

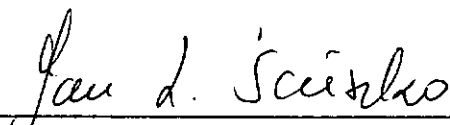
CONSTRUÇÃO E BALANCEAMENTO  
DE

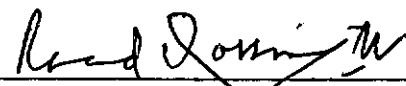
UM CILINDRO A ALTA ROTAÇÃO


Eric Lazare François Rosenthal

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS PROGRAMAS  
DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO  
PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MES  
TRE EM CIÊNCIAS (M.Sc.).

Aprovada por:

  
\_\_\_\_\_  
Jan Leon Scieszko  
Presidente

  
\_\_\_\_\_  
Raad Yahya Qassim

  
\_\_\_\_\_  
Liu Hsu

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

SETEMBRO DE 1977

ROSENTHAL, ERIC LAZARE FRANÇOIS

Construção e balanceamento de um cilindro a alta rotação. (Rio de Janeiro) 1977.

IX, 99p. 29,7cm ( COPPE-UFRJ, M.Sc, Engenharia Mecânica, 1977)

Tese - Univ. Fed. Rio de Janeiro.Fac.Engenharia

1. Construção e desenvolvimento de um processo de balanceamento para cilindros. I. COPPE/UFRJ II. Título (série ).

## AGRADECIMENTOS

Ao professor Jan Leon Scieszko pela sua orientação, assistência e estímulo que me foram oferecidos para a realização desse trabalho.

A todos aqueles que de uma forma ou outra contribuíram para tornar possível esse trabalho.

## SINOPSE

Desenvolveu-se um modelo de rotor que pudesse funcionar a altas rotações e com algumas particularidades visando um posterior estudo de dinâmica de gases. Obteve-se como estrutura do modelo um conjunto formado por duas bases circulares (onde se localizam os mancais) separadas por tres colunas, sendo o conjunto fixado a uma bancada. O rotor compõem-se de tres peças: duas tampas-eixo encaixadas nas extremidades de um cilindro oco feito de acrílico translúcido.

Construído e montado o modelo realizou-se o balanceamento dinâmico do rotor medindo-se a vibração na altura de cada tampa-eixo. Colocando-se o rotor a girar a uma determinada velocidade em tres situações diferentes (com o rotor "no estado", com o acréscimo de um peso conhecido em uma das tampas - eixo e com acréscimo do mesmo peso na outra tampa-eixo) fica-se conhecendo posição e magnitude das maiores vibrações nesses tres testes, podendo-se, a partir daí balancear o sistema.

Utilizou-se para a medição da vibração:

a. sensores especialmente desenvolvidos, capazes de detetar deslocamentos radiais do rotor, da ordem de micra; b. equipamento para registrar os sinais provenientes dos sensores.

Primeiramente utilizou-se para registro um gravador e um oscilógrafo. Esse equipamento mostrou-se inadequado devido a introdução, pelo gravador de ruídos estranhos e devido a densificação de dados pelo oscilógrafo.

Utilizou-se então para registro uma máquina fotográfica POLAROID acoplada a um osciloscópio. A caracterização da vibração foi feita graficamente a partir de ampliações das fotos feitas durante o teste.

Concluiu-se que na tampa-eixo próxima da bancada não se detetava vibração e que na altura da outra tampa o nível de vibração era considerável.

Balanceou-se o rotor na região onde a vibração se manifestava empregando-se o método do disco. Os resultados satisfatórios mostram a viabilidade do método desenvolvido.

ABSTRACT

It was developed a high speed rotor model as a basis for a further study on dynamic of gases.

We have obtained a model structure consisting of two round bases (where are fixed the bearings), spaced by three small columns. This assembly has one of its ends fixed to a bench. The rotor consists of three parts: two shaft-plates fitted each one at the ends of a hollow cilinder made with acrilic.

Since we have this model carefully machined and assembled we have proceed toward the dynamic balance of the system. That was obtained through the vibration measurement at each one of the shaft-plates in three different arrangements:

1. the rotor as built up.
2. the rotor with a known weight in one of the shaft-plates.
3. the rotor with the same known weight at the other shaft-plate.

So we have known the position and magnitude of its largest vibration and then we are able to balance the system.

For the above mentioned measurements we have used a sensor specialls developed for measuring radial displacements, in order of micra, and also equipments for recording the vibrations detected by those sensors.

At first have been used for recording a tape-recorder and an oscilograph. However these equipment was not adequate due to the noise added to the sensors input signal by the tape-recorder. Also there have been demonstrated that the oscilograph could not respond quickly enough to the frequency generated by the sensors.

Therefore it was used an osciloscropy and a Polaroid camera in order to register graphically the vibration amplitudes.

We have concluded that in the shaft-plate close to the bench there was no vibration at all, however in the upper plate the vibration was considerable.

Then the rotor was dinamically balanced using the "disc method". The results were well satisfactory, proving in that way the viability of the method.

Í N D I C E

Capítulos :	Páginas :
I	INTRODUÇÃO ..... 1
	.1. Objetivos ..... 1
	.2. Parâmetros Básicos ..... 2
	.3. Descrição do Conjunto ..... 3
	.4. Descrição da Montagem ..... 11
II	BALANCEAMENTO ..... 20
	.1. Tipos de Balanceamento..... 20
	.2. Caso do Disco..... 22
	.3. Caso de um Cilindro ..... 23
III	DESCRIÇÃO E DADOS DOS TESTES ..... 33
	.1. Descrição do método usado para a realiza ção dos testes ..... 33
	.2. Descrição dos testes ..... 41
	.3. Dados obtidos através dos testes ..... 55
	.4. Cálculo do balanceamento ..... 65
	.5. Exemplo de resolução do balanceamento de um cilindro onde são conhecidas as ampli tudes de vibração dos planos corretores su perior e inferior..... 70



CONCLUSÃO .....	73
APÊNDICE A .....	75
APÊNDICE B .....	82
APÊNDICE C .....	89
APÊNDICE D .....	93
APÊNDICE E .....	97
BIBLIOGRAFIA.....	99

## CAPÍTULO I

### INTRODUÇÃO

#### I.1. OBJETIVOS

O presente trabalho pretende ser uma contribuição ao estudo de cilindros girando a altas velocidades.

Esse estudo tem várias aplicações no campo da engenharia, dentre as quais, desenvolvimento de ultracentrífugas, utilizadas para a separação de isótopos. Esse método utiliza o princípio de que se pode separar qualquer mistura de gases que tenham componentes de diferentes pesos moleculares.<sup>1</sup>

No entanto, a força necessária para separação das moléculas é obtida através de altas velocidades.

As dificuldades para obter-se rotores que funcionem em tal regime de velocidade são muitas tanto no que concerne à engenharia mecânica quanto à ciência dos materiais. No campo da engenharia mecânica, uma das etapas seria a construção de modelos de cilindros, onde pudessem ser estudados os diversos problemas e suas soluções independentemente. Esses modelos funcionariam ao ar livre e/ou a vácuo e possibilitariam o estudo e teste do comportamento dos motores, dos mancais, da estrutura, do sistema motriz, do equipamento de controle, etc. Assim o presente trabalho consiste no estudo experimental de um desses modelos.

Todos os sistemas girando a altas velocidades estão sujeitos a vibrações devido a falta de homogeneidade do material utilizado, imperfeições na geometria das peças decorrente da fabricação, erros de montagem, etc. Portanto o balanceamento de tais cilindros é relevante, considerando-se as altas velocidades as quais serão submetidos e o tempo útil esperado de uma centrífuga.

O presente trabalho consiste em, com as restrições de materiais e equipamentos existentes, construir um modelo simplificado para o estudo da dinâmica de gases e através dele desenvolver um processo de balanceamento.

## I.2. PARAMETROS BÁSICOS

Definiram-se parametros básicos considerando-se em conjunto, os seguintes fatos:

1. a estrutura deveria ser de material comum, com todas as peças possíveis de serem usinadas em oficinas sem grandes recursos.
2. todo material e equipamento que ainda não existisse no laboratório deveria ser tal que sua aquisição fosse a mais fácil possível.
3. a velocidade máxima a ser atingida pelo rotor estaria diretamente condicionada pelo item 2, e pelo estudo da dinâmica de gases.
4. o projeto teria certos aspectos específicos desnecessário para esse trabalho, porém fundamentais para um estudo a ser realizado posteriormente na área de dinâmica de gases.

Desses fatores resultou que:

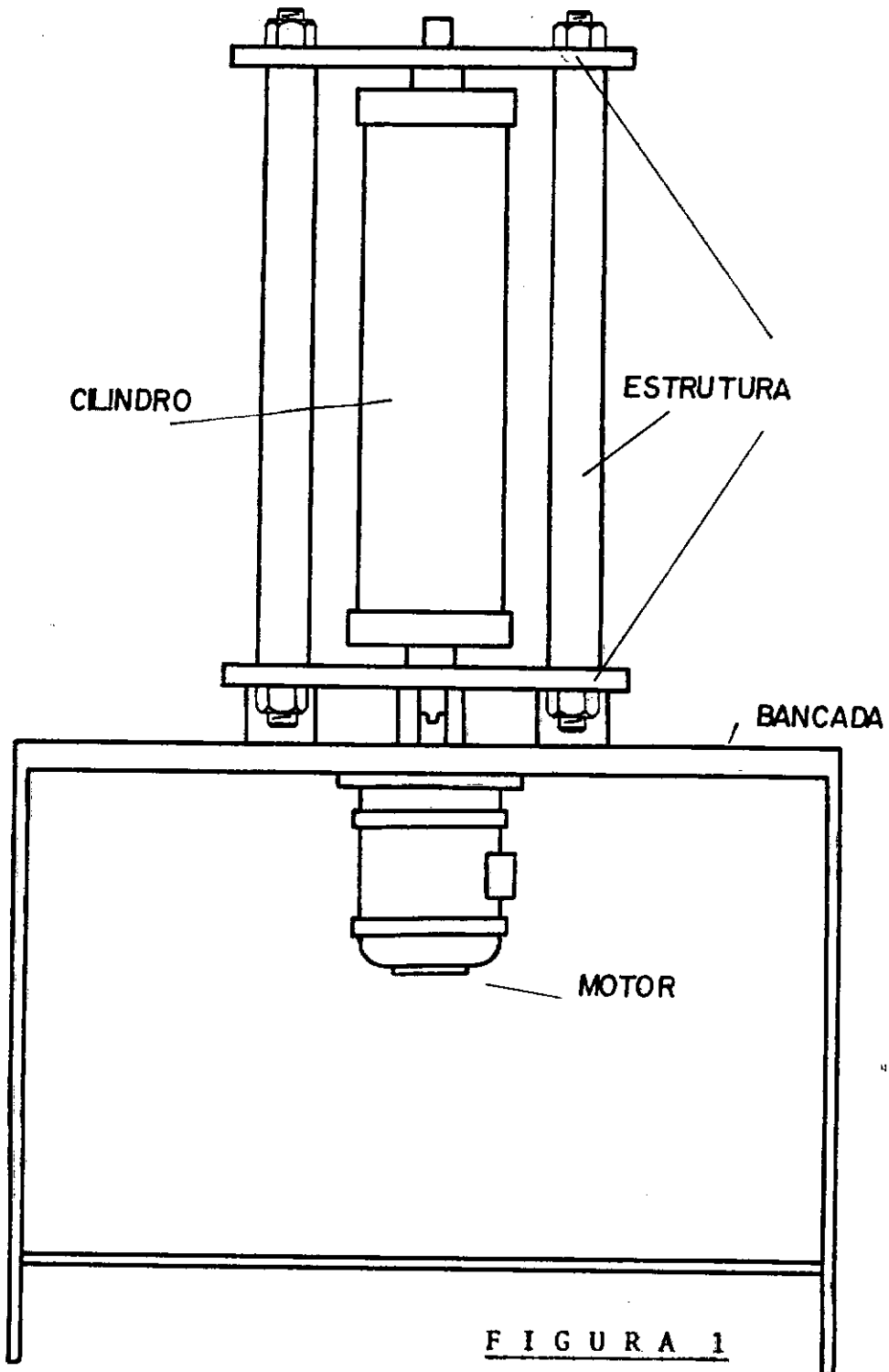
- a. a escolha dos mancais recaiu sobre mancais convencionais do tipo rolamento de esferas cuja especificação é SKF-6006, que permite velocidades de até 15000 RPM em condições normais de trabalho;
- b. o sistema motriz é um motor monofásico universal funcionando com velocidade nominal de 12000 RPM à 4.6 amperes e 110 volts;
- c. o cilindro tem suas paredes laterais de acrílico translúcido para posterior visualização da circulação de gases;
- d. a velocidade máxima do rotor seria devido ao motor elétrico (máx. de 12000 RPM) e não por causa do limite de resistência a tração do cilindro de acrílico (máxima - de 17500 RPM) conforme cálculo apresentado no Apêndice E.

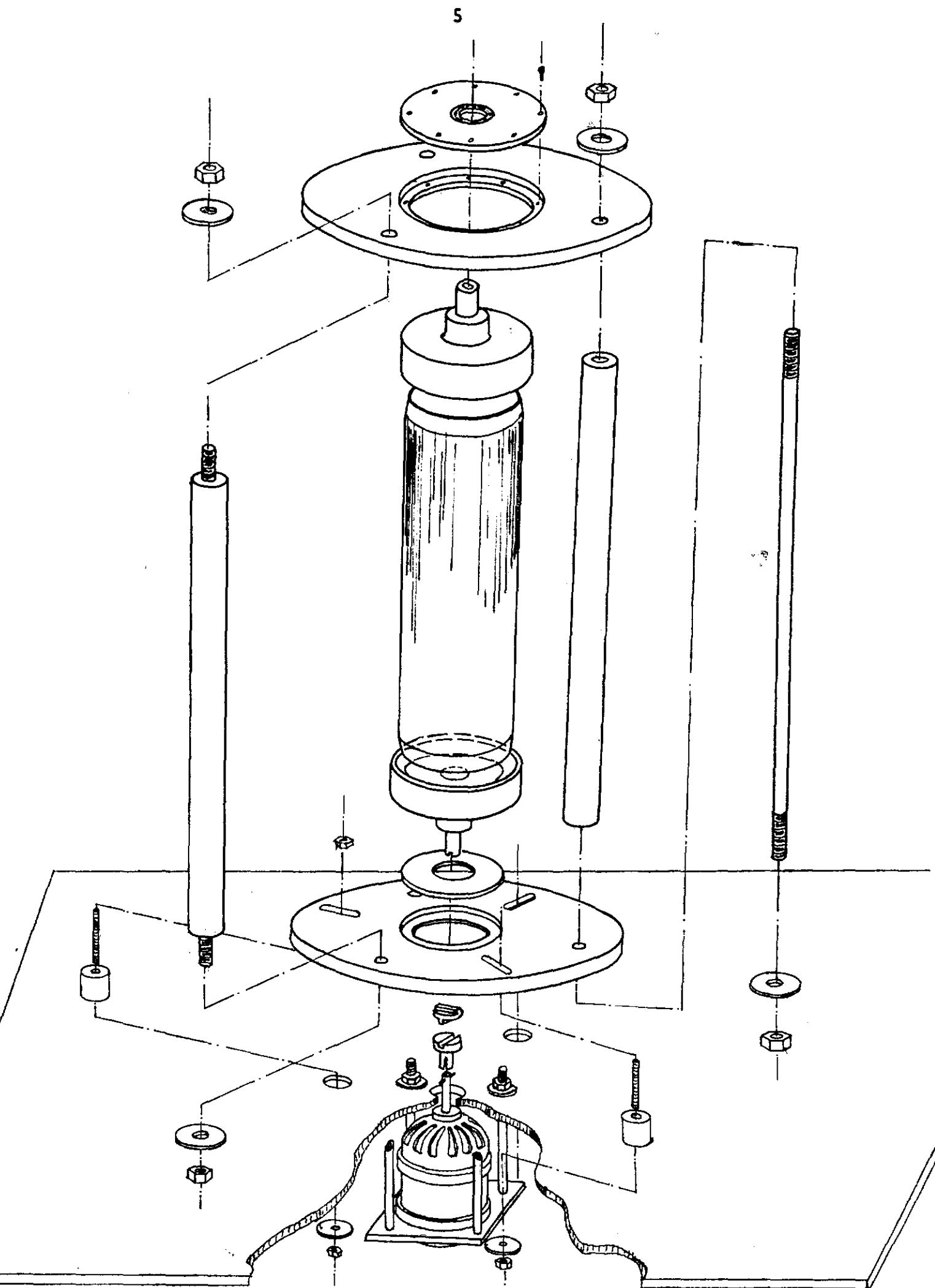
### I.3. DESCRIÇÃO DO CONJUNTO

O conjunto compõe-se basicamente de quatro subconjuntos que são o rotor, a estrutura, a bancada e o motor (fig.1 e 2- pg.4.5).

O rotor compõe-se de 3 peças que são as tampas - eixos superior e inferior e cilindro propriamente dito. A tampa-eixo superior funciona como elemento de ligação entre o rotor e o mancal, além de ter uma abertura no seu centro permitindo a comunicação entre o interior do rotor e o exterior (fig.3-pg.6 ). A tampa inferior também é o elemento de ligação entre o rotor e o mancal mas além disso esta ligada ao eixo motriz (fig.3).

## ASPECTO GERAL DO MODELO DA CENTRÍFUGA





VISTA EXPLODIDA DO CONJUNTO.

F I G U R A 2

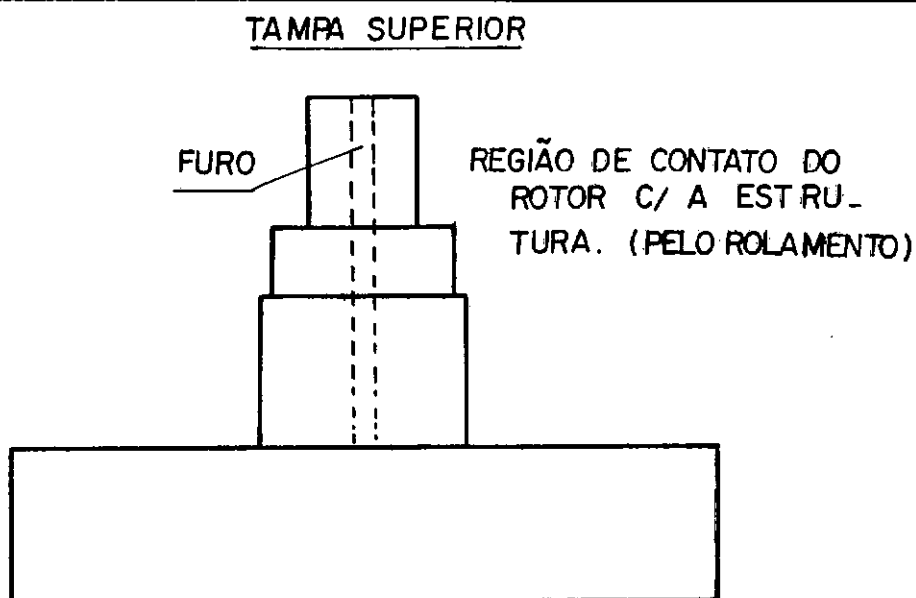


FIGURA 3

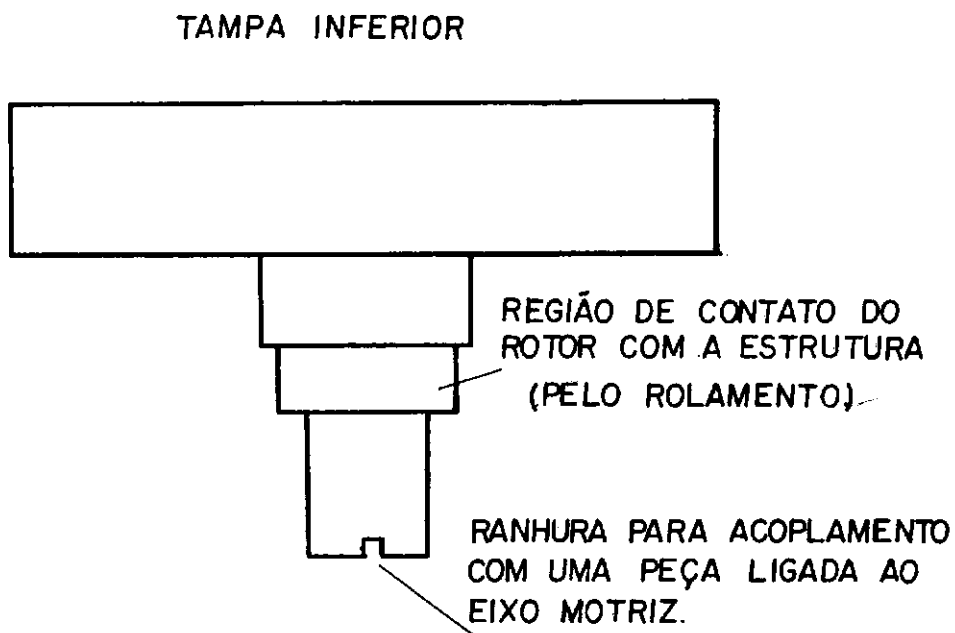


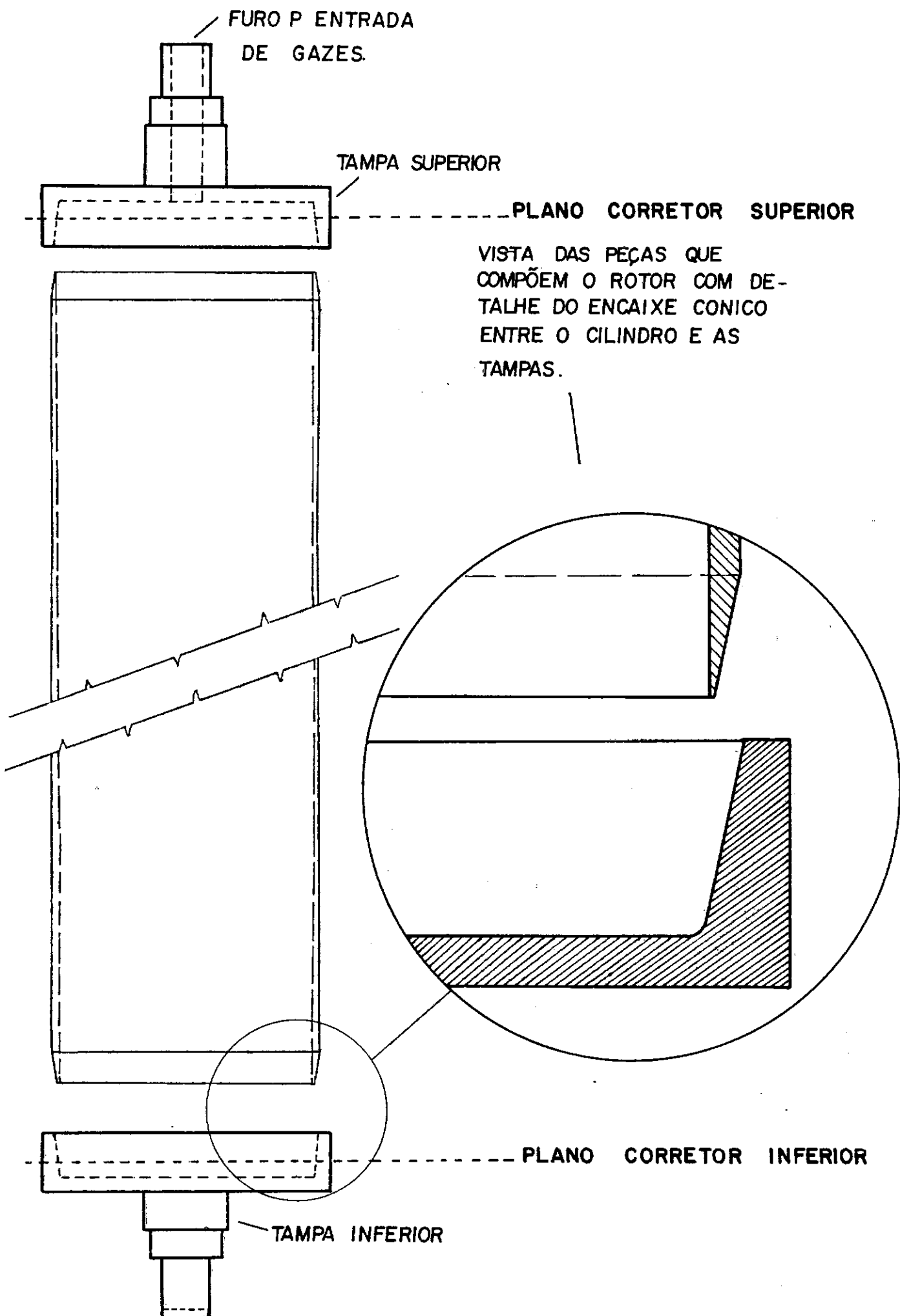
FIGURA 4

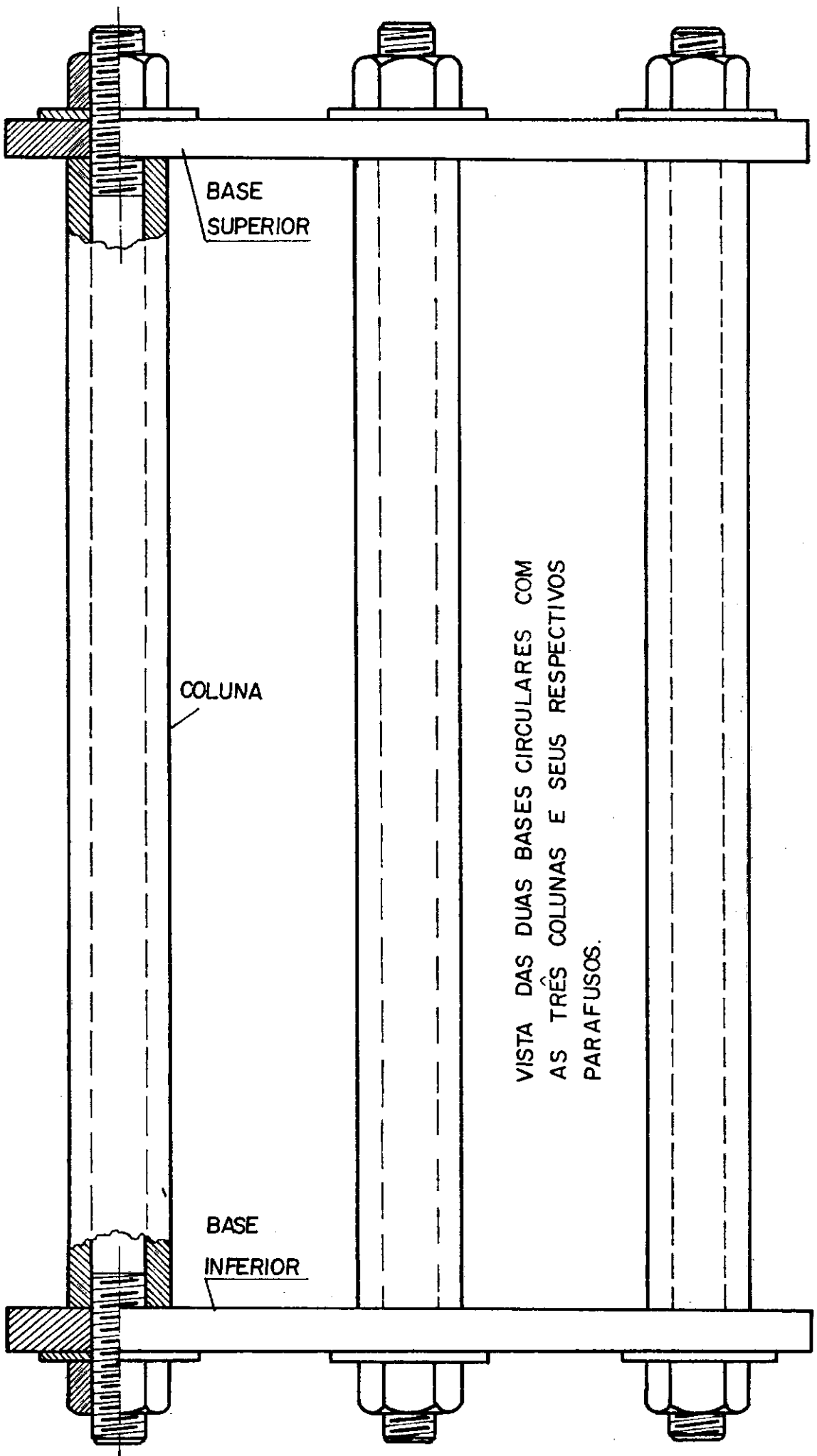
A tampa superior, o cilindro e a tampa inferior mon tam-se e desmontam-se facilmente pois estão simplesmente en caixados uns nos outros. As partes que entram em contato umas com as outras nessas 3 peças são tipo tronco de cone macho e fêmea (fig.5- pg.8 ) Esse tipo de ligação tem as vantagens de permitir fácil montagem e desmontagem e, quando unidas , per mitir perfeita centragem(salvo erro de fabricação), de pro porcionar união sem folga; porém com a desvantagem de não se conhecer a concentração de tensões que ocorre na ligação quando o cilindro muda sua forma nas altas velocidades.

A estrutura tem 2 bases circulares (superior e infe rior) separadas por 3 colunas distribuídas a 120° umas das outras. Essas colunas unem as bases através de parafusos que atravessam as colunas longitudinalmente assim como as bases (fig.6 -pg.9 ). Em cada base há um furo concêntrico com um degrau, que são as sedes dos mancais (fig.7-pg.10 ) Estes man cais compoem-se de um rolamento e um disco acoplados sob pres são e fixado às bases por meio de 4 parafusos cada um. O furo da base superior tem diâmetro maior que o do cilindro assim como do mancal inferior. Isso foi feito para que se possa re tirar facilmente o cilindro, junto com os mancais, pelo furo dessa base, facilitando ajustes ou quaisquer modificações den tro do cilindro.

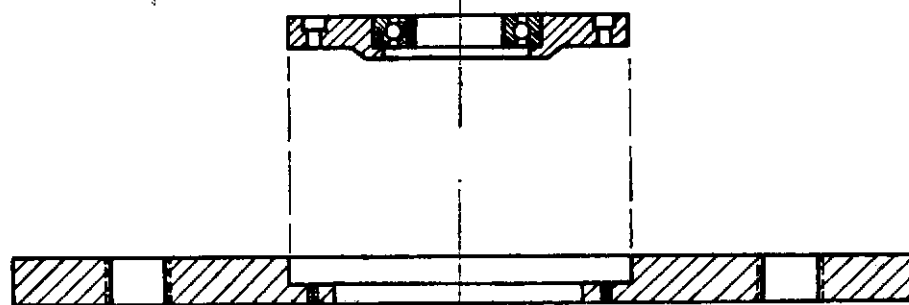
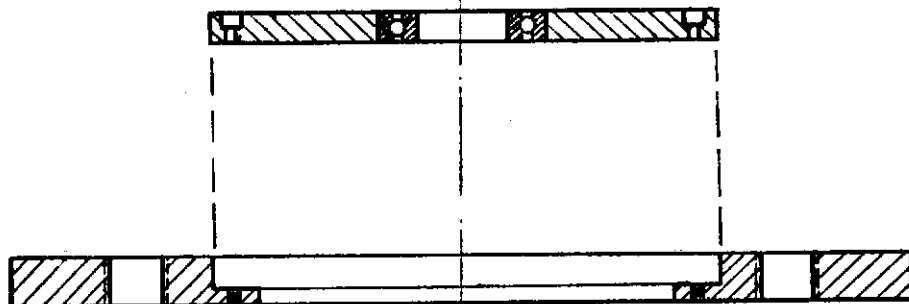
A bancada consiste de uma armação de ferro feita com perfis tipo "L", toda soldada, na qual se encaixa uma cha pa espessa (1 poleg.). Esta chapa é toda furada na superfície, permitindo a fixação da base inferior da estrutura e do motor,







BASE SUPERIOR COM A POSIÇÃO PARA  
O ENCAIXE DO MANCAL,  
DISCO E ROLAMENTO.



BASE INFERIOR C/ A POSIÇÃO PARA O ENCAIXE  
DO MANCAL.  
DISCO E ROLAMENTO.

assim como qualquer equipamento necessário durante o desenrolar dos testes.

O motor é do tipo Universal, com velocidade nominal de 12.000 RPM, 110 Volts, que funciona por baixo da chapa da bancada, com seu eixo passando por um dos furos da chapa. O motor está preso e posicionado a chapa da bancada por meio de 4 parafusos e um anel que possui janelas laterais de ventilação para a saída do ar quente vindo do motor(fig.8-pg.12).

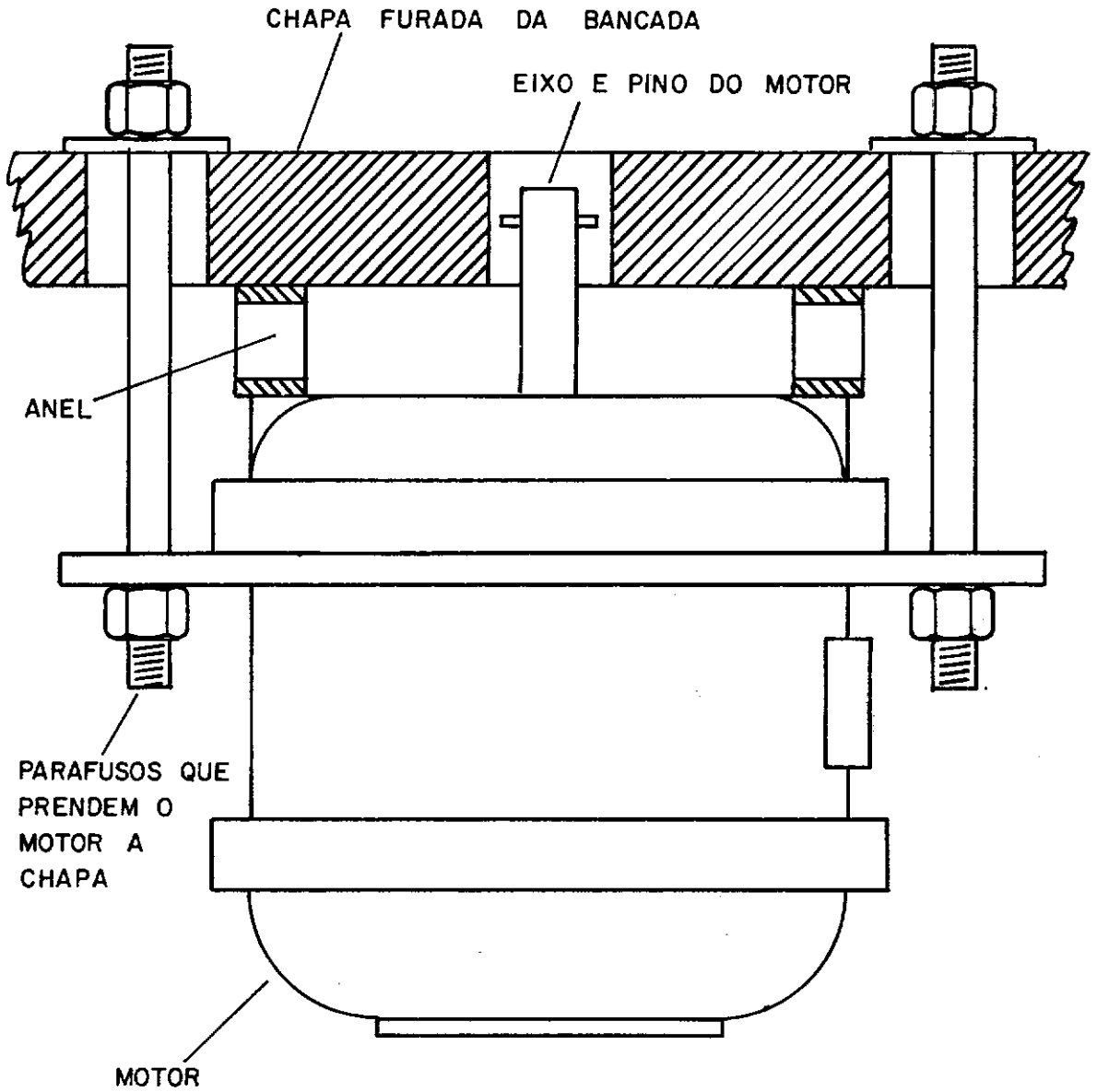
A ligação entre o eixo do motor e a tampa inferior do cilindro é feita por uma conexão flexível de teflon que utiliza o princípio Oldham<sup>4</sup> (fig.9-pg. 13). Esta peça transmite somente movimento de rotação mesmo que os eixos (do motor e do cilindro), não estejam perfeitamente alinhados. Esta peça é de importância para que defeitos e/ou desalinhamentos do eixo do motor não venham introduzir vibrações suplementares e estranhas no sistema estrutura/cilindro.

#### I.4. DESCRIÇÃO DA MONTAGEM

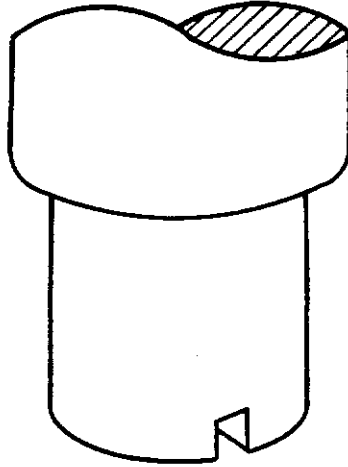
A montagem foi uma fase importante dentro de todo o trabalho, pois a partir dela certos parâmetros foram definidos.

Entende-se por montagem a união das diversas peças que compoem os sub conjuntos.

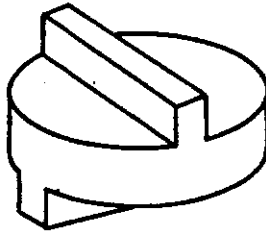
Assim, na estrutura do modelo, a montagem consiste em unir as duas bases por meio das 3 colunas e 3 parafusos com suas respectivas porcas (fig.6-pg.9 ). A princípio,essa montagem deveria ser realizada somente uma vez durante todo o desenvolver do trabalho pois não mais se alteraria a estrutura. O principal requisito na montagem foi o alinhamento entre o eixo



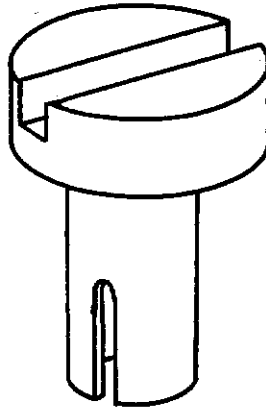
VISTA PARCIAL DA CHAPA DA BANCADA COM O MOTOR, E O ANEL QUE OS SEPARA



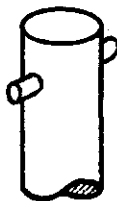
VISTA PARCIAL-DA  
TAMPA INFERIOR DO  
ROTOR COM RANHURA  
PARA ENCAIXE DA  
PEÇA DE TEFLON.



PEÇA DE TEFLON QUE  
TRANSMITE A FORÇA DE  
ROTAÇÃO DO MOTOR PARA  
O ROTOR.



PEÇA DE ALUMINIO  
ACOPLADA AO EIXO  
DO MOTOR POR SIM-  
PLES ENCAIXE.



EIXO DO MOTOR  
COM PINO TRANSVERSAL

FIGURA 9

ASPECTO DA LIGAÇÃO ENTRE O MOTOR ELÉTRICO E O ROTOR

e o furo da base superior com o da base inferior. Isto é por que o pròjeto previa a possibilidade de ajuste, através de uma folga entre os parafusos e seus respectivos furos nas bases.

Considerou-se o sistema alinhado quando a excentricidade de entre os eixos das 2 bases ficou menor do que 10 micra, por ser esta a ordem de grandeza da precisão obtida na fabricação das peças.

Na montagem o alinhamento entre as 2 bases demonstrou ser mais difícil que o previsto, devido ao excesso de liberdade entre as 3 colunas que ficam entre as 2 bases.

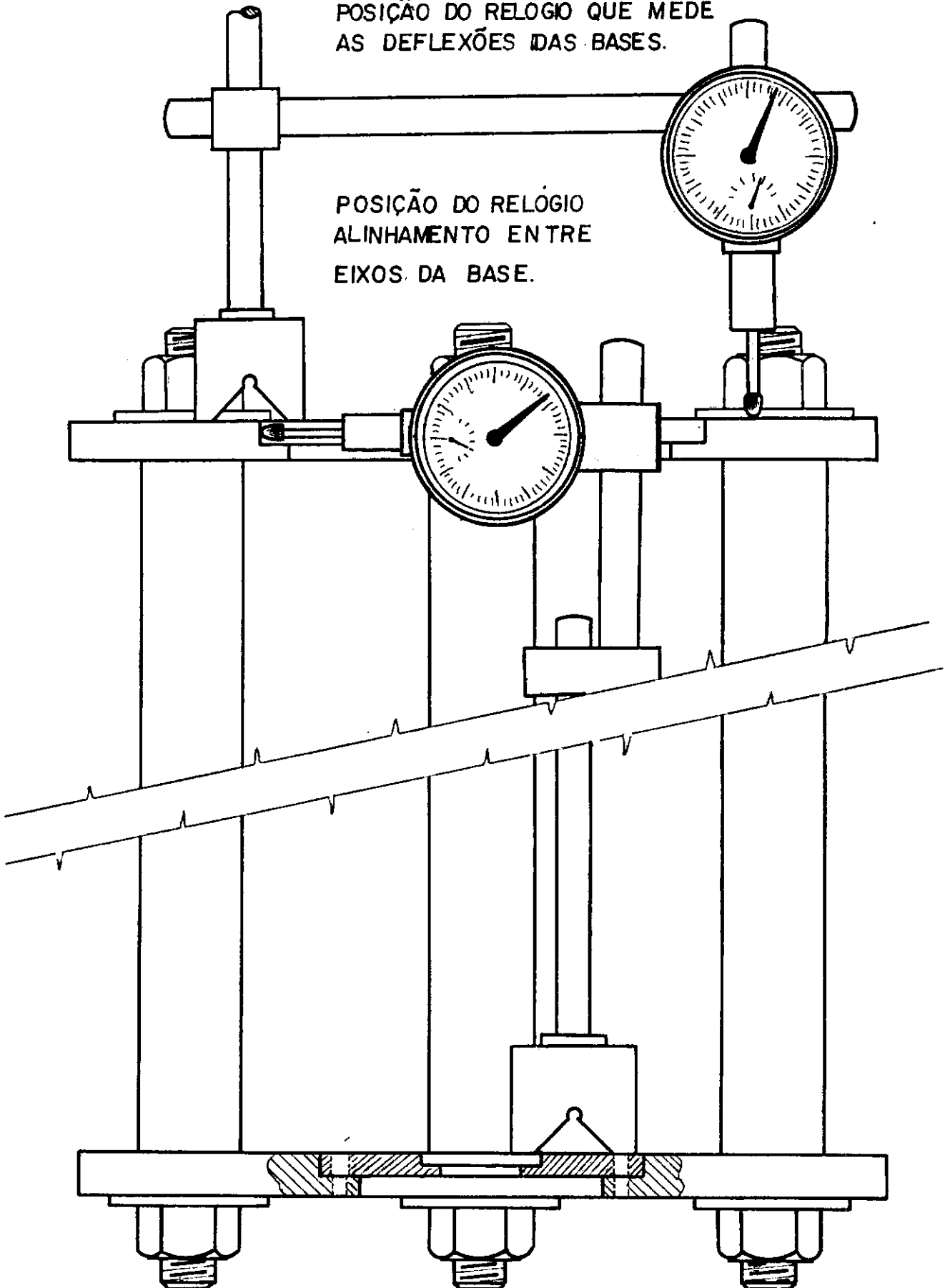
O alinhamento foi realizado com a ajuda de um relógio comparador (fig.10-pg. 15). Este tinha sua base magnética fixada ao mancal da base inferior que podia girar, porque ainda não estava aparafusado à base. O apalpador do relógio comparador estava posicionado de tal modo que podia medir a excentricidade da sede do mancal superior.

Ao girar-se o mancal superior na sua sede o apalpador do relógio percorria toda a circunferência interna da sede do mancal da base superior e podia medir qualquer deslocamento ou excentricidade. Outro problema surgiu cuja dimensão tinha sido desprezada: o fato do material não ser totalmente rígido diante das forças provenientes do aperto nas porcas das colunas.

O problema ocorria após as bases estarem alinhadas (com ajuda do relógio comparador) durante o aperto das porcas: o sistema desalinhava completamente, inclusive com empenamento das bases verificado com relógio comparador. A solução para minimizar tal problema foi passar a controlar o aperto dados às por

POSIÇÃO DO RELÓGIO QUE MEDE  
AS DEFLEXÕES DAS BASES.

POSIÇÃO DO RELÓGIO  
ALINHAMENTO ENTRE  
EIXOS DA BASE.



PARA A MONTAGEM DA ESTRUTURA UTILIZOU-SE DE  
UM RELÓGIO COMPARADOR P/ O ALINHAMENTO ENTRE  
AS BASES.



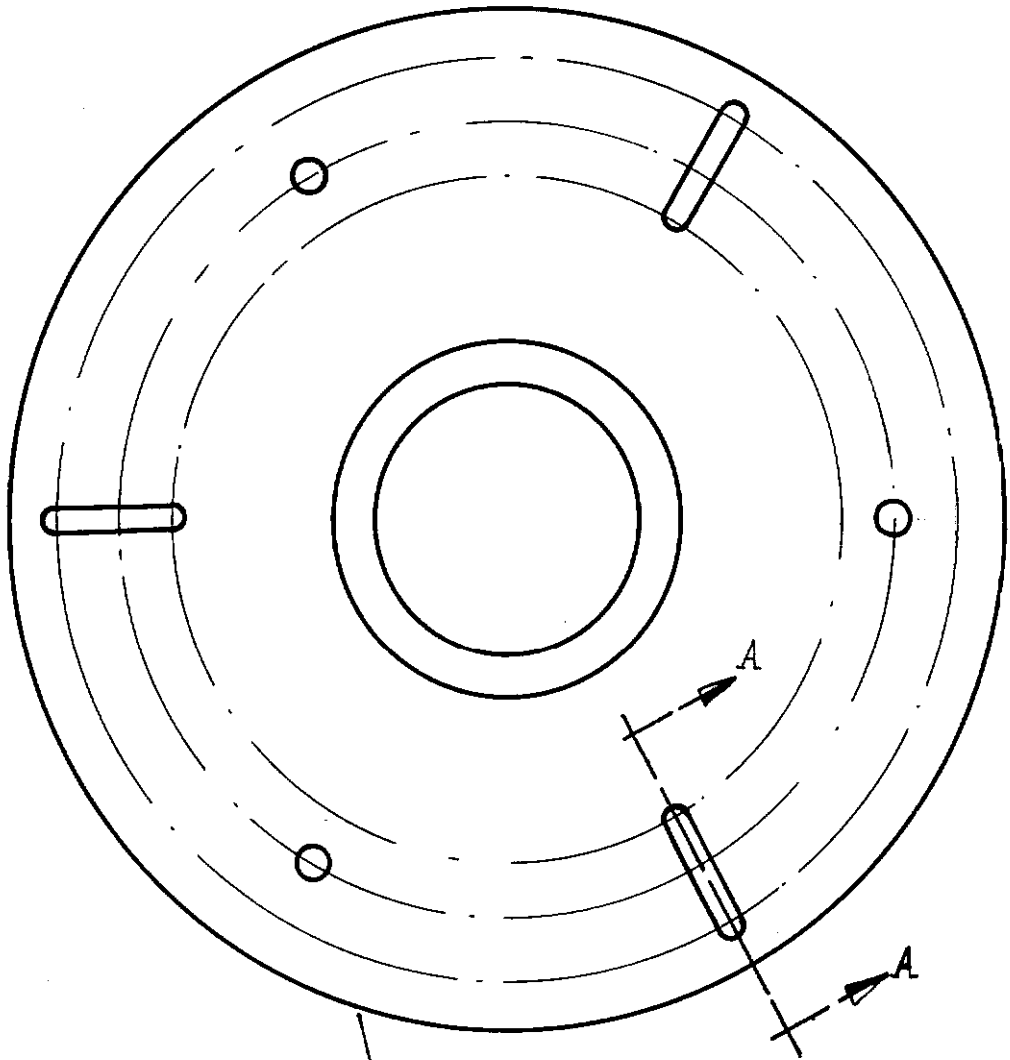
cas, porém mesmo assim o alinhamento teve que ser realizado a través de varias tentativas, ocasionando grande perda de tem po.

A estrutura foi fixada na bancada por meio de 3 para fusos. Estes parafusos atravessam os rasgos na base inferior, os blocos (que separam de determinada distância a base infe rior da bancada) e os furos da chapa da bancada (fig.11-pg.17) Essa etapa não teve maiores problemas. O único cuidado era cen trar, o melhor possível, o eixo da base num furo da chapa da bancada, onde iria juntar-se ao eixo do motor, conforme des crito posteriormente.

A montagem do rotor consistiu em primeiro lugar em co locar os mancais (disco e rolamento) nas respectivas tampas do rotor. Os rolamentos são colocados sob pressão, através de prensa manual, tanto nas tampas do rotor quanto nos discos. Nas partes em contato o ajuste é com interferência de 2.5 a 3 mi cra (os diâmetros dos rolamentos são ext.: 55mm e int:30mm).

A etapa seguinte consistiu em encaixar e unir por pres ão manual as tampas com o cilindro; o conjunto foi então leva do entre um sistema de 2 pontas (um torno) para verificar o perfeito alinhamento entre todas as peças (fig.12-pg. 18).

A montagem do motor consistiu em fixá-lo por baixo da chapa da bancada por meio de 4 parafusos. Entre o motor e a chapa da bancada há um anel para posicionar perfeitamente os 2 eixos (motor e rotor) e permitir a passagem do ar quente pro veniente do motor elétrico (fig.8-pg. 12).



VISTA DE CIMA DA BASE INFERIOR  
COM OS TRÊS RASGOS P/ FIXAÇÃO  
NA BANCADA.

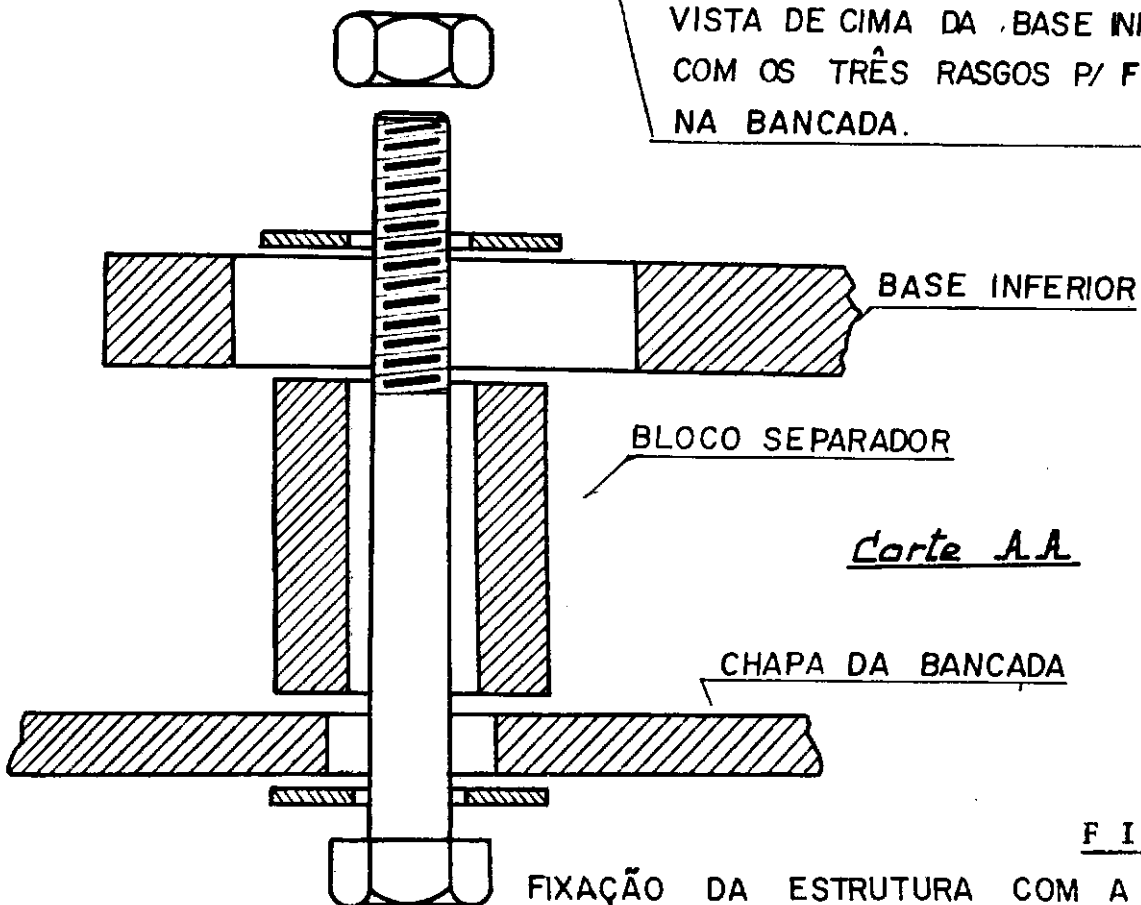
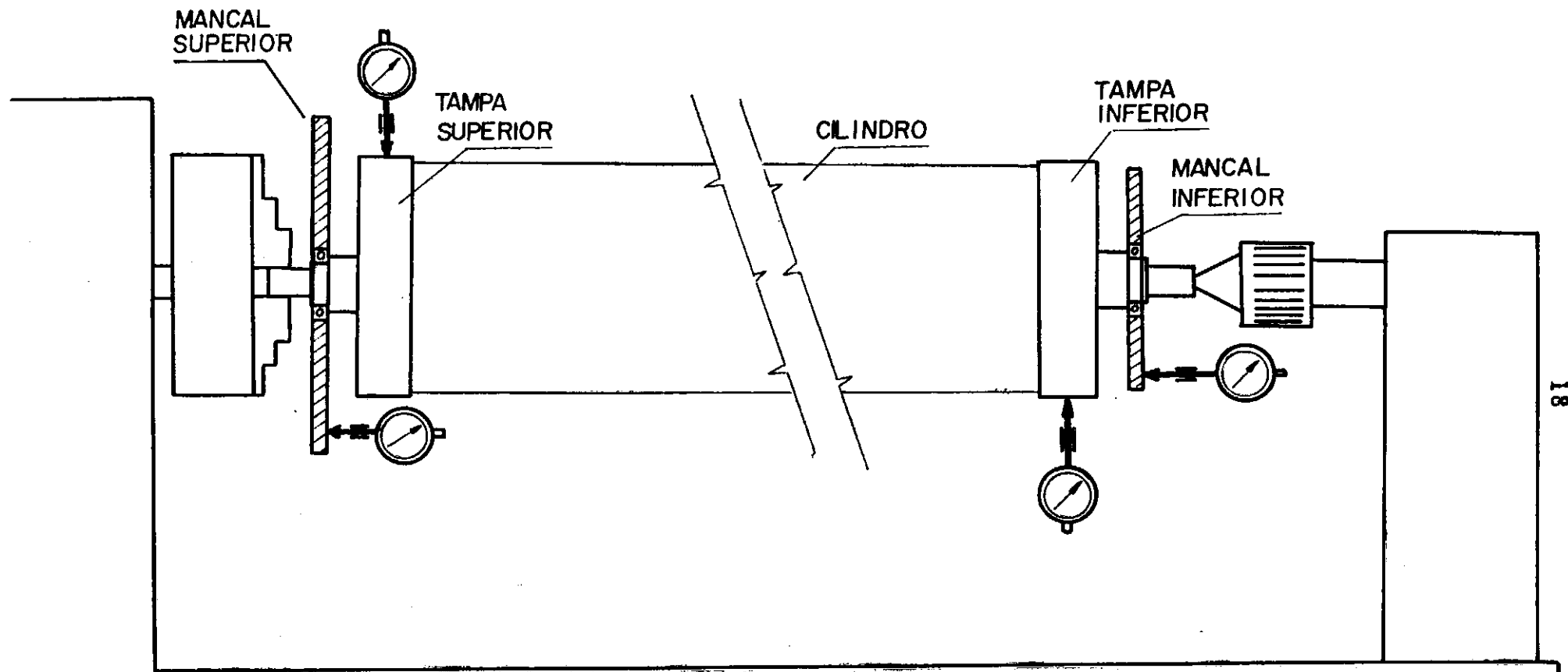


FIGURA 11

FIXAÇÃO DA ESTRUTURA COM A BANCADA



### Barcada do torno

POSIÇÕES UTILIZADAS NO CONTROLE DO ALINHAMENTO  
ENTRE AS DIVERSAS PEÇAS.

F I G U R A 12

A ligação entre o rotor e motor é simplesmente por encaixe do primeiro sobre o segundo. Para isto, basta introduzir o rotor (já com os mancais colocados) pelo furo da base superior da estrutura e fazer coincidir a ranhura da tampa inferior com a da conexão (fig.9-pg.13 ). Em seguida os mancais(discos) são aparafusados às bases por meio de 4 parafusos para cada base.

## CAPÍTULO II

### BALANCEAMENTO

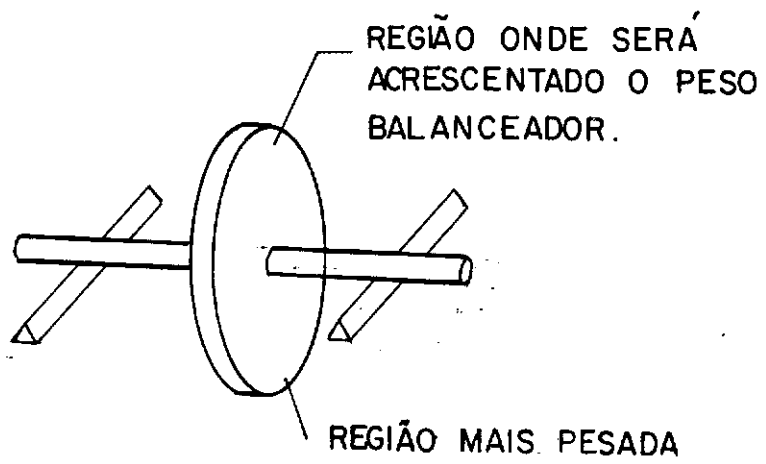
#### II.1. TIPOS DE BALANCEAMENTO

Conforme mencionado na introdução, todos os sistemas que funcionam à altas rotações estão sujeitos a desbalanceamento. O desbalanceamento manifesta-se através de vibrações sob forma de força e/ou deslocamento. As tensões, absorvidas pelo sistema são cíclicas e podem, dependendo de sua magnitude, reduzir a vida dos componentes devido à fadiga, chegando mesmo a ruptura. Assim o desbalanceamento é indesejável para a integridade estrutural de um sistema dinâmico. Por isso, sua eliminação em certos casos é recomendável e outras vezes indispensável.

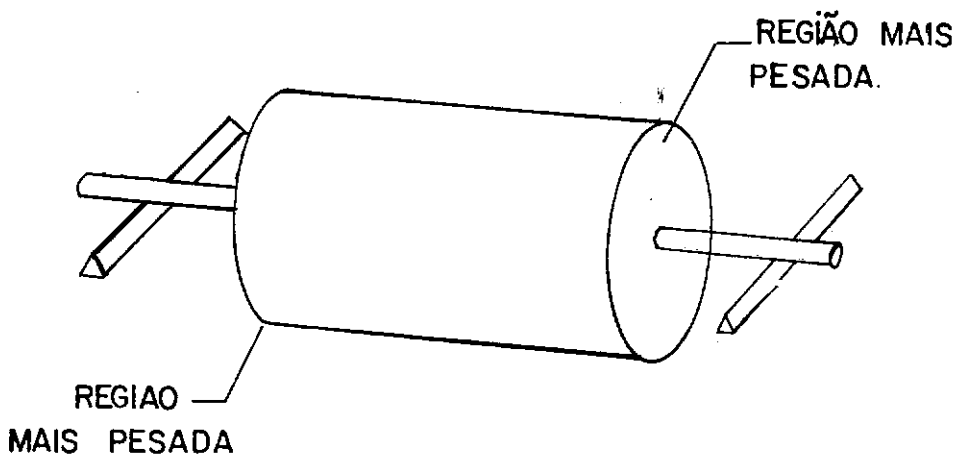
Existem dois tipos de desbalanceamentos, o estático e o dinâmico que estão diretamente ligados ao modo como está distribuída a massa ao longo do eixo.

Considerando um disco montado sobre um eixo, ou seja, se o disco for relativamente pouco espesso comparado com o comprimento do eixo, apoiado sobre dois trilhos horizontais (fig.13-pg. 21 ). O disco irá girar até ficar na sua posição de menor energia qual seja a região com maior peso ficará na parte mais baixa da estrutura. Conhecendo-se a posição do desbalanceamento é possível colocar-se uma massa compensadora diametralmente oposta. Este é o chamado balanceamento estático.<sup>3</sup>

No entanto, se este mesmo teste for feito sobre um ci



BALANCEAMENTO ESTATICO DE UM DISCO



O CILINDRO ESTÁ ESTATICAMENTE BALANCEADO, PORÉM NÃO DINAMICAMENTE.

lindro ou um eixo virabrequim, ou seja, com a massa do sistema distribuída ao longo do eixo, pode-se verificar que o conjunto procurará a posição de menor energia e se, para balanceá-los, for feito o mesmo que no caso anterior, o conjunto poderá não estar balanceado (fig.13-pg.21 ) ao ser colocado para girar. Precisar-se-á de balanceamento dinâmico? É interessante notar que um sistema dinamicamente balanceado também o será estaticamente, porém a recíproca não é verdadeira.

Fica assim claro o interesse em balancear um sistema dinamicamente.

A intensidade e posição do desbalanceamento de um sistema rodando são geralmente desconhecidos. A correção poderá ser feita através de vários testes que consistem em, fixando-se uma mesma velocidade para todos os testes e acrescentando-se pesos experimentais, fazer medições das amplitudes máximas e seus ângulos, etc. como se passará a descrever logo a seguir:

## II.2. CASO DO DISCO

Um disco poderá ser balanceado dinamicamente como se segue:

Deve-se escolher uma velocidade tal que torne o sistema sensível, ou seja, que permita medir as amplitudes de vibrações. Essa velocidade deverá ser no mínimo igual a velocidade em que o sistema irá trabalhar.

O disco é posto a girar e medem-se as amplitudes de vibração provocadas pelo desbalanceamento natural (sem adição de pesos). Em um dado ponto a amplitude de vibração máxima é associado ao módulo de um vetor girante. Para efeito de cálcu

lo esse vetor é desenhado em escala. Assim, ao detectar-se no disco uma amplitude de vibração na posição oa associa-se um vetor de grandeza oa (fig.14-pg. 24). Devido ao amortecimento a posição oa do disco está atrasada em relação à região mais pesada do disco. Depois disso um peso experimental ( $P_E$ ) é colocado em alguma posição do disco e um 2º teste é feito com a mesma velocidade do 1º. Agora uma nova amplitude de vibração será detectada em outra posição do disco, aqui chamada de b. Associa-se à amplitude de vibração um novo vetor, de dimensão ob e direção dada pelo ângulo entre oa e ob do disco.

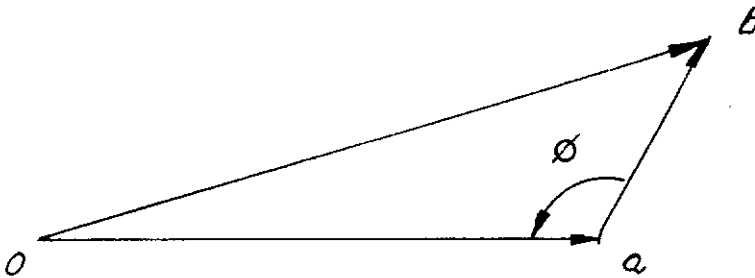
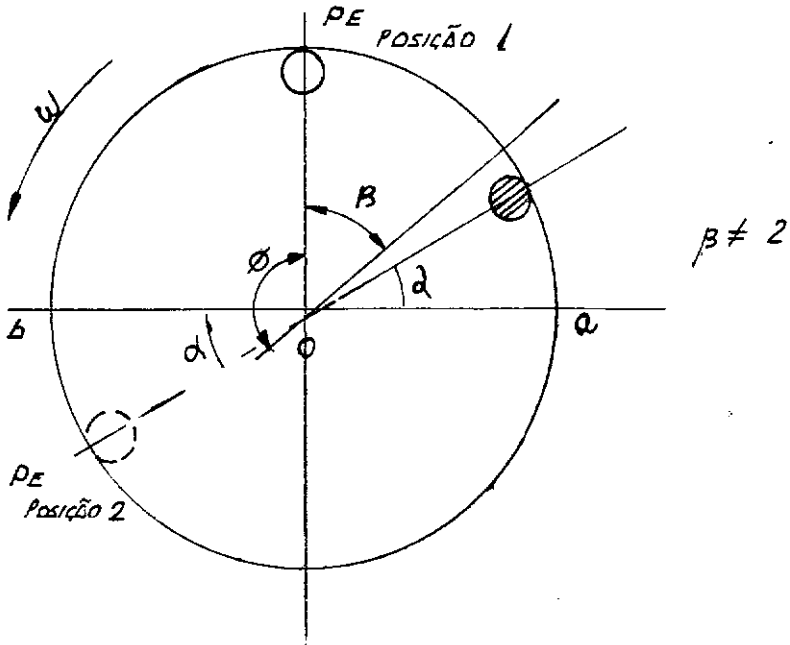
A amplitude de vibração ob é o resultado do efeito do desbalanceamento natural (oa) mais o devido ao peso experimental. O vetor diferença  $\underline{ab} = \underline{ob} - \underline{oa}$  é então equivalente ao efeito do peso experimental sozinho. Se  $P_E$  é deslocado no sentido anti-horário de  $\phi$  indo portanto para a posição 2 da figura, o vetor ob será paralelo e de direção contrária a oa. E se além disso multiplicar-se o peso experimental pelo coeficiente  $\frac{oa}{ob}$ , o disco estará balanceado.

### II.3. CASO DE UM CILINDRO

Neste caso primeiramente analisa-se um cilindro estaticamente e dinamicamente balanceado em que se conhece a posição e valor dos pesos desbalanceadores. Em seguida analisa-se o caso igual, porém desconhecendo-se a posição e valor dos pesos desbalanceadores.

A (fig.15-pg. 25) mostra o caso geral em que as forças desbalanceadoras S e I estão em posição qualquer entre as bases do cilindro, sendo os planos destas bases os escolhidos para se fazerem as correções por serem geralmente os lugares mais adequa





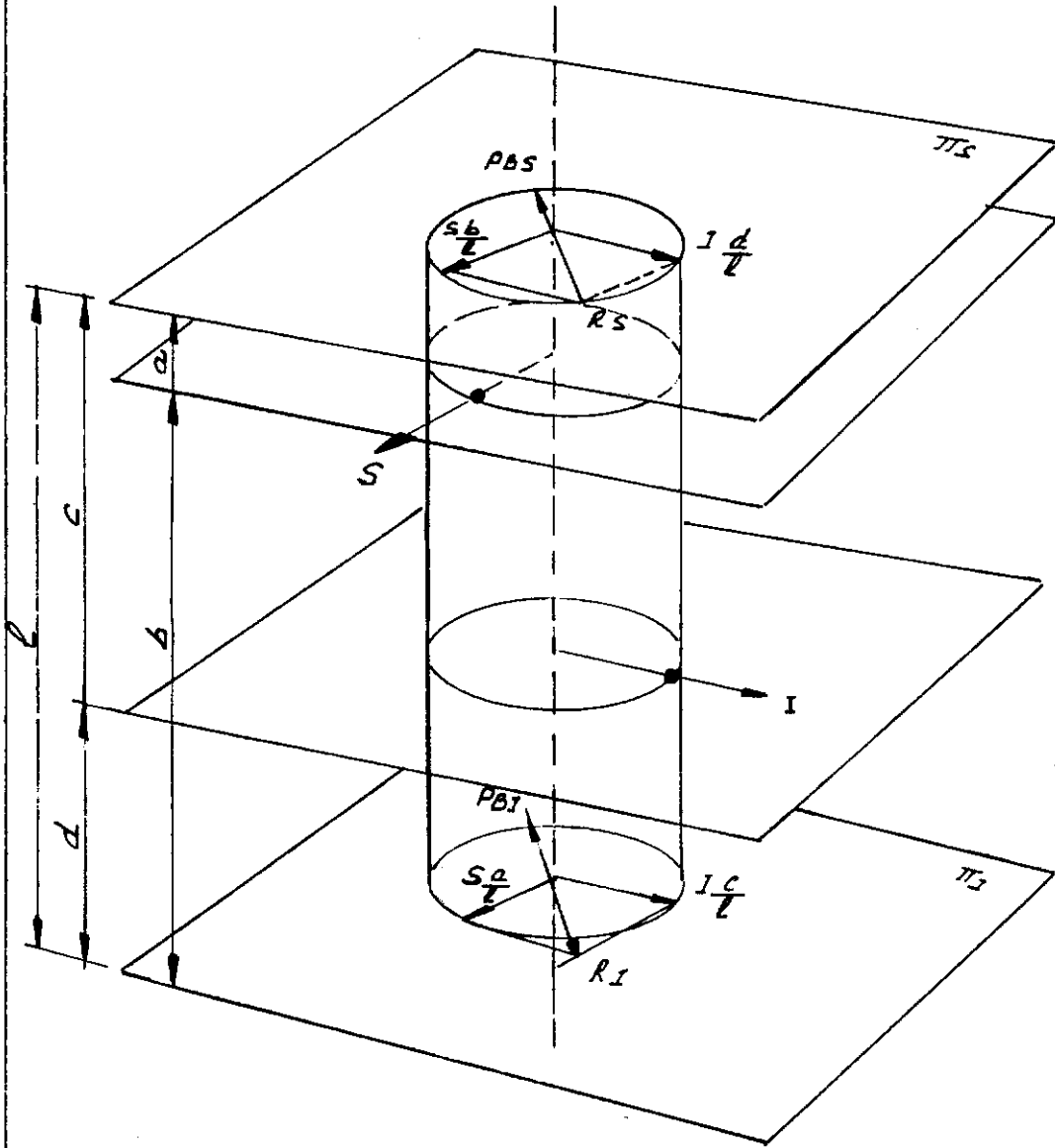
COMPOSICAO DOS VETORES PARA ACHAR O ANGULO  $\phi$  E O VETOR  $a b$

$$P_B = P_E \times \frac{Oa}{ab} \quad \text{ONDE} \quad P_B = \text{PESO BALANCEADOR}$$

$P_E = \text{PESO EXPERIMENTAL}$

BALANCEAMENTO DINAMICO DE UM DISCO

FIGURA 14



BALANCEAMENTO NO CILINDRO QUANDO SE CONHECE  
A POSIÇÃO E MAGNITUDE DOS PESOS DESBALANCEA-  
DORES.

dos para isto. Será mostrado que as forças S e I podem ser eliminadas pela adição de dois pesos balanceadores nos planos de correções  $\Pi_S$  e  $\Pi_I$  :

Primeiramente decompõem-se as forças desbalanceadoras S e I nos planos  $\Pi_S$  e  $\Pi_I$ . Assim o efeito de S vale  $S \cdot \frac{b}{l}$  no plano  $\Pi_S$  e

$$S \cdot \frac{a}{l} \text{ no plano } \Pi_I$$

$$\text{obviamente } S \cdot \frac{b}{l} + S \cdot \frac{a}{l} = S$$

e da mesma maneira a força I vale

$$I \cdot \frac{d}{l} \text{ no plano } \Pi_S \text{ e}$$

$$I \cdot \frac{c}{l} \text{ no plano } \Pi_I$$

onde também

$$I \cdot \frac{c}{l} + I \cdot \frac{d}{l} = I$$

Verifica-se que no plano  $\Pi_S$  existem duas forças, quais sejam  $S \cdot \frac{b}{l}$  e  $I \cdot \frac{d}{l}$ ; no plano  $\Pi_I$  as forças  $I \cdot \frac{a}{l}$  e  $I \cdot \frac{c}{l}$ , que se para cada plano forem combinadas em uma única força resultante, o cilindro poderá ser balanceado por um único peso balanceador em cada plano, como mostrado. Os dois pesos corretores  $P_{\Pi_S}$  e  $P_{\Pi_I}$  introduzidos nos planos corretores balancearam completamente as forças S e I tanto estática como dinamicamente.

Agora analisa-se o caso em que não se conhece a posição e o valor das forças desbalanceadoras. O procedimento é

uma extensão do que foi visto até agora sobre o disco e o cilindro.

As tampas do rotor chamar-se-ão base superior -S e base inferior-I e serão utilizadas como sendo os planos corretores (fig.3 e 4 -pg.6).

O cilindro é posto a girar uma primeira vez "no estado" ou seja sem acréscimo de nenhum peso e as amplitudes vetoriais  $S_1$  e  $I_1$  relativas a uma marca de referência previamente feita num dos planos são medidas. Assim  $S_1$  e  $I_1$  correspondem ao efeito do desbalanceamento natural atual do rotor.

Agora adiciona-se um peso experimental de valor conhecido ( $P_{ES}$ ) em uma posição do plano superior  $\Pi_S$  e repetem-se as medidas de amplitude e fase na mesma velocidade da primeira vez.

As amplitudes vetoriais são  $S_2$  e  $I_2$  que representam o efeito do desbalanceamento original junto com o efeito do peso experimental  $P_{ES}$ . Os 2 vetores diferença ( $S_2 - S_1$ ) e ( $I_2 - I_1$ ) serão efeito do  $P_{ES}$  sozinho respectivamente nos planos  $\Pi_S$  e  $\Pi_I$  (fig.16- pg.28).

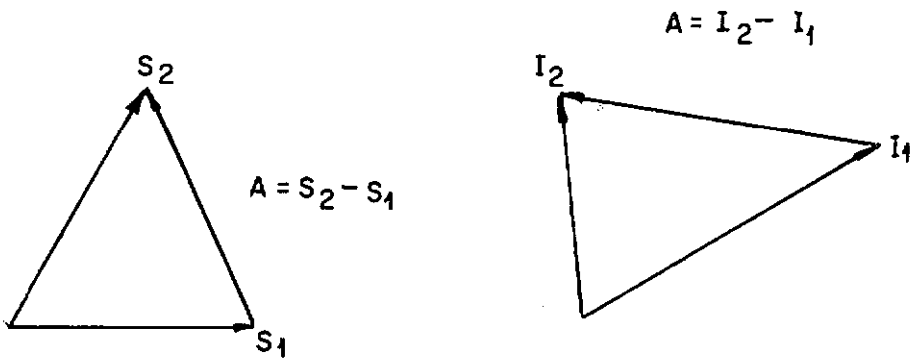
Ambos os vetores ( $S_2 - S_1$ ) e ( $I_2 - I_1$ ) devem variar quando se altera o valor e posição de  $P_{ES}$ , pode-se escrever que

$$(I_2 - I_1) = \alpha (S_2 - S_1) \text{ onde,}$$

$\alpha$  é chamado de número de influência dinâmico ou vetor operador e depende das propriedades do sistema.

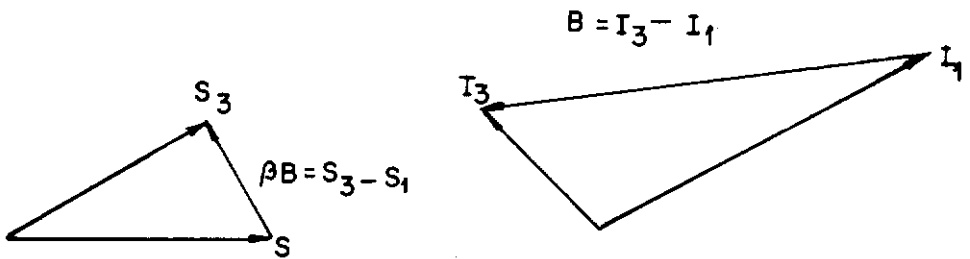
Na prática pode ser representado por um número complexo e é através dele que, ao se colocar um peso experimental  $P_{ES}$  no plano superior, tem-se a relação entre o que se mede em  $\Pi_S$  e o que se mede em  $\Pi_I$ .

Retirando-se  $P_{ES}$ , adiciona-se agora um peso experimental



VETORES DEVIDO AO  $P_E$  NO P. C. SUPERIOR

FIGURA 16



VETORES DEVIDO AO  $P_E$  NO P. C. INFERIOR

FIGURA 17

de valor conhecido  $P_{EI}$  no plano inferior ( $\Pi_I$ ) e repetem-se as mesmas medidas. As novas amplitudes vetoriais medidas  $S_3$  e  $I_3$ , representam o efeito do desbalanceamento original junto com o efeito do peso experimental  $P_{EI}$ . Os dois vetores diferença ( $S_3 - S_1$ ) e ( $I_3 - I_1$ ) serão o efeito do peso experimental  $P_{EI}$  sozinho respectivamente nos planos  $\Pi_S$  e  $\Pi_I$  (fig.17-pg.28).

Da mesma maneira do que para o  $P_{ES}$ , os dois vetores ( $S_3 - S_1$ ) e ( $I_3 - I_1$ ) devem variar quando se altera o valor e posição de  $P_{EI}$  e por isso,

$$(S_3 - S_1) = \beta (I_3 - I_1) \text{ onde,}$$

$\beta$  tem características similares a  $\alpha$ .

Resumindo:

1. Quando se faz girar o cilindro "no estado" (sem pesos) medem-se:
    - a. um vetor  $S_1$  no plano superior.
    - b. um vetor  $I_1$  no plano inferior
  2. Quando se faz girar o cilindro com um peso experimental  $P_{ES}$  no plano superior medem-se:
    - a. um vetor  $S_2$  no plano superior; a diferença ( $S_2 - S_1$ ) é o efeito de  $P_{ES}$  sem o desbalanceamento natural;
    - b. um vetor  $I_2$  no plano inferior; a diferença ( $I_2 - I_1$ ) é o efeito de  $P_{ES}$  sem o desbalanceamento natural.
- Além disso  $(I_2 - I_1) = \alpha (S_2 - S_1)$  onde  $\alpha$  é um número complexo.
3. Quando se faz girar o cilindro com um peso experimen

tal  $P_{EI}$  no plano inferior medem-se;

- a. um vetor  $S_3$  no plano superior; a diferença  $(S_3 - S_1)$  é o efeito de  $P_{EI}$  sem o desbalanceamento natural.
- b. um vetor  $I_3$  no plano inferior; a diferença  $(I_3 - I_1)$  é o efeito de  $P_{EI}$  sem o desbalanceamento natural.

Da mesma maneira tem-se que  $(S_3 - S_1) = \beta (I_3 - I_1)$  onde  $\beta$  é um número complexo.

A magnitude e a posição dos pesos que irão balancear o cilindro poderão ser obtidos por uma variação de magnitude e posição dos pesos experimentais superior e inferior. Se definirmos:

$P_{BS}$  como sendo o vetor associado ao peso balanceador do plano superior;

$P_{BI}$  como sendo o vetor associado ao peso balanceador do plano inferior, pode-se escrever a relação (considerando também  $P_{ES}$  e  $P_{EI}$  como vetores associados aos pesos experimentais).

$$P_{BS} = \theta P_{ES}, \quad P_{BI} = \phi P_{EI}$$

onde  $\theta$  e  $\phi$  são números de influência dinâmica ou vetores operadores.

Claro que  $\theta$  atuando sobre  $P_{ES}$  influencia simultaneamente  $(I_2 - I_1)$  e  $\alpha (S_2 - S_1)$  que são os dois vetores decorrentes de  $P_{ES}$ .

Da mesma maneira  $\phi$  atuando sobre  $P_{EI}$  influencia simultaneamente  $\beta (I_3 - I_1)$  e  $(S_3 - S_1)$  que são os dois vetores decorrentes de  $P_{EI}$ .

Considerando os vetores que atuam somente no plano superior e somente no plano inferior deveremos ter as seguintes equações para que haja balanceamento:

$$\theta (S_2 - S_1) + \phi \{ \beta (I_3 - I_1) \} = - S_1 \quad e$$

$$\phi (I_3 - I_1) + \theta \{ \alpha (S_2 - S_1) \} = - I_1$$

chamando,

$$S_2 - S_1 = A$$

$$I_3 - I_1 = B$$

vem,

$$\theta A + \phi (\beta B) = - S_1$$

$$\phi B + \theta (\alpha A) = - I_1 \quad (\text{fig.18-pg.32})$$

Resolvendo para  $\theta$  e  $\phi$  ter-se-á :

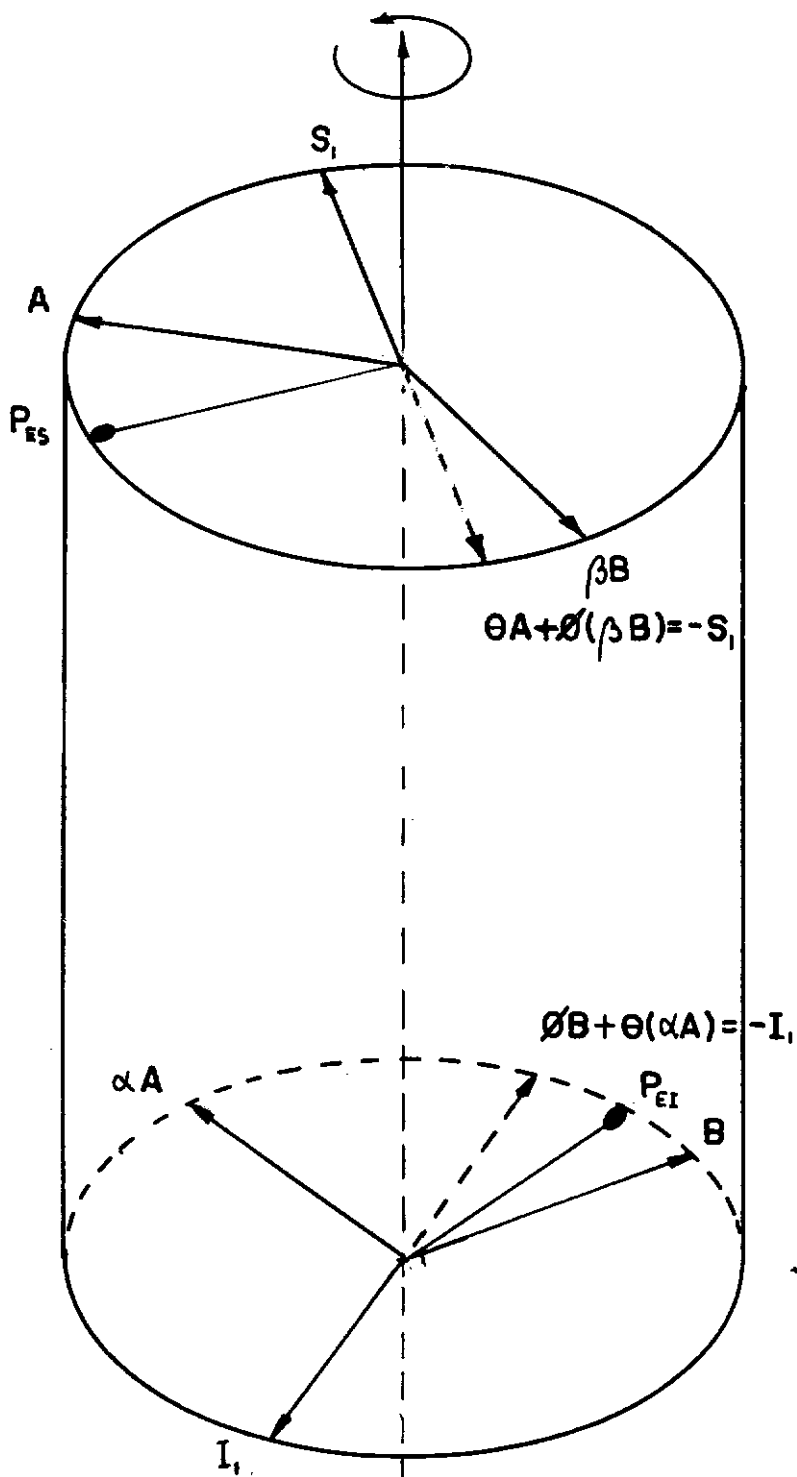
$$\theta = \frac{\beta I_1 - S_1}{A(1-\alpha\beta)} \quad e \quad \phi = \frac{\alpha S_1 - I_1}{B(1-\alpha\beta)}$$

onde,

$$\alpha = \frac{\alpha A}{A} \quad e \quad \beta = \frac{\beta B}{B}$$

Conhecidos os valores de  $\theta$  e  $\phi$  pode-se determinar  $P_{BS}$  e  $P_{BI}$  fazendo-se,  $P_{BS} = \theta P_{ES}$  e  $P_{BI} = \phi P_{EI}$





BALANCEAMENTO DE UM CILINDRO

### CAPÍTULO III

#### DESCRIÇÃO E DADOS DOS TESTES

##### III-1. DESCRIÇÃO DO MÉTODO UTILIZADO PARA A REALIZAÇÃO DOS TESTES.

Em função dos dados necessários para a resolução do problema de balanceamento quanto à parte teórica, foi desenvolvido um método de teste. Este método consiste em obter através dos sensores, em uma determinada velocidade de teste, a amplitude de vibração nos dois planos corretores ( $\Pi_S$  e  $\Pi_I$ ), para as seguintes situações:

1. Rodando o cilindro "no estado" (sem pesos).
2. Rodando o cilindro com peso experimental ( $P_{ES}$ ) no plano corretor superior ( $\Pi_S$ ).
3. Rodando o cilindro com peso experimental ( $P_{EI}$ ) no plano corretor inferior ( $\Pi_I$ ).

Conforme dito no capítulo (II-3) os pesos  $P_{ES}$  e  $P_{EI}$  podem ocupar qualquer posição, porém esta deve ser conhecida. Isso implica em que o cilindro deve ter um referencial tal que possa definir perfeitamente a posição dos pesos. Escolheu-se dividir a circunferência externa das tampas-eixo em 24 espaços formando arcos de  $15^\circ$ . Assim, numeram-se 24 pontos em torno do cilindro na altura dos planos corretores.

Na realização dos testes os sinais gerados pelos sensores devem ser registrados para posterior caracterização das amplitudes de vibrações; existem vários métodos para registrar-se esses sinais e no caso trabalhou-se com dois:

1. Gravador de fita magnética (de quatro canais )  
que posteriormente é acoplado a um oscilógrafo  
(de oito canais).
2. Osciloscópio de dois canais acoplado a uma má-  
quina fotográfica.

Como tanto o gravador quanto o osciloscópio são equipamentos de funcionamento dinâmico e o tipo de informações requerido necessita que se faça medições de magnitude foi necessário um registro gráfico das informações.

No caso do gravador de fita magnética esse processo é feito através do oscilógrafo. Este equipamento transforma os sinais reproduzidos pelo gravador em impulsos mecânicos, que imprimem o que foi gravado em papel milimetrado. Pode-se com os equipamentos registradores ampliar os sinais recebidos dos sensores. Isso significa que uma pequena amplitude de vibração proveniente do cilindro, ao qual corresponde igual pequeno deslocamento da parte móvel do sensor, irá gerar um sinal elétrico que poderá ser adequadamente ampliado pelo equipamento registrador. A ampliação da escala dos sinais recebidos pelos sensores é possível através do gravador (parcialmente) e oscilógrafo (totalmente) conforme será visto posteriormente.

No caso do osciloscópio, o registro gráfico dos dados é realizado através de fotografias tiradas por um equipamento fotográfico que utiliza o processo POLAROID. Como as fotos obtidas por esse processo tem dimensões insuficientes para a caracterização das amplitudes de vibrações, novas fotos são feitas a partir das primeiras obtendo-se assim as ampliações adequadas.

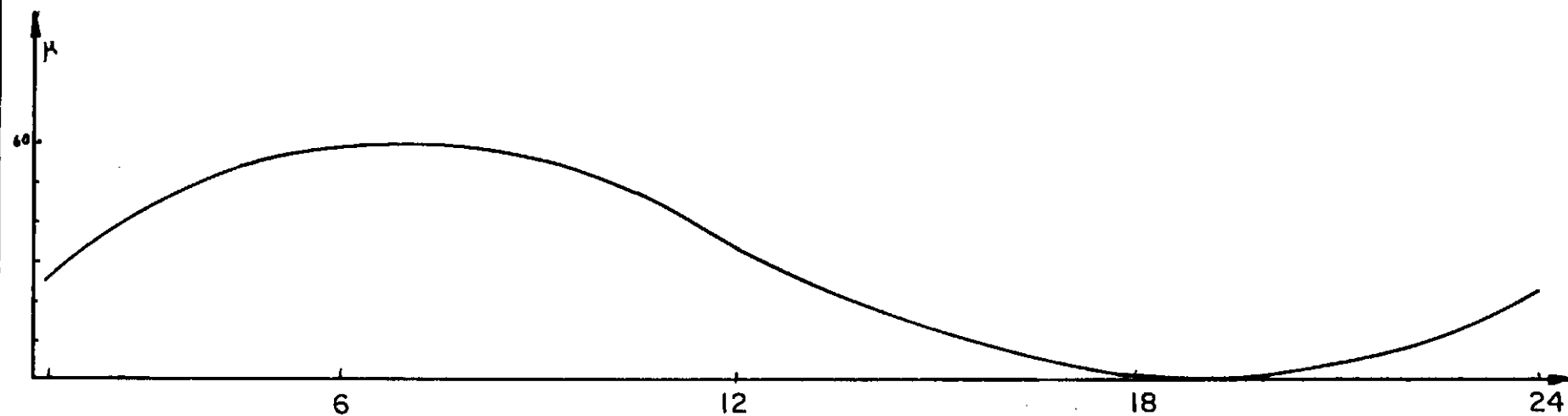
Para comparar a diferença entre as amplitudes de vibrações do plano superior  $\Pi_S$  e inferior  $\Pi_I$  fez-se necessário registrar simultaneamente os sinais provenientes dos sensores.

Numa fase anterior ao início dos testes, é realizado através de um instrumento de medição mecânico, chamado de relógio comparador, um levantamento estático das "amplitudes estáticas" nos 24 pontos em torno do cilindro, tanto no plano corretor superior, quanto no plano corretor inferior. Entende-se por "amplitudes estáticas" a excentricidade do cilindro em cada um desses 24 pontos decorrente da geometria do cilindro (erros decorrente da fabricação). Esse levantamento é feito com o instrumento diretamente aplicado no cilindro e nas mesmas alturas em que os sensores trabalham.

Numa segunda fase esse levantamento é refeito porém através dos sensores e com o equipamento de registrar os sinais (fig.19-pg. 36).

A posse desses levantamentos irá servir para a regulagem e calibração dos sensores e do equipamento registrador durante todos os testes subsequentes.

Conforme já foi mencionado, os sensores geram sinais que serão transformados em curvas através dos equipamentos registradores (nos gráficos de papel milimetrado ou nas fotos). Em cima desses gráficos e fotos, são caracterizadas as amplitudes de vibração. No entanto, os resultados provenientes da teoria implicam em mudança de posição e magnitude dos pesos experimentais, para que eles se tornem os pesos balanceadores do sistema. Para isso é necessário fazer-se uma

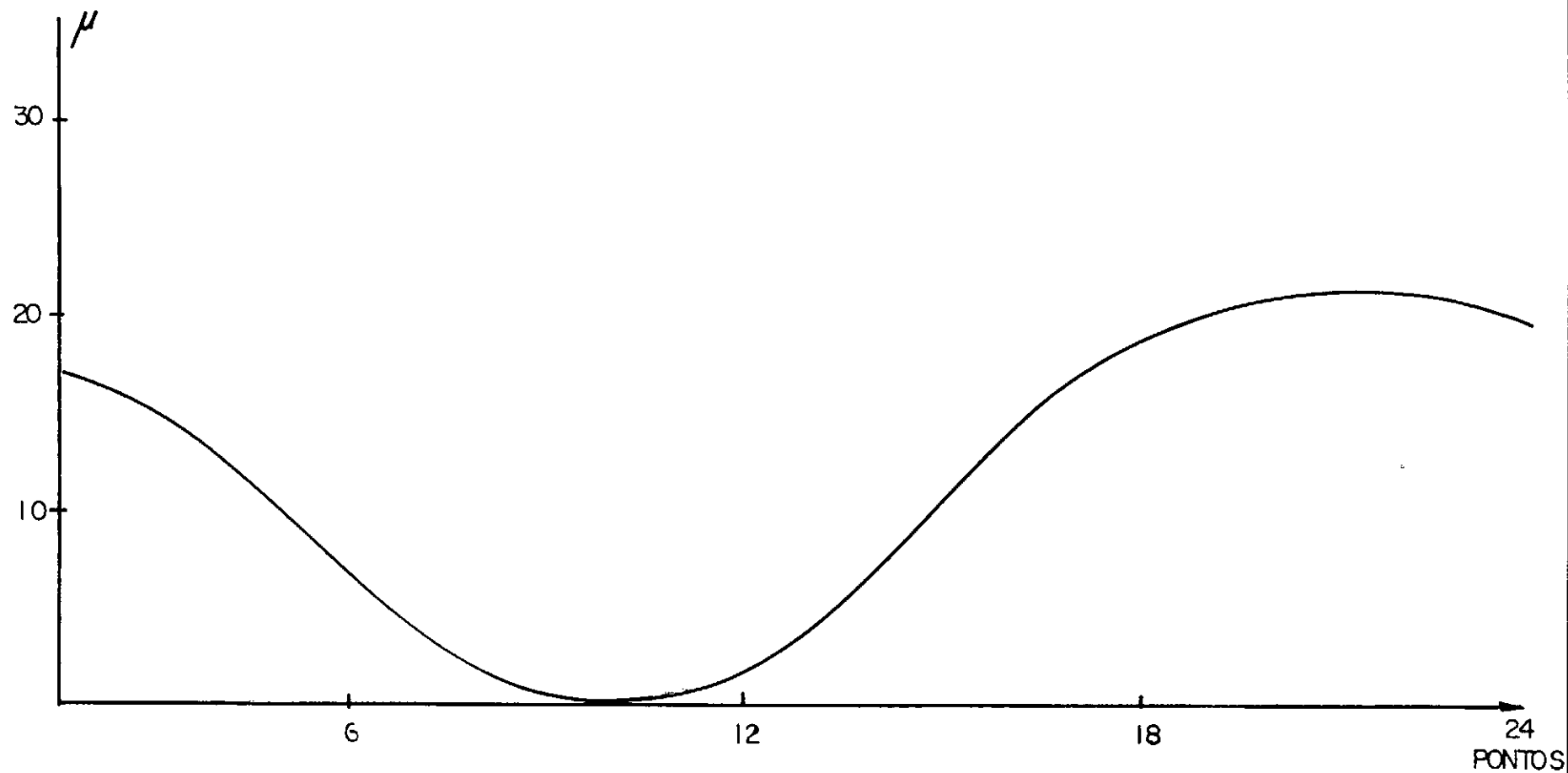


PONTOS.

EXCENTRICIDADE NA ALTURA DO PLANO CORRETOR INFERIOR

REPRODUCAO GRAFICA DA CURVA DA EXCENTRICIDADE MEDIDO COM OSCILOSCÓPIO

F I G U R A 19.a



EXCENTRICIDADE NA ALTURA DO PLANO CORRETOR SUPERIOR

REPRODUÇÃO GRAFICA DA CURVA DA EXCENTRICIDADE MEDIDO COM OSCILOSCÓPIO

F I G U R A 19.b

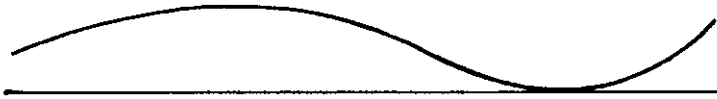
correspondência das curvas obtidas com seus planos corretos do cilindro ( circunferência externa das tampa-eixo), ou seja, é preciso saber em que ponto do cilindro está determinado o ponto do gráfico ou da foto. O recurso utilizado consiste em um sistema eletrônico com foto-diodo. Esse sistema tem como característica ser sensível à intensidade de luz recebida. Por isso, ao pintar-se longitudinalmente uma fina faixa preta sobre uma região do rotor, que tem a cor do alumínio, consegue se um contraste que é detectável pelo sistema foto-diodo. Ao se colocar o rotor a girar com uma determinada velocidade , a faixa preta passará em frente ao sistema foto-diodo fazendo com que este gere um sinal, acusando a diferença de luz recebida, devido a diferença de cor entre o alumínio e a faixa preta. A fina faixa preta pintada passa por um dos 24 pontos já mencionados, sabendo-se assim que ao sinal gerado pelo sistema foto-diodo corresponde um dos 24 pontos do cilindro.

O sinal obtido é conectado a um dos equipamentos registradores a ser utilizado. Assim, ao utilizar-se como equipamento registrador o gravador de fita magnética o sinal será registrado em um dos 4 canais existentes. Se o equipamento registrador utilizado for o osciloscópio, e portanto existem somente 2 canais, o recurso utilizado consiste em somar o sinal obtido através do sistema foto-diodo com um dos sinais obtidos através dos sensores. Na (fig.20-pg.39 )estão representados os 2 casos.

Como a velocidade do cilindro é um parâmetro importante na realização dos testes, seu controle foi cuidado para que até nos testes de maiores velocidades não houvessem grandes erros.



SINAL DO SENSOR DO PLANO CORRETOR SUPERIOR



SINAL DO SENSOR DO PLANO CORRETOR INFERIOR

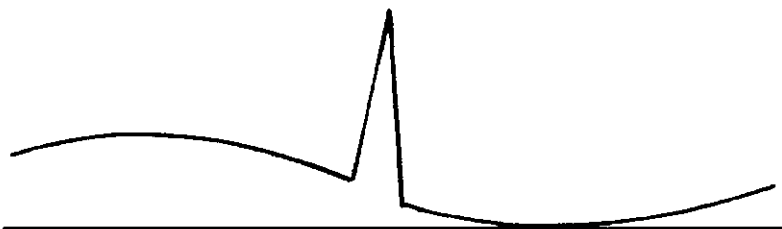


SINAL DO SISTEMA FOTO-DIODO

EQUIPAMENTO REGISTRADOR : GRAVADOR E OSCILOSCÓPIO



SINAL DO SENSOR DO PLANO CORRETOR SUPERIOR

SINAL DO SENSOR DO PLANO CORRETOR INFERIOR MAIS O  
DO SISTEMA FOTO - DIODOFIGURA 20

EQUIPAMENTO REGISTRADOR : OSCILOSCÓPIO E MAQ. FOTOGRÁFICA



A variação da velocidade do motor foi realizada através de um transformador (VARIAC). A medição da velocidade em que o cilindro se encontra foi realizada através de um outro sistema eletrônico foto-diodo similar ao já mencionado anteriormente para identificação dos pontos do cilindro porém conectado a um frequencímetro digital, que fornece o número de ciclos por segundo que a faixa preta passa pelo sistema foto-diodo, ou seja, a velocidade do cilindro.

A realização de testes para colher dados necessário para a solução da parte teórica ocupa lugar de destaque na realização do trabalho.

Conforme mencionado anteriormente, o balanceamento dinâmico realiza-se através de testes, em que pesos experimentais são colocados em diferentes posições dos chamados planos corretores ( $\Pi_S$  e  $\Pi_I$ ) do cilindro e as amplitudes de vibrações decorrentes são medidas.

Através de um cálculo simples as posições e magnitudes dos pesos balanceadores podem ser determinados.

É sabido que as dificuldades de realizar medições precisas num sistema dinâmico aumentam em função do aumento das velocidades desse sistema. As dificuldades situam-se portanto em conseguir um equipamento que forneça as melhores informações para as mais altas velocidades necessárias a realização dos testes.

O desenvolvimento desses equipamentos faz parte desse trabalho e consta do Apêndice B onde são apresentados o princípio de funcionamento, os circuitos elétricos, os esquemas e desenhos, um resumo da fabricação, a performance no que diz respeito à precisão e os defeitos apresentados.

As medições das diferentes amplitudes de vibrações no sistema foram feitas posicionando-se um sensor no plano corretor superior  $\Pi_S$  e um no plano corretor inferior  $\Pi_I$ .

O sensor referente ao plano corretor superior  $\Pi_S$  foi fixado à bancada por meio de uma haste. Esta haste foi rigidamente engastada à bancada por meio de um parafuso que atravessa a ambos. A fixação do sensor é feita no topo da haste através de um pequeno sistema de braços que permite regular a distancia do sensor em relação a posição do cilindro.

O sensor do plano inferior  $\Pi_I$  foi fixado à bancada por meio de uma base magnética, do tipo utilizado na fixação de relógio comparador que permite fácil regulagem quanto à posição entre sensor e cilindro.

Os sensores são posicionados perpendicularmente ao eixo do cilindro. Essa posição dos sensores possibilita medir os deslocamentos no sentido radial.

### III-2. DESCRIÇÃO DOS TESTES

Foram escolhidos como instrumentos registradores para a realização dos primeiros testes, o gravador de fita magnética e o oscilógrafo. No entanto, sua utilização foi abandonada durante os testes iniciais pelos motivos apresentados no Apêndice A.

Uma segunda alternativa, que era a utilização do osciloscópio e da máquina fotográfica, mostrou-se adequada à realização dos testes. O esquema dos sensores trabalhando junto com estes equipamentos é apresentado na (fig.21-pg.42 ).

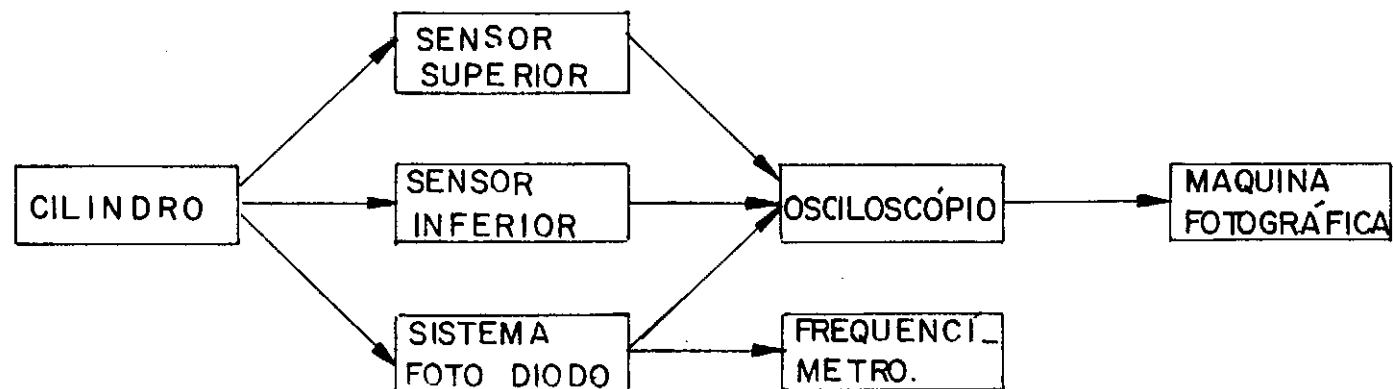


DIAGRAMA DE SINAIS.

EQUIP. REGISTRADORES : OSCILOSCÓPIO E MAQ. FOTOGRÁFICA

F I G U R A 21

As vantagens que estes equipamentos registradores oferecem são:

1. O osciloscópio tem recursos tais, que permitem compor a imagem dos sinais gerados pelos sensores de maneira mais conveniente para a posterior caracterização das amplitudes das vibrações.
2. Como o equipamento fotográfico usado utiliza o processo POLAROID, são obtidos resultados imediatos quanto a qualidade da foto e, de maneira geral, quanto ao teste, isto facilitando sua eventual repetição em caso de necessidade.

As desvantagens são:

1. A necessidade de fazer várias fotos durante um mesmo teste, para garantir que não se está tindo uma foto num instante particular, o que implicaria em um engano quanto à situação. Em outras palavras, isto quer significar que só interessam ciclos "bem comportados".
2. A caracterização da amplitude de vibração é mais longa e trabalhosa devido à necessidade de:
  - a. tirar e ampliar uma nova foto a partir da que foi obtida através do processo POLAROID, por esta ser muito pequena para se trabalhar graficamente sobre ela.
  - b. grande trabalho gráfico para a reprodução das curvas obtidas em papel milimetrado a

partir das fotos ampliadas. Pois, é no pa  
pel que se fará a caracterização da amplitude  
de de vibração.

Para a realização da primeira série de testes com o osciloscópio e a máquina fotográfica escolheu-se como velo  
cidade de referencia 3000 RPM. Esta escolha foi baseada nos seguintes fatos:

1. Esta velocidade corresponde à maior velocidade utilizada durante os testes em que o sistema registrador compunha-se de gravador de fita magnética e oscilógrafo. Como esse sistema não havia apresentado bons resultados achou-se con  
veniente repetir os testes com a mesma veloci  
dade, porém com outro equipamento registrador.
2. Observou-se que era mais fácil manter os senso  
res regulados nas baixas velocidades do que nas altas.
3. Quando o motor trabalha em baixas velocidades, o calor desenvolvido é menor, pois a voltagem  
e a corrente que circulam no estator e no induzido também são menores aumentando assim seu tempo de vida.

Para a primeira série de testes, escolheu-se uma varredura de 5 ms/cm (5 milisegundos por centímetro de tela). Este valor é função unicamente da velocidade em que se rea  
liza o teste e do número de ciclos que se quer ter presente na tela do osciloscópio ao tirar a foto. Entende-se por ciclo, a representação da amplitude de vibração durante uma volta com  
pleta do cilindro. Assim escolheu-se uma velocidade de varredu

ra tal que apresentasse no mínimo um ciclo completo e no máximo um número de ciclos que não tornasse difícil a caracterização das amplitudes de vibração.

Para a velocidade de 3000 RPM do cilindro, a velocidade de varredura acima mencionada é a conveniente.

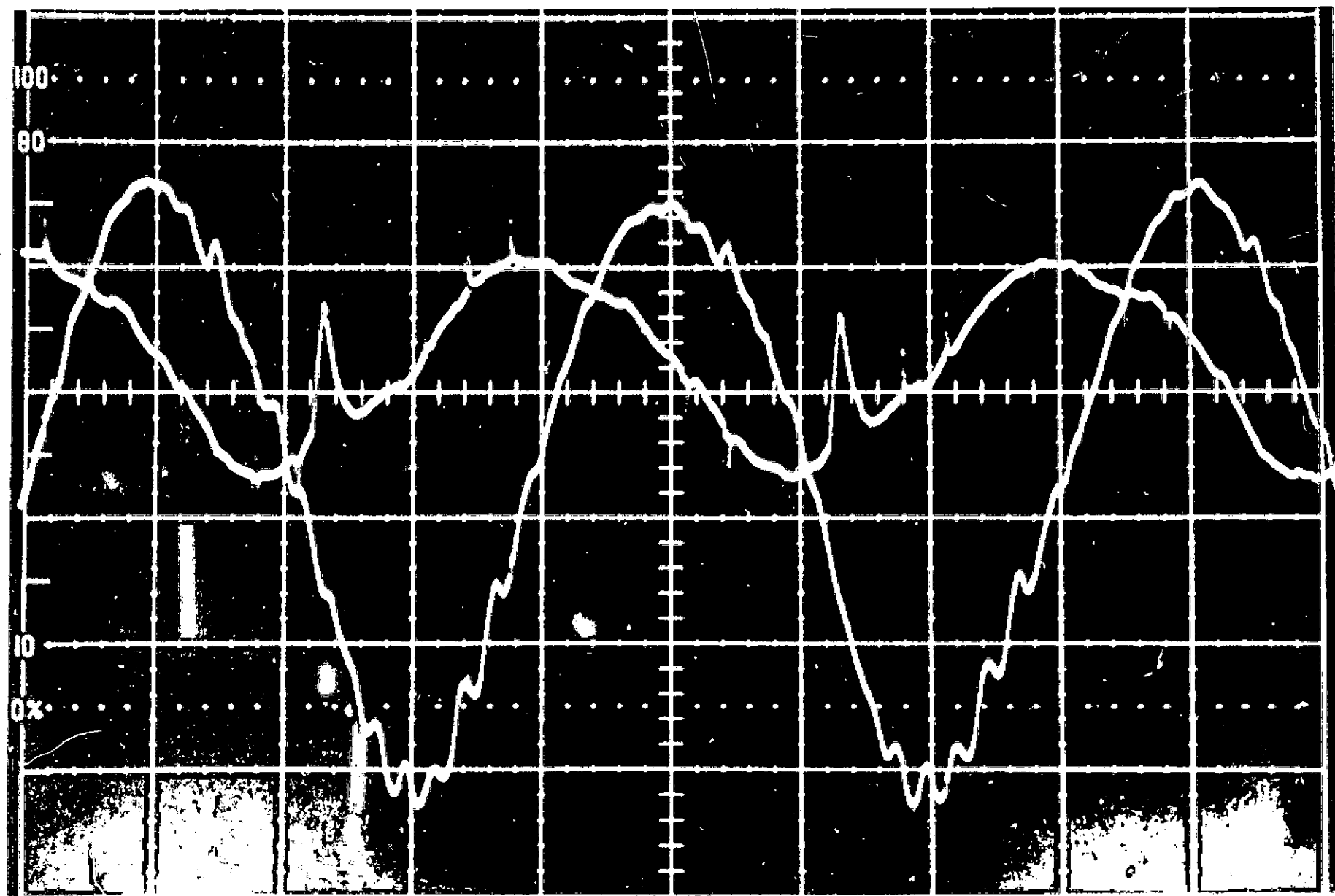
Conforme mencionado no capítulo(II-3) a série de tres testes a serem feitos para obtenção do valor e da posição dos pesos balanceadores são:

1. com o cilindro "no estado" (sem pesos).
2. com o peso experimental  $P_{ES}$  no plano corretor superior.
3. com o peso experimental  $P_{EI}$  no plano corretor inferior.
4. com o equipamento fotográfico POLAROID acoplado ao osciloscópio obtiveram-se fotos que posteriormente foram ampliados como nas (fig. 22-pg. 46 ), (fig.23-pg.47 ) e (fig.24-pg.48 ).

Observou-se que as fotos mantinham a mesma configuração a menos de pequenos detalhes. A configuração(curvas) existe tanto para o plano corretor inferior  $\Pi_I$ , como para o corretor superior  $\Pi_S$ , e nada mais representa do que a excentricidade existente no cilindro (na altura desses planos) que independe do cilindro estar parado ou em movimento.

Os valores dessas excentricidade já eram conhecidos através de medidas estáticas realizadas anteriormente, por meio de relógio comparador e do osciloscópio, conforme explicado no capítulo (III-1) representado na ( fig.19-pg.36 ).

A igualdade de configuração entre as tres fotos veio confirmar o fato que já se previa, qual seja, que a



F I G U R A 22 - Cilindro " no estado " . Velocidade 3000 RPM.

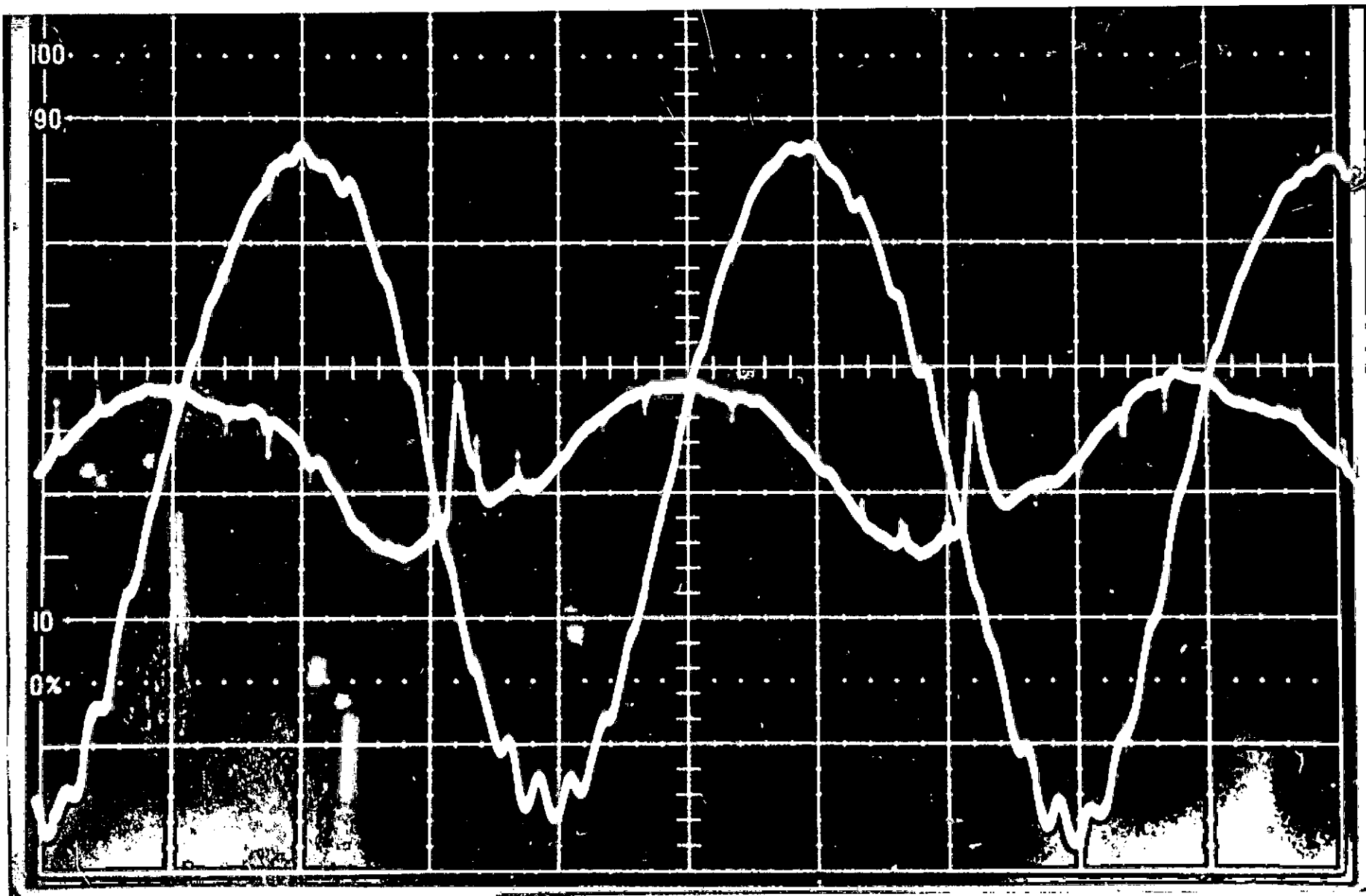
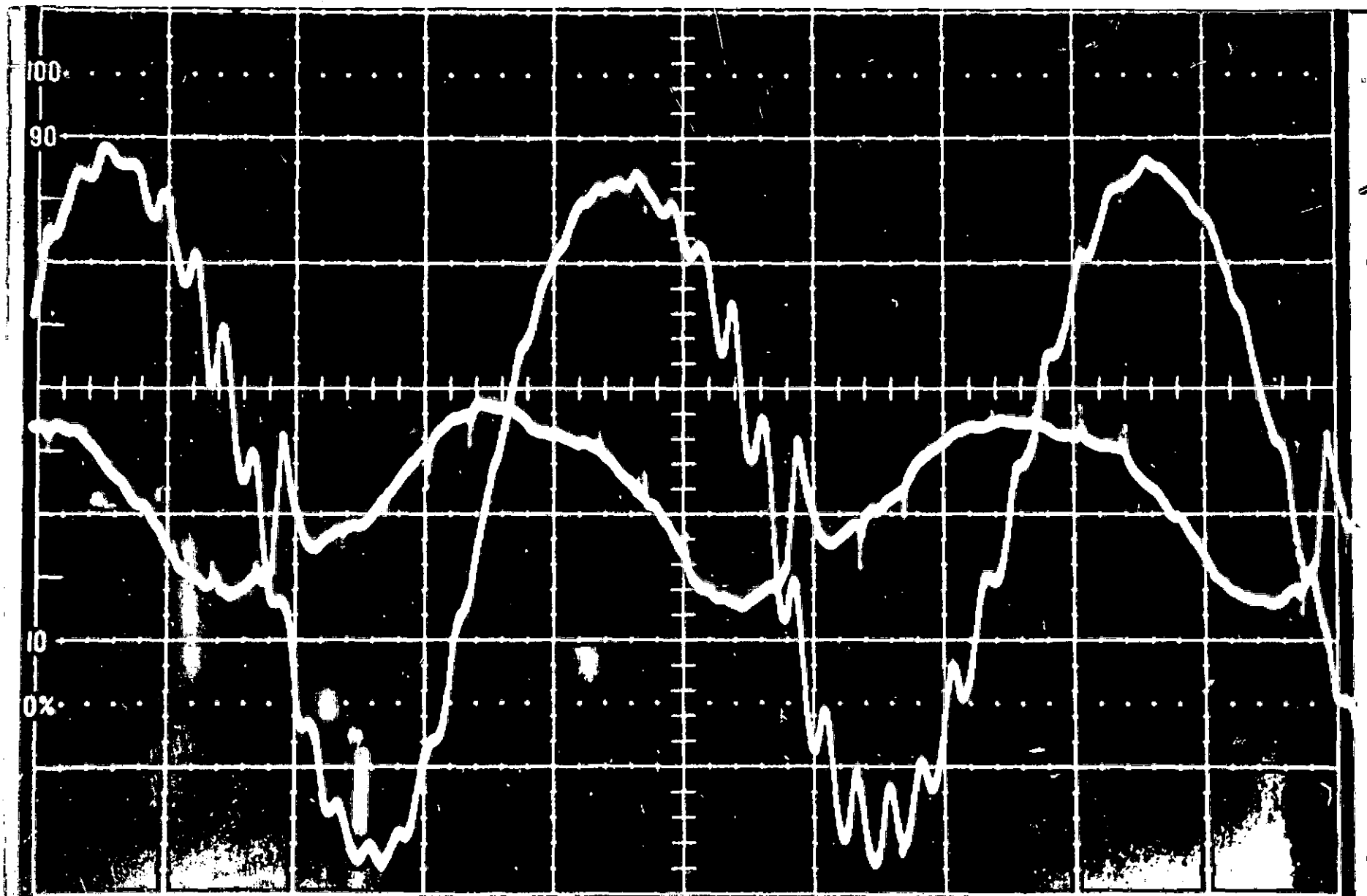


FIGURA 23 - Cilindro com  $P_{ES}$  . Velocidade 3000 RPM.





F I G U R A 24 - Cilindro com  $P_{EI}$  . Velocidade 3000 RPM.

3000 RPM as forças devido ao desbalanceamento não eram suficientes para provocar amplitudes de vibrações mensuráveis pelos sensores.

Obviamente a velocidade de rotação do cilindro deveria ser aumentada para que as forças, devidas ao desbalanceamento natural, assim como a devidas aos acréscimos de pesos experimentais ( $P_{ES}$  e  $P_{EI}$ ) pudessem vir a ser mensuráveis. No entanto, como ao aumentar a velocidade do cilindro, o tempo durante o qual os sensores permaneciam regulados diminuía, além de fazer o motor elétrico aquecer, algumas modificações tiveram que ser feitas para melhorar o desempenho de ambos.

Para o motor elétrico a solução encontrada consistiu em provocar uma ventilação forçada no seu interior; essa solução, apesar de não ser econômica do ponto de vista energético, foi vantajosa, pois é muito simples não implicando em modificações no sistema já montado.

As modificações nos sensores consistiram na troca de material de algumas peças e estão explicadas no Apêndice B.

A realização de mais testes demonstrou que 6000 RPM seria uma velocidade conveniente. Para isso considerou-se que:

- a. a velocidade seria suficiente para que as forças devidas ao desbalanceamento fossem mensuráveis.
- b. os tempos em que os sensores permaneciam regulados era suficiente para a realização dos testes.
- c. com a modificação introduzida, o motor praticamente não aquecia ao longo do teste.

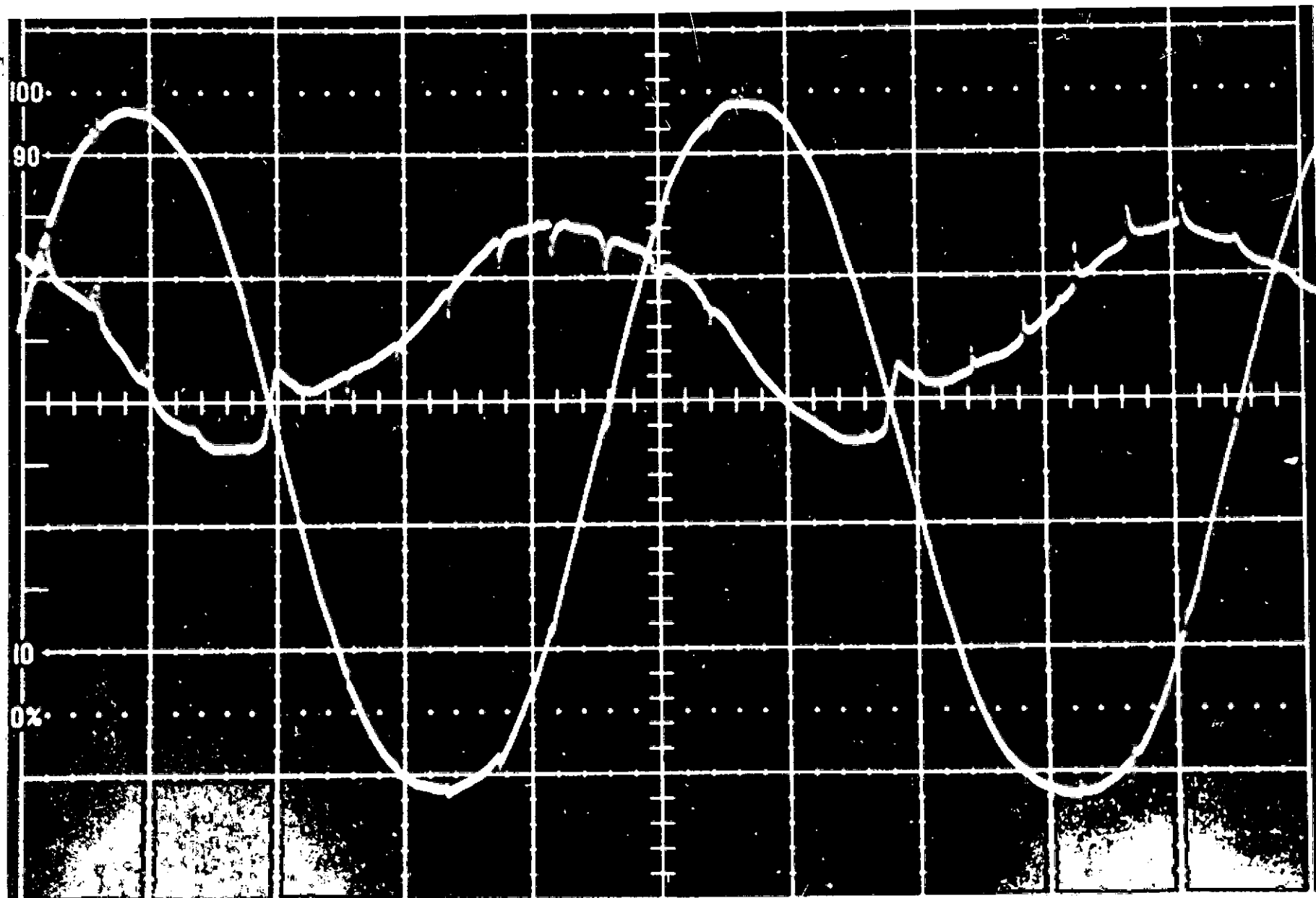
Para a série de testes a 6000 RPM a velocidade conveniente de varredura a ser utilizada pelo osciloscópio é de 2ms/cm. Essa velocidade fornece na tela do osciloscópio a

configuração de 2 ciclos inteiros.

Uma simples observação das ampliações das fotos referentes a essa série de testes é suficiente para se ter certeza de que o sistema se comporta distintamente durante cada teste. Ver (fig.25-pg. 51), (fig.26-pg. 52) e ( fig.27 - pg. 53 ).

A caracterização das amplitudes de vibração foi feita a partir dessas fotos utilizando o seguinte processo gráfico:

1. Escolhe-se na foto o ciclo referente ao sinal gerado pelo sensor do plano corretor inferior. O mesmo é reconhecido por conter o pico característico gerado pelo sistema foto-diodo devido à fina faixa preta pintada em um dos 24 pontos em torno do cilindro conforme explicado no capítulo (III-1).
2. Mede-se na foto o comprimento do ciclo no sentido do eixo horizontal (eixo dos tempos).Obtem-se uma boa definição desse comprimento,ao medir-se a distância entre os picos gerados pela faixa preta;
3. Divide-se esse comprimento sobre uma reta, em um papel à parte, em 24 pontos igualmente espaçados, numerando-os;
4. Com o objetivo de posicionar o referencial do cilindro (os 24 pontos) à curva da foto, associa-se à mesma, na posição do sinal gerado pela faixa preta pintada no cilindro (sinal esse que é bem distinguível na foto)o mesmo número que possui no cilindro . Assim, se no ci



F I G U R A 25 - FOTO 1 - Cilindro " no estado". Velocidade 6000 RPM.

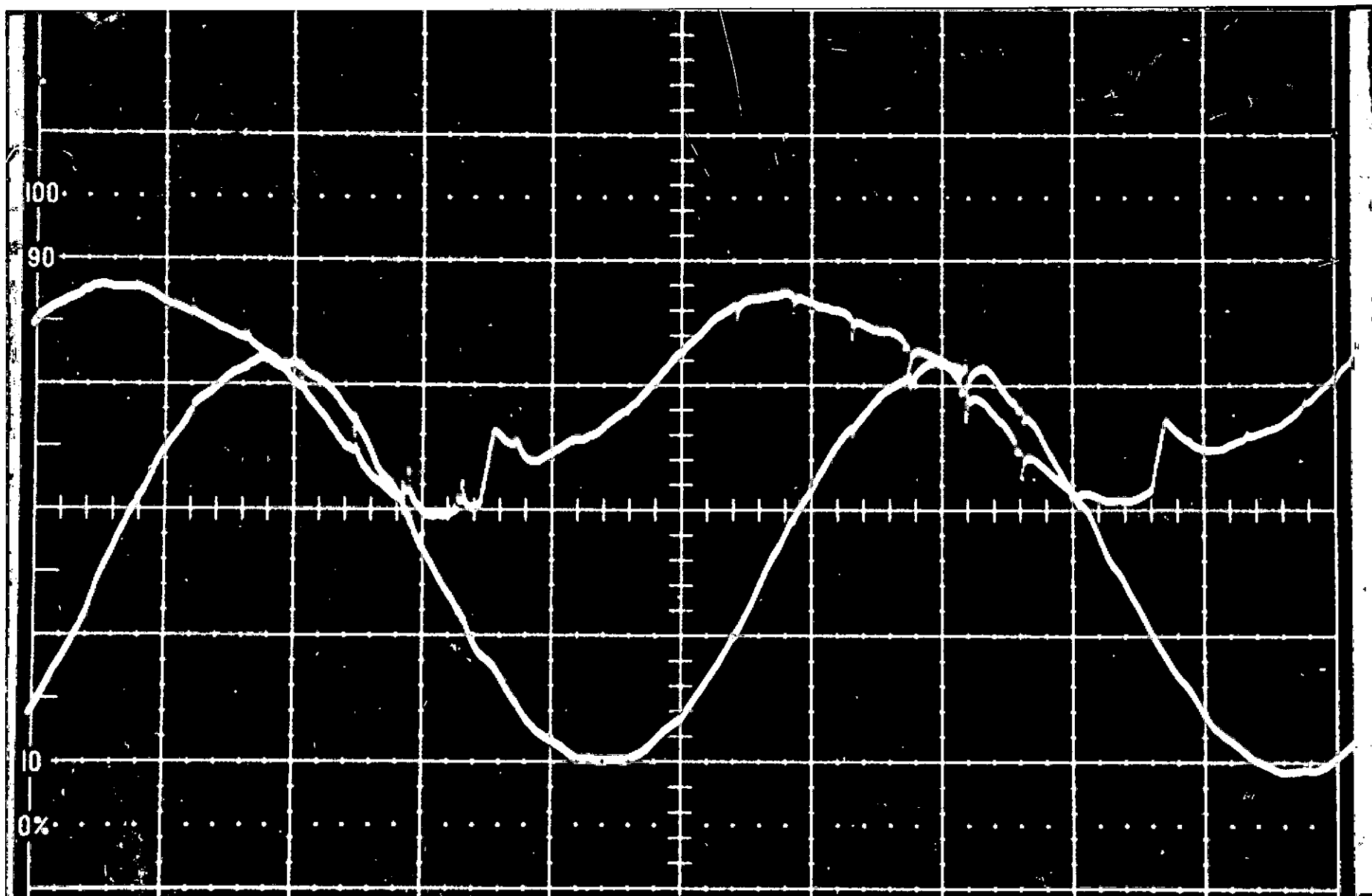
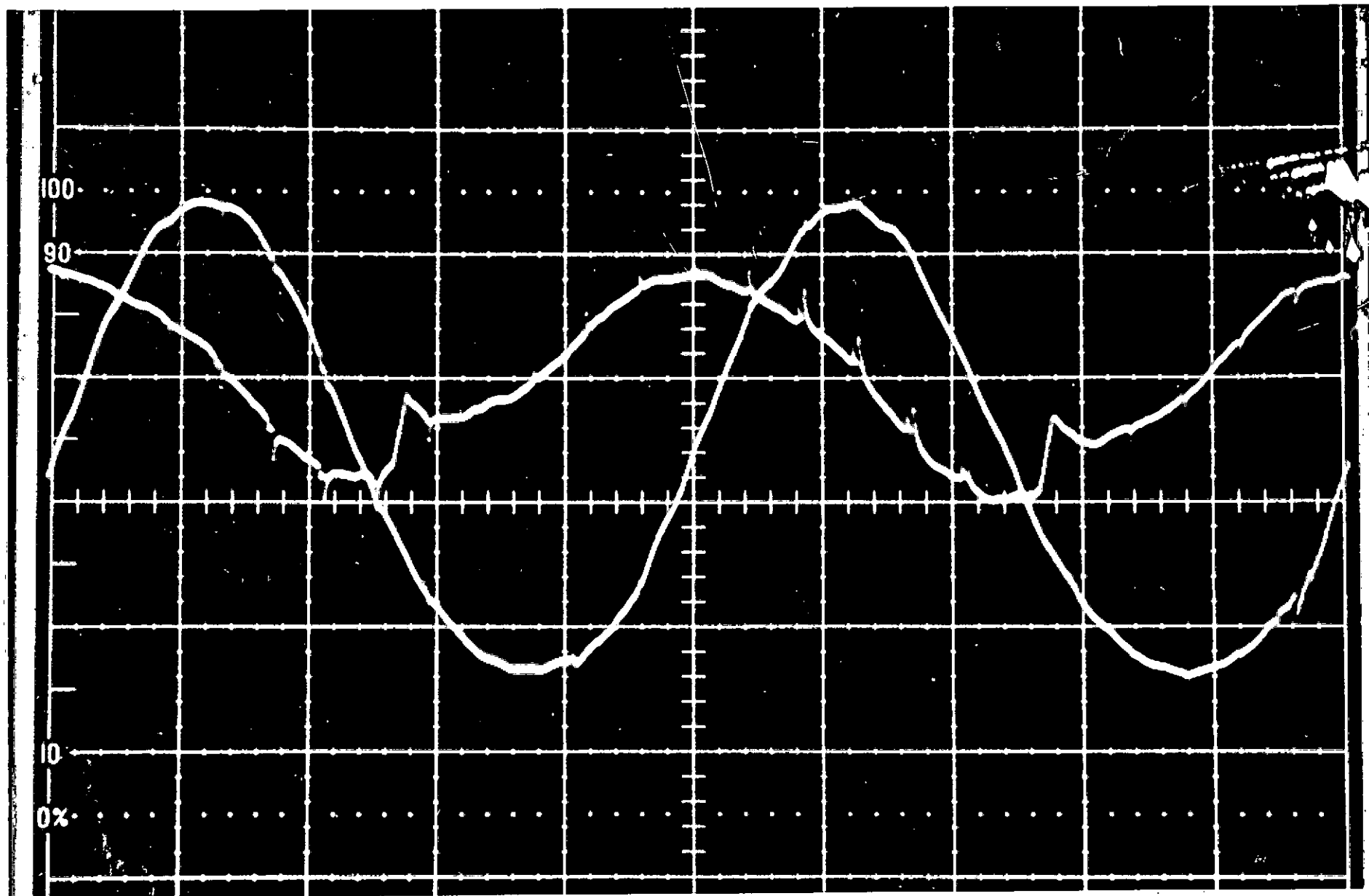


FIGURA 26 - FOTO 2 - Cilindro com  $P_{ES}$  . Velocidade 6000 RPM.



F I G U R A 27 - F O T O 3 - Cilindro com P . Velocidade 6000 RPM.  
EI

lindro a faixa preta passar pelo ponto 4, as  
socia-se ao sinal na foto o ponto 4;

5. A posição dos outros 23 pontos são definidos a  
través da reta do item 3. acima;
6. realiza-se o levantamento do valor das 24 co  
tas.

O valor de uma dessas cotas é encontrado medindo-se a distância entre 2 pontos assim definidos:

- 1º ponto: interseção da vertical que passa pelo  
ponto com a curva.
- 2º ponto: interseção da mesma vertical com uma re  
ta horizontal, que passa pelos pontos m  
nimos da curva;
7. Os valores das 24 cotas são transferidos para  
um papel milimetrado onde se irá recompor a  
curva da foto;
8. As etapas anteriores são repetidas para as 2  
outras fotos e assim obtem-se tres curvas, ge  
radas pelo sensor do plano corretor inferior ,  
na mesma escala e superpostas;
9. As curvas geradas pelo sensor do plano corre  
tor superior são obtidas da mesma maneira. O  
prolongamento das 24 verticais que dividem um  
ciclo completo da curva gerada pelo sensor do  
plano corretor inferior, serve para fazer o le  
vantamento das cotas.

A diferença entre cada uma destas curvas e a curva da excentricidade, a qual é verificada através das diferenças entre os valores das cotas pelos 24 pontos, caracteriza um deslocamento de certa região do cilindro devido à vibração. A maior dessas diferenças caracteriza o vetor de vibração correspondente a um desbalanceamento.

### III-3. DADOS OBTIDOS ATRAVÉS DOS TESTES

Através dos testes ficou-se conhecendo a intensidade e posição das amplitudes de vibração, que conforme capítulo (II-3) são representados por  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S_3$ ,  $I_1$ ,  $I_2$ ,  $I_3$ .

Usou-se a notação complexa para representá-los. O conhecimento desses vetores são suficientes para resolver o sistema apresentado no mesmo capítulo.

Para fins de clareza, dividiu-se a reprodução gráfica dos dados obtidos das tres fotos em dois conjuntos: um somente com as curvas obtidas do plano corretor inferior  $\Pi_I$  e sua curva de excentricidade medida estáticamente conforme capítulo (III-1); e outro só com as curvas obtidas do plano corretor superior  $\Pi_S$  além da sua curva de excentricidade.

Utilizou-se a própria escala do osciloscópio existente em cada fotografia como unidade de comprimento para a medição das cotas. A adoção dessa unidade de comprimento tem a vantagem de não introduzir erros se as fotos forem mais ou menos ampliadas.

O resultado do levantamento das cotas nas tres fotos dos sinais gerados pelo sensor do plano corretor superior e do sensor do plano corretor inferior estão nas tabe



las I e II respectivamente (ver pgs.57 e 58).

A partir dos valores das tabelas I e II foram feitos os gráficos em papel milimetrado; ver reprodução nas (fig. 28-pg. 59) e ( fig. 29-pg. 60). Nesses gráficos utilizou-se a seguinte escala:

- a) para o eixo horizontal os 24 pontos estão espaçados de 1.5 centímetros.
- b) para o eixo vertical, uma unidade da foto corresponde a 1 centímetro.

Caracterizam-se os vetores pela maior diferença de cota entre a curva proveniente de um determinado teste e a curva de excentricidade do cilindro naquele ponto. Assim essa diferença de cota e o ponto (do eixo horizontal) onde ela ocorre, definem o vetor.

Considerando-se primeiramente o gráfico I, obtem-se:

$S_1$  ----- 24 unidades no ponto 21.0,

$S_3$  ----- 6.4 unidades no ponto 20.5,

$S_2$  ----- 3 unidades no ponto 24.0,

$S_1$  é o vetor resultante no teste do cilindro "no estado" ou seja, sem acréscimo de peso;

$S_2$  é o vetor resultante no plano corretor superior durante o teste do cilindro com o acréscimo de um peso experimental  $P_{ES}$  de 0.6 gramas (ver Apêndice C ) locado no ponto 12 do plano corretor superior;

$S_3$  é o vetor resultante, no plano corretor superior, durante o teste do cilindro com o acréscimo de um peso experimental  $P_{EI}$  de 0.6 gramas locado no ponto 20 do plano corretor inferior.

TABELA I

LEVANTAMENTO DAS COTAS DAS CURVAS GERADAS PELO SENSOR DO PLANO CORRETOR INFERIOR.

PONTOS	FOTO 1	FOTO 2	FOTO 3
1	0.4	1.4	0.2
2	0.0	0.0	0.0
3	0.4	0.8	0.1
4	2.6	1.4	1.6
5	4.6	3.4	2.6
6	5.8	4.6	3.6
7	6.8	6.0	5.6
8	8.0	7.4	6.6
9	10.0	9.2	8.6
10	12.0	11.7	10.6
11	15.0	14.0	13.1
12	16.8	16.3	14.6
13	17.5	17.2	16.0
14	18.0	17.7	16.6
15	17.7	16.8	16.0
16	17.0	16.0	15.1
17	16.0	14.8	13.9
18	14.7	14.2	12.9
19	13.4	12.5	11.3
20	11.7	10.7	9.4
21	8.0	8.5	5.9
22	5.0	5.5	4.0
23	3.0	3.4	0.9
24	1.3	1.5	0.2

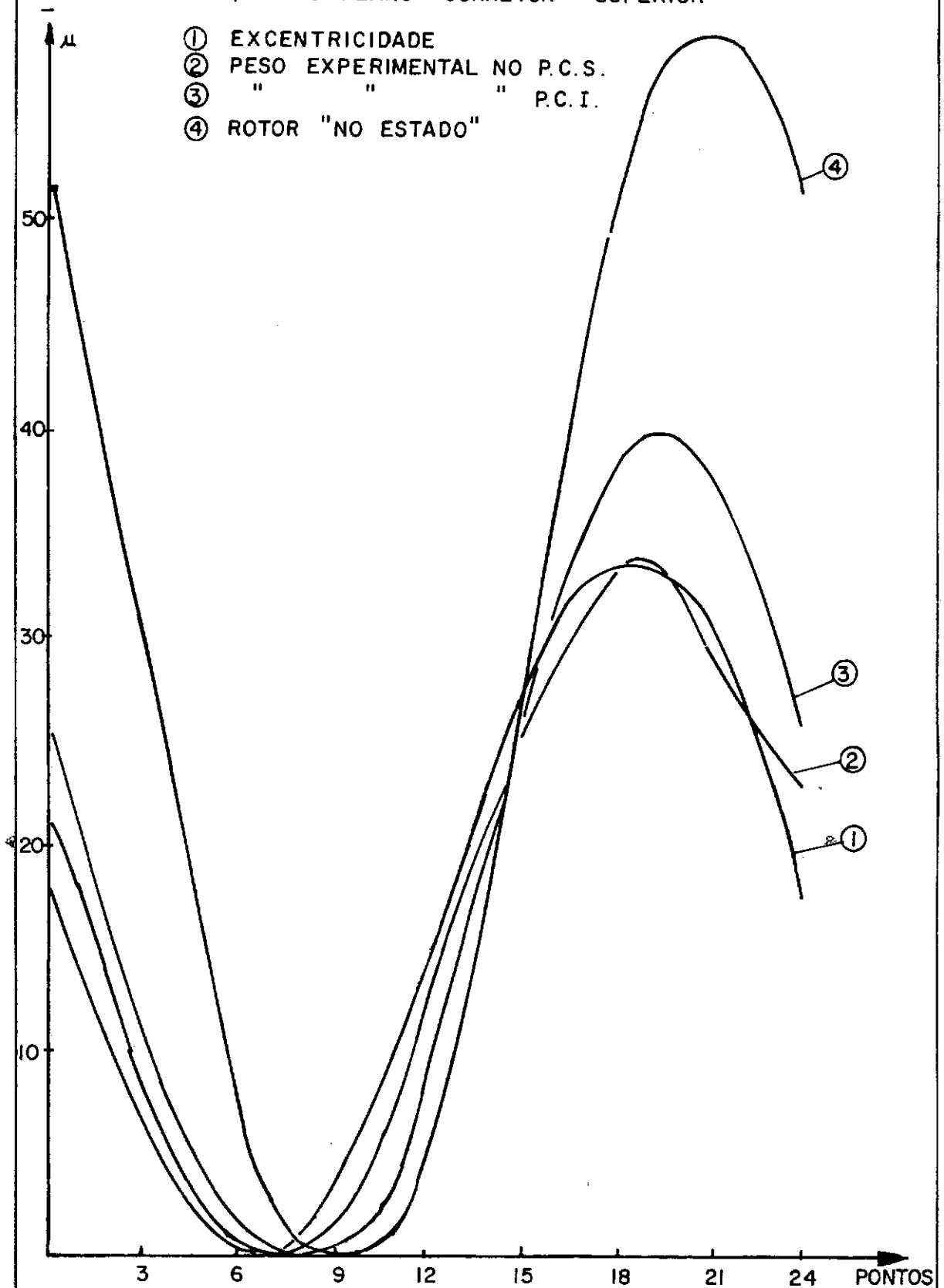
TABELA II

LEVANTAMENTO DAS COTAS DAS CURVAS GRAVADAS PELO SENSOR DO  
PLANO CORRETOR SUPERIOR.

PONTOS	FOTO 1	FOTO 2	FOTO 3
1	48.0	19.6	23.6
2	42.0	14.7	18.3
3	33.0	11.0	13.6
4	28.4	7.3	11.0
5	17.3	3.6	5.2
6	10.3	1.6	2.5
7	5.0	0.3	0.8
8	1.4	0.0	0.0
9	0.2	0.5	0.0
10	0.0	2.6	0.5
11	0.6	5.0	2.0
12	1.1	8.7	5.2
13	7.5	14.0	10.8
14	13.0	18.1	15.3
15	22.0	21.5	21.2
16	30.0	25.8	27.0
17	38.8	28.0	31.0
18	46.0	30.0	34.6
19	51.3	31.5	36.8
20	54.4	30.2	37.0
21	55.1	28.2	35.4
22	54.8	25.0	33.2
23	52.0	22.8	28.8
24	48.0	21.3	24.0

# MEDICÃO NO PLANO CORRETOR SUPERIOR

- ① EXCENTRICIDADE
- ② PESO EXPERIMENTAL NO P.C.S.
- ③ " " " P.C.I.
- ④ ROTOR "NO ESTADO"



REPRODUÇÃO GRÁFICA DAS FOTOS. 1, 2 e 3 - Figs. 25, 26, 27

**FIGURA 28**

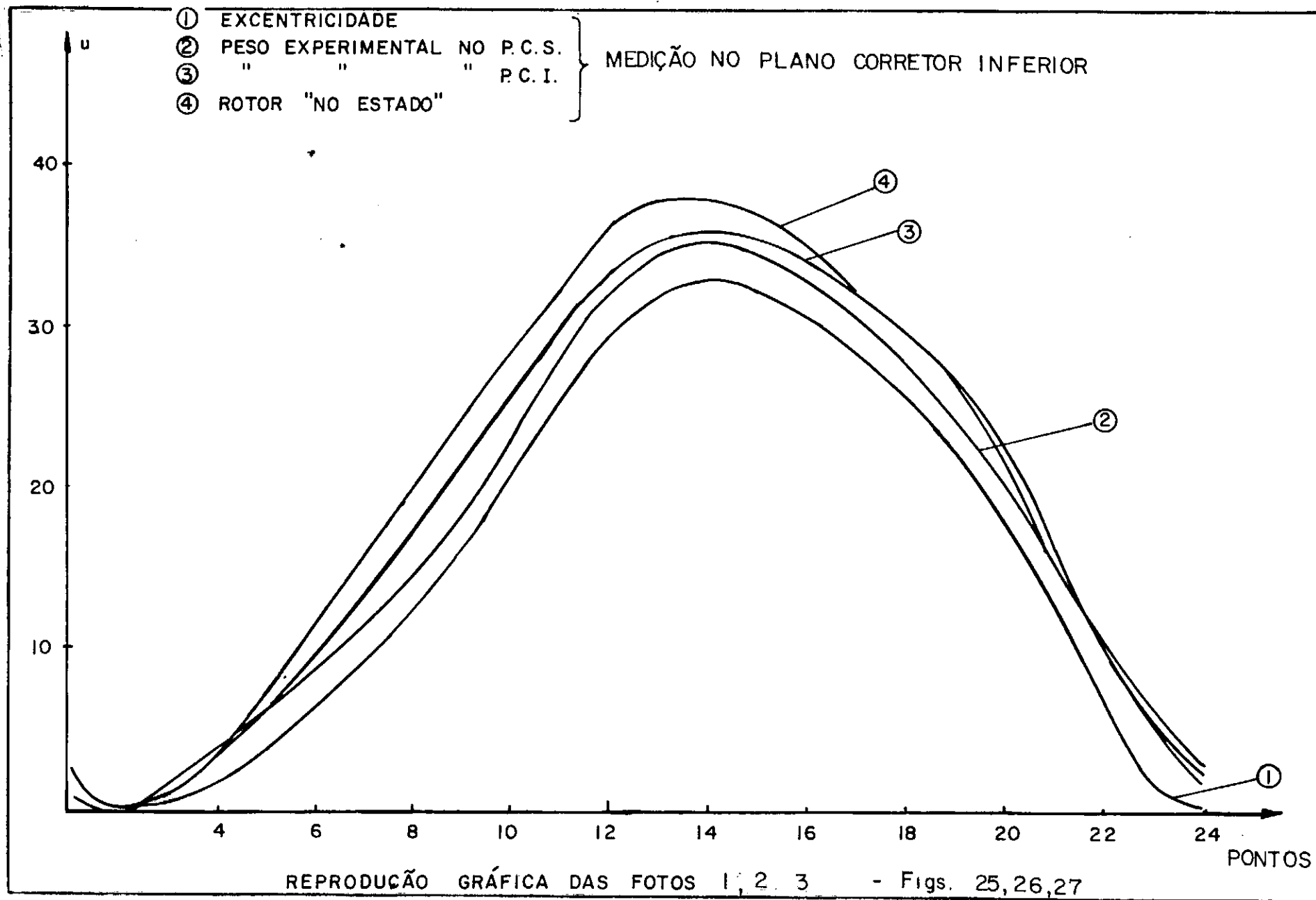


FIGURA 29

A utilização da notação complexa para representar esses vetores simplifica os cálculos e na (fig.30-pg.62) vê-se a disposição adotada pela numeração da circunferência em relação aos eixos dos números imaginários e reais.

Seus valores na notação complexa são:

$$S_1 = 9.18 + 22.17 i$$

$$S_2 = 2.89 + 0.77 i$$

$$S_3 = 3.20 + 5.54 i$$

Ao considerar-se o gráfico II verificou-se que:

1. Praticamente não existem diferenças entre as curvas dos diversos testes realizados ( testes com ou sem pesos).
2. As cotas tem valores aproximadamente iguais às cotas de curva da excentricidade do plano corretor inferior.

Desses resultados concluiu-se que o sistema na altura do plano corretor inferior é de uma rigidez tal que não permite que as forças devidas ao desbalanceamento provoquem deslocamentos mensuráveis.

Ao medirem-se os valores dos coeficientes de rigidez na altura dos planos corretores superior e inferior(ver Apêndice D ) verificou-se que:

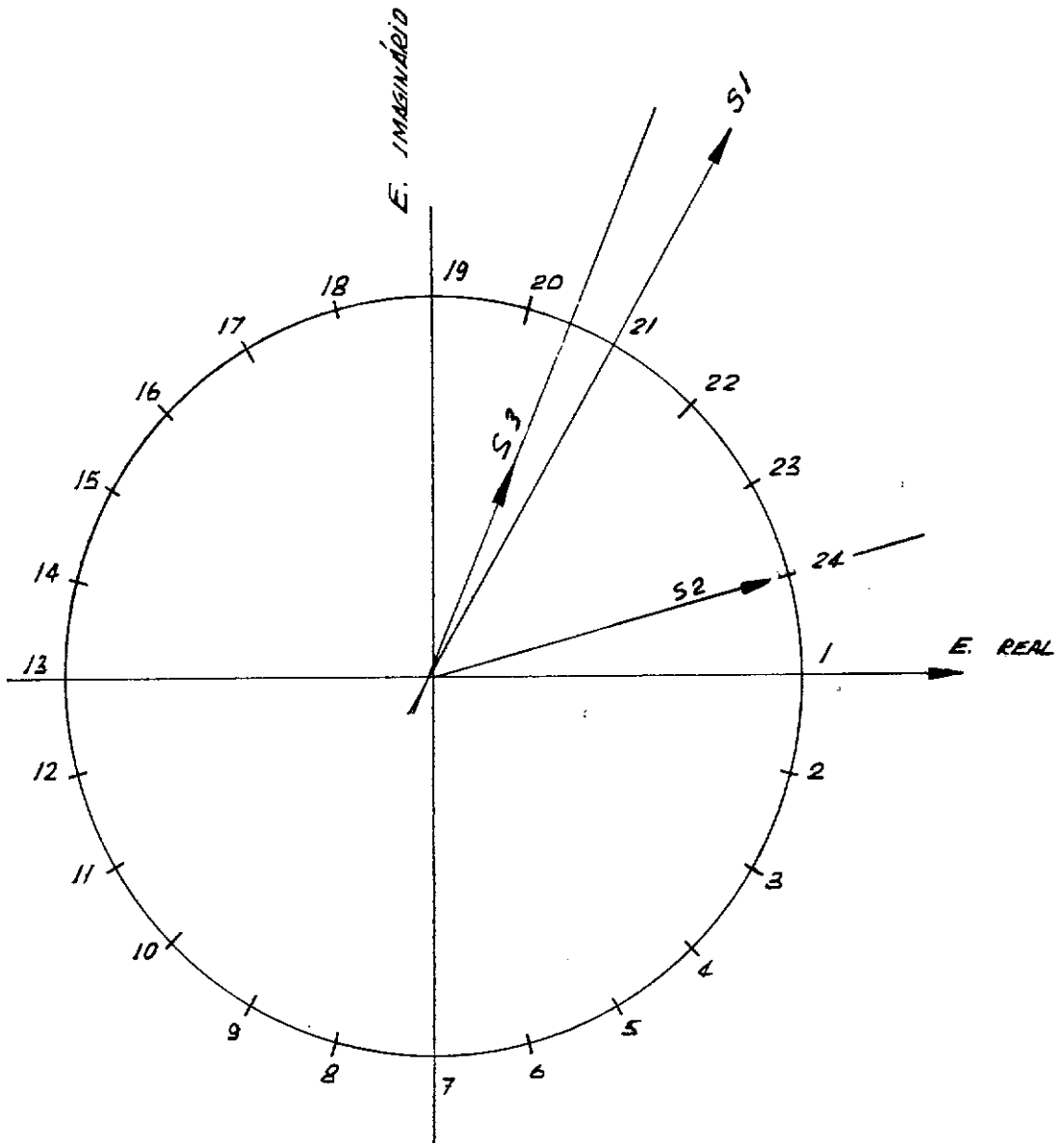
$$k_I = 5320 \text{ kgf/mm}$$

$$k_S = 125 \text{ kgf/mm}$$

e assim,

$$\frac{k_I}{k_S} = 42.5$$

onde  $k_I$  é o coeficiente de rigidez medido na altura do plano



VISTA DA DISPOSIÇÃO DOS 24 PONTOS E DOS  
EIXOS P/CARACTERIZAÇÃO DOS N.ºs. COMPLEXOS.

O ÂNGULO ENTRE OS VETORES  $S_1$  e  $S_2$  É  $45^\circ$

FIGURA 30

corretor inferior, e  $k_S$  é o coeficiente de rigidez medido na altura do plano corretor superior.

Supondo-se que a ordem de grandeza das forças desbalanceadoras sejam iguais para o plano corretor superior e para o inferior, chega-se a conclusão de que o deslocamento deste é da ordem de 42.5 vezes menor do que no plano superior, ou seja,

se  $F_S \approx F_I$

e como  $k_I = 42.5 k_S$  (calculado)

tem-se que  $X_S \approx 42.5 X_I$

Assim apesar da existência da força atuando no sistema, ela não é detectável pelo sensor do plano corretor inferior.

Para fazer com que as amplitudes de vibração do plano corretor inferior viessem a ser da mesma ordem de grandeza das do plano corretor superior, sem alterar a estrutura do sistema, seria preciso aumentar a velocidade do rotor. Sabe-se que as forças que provocam o desbalanceamento são centrífugas, dadas da fórmula,

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

onde  $m$  = massa

$\omega$  = velocidade angular

$r$  = distância da massa desbalanceadora ao eixo de rotação.

Como nesse caso o coeficiente de rigidez da estrutura é conservado constante (não se altera a estrutura), a obtenção de um deslocamento 42.5 vezes maior no plano corretor inferior necessitaria de uma força também 42.5 vezes



maior, que seria obtida aumentando-se a velocidade do cilindro, de maneira que a nova velocidade ( $\omega_N$ ) fosse

$$\omega_N = \sqrt{42.5} \omega$$

ou seja  $\omega_N = 6.5\omega$

o que corresponde a uma velocidade do rotor de 39000 RPM, considerando-se que  $\omega = 6000$  RPM. Como a velocidade máxima do motor é 12000 RPM essa velocidade é inatingível para o modelo construído.

Conforme visto no capítulo (II-3) tem-se necessidade dos seis vetores ( $S_1, S_2, S_3, I_1, I_2$  e  $I_3$ ) para a determinação dos números de influência  $\alpha$  e  $\beta$ . Portanto os dados obtidos não foram suficientes para o balanceamento dinâmico do cilindro.

As alternativas possíveis consistiam em:

1. Aumentar a velocidade do rotor como uma tentativa de obtenção de amplitudes de vibração mensuráveis (no plano corretor inferior).
2. Mudar a estrutura; essa mudança teria como objetivo alterar a rigidez do sistema, diminuindo o coeficiente de rigidez ( $k_I$ ) correspondente a altura do plano corretor inferior. A diminuição do valor de  $k_I$  implicaria em aumento de  $X_I$ , possibilitando a medição das amplitudes de vibração.
3. Balancear o rotor na região onde as amplitudes de vibração são mensuráveis. Esse balanceamento seria tentado através do método de balanceamento de discos conforme apresentado no capítulo (II-2).

Como as especificações de certos componentes no que diz respeito a velocidade máxima, tem esse limite muito abaixo do necessário para provocar no plano corretor inferior deslocamentos da ordem de grandeza dos do plano corretor superior, a primeira alternativa foi abandonada. Além dessa restrição, verificou-se:

1. Os sensores tornam-se facilmente desreguláveis a partir de 11000 RPM. Essa foi a velocidade máxima alcançada pelo rotor.
2. Nessa máxima velocidade (11000 RPM), as amplitudes de vibração na altura do plano corretor superior aumentaram. Essas vibrações poderiam provocar problemas quanto a integridade estrutural do sistema.

A segunda alternativa foi considerada como inoportuna considerando-se que a mudança de rigidez do sistema mudaria também as condições reais em que este trabalha. Deste modo, estaria sendo balanceado um sistema preparado para tal, e não um sistema cujos objetivos de trabalho são outros.

Considerando-se todas estas razões, foi escolhida a terceira alternativa, ou seja, balancear o sistema existente com o método de balanceamento de disco anteriormente apresentado.

#### III-4. CÁLCULO DO BALANCEAMENTO

No balanceamento do cilindro através da teoria aplicada a um disco procurou-se fazer uma correlação entre esta teoria aplicada a um cilindro, no que se refere aos seguintes pontos:

1º) No caso do disco: A amplitude de vibração máxima medida no teste sem acréscimo de peso, ou seja, com o disco "no estado", corresponde a um vetor de magnitude oa. Esta amplitude oa, está defasada da região mais pesada do disco devido ao amortecimento do sistema conforme dito no capítulo (II-2).

2º) No caso do cilindro: Para o mesmo teste (sem acréscimo de peso) a amplitude de vibração máxima corresponde a um vetor  $S_1$ . Entretanto, nesse caso, a amplitude de vibração medida corresponde à resultante dos efeitos no plano corretor superior de todas as forças desbalanceadas existentes no cilindro.

Assim, associa-se a oa o valor determinado para  $S_1$ .

Do mesmo modo ao realizar-se o teste em que um peso experimental  $P_{ES}$  é colocado no plano corretor superior obtém-se o vetor  $S_2$ . Esse valor é associado a ob.

Com a determinação dos vetores oa e ob obtém-se um triângulo similar ao da (fig.14-pg. 24) em que o vetor ab é deduzido pela diferença (ob - oa) e representa o efeito de  $P_{ES}$  sozinho.

Através da (fig.30-pg. 62) verifica-se que o ângulo entre  $S_1$  e  $S_2$  é  $45^\circ$  e que suas magnitudes valem respectivamente 24 e 6.4 unidades. Evidentemente todos esses dados provem da comparação entre 2 curvas geradas pelo sensor do plano corretor superior e da curva da excentricidade (fig.28 -pg. 59 ).

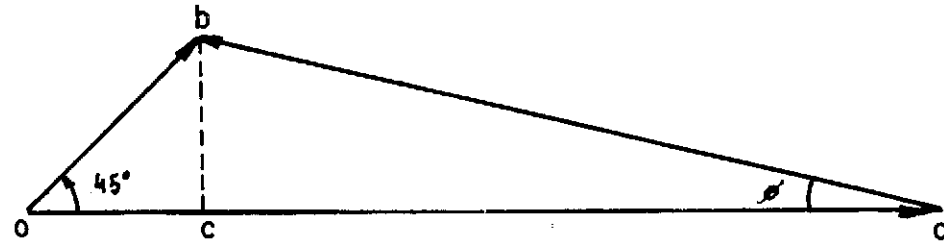
Compondo-se um novo triângulo com os valores acima, conforme (fig.31-pg. 68) determinam-se os valores necessários para o cálculo da posição e valor do peso balanceador.

Assim o ângulo  $\phi$  de se deve deslocar o peso balanceador vale  $13^\circ$  e  $\underline{ab} = 20$ .

$$P_B = P_E \frac{oa}{ab} = 0.6 \times \frac{24}{20} \quad P_B = 0.72 \text{ gramas.}$$

O fato dos resultados ( $P_B = 0.72 \text{ gr.}$  e  $\phi = 13^\circ$ ) representarem apenas uma pequena variação no valor e posição do peso experimental  $P_E$  explica-se respectivamente, pelo Apêndice C, e por se conhecer a excentricidade do plano corretor superior ao se escolher uma posição para o peso experimental  $P_E$ .

Foi realizado um novo teste com os valores de  $P_B$ . A curva resultante está na ( fig.32-pg. 69) junto com a curva da excentricidade para se comparar os resultados obtidos. Dessa comparação pode-se dizer que entre a nova curva ( devido a  $P_B$  ) e a devido a  $P_{ES}$  ( fig.28- pg. 59) há pouca diferença. Esse fato é justificável pela semelhança de valor e posição de  $P_{ES}$  e  $P_B$  .

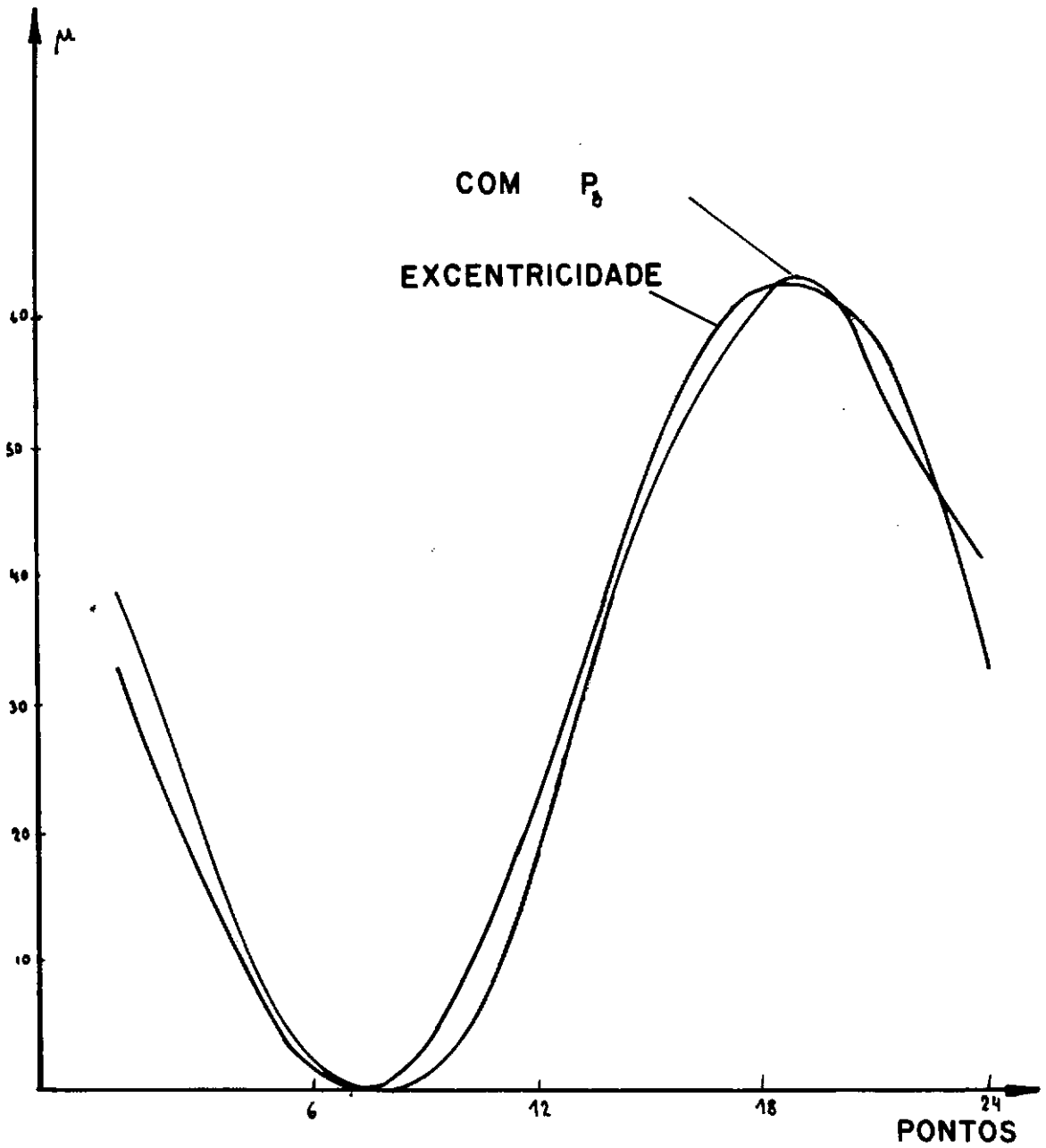


$$\begin{array}{|l} ab = 20 \\ \phi = 13^\circ \end{array}$$

$$\begin{array}{|l} oa = 24 \\ ob = 6.4 \end{array}$$

RESOLUCAO DO BALANCEAMENTO PELO TRIANGULO (CASO DO DISCO)

F I G U R A 31



CURVAS DA EXCENTRICIDADE E DE  $P_b$  NO PLANO

CORRETOR SUPERIOR

### III-5. EXEMPLO DA RESOLUÇÃO DO BALANCEAMENTO DE UM CILINDRO ONDE SÃO CONHECIDAS AS AMPLITUDES DE VIBRAÇÃO DOS PLANOS CORRETORES SUPERIOR E INFERIOR.

Com a finalidade de mostrar a completa resolução do balanceamento de um cilindro, foi calculado um exemplo, em que os valores desconhecidos ( $I_1$ ,  $I_2$  e  $I_3$ ) foram arbitrados.

Foram aproveitados os resultados encontrados nos testes no que se refere a  $S_1$ ,  $S_2$  e  $S_3$  e arbitraram-se valores para  $I_1$ ,  $I_2$  e  $I_3$  seguindo o único critério de que fossem da mesma ordem de grandeza dos primeiros ( $S_1$ ,  $S_2$  e  $S_3$ ).

Para os pesos experimentais consideram-se os mesmos valores usados durante os testes (0.6 gramas).

A motivação da realização desse cálculo está em que este sirva de exemplo para testes futuros, quando as amplitudes de vibração puderem ser medidas, seja pelo aumento das mesmas, seja pelo desenvolvimento de sensores capazes de medir as amplitudes de vibração atuais.

A resolução do sistema apresentado no capítulo (II-3) consiste em determinar  $\theta$  e  $\phi$  resolvendo respectivamente,

$$\theta = \frac{\beta I_1 - S_1}{A(1 - \alpha\beta)} \quad \text{e} \quad \phi = \frac{\alpha S_1 - I_1}{B(1 - \alpha\beta)}$$

É oportuno observar que os valores  $S$  e  $I$  que constam nessas equações estão associados à força e que os  $S$  e  $I$  medidos pelo sensores estão associados a deslocamentos, portanto seria necessário multiplicar-se cada  $S$  e  $I$  medido pelo seu respectivo  $K_S$  e  $K_I$  para que haja coerência com o capítulo (II-3).

Nesse exemplo considera-se que os valores apresentados para  $S$  e  $I$  já sejam produto do deslocamento pelo coeficiente de rigidez respectivo.

Os dados necessários à resolução de  $\theta$  e  $\phi$  são:

$$S_1, S_2, S_3, I_1, I_2, I_3, P_{ES} \text{ e } P_{EI}$$

e que valem  $S_1 = 5 + 22i$   $I_1 = 10 + 5i$

$$S_2 = 3 + 6i \quad I_2 = 4 + 6i$$

$$S_3 = 3 + 1i \quad I_3 = 12 + 2i$$

(valores arbitrados)

$$P_{ES} = 0.579 + 0.155i \text{ (ou seja } 0.6 \text{ gramas e } 15^\circ \text{ com o semi-eixo positivo dos reais)}$$

e

$$P_{EI} = 0.52 + 0.3i \text{ (ou seja } 0.6 \text{ gramas e } 30^\circ \text{ com o semi-eixo positivo dos reais)}$$

$\alpha$  e  $\beta$  são determinadas pela resolução de,

$$\alpha = \frac{I_2 - I_1}{S_2 - S_1} \quad \text{e} \quad \beta = \frac{S_3 - S_1}{I_3 - I_1}$$

e que numericamente valem,

$$\alpha = \frac{20}{292} - \frac{102}{292}i \quad \text{e} \quad \beta = \frac{51}{13} - \frac{60}{13}i$$

Substituindo na expressão de  $\theta$  em:

$$\theta = -0.94 - 0.79i$$

Como  $P_{BS} = \theta P_{ES}$  tem-se que:

$$P_{BS} = 0.42 - 0.60i, \text{ cujo módulo é } 0.73,$$

e cujo argumento é  $236^\circ$ , o que significa que o peso balanceador  $P_{ES}$  é 0,13 gramas mais pesado que o peso experimental  $P_{ES}$  e que fica a  $236^\circ$  de  $P_{ES}$  ou seja a  $251^\circ$  do semi-eixo positivo dos reais.



Da mesma maneira, calculando  $\phi = \frac{\alpha S_1 - I_1}{\beta \{ 1 - \alpha\beta \}}$  tem-se :

$$\phi = -0.39 + 0.24 i$$

e como  $P_{BI} = \phi P_{EI}$  tem-se que

$P_{BI} = -0.272 + 0.008 i$  , cujo módulo é 0.272 e cujo argumento é  $178^\circ$ , o que significa que o peso balanceador tem 0.328 gramas a menos do que o peso experimental  $P_{EI}$  e que fica  $148^\circ$  adiantado em relação da  $P_{EI}$  ou seja, a  $178^\circ$  do semi -eixo positivo dos reais.

Portanto, com a determinação de  $\theta$  e  $\phi$  através das medições de  $S_1$  ,  $S_2$ ,  $S_3$ ,  $I_1$ ,  $I_2$  e  $I_3$  quando da realização dos testes "no estado" e com os pesos experimentais  $P_{ES}$  e  $P_{EI}$ , pode-se definir exatamente as magnitudes e posições de  $P_{BS}$  e  $P_{BI}$ . Estando, assim, completamente resolvido o problema de balanceamento.

CONCLUSÃO : Foi desenvolvido um modelo de rotor a altas rotações para o estudo de problemas de dinâmicas de gases e balanceamento.

Para que fosse possível o posterior estudo de dinâmica de gases, foi necessário que o material do cilindro fosse translúcido, usando-se para isso acrílico.

A conexão do cilindro de acrílico com suas tampas eixos feita por um sistema de tronco de cone, mostrou-se adequado mesmo nas mais altas velocidades como 11000 RPM, pois a partir do momento em que o cilindro é introduzido nas duas tampas-eixo, e rotor torna-se rígido como se fosse uma só peça.

Uma parte fundamental no estudo do balanceamento do cilindro era conhecer as amplitudes de vibração que ocorriam nos diversos testes a serem realizados. Decidiu-se medir os deslocamentos do sistema como meio de conhecer essas amplitudes de vibração. A medição de deslocamentos, da ordem de milímetro, num sistema girando implicou no desenvolvimento de sensores específicos. Eles foram sendo aperfeiçoados durante todo o trabalho, obtendo-se resultados satisfatórios à velocidade de 6000 RPM.

A idéia inicial, no que se refere ao balanceamento, previa a obtenção de medidas das amplitudes de vibração nos dois planos corretores (superior e inferior) para que através de um sistema com duas equações e duas incógnitas se obtivesse o valor e a posição dos pesos balanceadores.

Os resultados mostraram que as forças desbalanceadoras existentes no plano corretor inferior eram insuficientes para serem medidas.

A opção de balancear o sistema onde a vibração era detectável, ou seja no plano corretor superior, mostrou-se satisfatória reduzindo consideravelmente as vibrações.

APÊNDICE ADESCRIÇÃO DOS TESTES UTILIZANDO GRAVADOR E OSCILÓGRAFO COMO EQUIPAMENTOS REGISTRADORES.

Nos primeiros testes foram utilizados como instrumentos registradores o gravador de fita magnética e o oscilógrafo. Como o gravador não permite uma visualização dos sinais obtidos dos sensores simultaneamente com a realização do teste, foi utilizado também um osciloscópio trabalhando em paralelo com o gravador. Ver diagrama (fig.33-pg.76 ).

Há necessidade de se visualizar os sinais obtidos dos sensores durante o teste, pois os mesmos são facilmente desreguláveis. Usando-se somente o gravador a desregulagem só seria notada após a realização do teste.

Foram escolhidos inicialmente como instrumentos registradores o gravador de fita magnética e o oscilógrafo, porque os mesmos oferecem algumas vantagens sobre o osciloscópio e a máquina fotográfica:

1. Uma vez realizada a gravação de um determinado teste, a mesma poderá ser reproduzida tantas vezes quantas for necessário tanto no oscilógrafo quanto no osciloscópio.
2. O gravador disponível possui 4 canais, o que permite utilizar um para o sensor do plano corretor superior, um para o sensor do plano corretor inferior e um para o sinal gerado pelo sistema eletrônico foto-diodo, que fornece o referencial do rotor ou seja, a posição dos 24

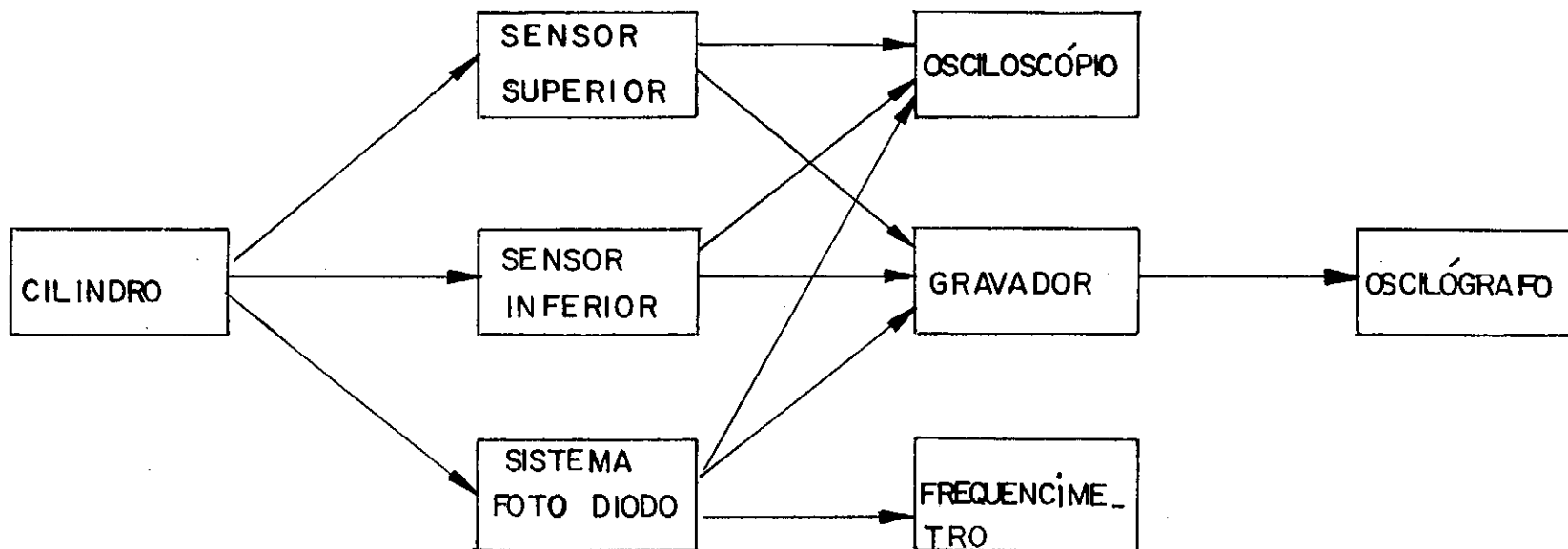


DIAGRAMA DE SINAIS

EQUIPAMENTOS REGISTRADORES: GRAVADOR DE FITA MAGNÉTICA  
E OSCIÓGRAFO.

F I G U R A 33

pontos do rotor em relação as curvas obtidas pelos sensores.

Assim cada sinal gerado tem seu canal independente.

3. Pode-se realizar a gravação e a reprodução pelo oscilógrafo de todo teste. Assim tem-se a certeza de que a curva de determinado ciclo es colhido corresponde a um ciclo "bem comportado", ou seja não difere das curvas adjacentes.
4. O oscilógrafo reproduz as curvas em um papel milimetrado facilitando a caracterização das amplitudes de vibração.

Para a realização dos primeiros testes, escolheu-se a velocidade de 1500 RPM. Essa escolha foi unicamente baseada nos seguintes fatos:

1. Observou-se que é mais fácil manter os sensores regulados nas baixas velocidades do que nas altas.
2. Quando o motor trabalha em baixas velocidades, o calor desenvolvido é menor, devido as menores amperagens e voltagens circulando no estator e induzido, aumentando seu tempo de uso.

Conforme explicado no capítulo (II-3) existem tres testes a serem feitos para saber-se o valor e a posição dos pesos balanceadores  $P_{BS}$  e  $P_{BI}$ :

- 1 . Com o cilindro "no estado" (sem pesos).
- 2 . Com um peso experimental  $P_{ES}$  no plano corretor superior.
- 3 . Com um peso experimental  $P_{EI}$  no plano corretor inferior.

O gravador de fita magnética marca BRUEL & KJAER modelo 7003, de 4 canais, possui 3 velocidades de gravação, quais sejam: 1,5, 7.5 e 15 polegadas por segundo (ips).

O oscilógrafo cuja marca é Beckman- Type SII- Dyno graph Recorder, possui 8 velocidades de reprodução, quais sejam: 0.1, 0.2, 0.5, 1, 2.5, 5, 12.5 e 25 centímetros por segundo (cmps).

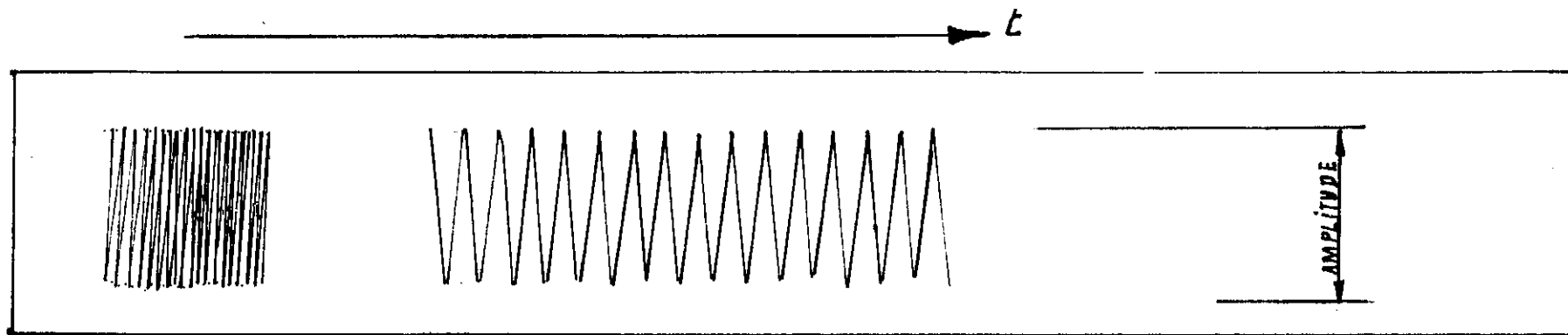
Assim, a primeira série dos 3 testes, foi realizada com as seguintes velocidades:

CILINDRO -----	1500 RPM
GRAVADOR (durante a gravação)----	15 ips
GRAVADOR (durante a reprodução)--	15 ips
OSCILÓGRAFO -----	25 cmps

Os resultados mostraram-se inadequados, devido à frequência dos sinais transmitidos do gravador para o oscilógrafo ser muito alta. Esta alta frequência de sinais (informações) reproduzia demasiados ciclos por distância linear de papel milimetrado do oscilógrafo. Essa densificação de ciclos no papel não permitiria uma correta caracterização das amplitudes de vibrações. Ver (fig.34-pg.79 ).

Havia 3 soluções possíveis:

1. Diminuir a velocidade do cilindro.
2. Diminuir a velocidade de reprodução do gravador.
3. Aumentar a velocidade do oscilógrafo.



RESULTADOS OBTIDOS COM OSCIOLOGRAFO

F I G U R A 34



A 1a. solução foi afastada considerando-se que velocidades abaixo de 1000 RPM não são muito constantes. A 3a também, pois o oscilógrafo já estava funcionando na sua velocidade máxima. Assim restou diminuir a velocidade de reprodução do gravador. Então foi feita uma segunda reprodução dos 3 testes com as seguintes velocidades:

GRAVADOR (durante a reprodução)----- 7.5 ips.

OSCILÓGRAFO----- 25 cm/s.

Os resultados mostraram-se satisfatórios quanto ao problema anteriormente apresentado (fig.34-pg. 79).

No entanto, surgiu outro problema: os sensores não detectavam nenhuma variação das amplitudes de vibração para os 3 testes realizados. As curvas que apareciam eram devidas unicamente às excentricidades existentes nos planos em que se estavam fazendo as medições. Em outras palavras, isso significa que as forças decorrentes do desbalanceamento natural ou com os pesos experimentais, não eram suficientes para provocar vibrações capazes de serem detectadas pelos sensores. Obviamente 1500 RPM eram insuficientes para provocar amplitudes de vibrações que pudessem ser detectáveis.

Assim uma segunda série de testes foi feita com as seguintes velocidades:

CILINDRO----- 3000 RPM

GRAVADOR (durante a gravação):----- 15 ips

GRAVADOR (durante a reprodução):----- 1.5 ips

OSCILÓGRAFO:----- 25 cm/s

A gravação foi realizada com a máxima velocidade (15 ips) e a reprodução na mínima (1.5 ips), para evitar o problema da 1a. reprodução da 1a.série de testes.

Os resultados mostraram-se novamente inadequados para a caracterização das amplitudes de vibração devido a:

1. O sistema continuou a ser insensível às forças desbalanceadoras;
2. Ao passar-se de 15 ips (velocidade durante a gravação) para 1.5 ips (velocidade de reprodução), o gravador introduziu ruídos consideráveis nos sinais gerados pelos sensores, impossibilitando uma boa caracterização das amplitudes de vibração.

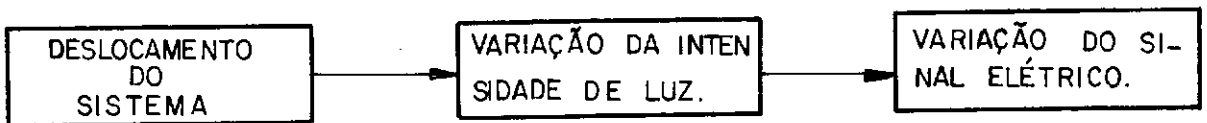
Considerando que tanto o gravador como o oscilôgrafo estavam trabalhando nos seus limites (quanto à velocidade) e sem apresentar bons resultados, e que além disso a velocidade do cilindro ainda deveria ser aumentada para tornar as amplitudes de vibração mensuráveis pelos sensores, achou-se melhor abandonar os instrumentos registradores utilizados e reinciar os testes com o osciloscópio e máquina fotográfica.

## APÊNDICE B

### SENSORES

Os sensores desenvolvidos e utilizados neste trabalho são equipamentos eletrônicos com o objetivo de medir com grande precisão pequenos deslocamentos numa direção. Suas vantagens sobre os equipamentos mecânicos similares são quanto ao baixo custo, a relativa facilidade de fabricação, facilidade de manejo e maior precisão.

O princípio desses sensores consiste em relacionar uma intensidade de luz com um sinal elétrico mensurável. A intensidade de luz é relacionada por sua vez com o deslocamento do sistema que se quer medir. Assim, a um certo deslocamento do sistema corresponde uma certa variação na intensidade de luz e por conseguinte também variação do sinal elétrico, conforme o diagrama.



Na prática o sensor consiste de uma fonte de luz constante, de um foto-diodo sensível a pequenas variações de intensidade de luz e de um elemento opaco sob forma de uma chapa fina (que está diretamente ligada ao sistema cuja medida se quer realizar). e que se interpõe entre os dois primeiros. A chapa fina, ou lingueta, acompanhando as imperfeições existentes na periferia do cilindro, penetra mais ou menos profundamente entre a fonte e o foto-diodo. Ao penetrar, a lingueta obstrui parte do feixe luminoso que chega ao foto-diodo, deixando passar mais ou menos luz de acordo com a magnitude da imperfeição ou

excentricidade existente no cilindro. (fig.35-pg. 84').

Na mesma figura (fig.35-pg. 84') também é apresentado o circuito elétrico com as especificações dos componentes utilizados. Através desse circuito também se pode verificar que:

1. Quando a luz recebida por  $D_2$  diminui e consequentemente sua resistência também diminui (propriedade do foto-diodo), a corrente no ramo AC aumenta.
2. Como a resistência  $R_2$  é constante  $V_{AD}$  aumenta.

#### TESTE DE LINEARIDADE DO SENSOR

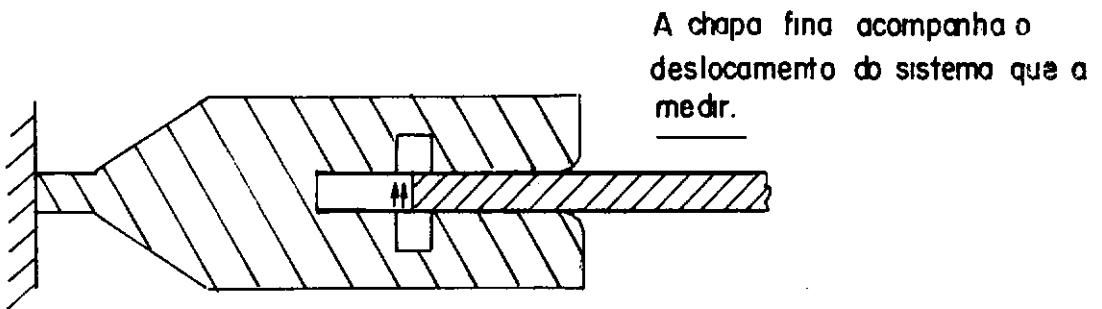
O teste de linearidade consiste numa verificação do comportamento do sensor no que diz respeito a relação entre a variação de posição da lingueta, e o sinal elétrico correspondente ser linear.

O teste consistiu em utilizar um micrômetro como sendo o sistema do qual se queria conhecer o deslocamento. A lingueta do sensor foi diretamente ligada ao micrômetro, possibilitando uma leitura perfeita dos deslocamentos da mesma. O sensor foi ligado a osciloscópio onde era feita a leitura do sinal elétrico. Assim a um deslocamento da lingueta corresponde uma variação da altura do sinal na tela do osciloscópio.



O gráfico correspondente está na (fig.36-pg 85) onde no eixo horizontal cada 5 milímetros correspondem a uma unidade da tela do osciloscópio (1 mm), e no eixo vertical cada milímetro corresponde a uma unidade do micrômetro (1 micron).

Conforme pode ser verificado no gráfico há duas regiões da curva onde a relação é não linear, que correspondem

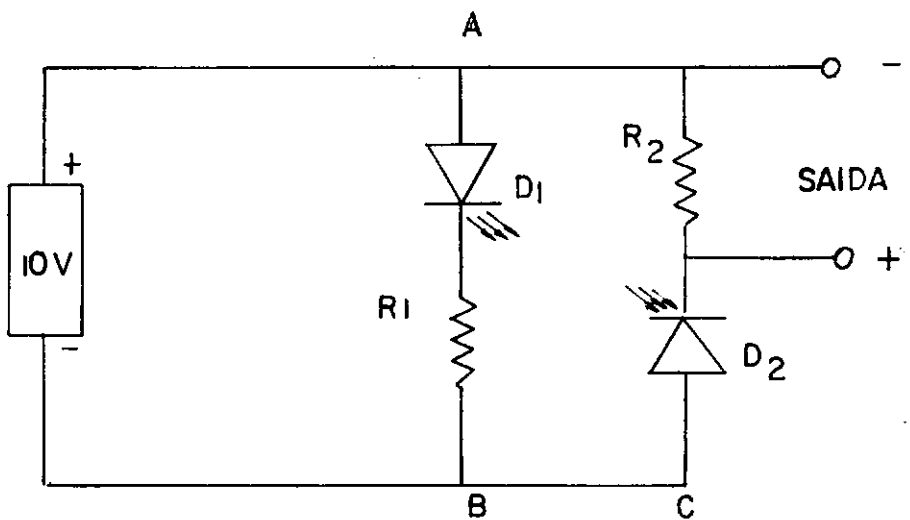


D1 = FONTE EMISSORA DE LUZ = LAD - 521 - 9189 (DA IBRAPE)

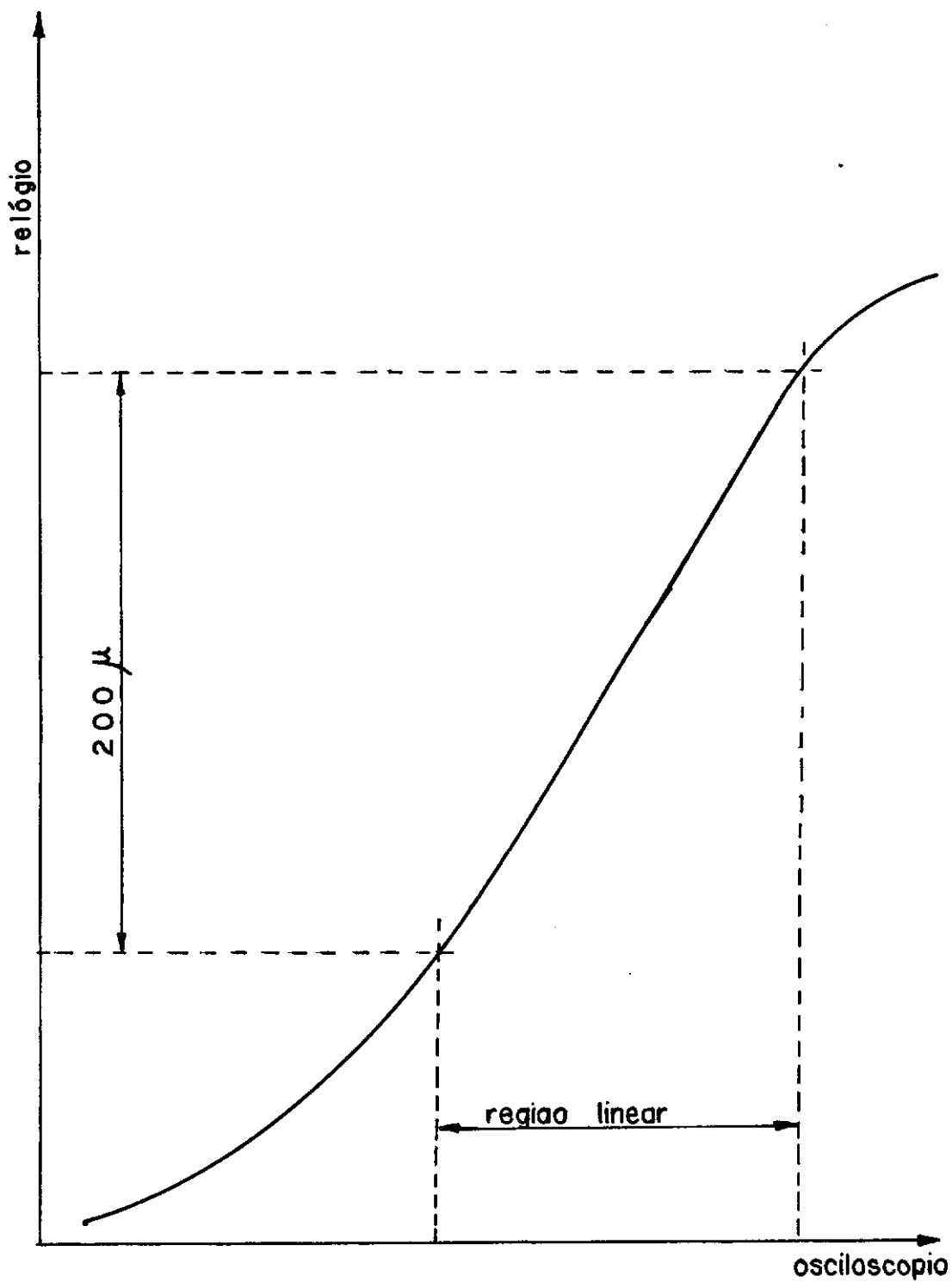
D2 = FOTO DIODO - MRD. 150 (DA MOTOROLA)

R1 = RESISTENCIA DE 470  $\Omega$

R2 = " " 220  $R_{\Omega}$



**FIGURA 35**



OSCILOSCOPIO X RELOGIO

aos limites da intensidade de luz: máxima e mínima.

A região central da curva é linear, correspondendo a um curso de mais ou menos 200 micra da lingueta do sensor.

Considerando que a ordem de grandeza das amplitudes a serem medidas é menor ou no máximo igual a 200 micra, o sensor trabalhará sempre na sua faixa linear.

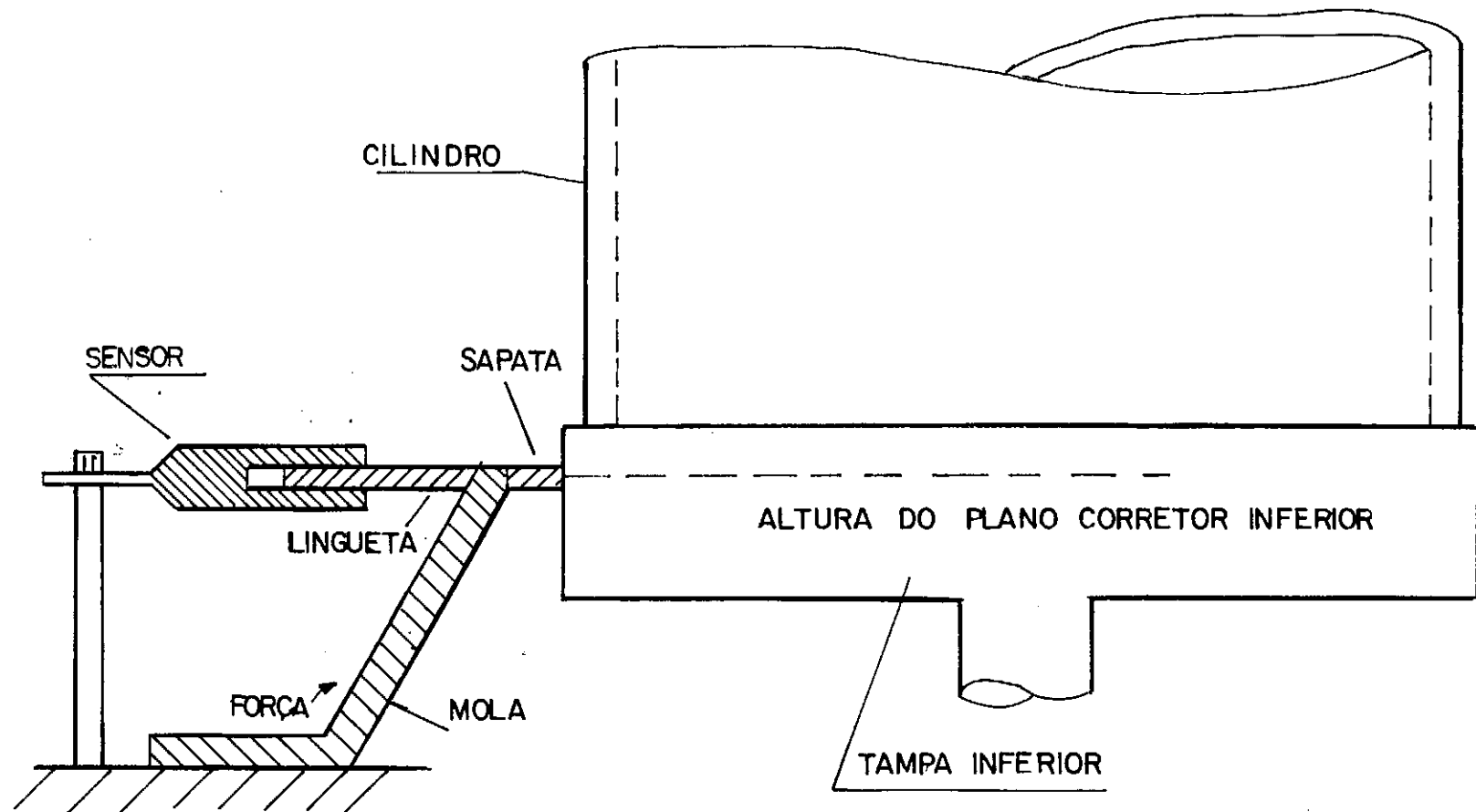
#### TRANSMISSÃO DOS DESLOCAMENTOS DO CILINDRO PARA A LINGUETA.

A transmissão dos deslocamentos (vibração) do cilindro que está girando para a lingueta, que só pode ter movimentos radiais (em relação ao cilindro), é realizado através de um sistema de escova como mostrado na [fig.37-pg.87 ].

Há uma chapa de metal que serve de mola, para manter a sapata sempre de encontro a superfície do rotor (nas tampas eixos) na altura dos planos corretores. Essa mola deve ter uma frequência natural maior do que a frequência de vibração do rotor. Uma frequência maior por parte da mola garante o contato permanente entre as superfícies da sapata e do cilindro.

A lingueta está soldada à mola garantindo assim uma perfeita transmissão do deslocamento.

O maior problema existente nos sensores esta no contato entre o rotor e a sapata. Inicialmente foram utilizadas sapatas de teflon. Este material foi escolhido por ter baixo coeficiente de atrito. Na realização dos testes abaixo de 3000 RPM a sua utilização mostrou-se eficiente. No entanto, a partir dessa velocidade as sapatas desgastavam-se muito rapidamente para a realização de um teste. Obviamente o desgaste das sapatas provoca uma desregulagem dos sensores.



F I G U R A 37



A desregulagem dos sensores consiste em os deslocamentos situarem-se na parte não linear do gráfico da (fig.36 -pg. 85).

Como tentativa para melhorar o desempenho das sapatas tentou-se primeiramente modificar sua área de contato com o cilindro . Como não houvesse uma melhora significativa, trocou-se o material da sapata por cobre. Esse material desgasta-se menos do que o teflon e tornou possível a realização de testes a mais de 3000 RPM.

Apesar dos sensores de maneira geral apresentarem um bom desempenho há necessidade de aperfeiçoá-lo no que diz respeito à fabricação. Como exemplo menciona-se a melhora da blindagem nos sensores com o objetivo de eliminar ruídos indesejáveis a uma boa caracterização das amplitudes de vibração.

### APÊNDICE C

Obtenção da ordem de grandeza do peso experimental.

Sentiu-se a necessidade de se obter a ordem de grandeza dos pesos experimentais  $P_E$ , pois a priori, devido a inexperiência, não se sabia a magnitude dos pesos a serem utilizados num teste de balanceamento. Além disso, a utilização de pesos experimentais da mesma ordem a grandeza dos pesos balanceadores facilita sua posterior caracterização no que se refere às amplitudes de vibração.

Assim desenvolveu-se um cálculo simples, baseado no fato das regiões excêntricas provocarem forças centrífugas causadoras do desbalanceamento. Consideraram-se valores de excentricidade onde há maior concentração de massa no rotor, que são as tampas-eixos.

#### CÁLCULOS

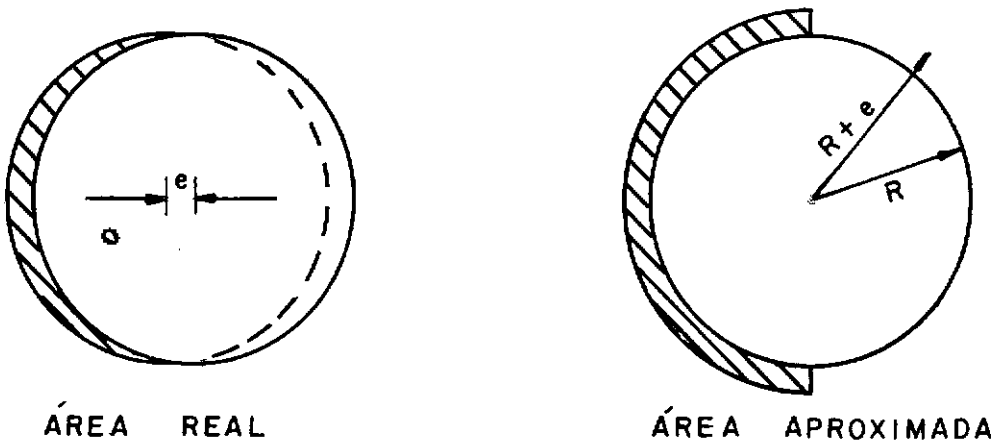
Constatou-se que as excentricidades existentes no cilindro são do tipo contínuo. Vendo-se o cilindro de cima, corresponderia à área criada pelo círculo de raio  $R$  ao se deslocar de  $e$  o seu centro (fig.38-pg.90). Considerou-se uma aproximação dessa área como sendo a diferença entre dois setores de curvas circulares do mesmo ângulo, porém com diferença de raio igual a  $e$ . O centro de gravidade<sup>5</sup> dessa área é dado por

$$\bar{Y} = \frac{4(r_2^3 - r_1^3)}{3\pi(r_2^2 - r_1^2)}$$

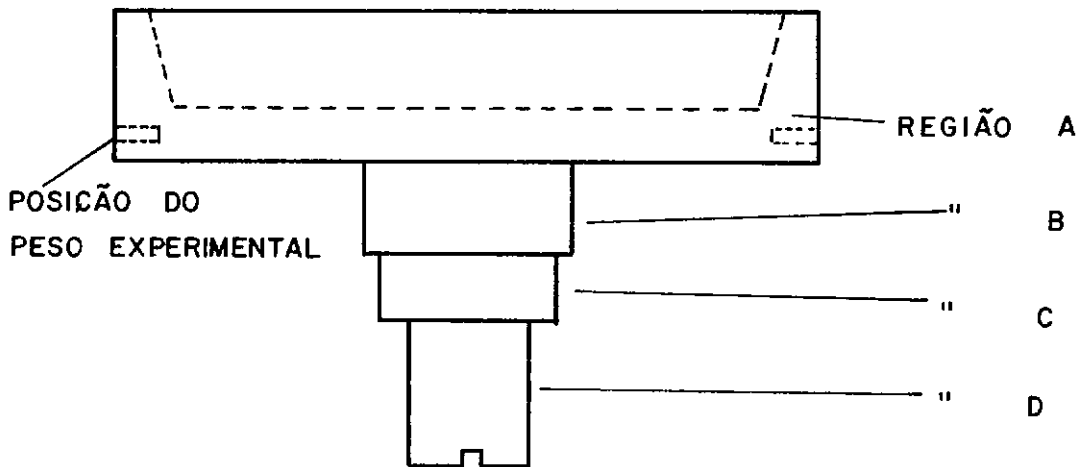
onde  $\bar{Y}$  é medido a partir do centro,

$r_1$  é igual ao raio do cilindro,

e  $r_2$  é igual ao raio do cilindro mais  $e$ .



F I G U R A 39



EXEMPLO DAS REGIÕES ONDE FOI CALCULADO A FORÇA CENTRÍFUGA DEVIDO A EXCENTRICIDADE

F I G U R A 39

O valor de  $\underline{e}$  foi considerado como uma média das excêntricidades medidas em vários planos perpendiculares ao eixo de rotação do cilindro:

$$\underline{e} = 60.10^{-3}\text{mm}$$

A massa correspondente a uma região excêntrica pode ser calculada por,

$$m = \frac{\pi}{2} \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot h \cdot \mu.$$

onde  $r_2 = r_1 + e.$

e  $r_1$  é o raio da parte do cilindro considerada.

$h$  = comprimento da parte do cilindro considerada.

$\mu$  = massa específica do material.

A força centrífuga resultante dessa excentricidade é dada por,

$$F_c = m\omega^2 \bar{Y}$$

onde,  $m$  e  $\bar{Y}$  são acima mencionados e  $\omega$  é a velocidade angular que provocará essa força centrífuga.

$F_c$  é a soma das forças centrífugas das diversas regiões das tampas-eixo (fig.39-pg. 90).

De posse do valor  $F_c$  pode-se calcular o valor da ordem de grandeza do peso experimental.

Dividiu-se a circunferência na altura dos planos corretores em 8 pontos igualmente espaçados nestas posições fizeram-se furos rosqueados perfeitamente iguais. O peso experimental, sob forma de um parafuso, poderia ocupar qualquer um dos 8 furos.

Assim, o cálculo das dimensões do parafuso pode ser determinado por:

$$P_E = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L \cdot (\mu_f - \mu_{al})$$

onde D = diâmetro do parafuso

L = comprimento do parafuso

$\mu_f$  = peso específico do material do parafuso (por hipótese : ferro)

$\mu_{al}$  = peso específico do alumínio

#### RESULTADO DOS CÁLCULOS

Para a força centrífuga devido à excentricidade na tampa-eixo inferior,

$$F_c \approx 100 \text{ N}$$

O parafuso necessário para provocar tal força centrífuga tem as seguintes características:

$$\mu_f = 7.8 \text{ gr/cm}^3$$

$$L = 0.6 \text{ cm}$$

$$D = 0.3 \text{ cm}$$

Portanto, essas características definem o peso experimental  $P_E$ .

## APÊNDICE D

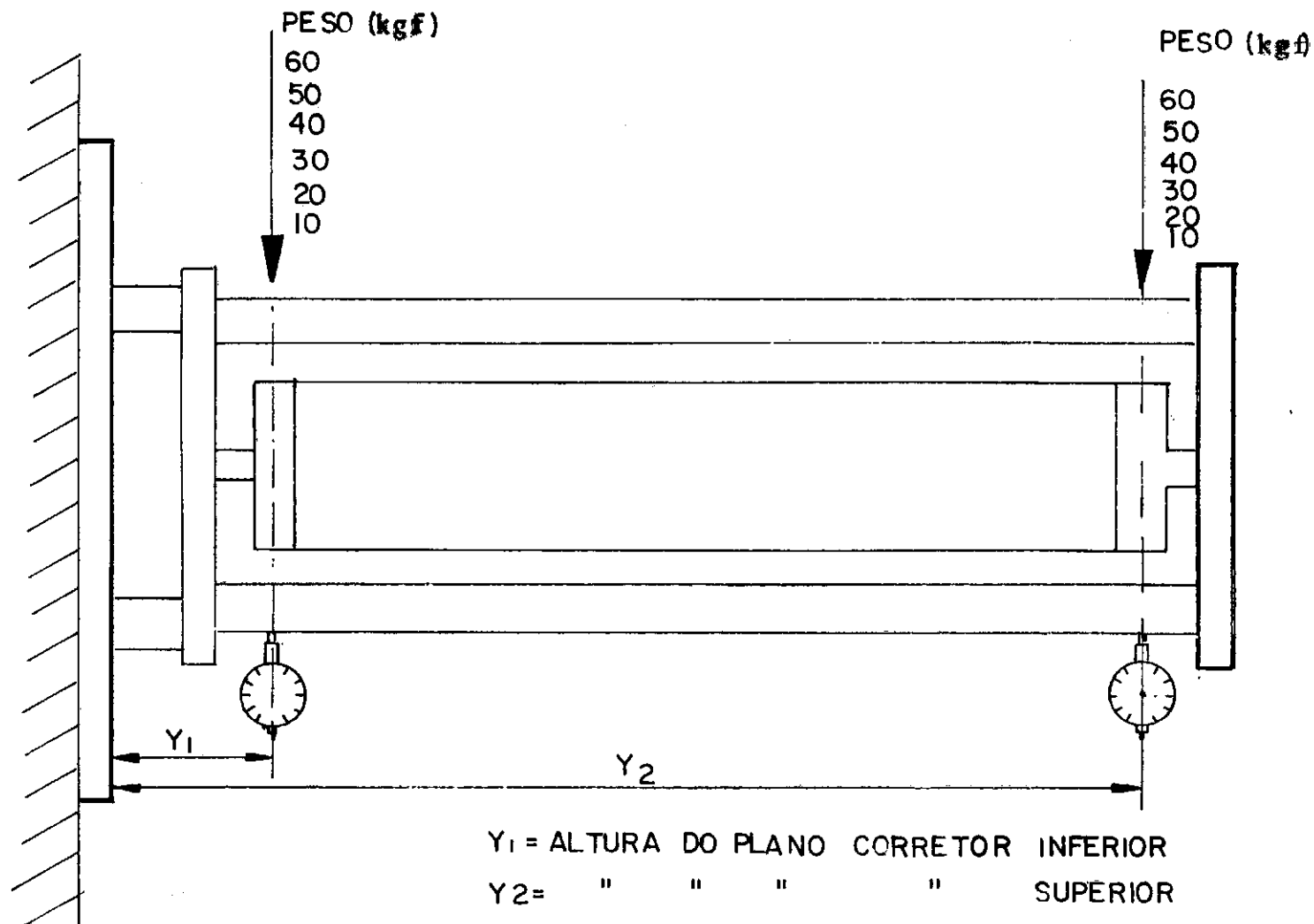
CÁLCULO DO COEFICIENTE DE RIGIDEZ DO SISTEMA

Para uma maior compreensão do comportamento do sistema, no que diz respeito às amplitudes de vibração, fez-se necessário calcular a rigidez do sistema.

Mediu-se a rigidez do sistema na altura dos planos corretores superior e inferior. A medida da rigidez consiste em aplicar forças perpendiculares a estrutura nos dois planos corretores e medir suas respectivas deflexões. A aplicação de forças perpendiculares a estrutura (cilindro) é realizado fixando-se pesos na altura dos planos corretores; para que isso seja possível é necessário girar-se toda estrutura de  $90^\circ$  conforme ( fig.40-pg. 94 ).

Os testes foram repetidos tres vezes para cada plano corretor. Cada um desses testes consistiu em aplicar pesos de 10, 20,30,40,50 e 60 kilogramas e medir suas respectivas deflexões, conforme tabela III. A partir de uma força e de sua consequente deflexão foi calculado o coeficiente de rigidez (k). O cálculo do coeficiente de rigidez de um dos planos corretores corresponde a média aritimética dos 18 k's obtidos durante os 3 tetestes. Obviamente, foram excluidos os valores que se afastaram muito da média. Ver tabela III (pg.95).

PLANO VERTICAL



ESQUEMA DO CÁLCULO DA RIGIDEZ DO SISTEMA

F I G U R A 40

TABELA III

EXEMPLO DOS DADOS OBTIDOS NUM TESTE PARA O CÁLCULO DO  
COEFICIENTE DE RIGIDEZ:

PLANO CORRETOR INFERIOR		
FORÇA (kgf)	DEFLEXÃO ( $\mu$ )	K(kgf/mm)
10	2	5000
20	4.5	4444
30	6.5	4615
40	7.5	6154
50	9.5	5263
60	11.5	5217

PLANO CORRETOR SUPERIOR		
FORÇA(kgf)	DEFLEXÃO ( $\mu$ )	K(kgf/mm)
10	7	142
20	15.5	129
30	23	130
40	31.5	127
50	40	125
60	49	122



O resultado final do coeficiente de rigidez do plano corretor superior considerando-se os tres testes (18 medidas) é :

$$K_S = 125 \text{ kgf/mm}$$

e para o plano corretor inferior,

$$K_I = 5320 \text{ kgf/mm}$$

Conclui-se então que a relação entre  $K_S$  e  $K_I$  é

$$\frac{K_S}{K_I} = 42.5$$

## APÊNDICE E

### CÁLCULO DA VELOCIDADE MÁXIMA DO ROTOR

No cálculo da velocidade máxima permitida para o rotor um dos critérios utilizados foi a resistência à tração do material utilizado no cilindro.

Como é razoável supor-se que o cilindro mude de forma em função da velocidade do rotor, supõe-se que na região das conexões entre o cilindro e as tampas-eixos, as tensões também variam. O desconhecimento do valor dessas variações fez com que se escolhesse um coeficiente de segurança relativamente alto, qual seja  $n = 5$ .

Assim tem-se que:

$$(\sigma_p)_{\max} = \frac{\sigma_t}{n}$$

onde  $(\sigma_p)_{\max}$  = tensão máxima permitida pelo projeto  
 $\sigma_t$  = tensão limite de resistência à tração  
 $n$  = coeficiente de segurança

O acrílico utilizado tem  $\sigma_t = 530 \text{ kgf/cm}^2$ , logo

$$(\sigma_p)_{\max} = 106 \text{ kgf/cm}^2$$

Conforme SHIGLEY<sup>8</sup> a equação que relaciona a tensão com a velocidade é,

$$(\sigma_p)_{\max} = \frac{3 + \mu}{4} \cdot \frac{\rho \omega^2}{g} \left( b^2 + \frac{1 - \mu}{3 + \mu} a^2 \right)$$

onde  $\mu$  = coeficiente de Poisson<sup>6</sup>  
 $\omega$  = velocidade angular  
 $g$  = aceleração da gravidade  
 $\rho$  = peso do material por unidade de volume  
 $b$  = raio externo do cilindro

a = raio interno do cilindro

cujos valores para o cilindro são:

$$\mu = 0.35$$

$$g = 981 \text{ cm/s}^2$$

$$\rho = 1.14 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$$

$$a = 5 \text{ cm}$$

$$b = 5,25 \text{ cm}$$

Fazendo-se o cálculo acha-se  $\omega = 17500 \text{ RPM}$  ou seja a velocidade máxima permitida para o rotor é de 17500 RPM.

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

1. ZIPPE, Gernot - *The development of short bowl ultracentrifuges*, Virginia, University of Virginia, 1960.
2. HARTOG, I.P.D. - *Vibrações nos sistemas mecânicos*, São Paulo, Ed. Edgard Blücher, 1972.
3. THOMSON, William T. - *Vibration Theory and Applications*, London, George Allen & Unwin, 1973.
4. FAIRES, Virgil M. - *Elementos Orgânicos de Máquina*, Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1976.
5. FONSECA, Ademar - *Curso Mecânica*, Vol. II, Rio de Janeiro, Ao Livro Técnico, 1967.
6. STACHIW, J.D. e MAISON, J.R. - *Flanged Acrylic Plastic Hemispherical Shells for Undersea Application*, Journal of Engineering for Industry, 1975.
7. BROCH, Jens Trampe - *Mechanical Vibration and Shock Measurement*, Denmark, Brüel & Kjaer, 1973.
8. SHIGLEY, Joseph E. - *Mechanical Engineering Design*, Tokio, Mc. Graw - Hill, 1972.
9. HOLMAN, J.P. - *Experimental Methods Engineers*, Tokio, Mc. Graw Hill Kogakusha, 1971.