriebwerk; Motortechnische Zeitschrft (MTZ) 25/2 e 25/6; Stuttgart; 1964
07. Schlaefke, K.; Zur Berechnung von Kolbenbolzen; MTZ 2/4; Stuttgart; 1940
08. Zeller, H.; Kolben fuer VW-Dieselmotoren mit Abgasturboaufladung; MTZ 43/2; Stuttgart; 1982
09. Sander, W. e Kelm, W.; Formgedrehte Bohrungen zur Bolzenlage rung hochbelasteter Kolben; MTZ 42/10; Stuttgart; 1981
10. Mickel, E. e Sommer, P.; Zur Festigkeit von Kolbenbolzen; Mahle; Bad Cannstatt; 1941
11. Reipert, P.; Rechnerunterstuetzte Geometrie Bestimmung von Kolben; MTZ 43/4; Stuttgart; 1982

12. Vários; Kolbenkunde; Mahle; Bad Cannstatt; 1964
13. Strasser, E.; Piston design for low oil consumption; KS-Kollo
quium; Neckarsulm; 1979
14. Vários; Manual Técnico do Curso Metal Leve; Metal Leve 5^a Edi
ção; São Paulo
15. Gomes, M. Rennó e Bresciani, E.; Propriedades e usos de me -
tais não-ferrosos; ABM; São Paulo; 1976
16. Weinbaum, Otto; Influência da temperatura e do tempo sobre as
propriedades de ligas de alumínio, aplicadas em pistões; Meta
lurgia - Vol.21 - Nº 88 - ABM; São Paulo; 1965
17. Koritta, J. e outros; Properties of aluminum silicon alloys
used to cast pistons; Sleverenstvi - Vol 18 - nº 3/4; Tchecos
lováquia; 1970

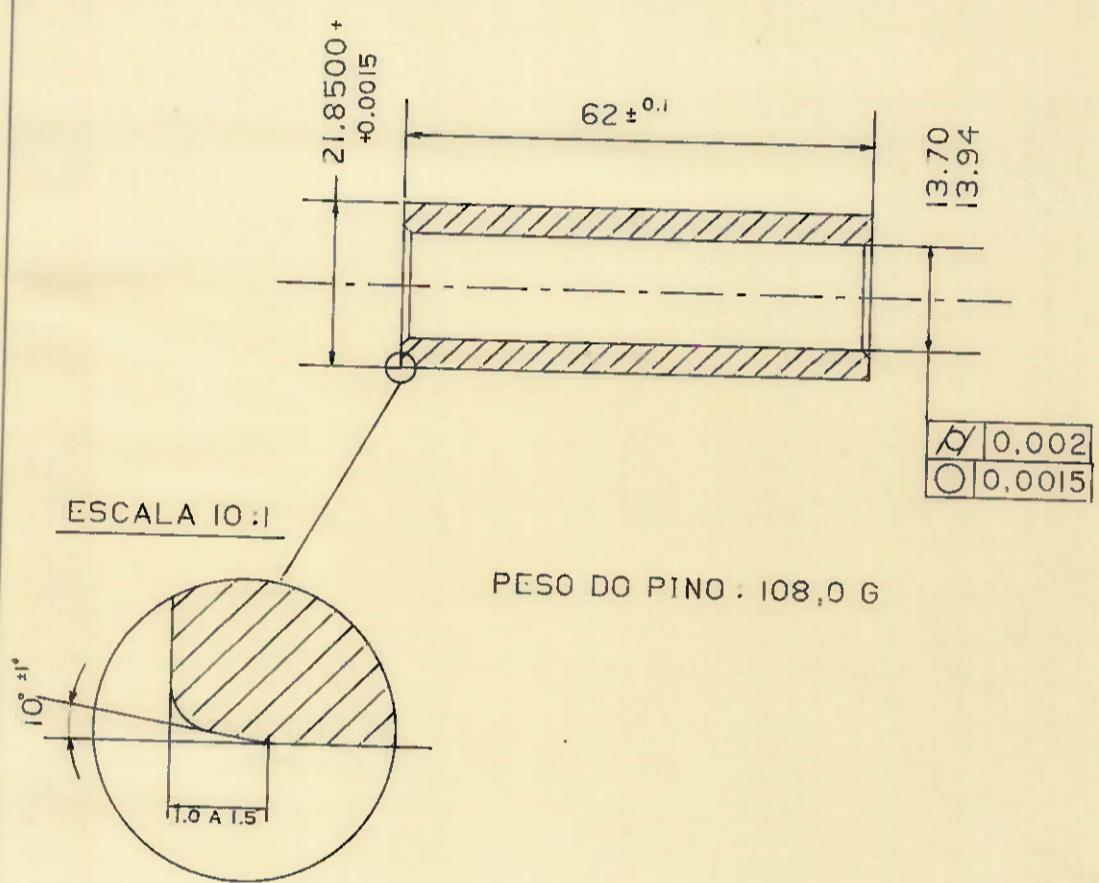
ANEXO I

RONALDO REIMER
NUSP.0255958
1984



CAMADA CEMENTADA INTERNA: 0.3 MAX
 CAMADA CEMENTADA EXTERNA PODE VARIAR DE: 0.7 A 0.9
 DUREZA MINIMA DA CAMADA CEMENTADA: 64 HRC
 QUANDO NAO ESPECIFICADA, TOLERANCIA GERAL: 0.2
 NAO SAO ADMISSIVEIS SALIENCIAS OU DEFEITOS NA SUP. INTERNA
 RUGOSIDADES MAXIMAS: SUPERF. CILINDRICA EXTERNA: RA=0.10
 DEMAIS SUPERFICIES: RA=5

FOLGA PINO/PISTAO: (10 A 13)+10E-6MM A 20°



I	I	PINO	SAE-5115	
N.	QTD	DESIGNACAO	M.PRIMA	OBSERVACOES
EPUSP	1984	PMC-519	RONALDO REIMER	
		PINO DE PISTAO	NUSP. 0255958	
			ANEXO 2	