

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

UNICAMP

FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MESA DINAMOMÉTRICA TRI-DIMENSIONAL
PARA MEDIDA DE FORÇAS NO FRESAMENTO

* NIVALDO LEMOS CUPINI

30

08/74

Tese apresentada para obtenção de grau
de "Mestre em Engenharia Mecânica"

ORIENTADOR :

Prof. Dr. Dino Ferraresi
Coordenador do C.T.- UNICAMP

DEDICATÓRIA

À minha esposa Sandra
Ao meu filho Daniel
À meus pais, sogros e irmãos.

O desenvolvimento desta pesquisa foi realizado no Centro de Tecnologia da Universidade Estadual de Campinas

junho de 1974

P R E F Á C I O

Foi com muita honra e satisfação que aceitei ao convite do Professor Doutor Dino Ferraresi, para participar de um plano de Usinagem dos Metais, iniciativa do Centro de Tecnologia da UNICAMP.

Pertencente ao Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia de Campinas - UNICAMP, encontrei na Chefia, todo apoio e incentivo, necessários à todo principiante na carreira acadêmica.

Expresso a minha gratidão, ao meu orientador Professor Ferraresi, pelos seus comentários construtivos e pela sua inegável sabedoria ao resolver ou indicar o caminho da solução dos problemas que deparei.

Ao Engenheiro Sidnei Araujo, companheiro de trabalho, expresso o meu sincero agradecimento pela valiosa ajuda prestada durante a aferição do equipamento.

Aos funcionários do C.T., agradeço a boa vontade dedicada na construção da mesa dinamométrica e dos dispositivos utilizados.

Aos colegas da FEC e do CT - citar nomes seria relacioná-los - agradeço a forma com que sempre me incentivaram com seus comentários construtivos.

A Eletrometal Aços Finos S/A., meus agradecimentos pela doação do material necessário para confecção da mesa dinamométrica.

Ao desenhista Marcos Antonio Padula, agradeço a colaboração.

A Senhorita Vera Helena Gobbo, o meu obrigado pelo incorrigível trabalho de datilografia.

Junho de 1974

R E S U M O

Projeto, construção e análise de uma mesa dinamométrica tridimensional, com elementos de deformação à base de anéis elásticos. Sua principal característica é a inexistência de interferência de uma qualquer das componentes nas demais. Medida de forças até 500 kg*, por meio de extensômetros elétricos. Frequência natural do dinamômetro na direção crítica de 544 cps. Curvas de aferição, comportamento estático e dinâmico. Registro de forças para algumas condições de usinagem, mostrando o desempenho da mesa dinamométrica.

A B S T R A C T S

Design, construction and analysis of a tridimensional dynamometer, with strain elements built of elastic rings. Its main characteristic is the non-existence of interference of any component on the other. Measurements of forces up to 500 kg*, by electric strain gages. Natural frequency of the dynamometer in the critical direction 544 cps. Gaging curves, statical and dynamical behavior. Forces were recorded for some machining conditions, showing the performance of the dynamometer.

Í N D I C E

1 - INTRODUÇÃO	01
2 - DESCRIÇÃO DA MESA DINAMOMÉTRICA	02
3 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	04
4 - PROJETO DA MESA DINAMOMÉTRICA	06
4.1 - DADOS DE PROJETO	06
4.2 - CÁLCULO DOS ANÉIS ELÁSTICOS	06
4.2.1 - FORÇA APLICADA NA DIREÇÃO VERTICAL	06
4.2.2 - FORÇA APLICADA NA DIREÇÃO HORIZONTAL LONGI TUDINAL	10
4.2.3 - FORÇA APLICADA NA DIREÇÃO HORIZONTAL TRANS VERSAL	15
4.2.4 - FORÇAS APLICADAS NAS TRÊS DIREÇÕES SIMUL TANEAMENTE	20
4.2.4.1 - VALOR DAS TENSÕES	20
4.2.4.2 - VERIFICAÇÃO QUANTO AO MATERIAL	21
4.2.5 - ESCOLHA DOS ELEMENTOS DE MEDIDA	24
4.2.5.1 - TENSÕES NAS REGIÕES DE MEDIDA, E AS DEFORMAÇÕES CORRESPONDEN TES	24
4.2.5.2 - ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS E ESCOLHA DOS EXTENSÔMETROS ELÉ TRICOS	29
4.2.5.3 - CÁLCULO TEÓRICO DA SENSIBILIDA DE	30
5 - AFERIÇÃO ESTÁTICA DA MESA DINAMOMÉTRICA	33
5.1 - EQUIPAMENTO UTILIZADO	33
5.2 - CURVAS DE AFERIÇÃO	35

5.2.1 - MÉTODO DA ANÁLISE DE REGRESSÃO	35
5.2.2 - INVERSÃO DA RETA REGRESSÃO	37
5.2.3 - AFERIÇÃO DO ANEL DINAMOMÉTRICO	39
5.2.4 - AFERIÇÃO DAS ALAVANCAS	39
5.2.5 - AFERIÇÃO DA MESA DINAMOMÉTRICA	42
5.3 - ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS INTERFERÊNCIAS	47
5.4 - CÁLCULO EXPERIMENTAL DA SENSIBILIDADE	49
6 - AFERIÇÃO DINÂMICA DA MESA DINAMOMÉTRICA	52
6.1 - CONSIDERAÇÕES GERAIS	52
6.2 - DESCRIÇÃO DOS PROCESSOS DE MEDIDA	53
6.2.1 - CURVA DE AMORTECIMENTO	53
6.2.2 - EXCITAÇÃO E CAPTAÇÃO DE FREQUÊNCIAS	56
6.2.3 - CONSTANTE DE MOLA	57
6.3 - RESULTADOS OBTIDOS NOS TRÊS PROCESSOS	58
6.4 - FATOR DE AMPLIFICAÇÃO E ERRO DINÂMICO DE AMPLIA- ÇÃO	59
7 - MEDIDA DAS COMPONENTES DA FORÇA DE USINAGEM NA OPERA- ÇÃO DE FRESAMENTO	62
7.1 - GENERALIDADES	62
7.2 - FRESAMENTO TANGENCIAL DISCORDANTE	63
7.2.1 - FRESAMENTO TANGENCIAL COM FRESAS DE DEN TES RETOS	63
7.2.1.1 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	63
7.2.1.2 - DETERMINAÇÃO DA PRESSÃO ESPECÍ FICA DE CORTE	79
7.2.2 - FRESAMENTO TANGENCIAL COM FRESAS DE DEN TES HELICOIDAIS	82
7.2.3 - OBSERVAÇÕES	82

8 - CONSIDERAÇÕES FINAIS	85
8.1 - OBJETIVO DO PRESENTE TRABALHO	85
8.2 - OBJETIVOS DE UMA ETAPA POSTERIOR A ESTE TRABALHO	86
- REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA	87

1 - INTRODUÇÃO

O presente trabalho faz parte de um plano de usinagem dos metais desenvolvido no Centro de Tecnologia da Universidade Estadual de Campinas. Dentre os diferentes processos de usinagem, distingue-se a operação de fresamento. Para o estudo técnico-científico desta operação, há necessidade do conhecimento, tão preciso quanto possível, das forças envolvidas no processo. Estas forças, além de contribuírem na determinação das características de usinagem dos materiais, permitem o dimensionamento das máquinas ferramentas. Há portanto necessidade da construção de dinamômetros específicos, que permitam determinar as forças de corte para diferentes condições de fresamento.

Para possibilitar a análise dos diferentes parâmetros envolvidos no processo, procuram-se construções que permitam a medida simultânea das componentes da força de usinagem em três direções ortogonais. Tratando-se de uma força periódica, cuja frequência depende do número de dentes e da rotação da fresa, necessita-se do preenchimento de vários requisitos de medida tais como: sensibilidade, precisão, rigidez, exatidão de reprodução e insensibilidade quanto a variação de temperatura. Para tanto foi realizada uma pesquisa bibliográfica [1] a [10], a qual permitiu uma análise dentre os diferentes tipos construtivos encontrados. Nesta análise foi dada ênfase à simplicidade de construção, ao emprego de extensômetros elétricos e à estrutura em monobloco.

O tipo construtivo escolhido constitui o objetivo do presente trabalho, que visa adquirir condições tais que, numa segunda etapa, possibilitem apresentar uma colaboração ao que já existe desenvolvido sobre fresamento.

2 - DESCRIÇÃO DA MESA DINAMOMÉTRICA

A mesa dinamométrica, foi obtida através de usinagens sucessivas de um bloco de aço ABNT - 4340, conferindo à mesma uma característica de monobloco. A ausência de solda, evita concentração de tensões. A não utilização de parafusos assegura condições de igualdade entre os elementos de deformação. A fixação dos corpos de prova no dinamômetro, e deste na máquina, foi feita por parafusos, procurando-se a maior rigidez possível.

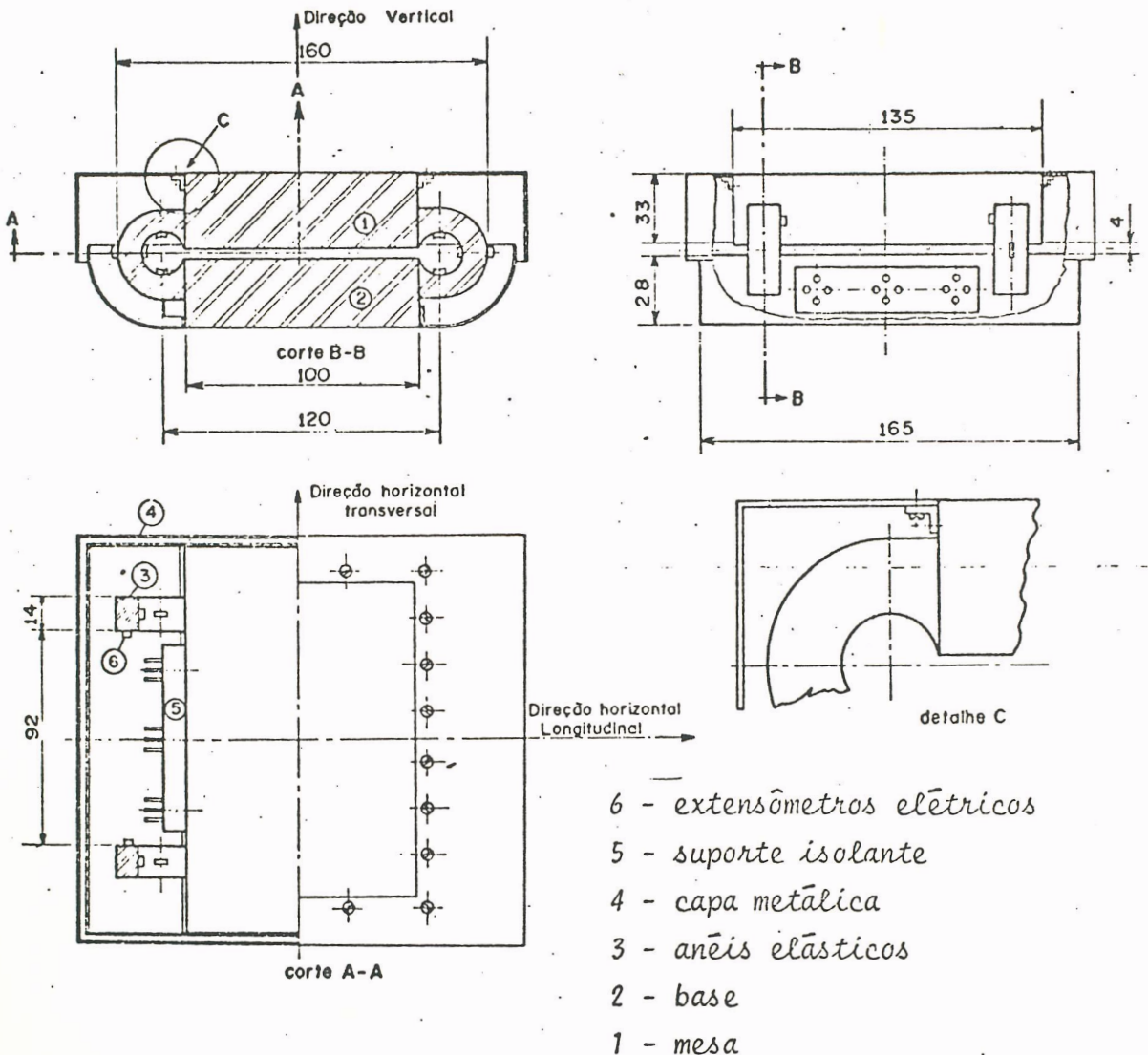


FIGURA 2.1 - Esquema da mesa dinamométrica com elementos construtivos.

Os elementos construtivos da mesa dinamométrica, podem ser vistos na figura 2.1. Os corpos de prova são fixados na mesa, e esta, é presa à base por meio de quatro anéis. Sobre os anéis, que funcionam como elementos de deformação, estão colados doze extensômetros elétricos, que formam três pontes de Wheatstone. A base permite fixar o dinamômetro na máquina. A capa metálica tem a finalidade de proteger os circuitos dos extensômetros elétricos, quer contra a deterioração provocada pelo fluido de corte, quer contra possíveis danos causados por agentes mecânicos. Sobre um suporte isolante se encontram todos os terminais elétricos, o que facilita a montagem e identificação dos diferentes circuitos, para eventuais reparos.

3 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

No corpo de prova, fixado rigidamente à mesa do dinamômetro, executa-se uma operação de fresamento, em condições pré-estabelecidas.

Devido aos esforços que se originam durante o processo, o dinamômetro estará sujeito a uma força vertical, a uma força horizontal longitudinal e a uma força horizontal transversal, que deformarão os anéis elasticamente. As resistências elétricas dos extensômetros terão seus valores alterados, desequilibrando os três circuitos em ponte de Wheatstone, previamente equilibrados.

As diferenças de potencial que se originam em cada circuito são amplificadas pelas pontes amplificadoras e em seguida são registradas pelo registrador.

A aferição prévia da mesa dinamométrica com forças conhecidas, permitirá a determinação dos valores de três quaisquer componentes ortogonais da força de usinagem.

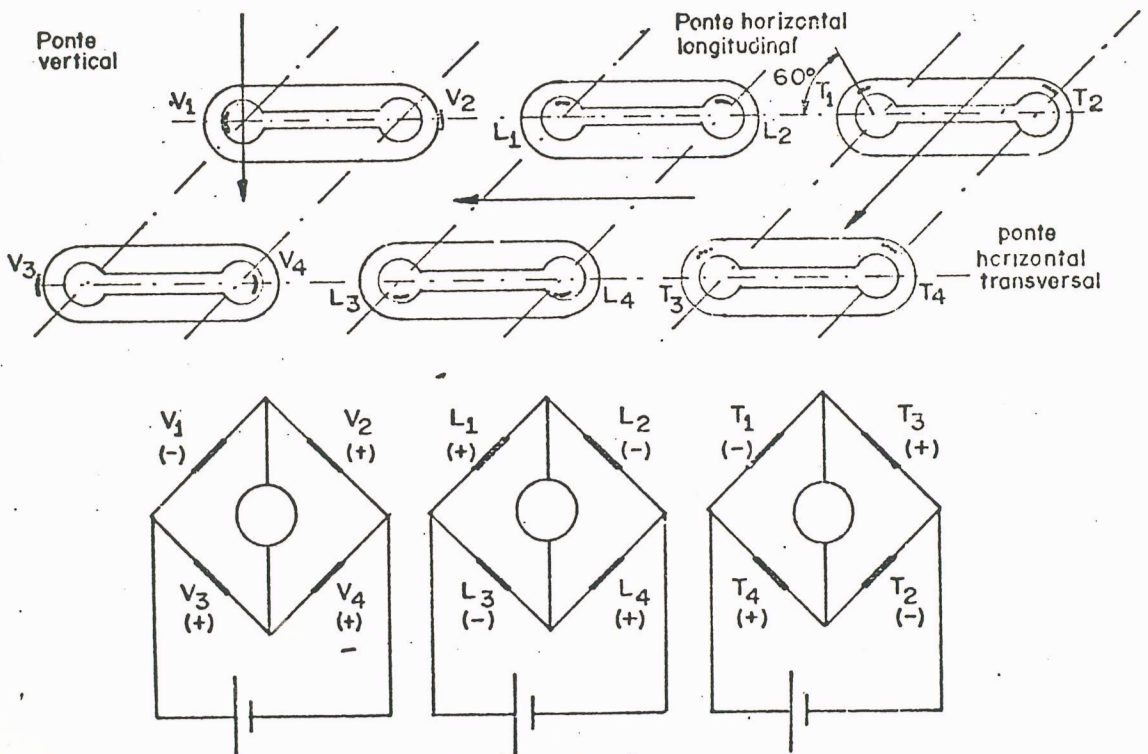


FIGURA 3.1 - Posição de colagem dos extensômetros e circuitos em forma de Ponte de Wheatstone correspondente às três direções.

A posição dos extensômetros elétricos nos elementos de deformação (figura 2.1), foi escolhida visando a não interferência mútua das três componentes, qualidade esta desejável numa mesa dinamométrica (ver §4.2.5.2) [11] .

A figura 3.1, mostra os três circuitos independentes de extensômetros elétricos, em forma de ponte de *Wheatstone*, os quais obedecem as seguintes regras : [12] .

As diferenças de potencial, resultantes de deformações de mesmo sinal algébrico (tração ou compressão), somam-se quando em extensômetros opostos e subtraem-se quando em adjacentes.

As diferenças de potencial, resultantes de deformações de sinais contrários, somam-se quando em extensômetros adjacentes e subtraem-se quando em opostos.

A observância dessas regras simples, e as posições convenientes dos extensômetros elétricos , proporcionam algumas vantagens tais como :

Compensação elétrica devido as variações de temperatura.

Compensação elétrica devido a interferência mútua das três componentes.

Diferença de potencial total na saída do circuito proporcional a quatro vezes a deformação de um extensômetro.

Para preservar o bom funcionamento da mesa dinamométrica, e também tornar sua vida maior possível, foram observados todos os cuidados quanto a colagem e proteção dos extensômetros e circuitos elétricos.

4 - PROJETO DA MESA DINAMOMÉTRICA

4.1 - DADOS DE PROJETO

A capacidade de carga da mesa dinamométrica, foi fixada em 500 kg* para cada uma das três direções. Este valor é suficiente para analisar as influências das condições operacionais (avanço, velocidade de corte, profundidade de corte, etc), nas componentes da força de usinagem, durante a operação de fresamento.

Devê existir compatibilidade entre as dimensões geométricas da mesa dinamométrica e o tamanho do extensômetro elétrico utilizado, para possibilitar uma colagem perfeita.

Deve ser observada a máxima deformação que cada extensômetro pode suportar dentro de uma certa linearidade.

O material da mesa dinamométrica é o aço ABNT 4340 com tensão de escoamento $\sigma_e = 57,15 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$ (figura 4.9).

4.2 - CÁLCULO DOS ANÉIS ELÁSTICOS

A teoria empregada no cálculo dos anéis elásticos é a teoria das barras curvas, utilizando trabalho de deformação. [4]

Apenas para facilitar o estudo será feita uma divisão segundo cada direção de aplicação de carga.

4.2.1 - FORÇA APLICADA NA DIREÇÃO VERTICAL

Quando somente a carga vertical P_v está sendo aplicada ($P_L = 0$ e $P_T = 0$) cada um dos quatro anéis estará sujeito às condições da figura 4.1a.

Devido a simetria existente, apenas o arco AB necessita ser considerado, e na secção em B não ocorre rotação.

No corte da secção em A surge o momento hiperestático M_{0_1} (figura 4.1b), desconhecido, que representa a restrição oferecida pela mesa do dinamômetro.

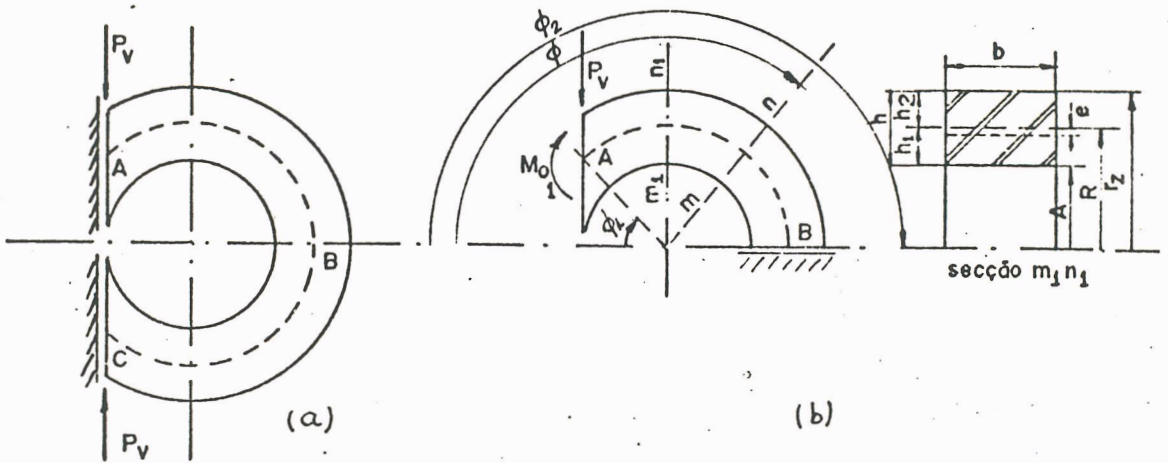


FIGURA 4.1 - Condição a que esta sujeito cada anel quando está aplicada a carga vertical.

Na secção mn , numa posição ϕ qualquer, agem os esforços :

$$M_{x_1} = M_{0_1} - P_v R (\cos \phi_1 - \cos \phi) \dots\dots (4.1)$$

$$N = P_v \cos \phi \dots\dots\dots (4.2)$$

$$Q = -P_v \sin \phi \dots\dots\dots (4.3)$$

O trabalho de deformação de uma barra curva de grande espessura (h não é pequena em presença de R), é dado por

$$U = \int_{s_0}^{s_1} \left(\frac{M^2}{2A E e R} + \frac{N^2}{2A E} - \frac{MN}{A E R} + \frac{\alpha Q^2}{2A G} \right) ds \dots\dots\dots (4.4)$$

onde

- U - trabalho de deformação ($\text{kg} \cdot \text{mm}$)
- M - momento fletor ($\text{kg} \cdot \text{mm}$)
- N - força normal (kg^*)
- Q - força cortante (kg^*)
- A - área da secção (mm^2)
- E - módulo de elasticidade (kg^*/mm^2)
- R - raio de curvatura da linha de centro (mm)
- G - módulo de elasticidade transversal (kg^*/mm^2)
- e - distância do eixo neutro ao centro de gravidade da secção transversal (mm)
- α - constante que depende da forma da secção,

Segundo o leorema de Castigliano [13], sabe-se que

$$\frac{\partial U}{\partial M_{01}} = 0 \quad (4.5)$$

pois a secção em A não sofre rotação.

Aplicando-se a expressão (4.5) em (4.4) e substituindo-se $ds = R d\phi$, tem-se

$$\int_{\phi_1}^{\phi_2} \left(\frac{M_{x1}}{e} - N \right) d\phi = 0 \quad (4.6)$$

pois

$$\frac{\partial M_{x1}}{\partial M_{01}} = 1$$

Substituindo-se os valores de M_{x1} e N das expressões (4.1) e (4.2) em (4.6) e desenvolvendo-se a integral, obtém-se o valor de

$$M_{01} = \frac{P_v R}{(\phi_2 - \phi_1)} \left[(\phi_2 - \phi_1) \cos \phi_1 + \left(\frac{e}{R} - 1 \right) (\sin \phi_2 - \sin \phi_1) \right] \quad (4.7)$$

Conhecido o valor do momento M_{01} , pode-se calcular o valor do momento M_{x1} em qualquer posição ϕ , através da expressão (4.1)

$$M_{x1} = \frac{P_v R}{(\phi_2 - \phi_1)} \left[\left(\frac{e}{R} - 1 \right) (\sin \phi_2 - \sin \phi_1) + (\phi_2 - \phi_1) \cdot \cos \phi \right] \quad (4.8)$$

As tensões na parte interna (r_1) e na parte externa (r_2) do anel são calculadas por :

$$\sigma = \frac{M (y - e)}{A e (r - y)} \dots\dots\dots (4.9)$$

quando se faz

$y = h_1$ e $y = -h_2$, respectivamente.

Ou ainda, substituindo-se o valor do momento M_{x_1} dado na expressão (4.8)

$$\sigma_{x_{11}} = \frac{P_v R (h_1 - e)}{A e r_1 (\phi_2 - \phi_1)} \left[\left(\frac{e}{R} - 1 \right) (\sin \phi_2 - \sin \phi_1) + (\phi_2 - \phi_1) \cos \phi \right] \dots\dots\dots (4.10)$$

$$\sigma_{x_{22}} = \frac{-P_v R (h_2 + e)}{A e r_2 (\phi_2 - \phi_1)} \left[\left(\frac{e}{R} - 1 \right) (\sin \phi_2 - \sin \phi_1) + (\phi_2 - \phi_1) \cos \phi \right] \dots\dots\dots (4.11)$$

Os valores numéricos

$$h_1 = h_2 = 5 \text{ mm}$$

$$P_v = 500/4 = 125 \text{ kg*}$$

$$R = 15 \text{ mm}$$

$$r_1 = 10 \text{ mm}$$

$$r_2 = 20 \text{ mm}$$

$$b = 14 \text{ mm}$$

$$A = 140 \text{ mm}$$

$$(\phi_2 - \phi_1) = (180 - 45) = 135^\circ \text{ ou } (\phi_2 - \phi_1) = \frac{3}{4} \pi \text{ rad}$$

$$e = R - \frac{h}{\ln \left(\frac{\kappa_2}{\kappa_1} \right)} = 15 - \frac{10}{\ln 2} = 0,573 \text{ mm}$$

substituídos em (4.10) e (4.11) fornecem :

$$\sigma_{x_{11}} = 10,35 \cos \phi + 2,99 \dots \dots \dots (4.12)$$

$$\sigma_{x_{22}} = 6,51 \cos \phi - 1,88 \dots \dots \dots (4.13)$$

Através da expressão (4.2), tem-se calculada a tensão devido a ação da força normal

$$\sigma_{N_v} = \frac{P_v}{A} \cos \phi = 0,63 \cos \phi \dots \dots \dots (4.14)$$

4.2.2 - FORÇA APLICADA NA DIREÇÃO HORIZONTAL LONGITUDINAL

Quando somente a carga horizontal P_L (longitudinal) está sendo aplicada ($P_v = 0$ e $P_T = 0$), cada dois dos quatro anéis estarão sujeitos às condições da figura 4.2 a.

A mesa do dinamômetro está sujeita a uma carga externa $2 P_L$, mais um momento externo $2 P_L h$. Isto sugere, que seja feito um desdobramento do problema, no estudo de cada anel (figura 4.2 b).

No primeiro problema a mesa do dinamômetro não sofre rotação (apenas a carga externa $2 P_L$ está aplicada em seu eixo), e portanto tem-se pelo Teorema de Castigliano

$$\frac{\partial U}{\partial M_{O_3}} = 0 \dots \dots \dots (4.15)$$

onde M_{O_3} é o momento hiperestático, restrição oferecida pela mesa do dinamômetro e U é a energia armazenada no anel devido a aplicação da carga externa P_L .

Numa secção qualquer ϕ agem os esforços

$$M_{x_2} = M_{0_3} - P_L R (\sin \phi - \sin \phi_1) \dots\dots (4.16)$$

$$N = -P_L \sin \phi \dots\dots\dots (4.17)$$

$$Q = -P_L \cos \phi \dots\dots\dots (4.18)$$

Derivando a expressão (4.4) em relação a M_{0_3} e integrando ao longo do arco AC vem

$$M_{0_3} = \frac{P_L R}{(\phi_2 - \phi_1)} \left[\left(\frac{e}{R} - 1 \right) (\cos \phi_2 - \cos \phi_1) - P_L R \cdot (\phi_2 - \phi_1) \sin \phi_1 \right] \dots\dots\dots (4.19)$$

que substituída na (4.16) resulta

$$M_{x_2} = \frac{P_L R}{(\phi_2 - \phi_1)} \left[\left(\frac{e}{R} - 1 \right) (\cos \phi_2 - \cos \phi_1) - (\phi_2 - \phi_1) \sin \phi \right] \dots\dots\dots (4.20)$$

Como $\cos \phi_2 = \cos \phi_1$

$$M_{x_2} = -1875 \sin \phi \dots\dots\dots (4.21)$$

No segundo problema a mesa do dinamômetro sofre rotação e deslocamentos conforme mostrado na figura 4.2 c.

São incôgnitas o ângulo θ , os deslocamentos u e v , o momento hiperistático M_{0_2} e a reação hiperistática Q_L , sendo necessárias então as cinco equações:

$$\frac{\partial u}{\partial M_{0_2}} = \theta \dots\dots\dots (4.22)$$

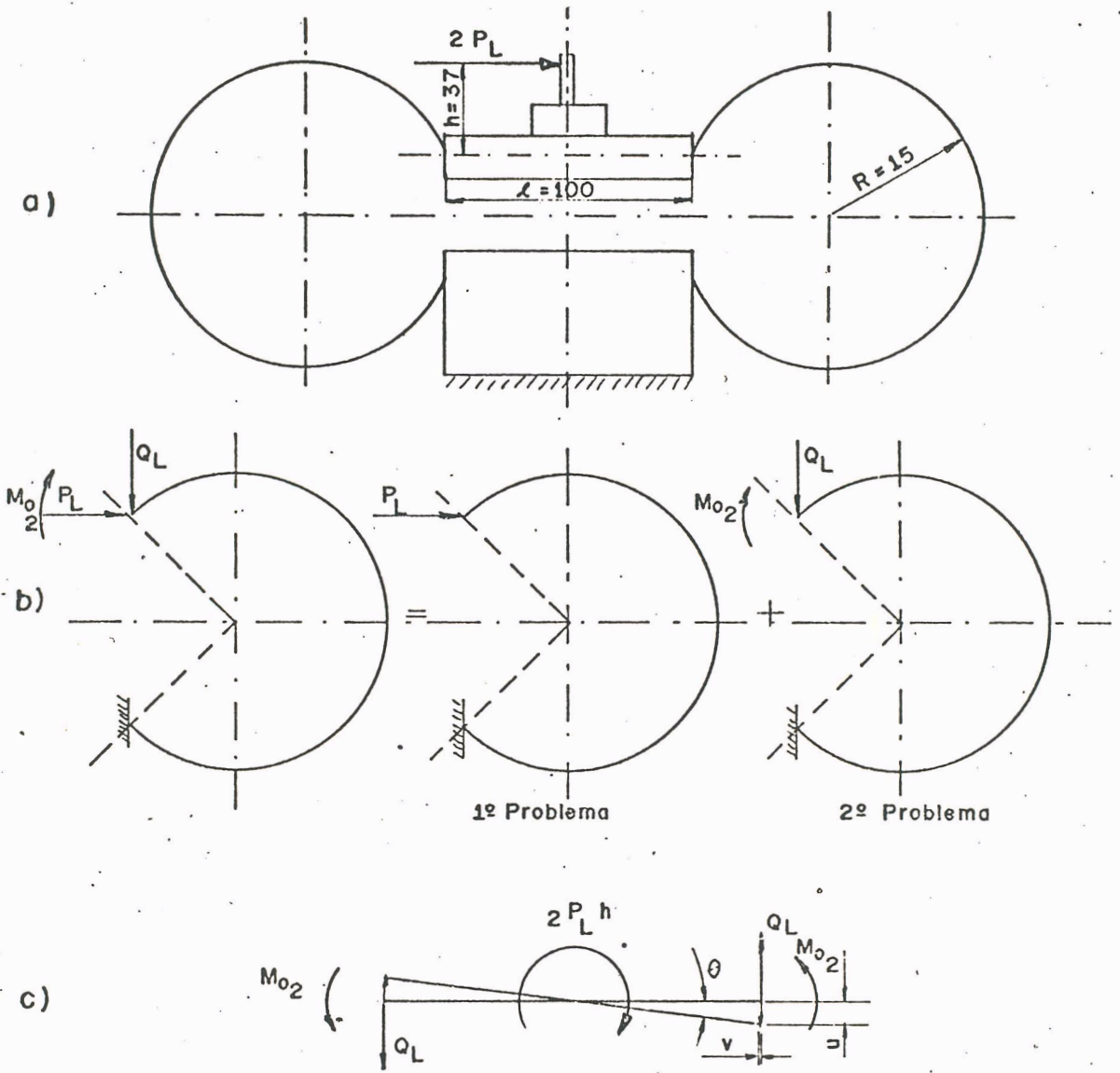


FIGURA 4.2 - Condições a que estão sujeitos dois anéis (a) e um anel (b) quando está aplicada a carga horizontal longitudinal.

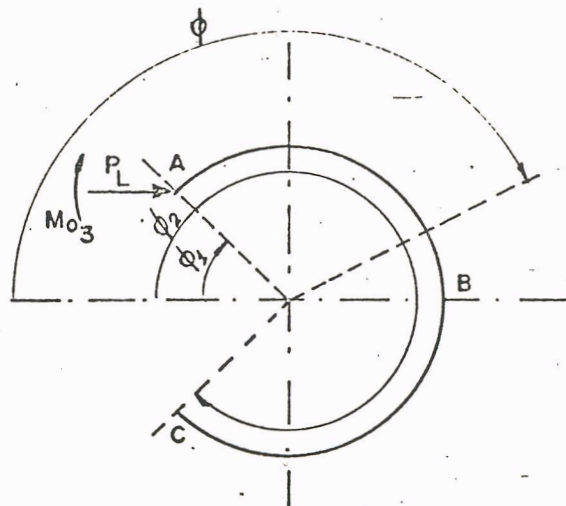


FIGURA 4.3 - Condição de cada anel no

$$\frac{\partial u}{\partial Q_L} = u \dots \dots \dots (4.23)$$

$$u = \frac{\ell}{2} \sin \theta = \frac{\ell}{2} \theta \dots \dots \dots (4.24)$$

$$2 P_L h = 2 M_{0_2} + Q_L \ell \dots \dots \dots (4.25)$$

$$v = \frac{\ell}{2} (1 - \cos \theta) \approx 0 \dots \dots \dots (4.26)$$

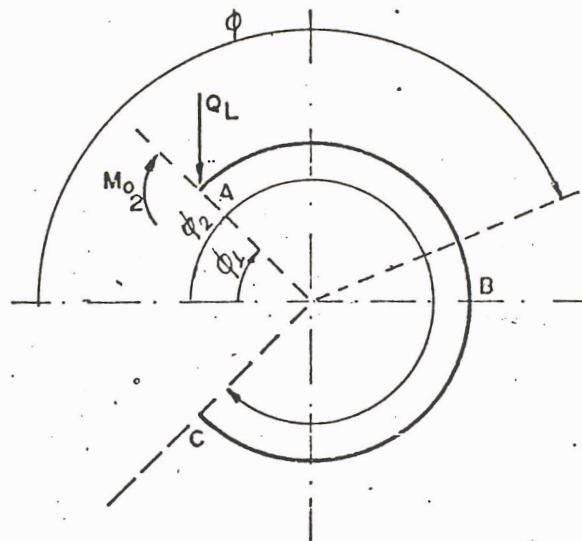


FIGURA 4.4 - Condição de cada anel no segundo problema.

Numa secção qualquer ϕ , agem os esforços

$$M_{x_3} = M_{0_2} - Q_L R (\cos \phi_1 - \cos \phi) \dots \dots (4.27)$$

$$N = Q_L \cos \phi \dots \dots \dots (4.28)$$

$$Q = -Q_L \sin \phi \dots \dots \dots (4.29)$$

Devido a simetria, apenas o arco AB necessita ser considerado.

Da aplicação da (4.22) na expressão (4.4) vem

$$\int_{\phi_1}^{\phi_2} (M_{x_3} - N e) d\phi = A E e \theta \dots \dots \dots (4.30)$$

Substituindo-se na (4.30) os valores de M_{x_3}
(4.27) e N (4.28), obtem-se após a integração e já com valores numéricos

$$0,75 \pi M_{0_2} - 35,19 Q_L = 1,685 \times 10^6 \theta \quad (4.31)$$

Da aplicação da (4.23) e (4.24) na expressão (4.4)
vem

$$\int_{\phi_1}^{\phi_2} \left[M_{x_3} (R - e) \cos \phi - \frac{\alpha R E e Q}{G} \sin \phi \right] d\phi =$$

$$= A E e \frac{\ell}{2} \theta \dots\dots\dots (4.32)$$

Substituindo-se na equação (4.32) os valores de
 M_{x_3} (4.27) e Q (4.29), obtem-se após a integração e já com valores numéricos

$$- 10,20 M_{0_2} + 357,08 Q_L = 84,23 \times 10^6 \theta \quad (4.33)$$

A equação (4.25) com os valores numéricos substituídos fica :

$$M_{0_2} + 50 Q_L = 4.625 \dots\dots\dots (4.34)$$

As três equações (4.31, 4.33 e 4.34) fornecem o
valor de M_{0_2} e de Q_L .

$$M_{0_2} = 1\,149,40 \text{ kg*mm} \dots\dots\dots (4.35)$$

$$Q_L = 69,51 \text{ kg*} \dots\dots\dots (4.36)$$

Da expressão (4.27) tem-se o valor do momento ..
 M_{x_3} numa posição ϕ qualquer :

$$M_{x_3} = 412,11 + 1042,68 \cos \phi \dots\dots\dots (4.37)$$

A superposição dos dois problemas através das expressões (4.21 e 4.37), dá o valor do momento M_{x_4} numa posição qualquer ϕ ao longo do anel

$$M_{x_4} = 412,11 - 1875,00 \sin \phi + 1042,68 \cos \phi \dots\dots\dots (4.38)$$

As tensões na parte interna (r_1) e na parte externa (r_2) do anel devido a ação do momento M_{x_4} , são dadas pela substituição dos respectivos valores na expressão (4.9).

$$\sigma_{x_{31}} = 5,57 \cos \phi - 10,35 \sin \phi + 2,27 \dots\dots\dots (4.39)$$

$$\sigma_{x_{42}} = -3,62 \cos \phi + 6,51 \sin \phi - 1,43 \dots\dots\dots (4.40)$$

Através das expressões (4.17) e (4.28) tem-se calculada a tensão devido a ação da força normal

$$\sigma_{N_L} = 0,50 \cos \phi - 0,63 \sin \phi \dots\dots\dots (4.41)$$

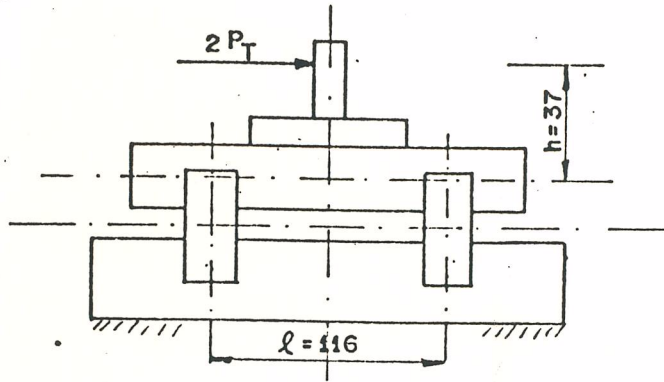
4.2.3 - FORÇA APLICADA NA DIREÇÃO HORIZONTAL TRANSVERSAL

Quando somente a carga horizontal P_T (transversal) está sendo aplicada ($P_V = 0$ e $P_L = 0$), cada dois dos quatro anéis estarão sujeitos às condições da figura 4.5 a.

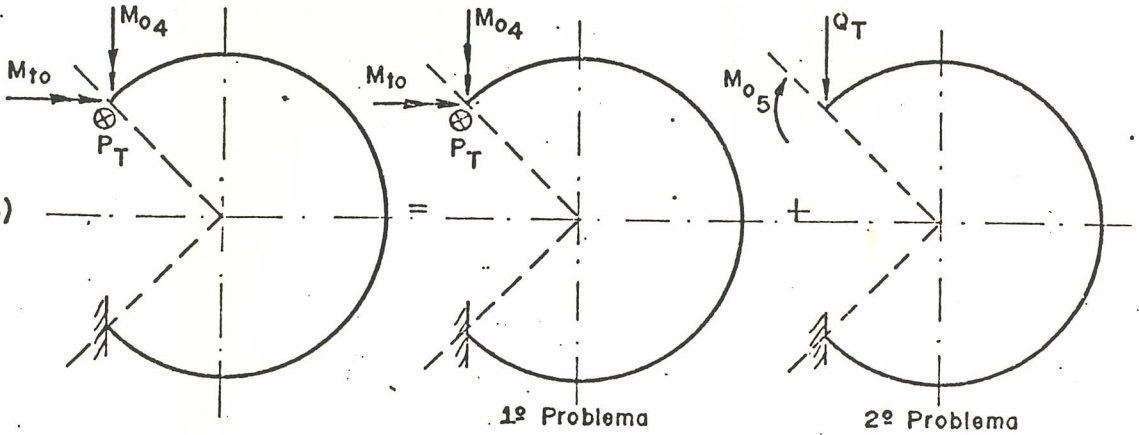
A mesa do dinamômetro está sujeita a uma carga externa $2 P_T$, mais um momento externo $2 P_T h$. Isto sugere que seja feito, um desdobramento do problema, no estudo de cada anel (figura 4.5 b).

No primeiro problema, a mesa do dinamômetro não sofre rotação (apenas a carga $2 P_T$ está aplicada em seu eixo), e portanto tem-se pelo teorema de Castigliano :

a)



b)



c)

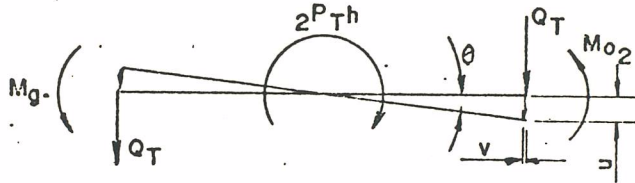


FIGURA 4.5 - Condições a que estão sujeitos dois anéis (a) e um anel (b) quando está aplicada a carga horizontal transversal

$$\frac{\partial u}{\partial M_{04}} = 0 \dots\dots\dots (4.42)$$

$$\frac{\partial u}{\partial M_{t_0}} = 0 \dots\dots\dots (4.43)$$

onde M_{04} é o momento fletor e M_{t_0} é o momento torsor hiperstáticos, restrições oferecidas pela mesa dinamométrica e u é a energia armazenada no anel devido a aplicação de carga externa P_T . Neste caso a teoria das barras curvas não é aplicada, por não serem válidas suas hipóteses. No cálculo das tensões, a barra será considerada reta e de pequena espessura.

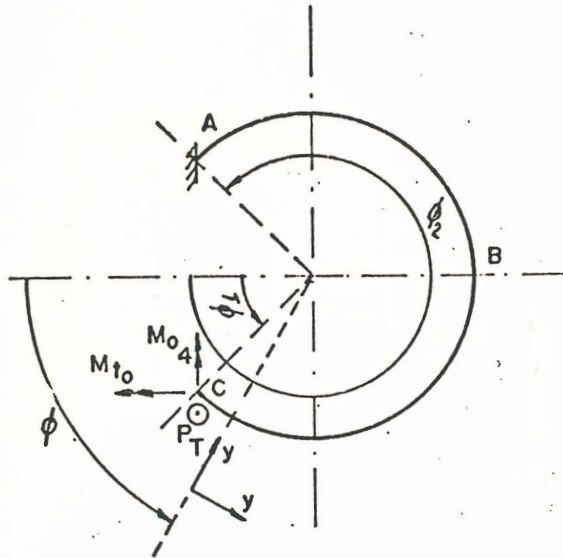


FIGURA 4.6 - Condição de cada anel
no primeiro problema.

Numa secção qualquer ϕ (figura 4.6), agem os esforços :

$$Q = P_T \dots\dots\dots (4.44)$$

$$M_{y_1} = -(M_{0_4} + P_T R \cos \phi_1) \sin \phi + (M_{x_0} + P_T R \sin \phi_1) \cos \phi \dots\dots\dots (4.45)$$

$$M_{x_1} = (M_{0_4} + P_T R \cos \phi_1) \cos \phi + (M_{x_0} + P_T R \sin \phi_1) \sin \phi - P_T R \dots\dots\dots (4.46)$$

Numa barra curva solicitada à flexão fora de seu plano de curvatura inicial, o trabalho de deformação é calculado por [13 e 14]

$$u = \int_{\phi_1}^{\phi_2} \left(\frac{M^2}{2 E I_y} + \frac{M_{x_1}^2}{2 C} + \frac{\alpha Q^2}{2 A G} \right) R d \phi \quad (4.47)$$

onde

As tensões correspondentes

U	= trabalho de deformação ...	(kg*mm)
M	= momento fletor	(kg*mm)
M_t	= momento torsor	(kg*mm)
Q	= força cortante	(kg*)
E	= módulo de elasticidade....	(kg*/mm ²)
I_y	= momento de inércia em relação ao eixo y (mm ⁴)	
C	= módulo de rigidez à torção.	(kg*mm ²)
α	= constante que depende da forma da secção	
A	= área da secção	(mm ²)
G	= módulo de elasticidade transversal	(kg*/mm ²)
R	= raio de curvatura da linha de centro	(mm)

Da aplicação da (4.42) e (4.43) na expressão ...
(4.47), obtem-se :

$$M_{0_4} = -2182,17 \text{ kg*mm} \dots\dots\dots (4.48)$$

$$M_{t_0} = -1325,82 \text{ kg*mm} \dots\dots\dots (4.49)$$

após a substituição dos valores numéricos :

$$\begin{aligned} \phi_1 &= 45^\circ \\ \phi_2 &= 315^\circ \\ I_y &= 2286,67 \text{ mm}^4 \\ C &= 2,085 \times 10^7 \text{ kg*mm}^2 \end{aligned}$$

Das expressões (4.45) e (4.46), obtem-se o valor do momento fletor M_{y_1} e do momento torsor M_{t_1} , numa posição ϕ qualquer

$$M_{y_1} = 856,34 \text{ sen } \phi \dots\dots\dots (4.50)$$

$$M_{t_1} = -856,34 \text{ con } \phi - 1875,00 \dots\dots\dots (4.51)$$

As tensões correspondentes são :

$$\sigma_{y_1} = \frac{M_{y_1}}{W_y} = \frac{856,34 \text{ sen } \phi}{326,67}$$

$$\sigma_{y_1} = 2,62 \text{ sen } \phi \dots\dots\dots (4.52)$$

$$\tau = \frac{M_{x_1}}{W_x} = \frac{- 856,34 \text{ cos } \phi - 1875,00}{322,20}$$

$$\tau = - 2,66 \text{ cos } \phi - 5,82 \dots\dots\dots (4.53)$$

No segundo problema a mesa do dinamômetro sofre rotação e deslocamentos conforme mostrado na figura 4.5 c.

São incôgnitas o ângulo θ , os deslocamentos u e v , o momento hiperistático M_{0_5} e a reação hiperistática Q_T .

Este caso é idêntico ao desenvolvido no item ... 4.2.2. A única diferença é o valor numérico de ℓ que agora vale 116 mm.

Assim sendo, as equações (4.31), (4.33) e (4.34) podem ser usadas, sendo alteradas apenas suas variáveis e um coeficiente

$$0,75 \pi M_{0_5} - 35,19 Q_T = 1,685 \times 10^6 \theta \dots\dots\dots (4.54)$$

$$- 10,20 M_{0_5} + 357,08 Q_T = 84,231 \times 10^6 \theta \dots\dots\dots (4.55)$$

$$M_{0_5} + 58 Q_T = 4625 \dots\dots\dots (4.56)$$

O sistema de equações acima, fornece o valor de M_{0_5} e Q_T .

$$M_{0_5} = 1026,12 \text{ kg*mm} \dots\dots\dots (4.57)$$

$$Q_T = 62,05 \text{ kg*} \dots\dots\dots (4.58)$$

O momento M_{x_6} numa posição qualquer ϕ , pode ser calculado através de uma expressão análoga $\bar{a}$ (4.27).

$$M_{x_6} = 367,98 + 930,75 \cos \phi \dots\dots\dots (4.59)$$

A superposição dos dois problemas desenvolvidos, não é necessária no caso da força horizontal transversal, pois os esforços ocorrem em planos diferentes.

As tensões na parte interna (r_1) e na parte externa (r_2) do anel devido ao momento M_{x_6} são dadas pela substituição dos respectivos valores na expressão (4.9).

$$\sigma_{x_{71}} = 5,14 \cos \phi + 2,03 \dots\dots\dots (4.60)$$

$$\sigma_{x_{82}} = -3,23 \cos \phi - 1,28 \dots\dots\dots (4.61)$$

Através de uma expressão análoga $\bar{a}$ (4.28) tem-se calculada a tensão devido a ação da força normal :

$$\sigma_{N_T} = 0,44 \cos \phi \dots\dots\dots (4.62)$$

4.2.4 - FORÇAS APLICADAS NAS TRÊS DIREÇÕES SIMULTANEAMENTE

4.2.4.1 - VALOR DAS TENSÕES

A obtenção das tensões, quando da aplicação simultânea das três cargas, fica reduzida a uma simples composição do exposto nos três itens anteriores.

O ponto de interesse é aquele em que a solicitação é máxima. Para tanto será apresentado o que ocorre ao longo de um anel, quando os efeitos das cargas aplicadas sobre ele se somam.

A figura 4.7 mostra a distribuição de tensões $\bar{\sigma}_x$, $\bar{\sigma}_y$ e $\bar{\tau}$, máximas, quando fazemos ϕ variar de 0° a 180° segundo as expressões :

$$\bar{\sigma}_x = 22,63 \cos \phi - 10,9 \sin \phi + 7,29 \quad (4.63)$$

$$\bar{\sigma}_y = 2,62 \sin \phi \quad \dots\dots\dots (4.64)$$

$$\bar{\tau} = -2,66 \cos \phi - 5,82 \quad \dots\dots\dots (4.65)$$

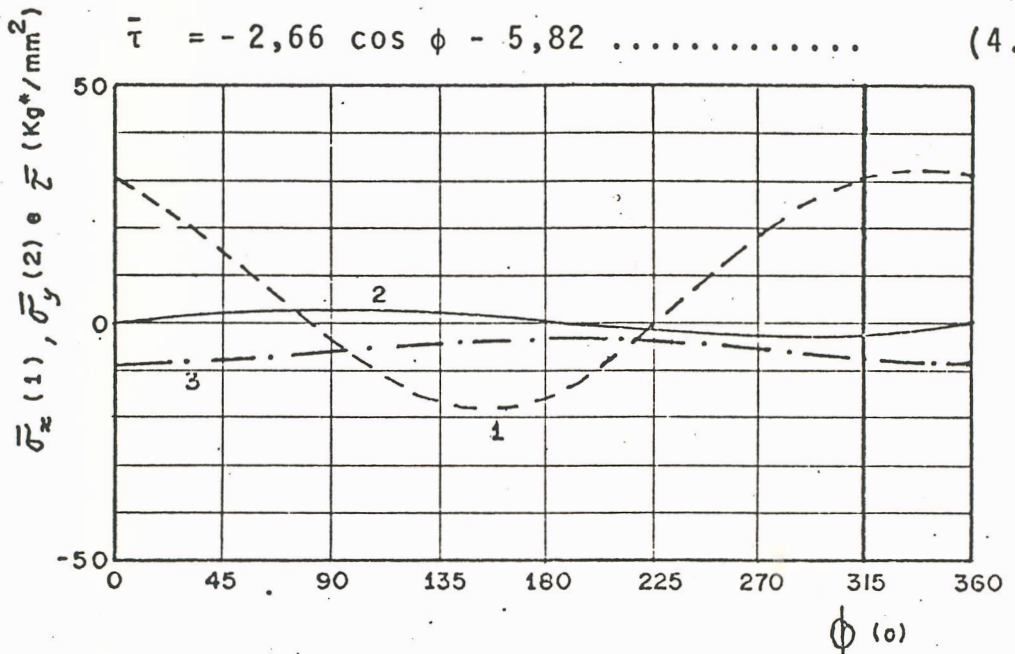


FIGURA 4.7 - Tensões devido ação simultânea das três cargas, no raio interno (r_1) em cada anel. À 315° ocorre o valor máximo na combinação das tensões.

A posição mais solicitada corresponde ao valor de $\phi = 315^\circ$, ou seja, ocorre no engastamento do anel.

Os valores de $\bar{\sigma}_x$, $\bar{\sigma}_y$ e $\bar{\tau}$, na posição de máxima solicitação, podem ser calculados a partir das expressões .. (4.63, 4.64 e 4.65) ou então retirados diretamente dos gráficos da figura 4.7, e valem

$$\bar{\sigma}_x = 32,44 \text{ kg}^*/\text{mm}^2 \quad \dots\dots\dots (4.66)$$

$$\bar{\sigma}_y = -1,11 \text{ kg}^*/\text{mm}^2 \quad \dots\dots\dots (4.67)$$

$$\bar{\tau} = -8,23 \text{ kg}^*/\text{mm}^2 \quad \dots\dots\dots (4.68)$$

4.2.4.2 - VERIFICAÇÃO QUANTO AO MATERIAL

As expressões (4.66, 4.67 e 4.68) mostram o valor máximo de $\bar{\sigma}_x$, de $\bar{\sigma}_y$ e de $\bar{\tau}$, respectivamente, que ocorre em uma secção do anel, na posição $\phi = 315^\circ$.

Nesta secção, o ponto mais solicitado é o ponto 1 no qual ocorre a soma das tensões $\bar{\sigma}_x$ e $\bar{\sigma}_y$ (figura 4.8 a). Através do critério da energia de distorção [15], pode-se calcular o valor da tensão efetiva, que corresponde a maior tensão devido a aplicação simultânea das cargas (500 kg* cada) nas três direções.

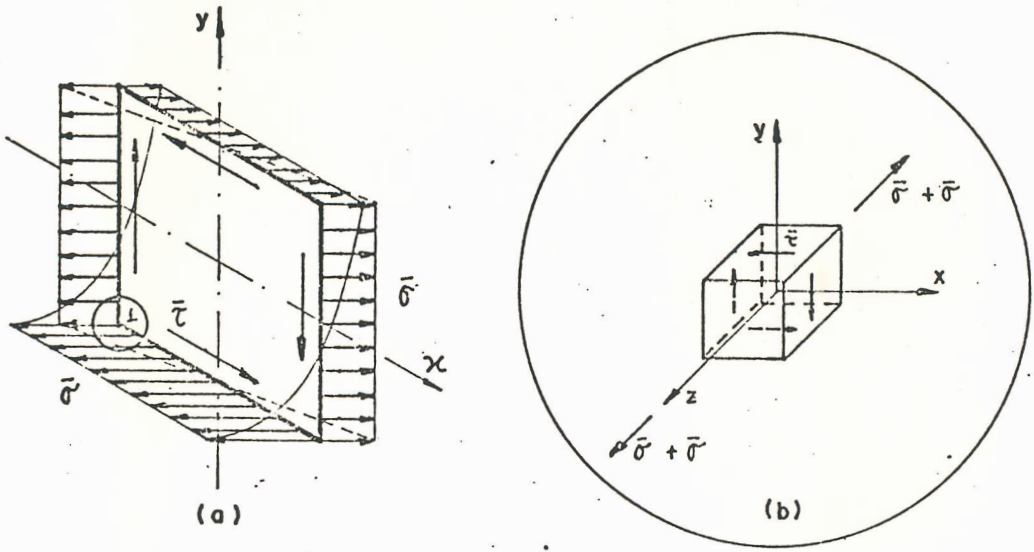


FIGURA 4.8 - Distribuição das tensões numa secção do anel. (a) Secção cuja tensão é máxima. (b) Ponto em que ocorre a tensão máxima maximum.

Segundo o referido critério, a σ_{ef} (tensão efetiva), é calculada por :

$$\sigma_{ef}^2 = \frac{1}{2} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 \right] + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \quad (4.69)$$

mas, (figura 4.8 b)

$$\sigma_x = \sigma_y = \tau_{yz} = \tau_{zx} = 0 ,$$

$$\sigma_z = \bar{\sigma}_x + \bar{\sigma}_y = 33,58 \text{ kg}^*/\text{mm}^2 \text{ e}$$

$$\tau_{xy} = \bar{\tau} = - 8,23 \text{ kg}^*/\text{mm}^2 .$$

Esses valores substituídos na expressão (4.69), fornecem :

$$\sigma_{e_f} = 36,48 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$$

Com a finalidade de manter as deformações abaixo do *limite de proporcionalidade* do material, foi escolhido para confecção da mesa dinamométrica, o aço ABNT - 4340. A tensão de escoamento desse material, foi obtida através de ensaios realizados nos laboratórios do Centro de Tecnologia da UNICAMP. O bloco, a partir do qual obteve-se o dinamômetro, foi forjado e após a usinagem, sofreu um revenimento a 500°C durante uma hora. Corpos de prova retirados do mesmo bloco e submetidos a ensaios de tração, apresentaram o resultado que pode ser visto na figura 4.9.

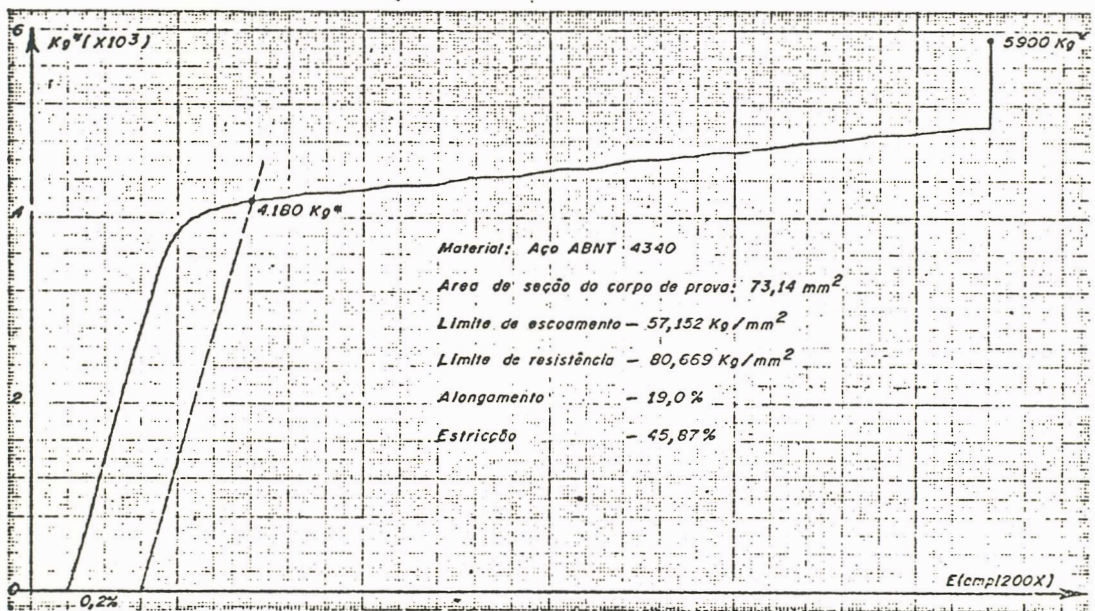


FIGURA 4.9 - Curva característica de tensão e deformação.

O valor da tensão de escoamento $\sigma_e = 57,15 \dots \text{kg}^*/\text{mm}^2$ permite fazer a comparação

$$\frac{\sigma_e}{\sigma_{e_f}} \approx 2$$

o que garante que o limite de proporcionalidade não é ultrapassado.

4.2.5 - ESCOLHA DOS ELEMENTOS DE MEDIDA

4.2.5.1 - TENSÕES NAS REGIÕES DE MEDIDA

Combinando-se as tensões devido aos momentos fletores com as tensões devido as forças normais, calculadas para as três direções no 4.2.1, 4.2.2 e 4.2.3, tem-se na parte interna do anel (r_1)

$$\sigma_{Vx} = 10,98 \cos \phi + 2,99 \dots\dots\dots (4.70)$$

$$\sigma_{Lx} = 6,07 \cos \phi - 10,93 \sin \phi + 2,27 \dots\dots\dots (4.71)$$

$$\sigma_{Tx} = 5,58 \cos \phi + 2,03 \dots\dots\dots (4.72)$$

$$\sigma_{Ty} = 2,62 \sin \phi \dots\dots\dots (4.73)$$

e na parte externa (r_2)

$$\sigma_{Vx} = -5,88 \cos \phi - 1,88 \dots\dots\dots (4.74)$$

$$\sigma_{Lx} = -4,12 \cos \phi + 7,14 \sin \phi - 1,43 \dots\dots\dots (4.75)$$

$$\sigma_{Tx} = -2,79 \cos \phi - 1,28 \dots\dots\dots (4.76)$$

$$\sigma_{Ty} = -2,62 \sin \phi \dots\dots\dots (4.77)$$

Onde V , L e T indicam a direção de aplicação das cargas P_V , P_L e P_T respectivamente.

As figuras 4.10 e 4.11 mostram graficamente as expressões (4.70) a (4.77).

A análise das figuras 4.10 e 4.11, permite estudar a melhor disposição dos extensômetros e consequente ligação dos circuitos em Ponte de Wheatstone, conforme pode ser visto na figura 4.12.

Através das expressões (4.70 a 4.77) pode-se calcular as tensões que atuam em cada extensômetro elétrico, bastando para tanto, substituir ϕ pelo ângulo correspondente à sua posição de colagem. Calculadas as tensões, obtém-se as deforma

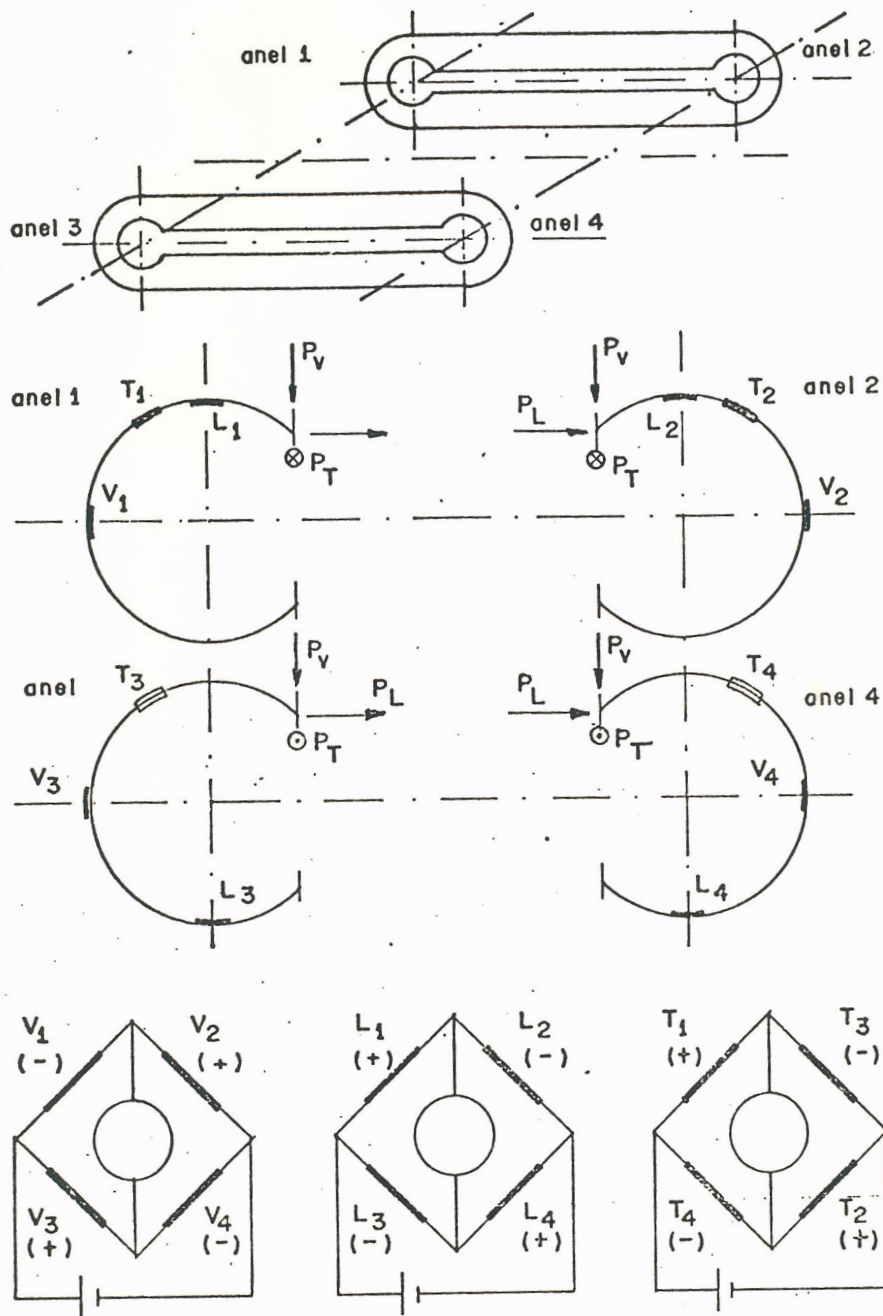


FIGURA 4.12 - Disposição dos extensômetros elétricos nos quatro anéis. Pontes completas correspondentes às três direções : vertical, horizontal longitudinal e horizontal transversal.

mações utilizando-se a expressão :

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} \times 10^6$$

onde

ϵ = deformação (μd)

E = módulo de elasticidade do material da mesa
dinamométrica (Kg^*/mm^2)

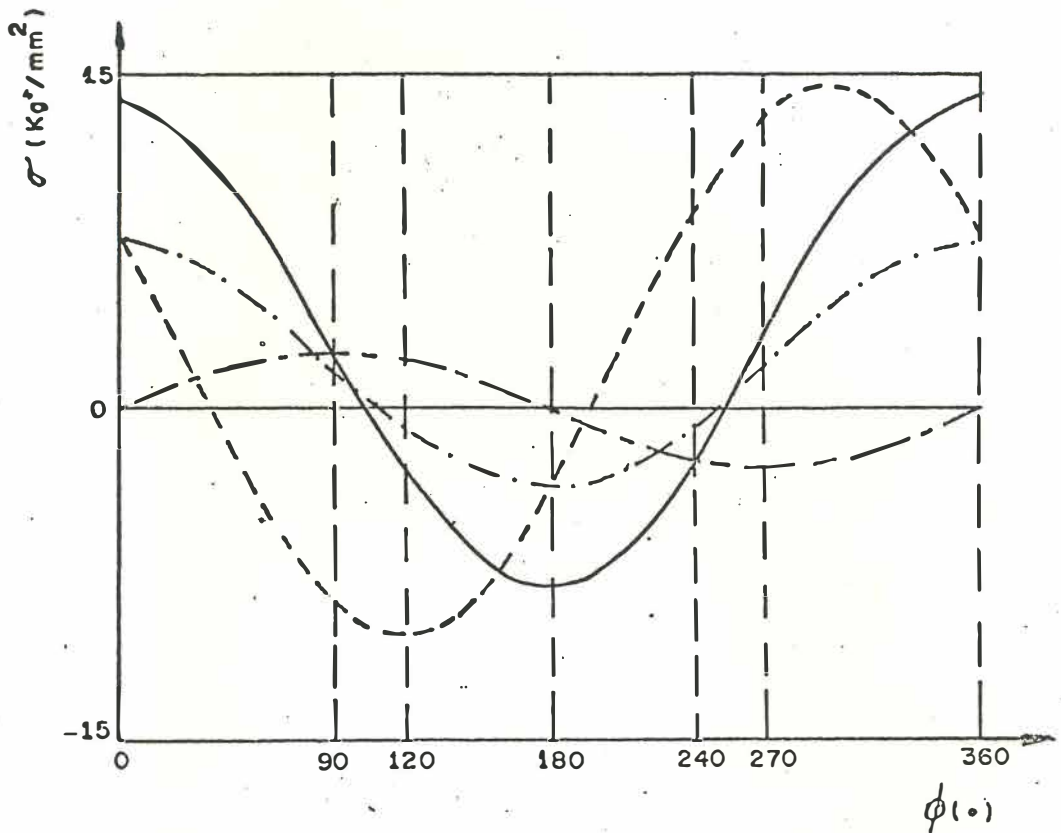


FIGURA 4.10 - Distribuição de tensões em cada anel elástico para o raio interno (r_1)

ϕ ($^\circ$)	90	120	180	240	270	360
$ \sigma_{vx} $	2,99		7,99		2,99	13,97
$ \sigma_{Lx} $	8,70		3,80		13,25	8,34
$ \sigma_{Tx} $	2,03		3,55		2,03	7,61
$ \sigma_{Ty} $		2,27		2,27		

— σ_{vx} - - - σ_{Lx} - · - σ_{Tx} - - - - σ_{Ty}

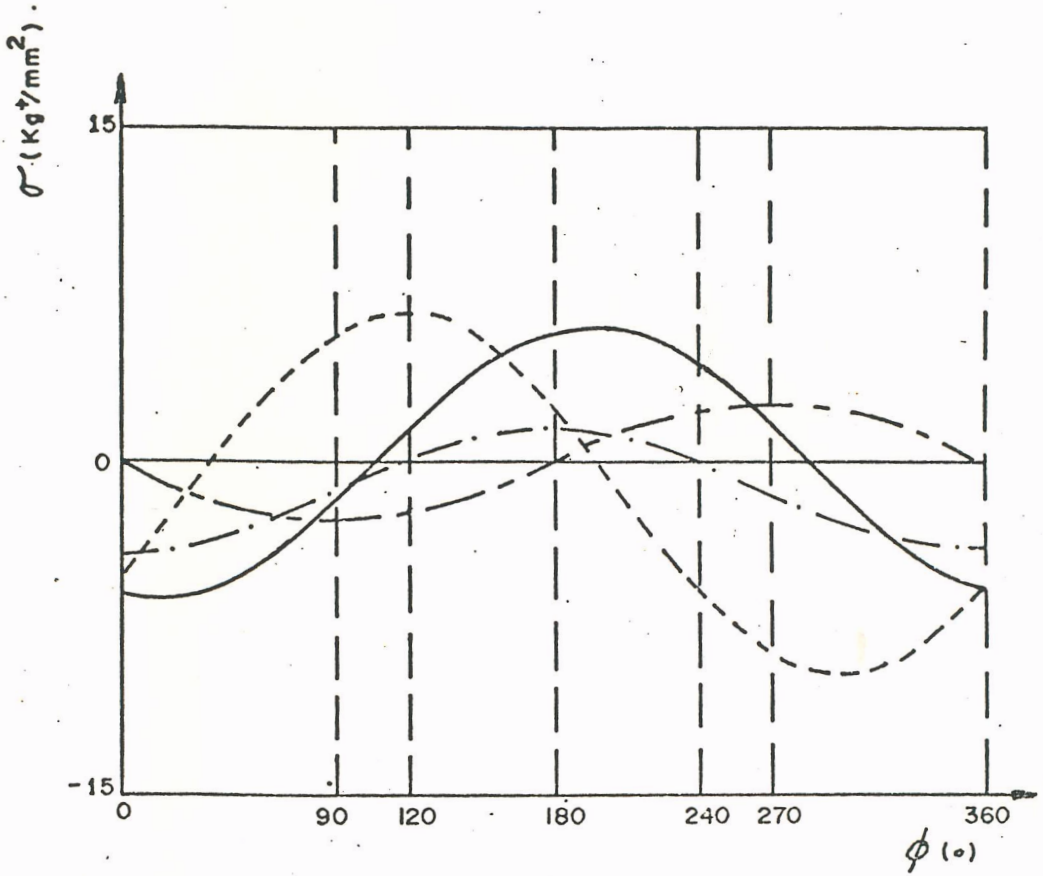


FIGURA 4.11 - Distribuição de tensões em cada anel elástico para o raio externo (r_2)

ϕ (°)	90	120	180	240	270	360
$ \sigma_{vx} $	1,88		4,00		1,88	7,76
$ \sigma_{Lx} $	5,71		2,69		8,57	5,55
$ \sigma_{Tx} $	1,28		1,51		1,29	4,07
$ \sigma_{Ty} $		2,27		2,27		

— σ_{vx} - - - σ_{Lx} - · - σ_{Tx} · · · σ_{Ty}

Com auxílio da figura 4.12, e com os valores calculados nos quadros das figuras 4.10 e 4.11, Obtem-se (figura 4.13) :

ANEL		P_V	P_L	P_T		P_V	P_L	P_T	$P_V+P_L+P_T$
1	σ_{Vx}	-7,99	3,80	-3,55	ϵ_{V_1}	-380,52	180,76	-168,95	730,24
	σ_{Lx}	2,99	8,70	2,03	ϵ_{L_1}	142,24	414,48	96,71	653,43
	σ_{Ty}	-	-	2,27	ϵ_{T_1}	-	-	108,09	108,09
2	σ_{Vx}	4,00	2,69	1,51	ϵ_{V_2}	190,57	127,95	72,00	390,52
	σ_{Lx}	2,99	-8,70	2,03	ϵ_{L_2}	142,24	-414,48	96,71	653,43
	σ_{Ty}	-	-	2,27	ϵ_{T_2}	-	-	108,09	108,09
3	σ_{Vx}	4,00	-2,69	-1,51	ϵ_{V_3}	190,57	-127,95	72,00	390,52
	σ_{Lx}	2,99	3,25	-2,03	ϵ_{L_3}	142,24	-631,05	96,71	870,00
	σ_{Ty}	-	-	-2,27	ϵ_{T_3}	-	-	-108,09	108,09
4	σ_{Vx}	-7,99	-3,80	3,55	ϵ_{V_4}	-380,52	-180,76	-168,95	730,24
	σ_{Lx}	2,99	13,25	-2,03	ϵ_{L_4}	142,24	631,05	96,71	870,00
	σ_{Ty}	-	-	-2,27	ϵ_{T_4}	-	-	-108,09	108,09

FIGURA 4.13 - Tensões nas posições de colagem dos extensômetros (kg/mm^2) e respectivas deformações em (μd), para cargas aplicadas isolada e simultaneamente. O sinal + ou - depende do sentido de aplicação das cargas. Neste quadro os sinais são compatíveis com a figura 4.12.

4.2.5.2 - ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS E ESCOLHA DOS EXTENSÔMETROS ELÉTRICOS

Seja um circuito em forma de ponte de Wheatstone (ponte completa), conforme mostra a figura 4.14. Quando suas resistências variarem, a variação de voltagem entre os terminais A e C poderá ser calculada por [16] :

$$\Delta V_{AC} = \frac{V K}{4} (\epsilon_1 - \epsilon_2 + \epsilon_3 - \epsilon_4) \times 10^{-3} \quad (4.78)$$

onde

ΔV_{AC} = variação de voltagem (mV)

V = alimentação da ponte de Wheatstone (V)

K = fator do extensômetro elétrico

ϵ = deformação sofrida pelo elemento elástico na região de colagem do extensômetro (μd).

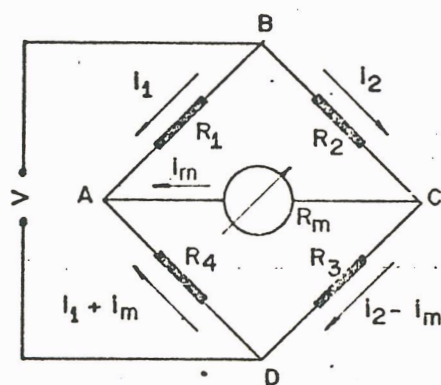


FIGURA 4.14. - Circuito em forma de Ponte de Wheatstone (Ponte completa com $R_m \approx 0 \Omega$).

Aplicando-se a expressão (4.78) nos circuitos da figura 4.12, obtem-se :

$$\Delta V_V = \frac{V K}{4} (\epsilon_{V_3} - \epsilon_{V_1} + \epsilon_{V_2} - \epsilon_{V_4}) \times 10^{-3} \quad (4.79)$$

$$\Delta V_L = \frac{V K}{4} (\epsilon_{L_3} - \epsilon_{L_1} + \epsilon_{L_2} - \epsilon_{L_4}) \times 10^{-3} \quad (4.80)$$

$$\Delta V_T = \frac{V K}{4} (\epsilon_{T_4} - \epsilon_{T_2} + \epsilon_{T_3} - \epsilon_{T_1}) \times 10^{-3} \quad (4.81)$$

Substituindo-se nas expressões (4.79), (4.80) e (4.81), os valores de ϵ (figura 4.13) oriundos da aplicação de P_V , P_L e P_T respectivamente tem-se o *signal emitido* pela ponte de Wheatstone, que sensibiliza o galvanômetro da Ponte amplificadora acoplada a ela. Entretanto, substituindo-se nas mesmas expressões, os valores de ϵ oriundos da aplicação de cargas não correspondentes, *nenhum signal* é emitido pela ponte de Wheatstone. Consequentemente o galvanômetro da Ponte Amplificadora não é sensibilizado. Tem-se aí, a *ausência de interferências* de uma direção nas demais.

Ainda através da figura 4.13, observa-se que cada extensômetro elétrico estará submetido a uma deformação inferior ou igual a 870,00 μd . Este valor associado à compatibilidade geométrica (figura 2.1) indicam como elementos de medida os extensômetros elétricos de chapa metálica PR 9833 K/03 FE, da Philips, com as seguintes características [17]

- resistência elétrica. - $R = 119,5 \pm 0,25\% \Omega$
- fator do extensômetro - $K = 2,0 \pm 1\%$ a $25^0 C$
- corrente máxima - $i_{max} = 20 mA$
- máxima deformação para uma linearidade de 0,1%
..... - $\epsilon_{max} = 4.000 \mu d$

4.2.5.3 - CÁLCULO TEÓRICO DA SENSIBILIDADE [18]

No parágrafo anterior falou-se a respeito do *signal* emitido pela ponte de Wheatstone. O seu cálculo, é realizado, como já foi dito, através das expressões (4.79), (4.80) e (4.81). Os valores de ϵ retirados do quadro da figura 4.13. Fazendo-se a alimentação da ponte de Wheatstone com 4 volts tem-se que :

$$\Delta V_V = 2,28 \text{ mV} \dots\dots\dots (4.82)$$

$$\Delta V_L = 4,18 \text{ mV} \dots\dots\dots (4.83)$$

$$\Delta V_T = 0,87 \text{ mV} \dots\dots\dots (4.84)$$

Estas voltagens, já amplificadas, são enviadas ao registrador, fornecendo as leituras :

$$R_V = |\Delta V_V| \cdot S_{R_V} = 2,28 \times \frac{1}{0,05} = 45,68 \text{ mm} \dots \quad (4.85)$$

$$R_L = |\Delta V_L| \cdot S_{R_L} = 4,18 \times \frac{1}{0,15} = 27,88 \text{ mm} \dots \quad (4.86)$$

$$R_T = |\Delta V_T| \cdot S_{R_T} = 0,87 \times \frac{1}{0,025} = 34,60 \text{ mm} \dots \quad (4.87)$$

onde

R_V , R_L e R_T - Valores registrados para uma carga de 500 kg*, aplicada na mesa dinamométrica (mm)

S_{R_V} , S_{R_L} e S_{R_T} - Sensibilidade do registrador .. (mm/mV).

A sensibilidade do conjunto de aparelhos utilizados é dada por :

$$S = \frac{R}{F} \dots \dots \dots (4.88)$$

onde

R - sinal registrado (mm)
 F - força aplicada no dinamômetro (kg*)
 S - sensibilidade .. (mm/kg*)

Para cada direção a sensibilidade pode ser calculada pela expressão (4.88), onde faz-se $F_V = F_L = F_T = 500 \text{ kg*}$
 Então

$$S_V = 9,136 \times 10^{-2} \text{ mm/kg*}$$

$$S_L = 5,576 \times 10^{-2} \text{ mm/kg*}$$

$$S_T = 6,920 \times 10^{-2} \text{ mm/kg*}$$

O valor da *menor* força possível de ser registrada para cada direção , é dado com base no *menor* registro possível de ser interpretado, que devido as características do registrador é de 0,5 mm.

$$F_{Vmin} \approx 5 \text{ kg}^*$$

$$F_{Lmin} \approx 9 \text{ kg}^*$$

$$F_{Tmin} \approx 7 \text{ kg}^*$$

5 - AFERIÇÃO ESTATICA DA MESA DINAMOMETRICA

5.1 - EQUIPAMENTO UTILIZADO

Para a aferição estática da mesa dinamométrica , foi utilizado um dispositivo que permite aplicar simultaneamente, forças em três direções ortogonais. O dispositivo, que po de ser visto na figura 5.1, é composto de um sistema de alavan cas, as quais aplicam as cargas sobre o dinamômetro, através de cutelos.

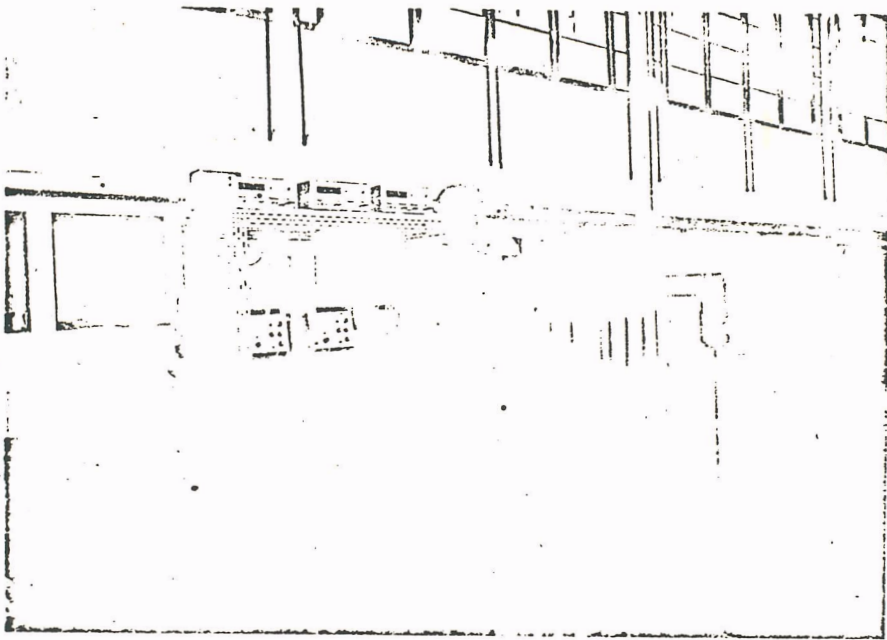


FIGURA 5.1 - Conjunto de alavancas e equipamento utilizado na aferição estática.

A aferição das alavancas foi realizada com anel dinamométrico, o qual apresenta calibração compatível com os pesos utilizados, que devem ser considerados padrões.

Desta maneira, com os mesmos pesos padrões , que foram empregados na calibração do anel dinamométrico e das alavancas, aferiu-se a mesa dinamométrica.

O diagrama em blocos da figura 5.2, mostra o equipamento empregado na aferição estática. Nele pode ser percebida, a presença dos voltímetros digitais e do registrador, ambos com a finalidade de indicar ou registrar o sinal de saída das pontes. Em primeira instância, pode-se achar que esta duplici-

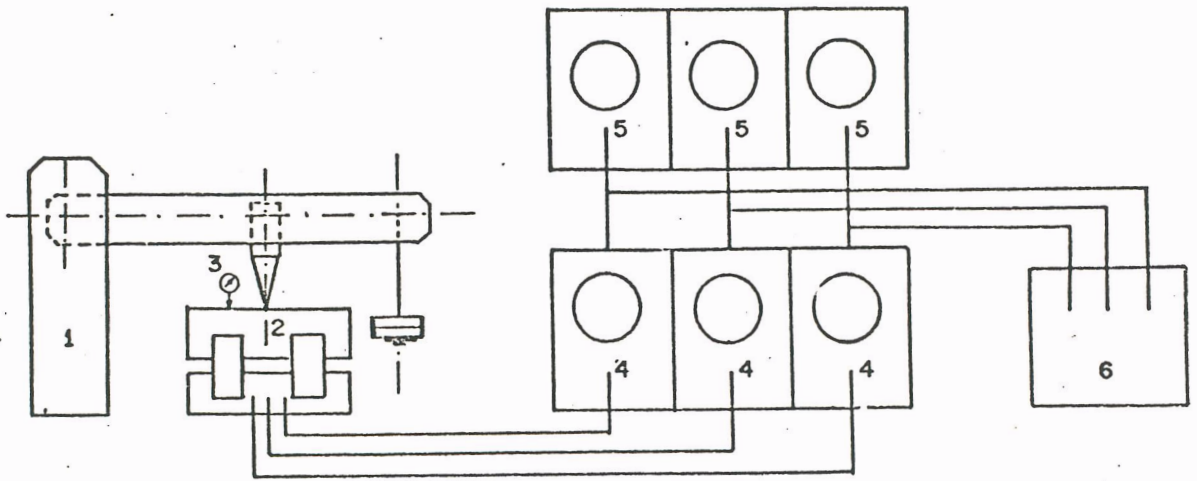


FIGURA 5.2 - Equipamento utilizado na aferição estática.

- 1 - Dispositivo de aplicação de carga (sistema de alavancas)
- 2 - Mesa dinamométrica
- 3 - Relógio comparador
- 4 - Pontes amplificadoras
- 5 - Voltímetros digitais
- 6 - Registrador de três canais.

dade de leitura não é necessária. Numa análise mais detalhada, levando em conta as características dos voltímetros digitais e do registrador, esta primeira impressão assume novo aspecto.

Os voltímetros digitais, por apresentarem alta sensibilidade, foram empregados para verificar a interferência de uma das direções sobre as demais. O registrador, por sua vez, de sensibilidade muito menor, foi empregado na obtenção de um conjunto de valores de carga x registro, através dos quais estabelece-se as curvas de calibração. Por ser a força de corte variável com o tempo, os pares de valores força x leitura, obtidos através dos voltímetros digitais, não podem ser utilizados na obtenção das curvas de calibração da mesa dinamométrica.

Ainda no diagrama em blocos da figura 5.2 observa-se a presença de um relógio comparador. A finalidade de seu emprego é acompanhar os deslocamentos da mesa quando da aplicação das cargas.

5.2 - CURVAS DE AFERIÇÃO

5.2.1 - MÉTODO DA ANÁLISE DE REGRESSÃO

As forças aplicadas, F_V , F_L e F_T , são medidas pelo dinamômetro e indicadas pelo registrador de três canais, através de R_V , R_L e R_T . Como foi visto no 4.2.4, a capacidade da mesa dinamométrica é tal que as deformações se mantêm abaixo do limite de proporcionalidade, sendo de esperar-se que a sua característica seja linear.

As pontes amplificadoras e o registrador, também possuem característica linear. Estes fatos levam a concluir-se que as curvas de aferição que indicam a relação entre as forças e a leitura no registrador deverão ser *retas*.

Pares de valores foram obtidos durante a aferição estática do anel dinamométrico das três alavancas e da mesa dinamométrica. Para representar da melhor maneira estes conjuntos, foram determinadas as retas médias aplicando-se a Análise de Regressão. Este método consiste em obter a função [19 e 20]

$$y(x) = \alpha + \beta (x - \bar{x}) + \xi \bar{\sigma} \dots\dots\dots (5.1)$$

que dá a distribuição de y para cada x , a partir de uma amostra de n pares de valores :

$$x_1, x_2, x_3, \dots\dots\dots x_n$$

$$y_1, y_2, y_3, \dots\dots\dots y_n$$

onde α , β e $\bar{\sigma}$ são os parâmetros da distribuição, e $\dots\dots\dots$
 $\bar{x} = (\sum x_i) / n$. Aplicando-se o método dos mínimos quadrados e os teoremas da média e da variância da análise estatística, tem-se que os valores

$$a = \bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n} \dots\dots\dots (5.2)$$

$$b = \frac{\sum_{i=1}^n y (x_i - \bar{x})}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \dots\dots\dots (5.3)$$

são estimativas justas de α e β . Logo

$$y_{i\text{calc}} = a + b \cdot (x_i - \bar{x}) \dots\dots\dots (5.4)$$

será estimativa justa da média de y

$$\mu(y) = \alpha + \beta (x_i - \bar{x}) \dots\dots\dots (5.5)$$

tendo as variáveis a , b e $y_{i\text{calc}}$ resultados da soma de variáveis aleatórias independentes, deverão apresentar distribuição normal em grandes amostras. Pode-se então calcular o intervalo de confiança das mesmas, com probabilidade p .

$$| \alpha - a | < \xi_p \frac{\bar{\sigma}}{\sqrt{n}} \dots\dots\dots (5.6)$$

$$| \beta - b | < \xi_p \frac{\bar{\sigma}}{\sqrt{S_{xx}}} \dots\dots\dots (5.7)$$

$$| \mu(y) - y_{i\text{calc}} | < \xi_p \bar{\sigma} \sqrt{\frac{1}{n} + \frac{(x_i - \bar{x})^2}{S_{xx}}} \dots\dots\dots (5.8)$$

onde

$$S_{xx} = \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 = \sum_{i=1}^n x_i^2 - \frac{(\sum_{i=1}^n x_i)^2}{n} \dots\dots\dots (5.9)$$

$$S_{xy} = \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}) (y_i - \bar{y}) = \sum_{i=1}^n x_i y_i - \frac{\sum_{i=1}^n x_i \sum_{i=1}^n y_i}{n} \dots\dots\dots (5.10)$$

$$S_{yy} = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 = \sum_{i=1}^n y_i^2 - \frac{(\sum_{i=1}^n y_i)^2}{n} \dots\dots\dots (5.10)$$

$$b = \frac{S_{xy}}{S_{xx}} \dots\dots\dots (5.12)$$

Quando $n > 30$ pode-se substituir $\bar{\sigma}$ pela sua estimativa s .

$$s = \sqrt{\frac{S_{yy} - \frac{S_{xy}^2}{S_{xx}}}{n - 2}} \dots\dots\dots (5.13)$$

Nos casos em que $n < 30$, o valor de $\xi_p \bar{\sigma}$ deve ser substituído por $t_p s$ (1).

5.2.2 - INVERSÃO DA RETA REGRESSÃO [21]

A reta regressão dada pela expressão (5.4), permite estimar um valor para y (variável aleatória), correspondente a um dado valor de x (variável não aleatória).

Seja, agora, $\bar{y}_i$, a média baseada em m observações, todas elas pressupostas como provenientes de um mesmo, porém desconhecido, valor de x . Deseja-se obter então a equação que forneça a estimativa $x_{i\text{calc}}$ de x para um correspondente valor de $\bar{y}_i$.

Considere-se para tanto que a expressão (5.4) tenha sido obtida a partir do conjunto de pontos

x_1	y_{11}	,	y_{12}	,	$\dots\dots\dots$	y_{1n_1}
x_2	y_{21}	,	y_{22}	,	$\dots\dots\dots$	y_{2n_2}
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
x_k	y_{k1}	,	y_{k2}	,	$\dots\dots\dots$	y_{kn_k}

(1) Na referência [20] encontra-se tabelas que fornecem valores de ξ_p e t_p .

onde a variável não aleatória x , é de tamanho k . Para cada valor n_i de x corresponde um número n_i de observações da variável aleatória y .

Aplicando-se o Teorema de Fieller, tem-se a equação da reta inversa

$$x_{i\text{calc}} = \bar{x} + \frac{b}{k_1} (\bar{y}_i - a) \dots\dots\dots (5.14)$$

O intervalo de confiança de $x_{i\text{calc}}$ para uma probabilidade p , é dado por :

$$| \mu(x) - x_{i\text{calc}} | < \frac{\xi_p \delta^*}{k_1} \left[k_1 \left(\frac{1}{m} + \frac{1}{n} \right) + \frac{(\bar{y}_i - a)^2}{\sum_{i=1}^k n_i (x_i - \bar{x})^2} \right]^{1/2} \dots\dots\dots (5.15)$$

onde

$$k_1 = b^2 - \frac{\xi_p^2 \delta^{*2}}{\sum_{i=1}^k n_i (x_i - \bar{x})^2} \dots\dots\dots (5.16)$$

$$n = \sum_{i=1}^k n_i \dots\dots\dots (5.17)$$

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^k x_i}{k} = \frac{\sum_{i=1}^k n_i x_i}{n} \dots\dots\dots (5.18)$$

$$\bar{y}_i = \frac{\sum_{j=1}^{n_i} y_{ij}}{n_i} \dots\dots\dots (5.19)$$

$$a = \frac{\sum_{i=1}^k y_i}{n} = \frac{\sum_{i=1}^k \bar{y}_i}{k} \dots\dots\dots (5.20)$$

$$b = \frac{\sum_{i=1}^n y_i (x_i - \bar{x})}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} = \frac{\sum_{i=1}^k n_i (x_i - \bar{x}) \bar{y}_i}{\sum_{i=1}^k n_i (x_i - \bar{x})^2} \quad (5.21)$$

$$s^{*2} = \frac{\sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^{n_i} (y_{ij} - \bar{y}_i)^2}{n - k} \quad (\text{estimador de } \sigma^2) \quad (5.22)$$

Toda vez que $n < 30$ deve-se substituir ξ_p por t_p .

5.2.3 - AFERIÇÃO DO ANEL DINAMOMÉTRICO

Quando da aferição do anel dinamométrico, obteve-se a reta média

$$F = 500,00 + 2,44 (L - 204,81) \dots \dots \dots (5.23)$$

onde

F = força aplicada no anel (kg*)

L = leitura no relógio comparador em (μm)

melhor representante da sua curva de calibração. O respectivo intervalo de confiança é dado pela expressão (5.15) e pode ser visto na figura 5.3, em porcentagem de F .

5.2.4 - AFERIÇÃO DAS ALAVANCAS

Na aferição das três alavancas, a equação (5.23) foi utilizada, e suposta verdadeira para $L > 40,0 \mu m$. Esta afirmação tem 95% de probabilidade de estar correta e o maior erro que se pode cometer é de 3%. As retas médias, melhores representantes das curvas de calibração das alavancas são:

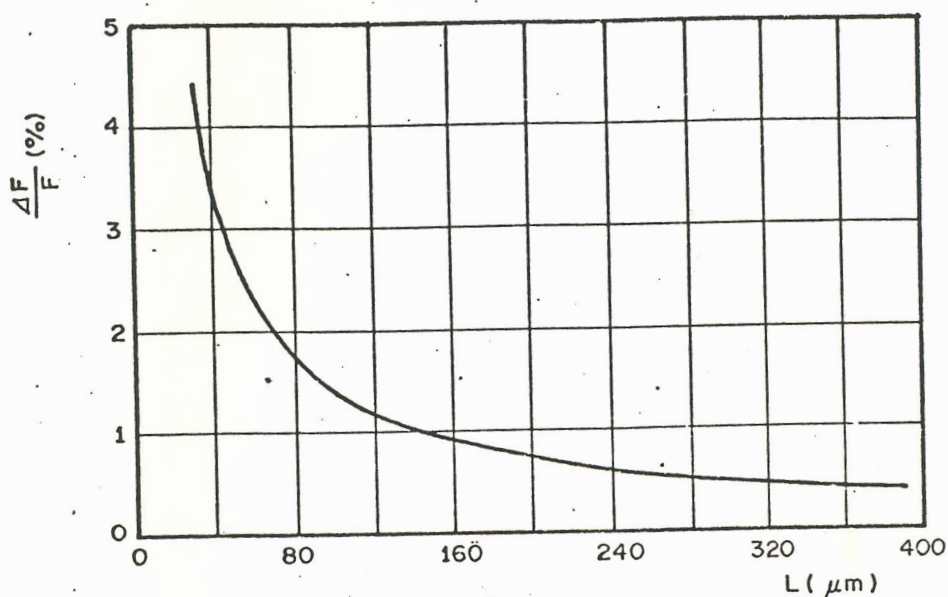


FIGURA 5.3 - Variação do erro relativo do anel dinamométrico em função da leitura no relógio com parador.

$$F_V = 464,22 + 7,93 (G - 50,00) \dots\dots\dots (5.24)$$

$$F_L = 481,34 + 10,00 (G - 42,50) \dots\dots\dots (5.25)$$

$$F_T = 463,35 + 10,00 (G - 40,00) \dots\dots\dots (5.26)$$

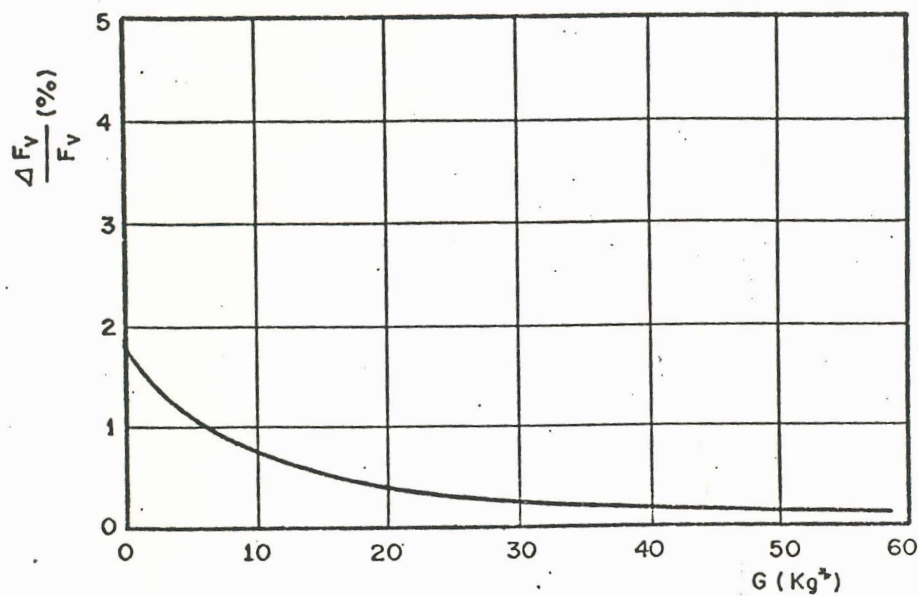
onde

G = pesos padrões (kg*)

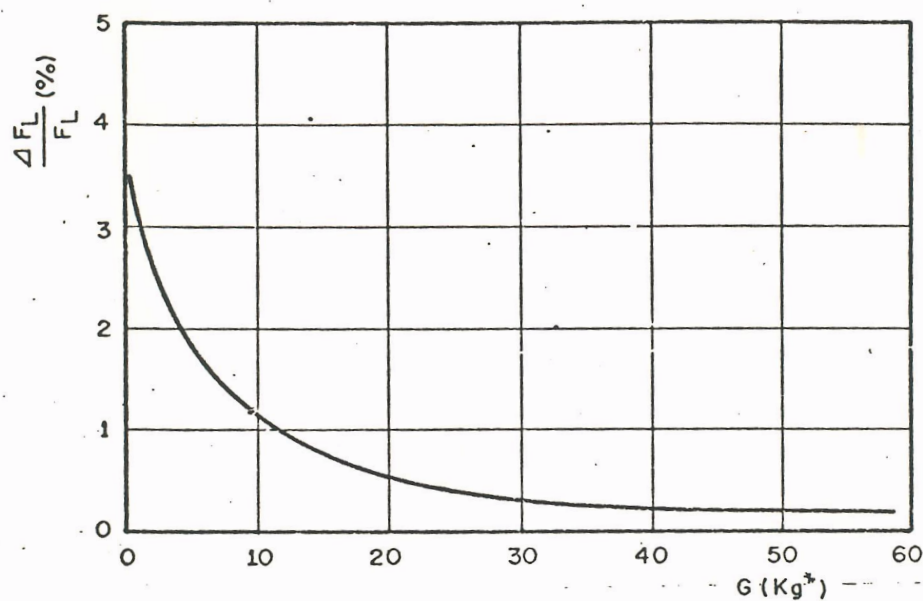
F_V , F_L , F_T = forças amplificadas pelo efeito de alavanca (kg*). Os índices V, L e T indicam as direções de aplicação das forças.

Os respectivos intervalos de confiança para cada uma das três alavancas, calculados pela expressão (5.8), podem ser vistos na figura 5.4, em porcentagem das forças F .

(a)



(b)



(c)

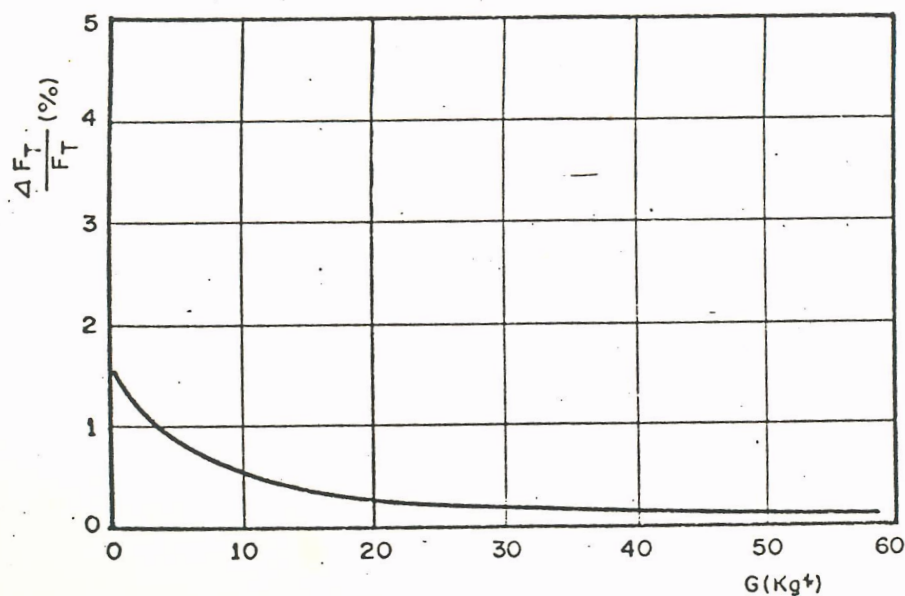


FIGURA 5.4 - Variação do erro relativo da alavanca de aferição para direção vertical (a), longitudinal (b) e transversal (c), em função das cargas G aplicadas.

5.2.5 - AFERIÇÃO DA MESA DINAMOMÉTRICA

As tabelas 5.1, 5.2 e 5.3, apresentam os valores experimentais de *força x registro*, obtidos durante a aferição estática da mesa dinamométrica. As forças F_V , F_L e F_T , oriundas da substituição dos valores de G nas equações (5.24, 5.25 e 5.26), tem seus valores máximos limitados pela *capacidade do dinamômetro*, e seus valores mínimos limitados pelo *erro relativo*. Na utilização das retas médias como se fossem verdadeiras, comete-se um erro inferior a 3,2% para determinados valores de G (figura 5.4), e esta afirmação é feita com 90% de probabilidade de estar correta.

A partir dos dados constantes das tabelas 5.1, 5.2 e 5.3, obteve-se as três retas médias, já invertidas, melhores representantes das curvas de calibração da mesa dinamométrica, que são :

$$F_V = 285,80 + 10,92 (R_V - 25,28) \dots\dots\dots (5.27)$$

$$F_L = 356,34 + 14,06 (R_L - 24,57) \dots\dots\dots (5.28)$$

$$F_T = 338,35 + 13,68 (R_T - 25,43) \dots\dots\dots (5.29)$$

onde

R_V , R_L e R_T = valores obtidos no registrador
(mm)

F_V , F_L e F_T = forças aplicadas na mesa dinamométrica, através das alavancas (kg*)

Na figura 5.5 podem ser vistos os respectivos intervalos de confiança para as três retas médias, em porcentagem das forças F aplicadas, os quais foram calculados através da expressão (5.15).

Na utilização das retas médias dadas pelas expressões (5.27, 5.28 e 5.29), supondo-as verdadeiras, comete-se erros que dependem do valor da força em jogo, os quais consideram as equações das alavancas *reais*. Assim para saber-se o erro cometido quando da aplicação de uma força qualquer F , deve-se

TABELA 5.1 - Valores experimentais obtidos na aferição estática para a direção vertical.

G (kg*)	F _V (kg*)	LEITURAS R _V (mm)							
0	67,72	4,0	6,5	4,2	6,3	5,0	6,8	3,9	6,1
5	107,37	7,5	9,8	7,6	9,5	8,0	10,2	7,3	9,6
10	147,02	10,8	13,4	11,0	13,2	11,6	14,0	10,8	13,3
15	186,67	14,7	17,4	14,9	17,0	15,3	17,9	14,6	17,1
20	226,32	18,5	21,1	18,5	20,7	19,2	21,6	18,4	20,8
25	265,97	22,3	24,7	22,3	24,4	23,0	25,4	22,3	24,4
30	305,62	26,1	28,4	26,0	28,2	27,0	29,1	26,1	28,3
35	345,27	29,8	32,0	29,8	31,7	30,7	32,6	30,0	31,9
40	384,92	33,5	35,4	33,4	35,3	34,4	35,9	33,9	35,0
45	424,57	37,1	37,0	36,9	37,0	38,1	37,6	37,2	37,7

OBSERVAÇÕES : 1) Escala da Ponte Amplificadora. - 10 mV
 2) Escala do Registrador - $5 \times 10^{-3} V_p / mm$
 3) Alavanca de aferição - nº 3
 4) Na análise de regressão foram utilizados os valores de G maiores que 5 kg*.

TABELA 5.2 - Valores experimentais obtidos na aferição estática para a direção longitudinal.

G (kg*)	F_L (kg ^L *)	L E I T U R A S R_L (mm)							
0	56,34	3,5	4,7	3,0	5,0	3,2	5,0	3,4	5,1
5	106,34	6,6	8,1	6,4	8,2	6,6	8,7	6,8	8,6
10	156,34	9,9	11,4	9,7	11,5	10,0	12,2	10,1	12,0
15	206,34	12,6	14,6	12,9	14,8	13,6	15,7	13,6	15,5
20	256,34	16,3	17,9	16,2	18,0	17,0	19,2	17,0	19,0
25	306,34	19,5	21,1	19,5	21,1	20,4	22,6	20,4	22,4
30	356,34	22,6	24,3	22,7	24,4	23,7	26,0	23,8	25,8
35	406,34	25,8	27,6	25,9	27,6	27,1	29,6	27,3	29,4
40	456,34	29,3	31,0	29,4	31,0	31,0	36,8	31,4	33,5
45	506,34	33,5	33,5	33,4	33,4	38,4	38,5	38,6	38,5

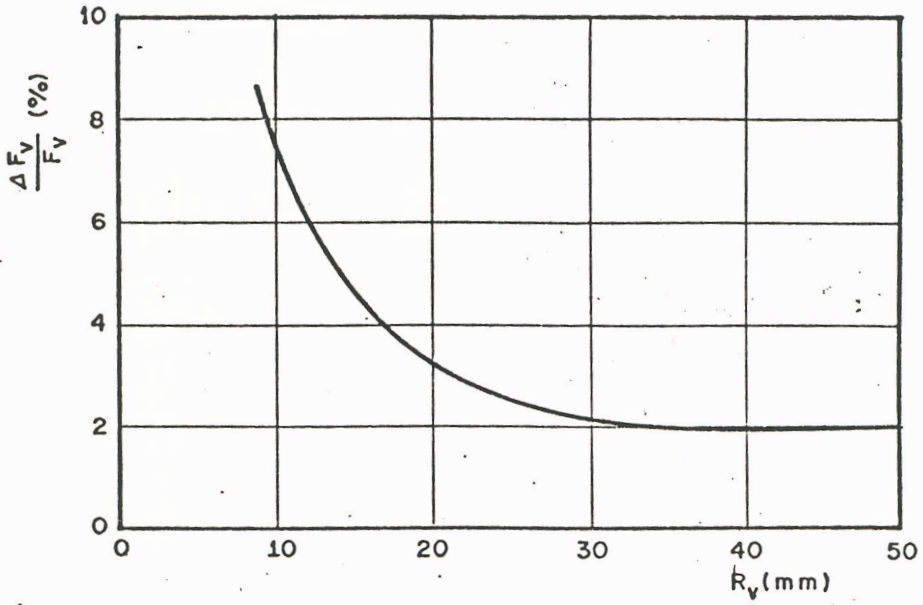
OBSERVAÇÕES : 1) Escala da Ponte Amplificadora. - 10 mV
 2) Escala do Registrador $-1,5 \times 10^{-2} V_p / mm$
 3) Alavanca de aferição - nº 1
 4) Na análise de regressão foram utilizados os valores de G maiores que 10 kg*.

TABELA 5.3 - Valores experimentais obtidos na aferição estática para a direção transversal.

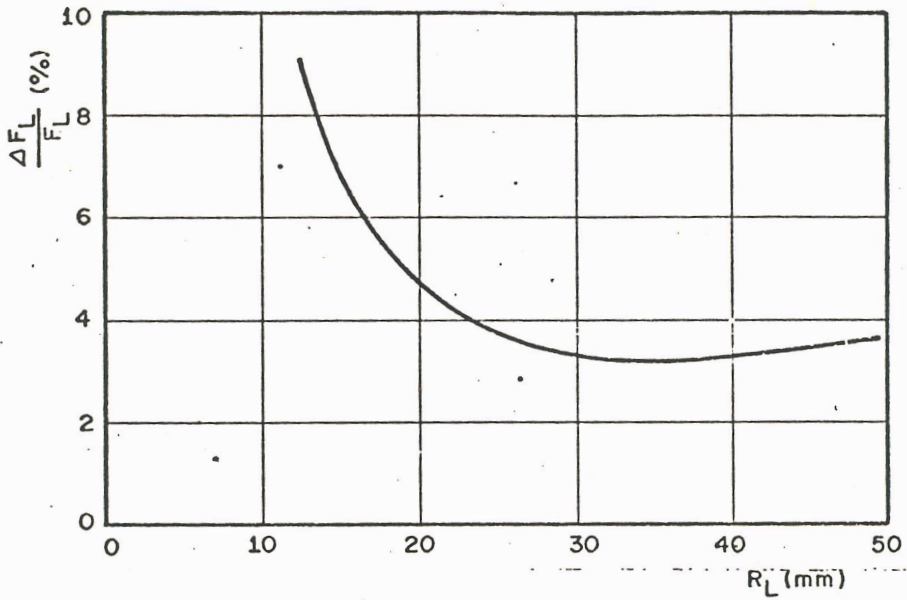
G (kg*)	F _T (kg*)	L E I T U R A S R _T (mm)							
0	63,35	3,7	6,0	4,4	6,5	4,3	6,8	4,4	6,5
5	113,35	7,3	9,7	8,1	10,0	8,0	10,4	8,2	10,3
10	163,35	11,0	13,2	11,5	13,6	11,6	14,0	11,8	14,0
15	213,35	15,6	16,8	15,2	17,3	15,3	17,5	15,6	17,6
20	263,35	18,2	20,5	18,9	21,0	19,0	21,2	19,4	21,5
25	313,35	22,0	24,2	22,6	24,6	22,8	25,0	23,4	25,3
30	363,35	25,8	27,7	26,2	28,3	26,8	28,6	27,3	29,0
35	413,35	29,5	31,2	29,9	31,8	30,5	32,2	31,1	32,7
40	463,35	33,2	34,5	33,6	34,9	34,3	35,5	34,8	36,0
45	513,35	36,9	37,0	37,2	37,0	38,0	38,3	38,5	38,2

OBSERVAÇÕES : 1) Escala da Ponte Amplificadora. - 5 mV
 2) Escala do Registrador - $5 \times 10^{-3} V_p/mm$
 3) Alavanca de aferição - nº 2
 4) Na análise de regressão foram utilizados os valores de G maiores que 5 kg*.

(a)



(b)



(c)

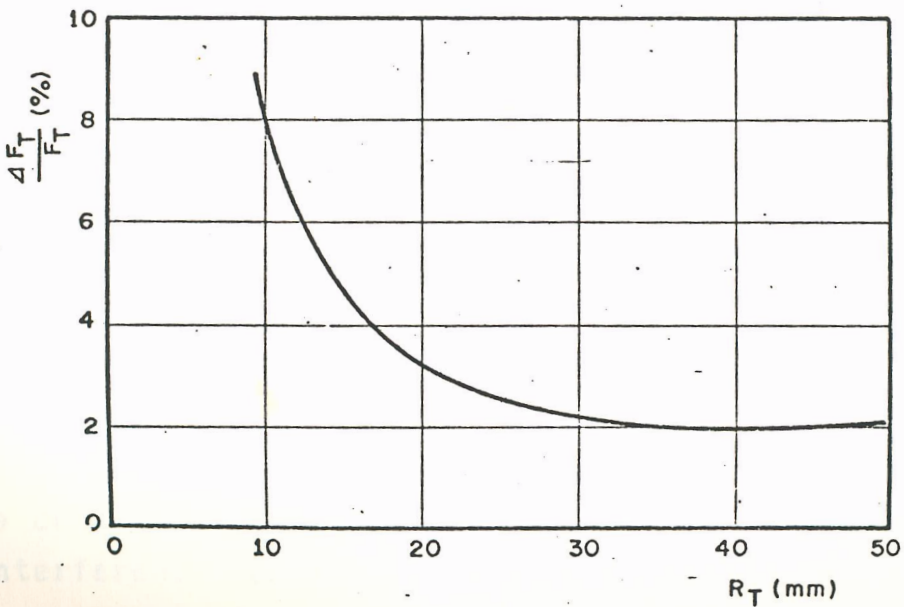


FIGURA 5.5 - Variação do erro relativo da mesa dinâmica para direcção vertical (a)

calcular a sua propagação desde a utilização do anel dinamométrico, através da expressão

$$\Delta = (\Delta A^2 + \Delta A_\ell^2 + \Delta D^2)^{1/2} \dots\dots\dots (5.30)$$

onde

Δ = erro total (propagado) (%)

ΔA = erro relativo ao anel dinamométrico (%)

ΔA_ℓ = erro relativo à alavanca (%)

ΔD = erro relativo ao dinamômetro (%)

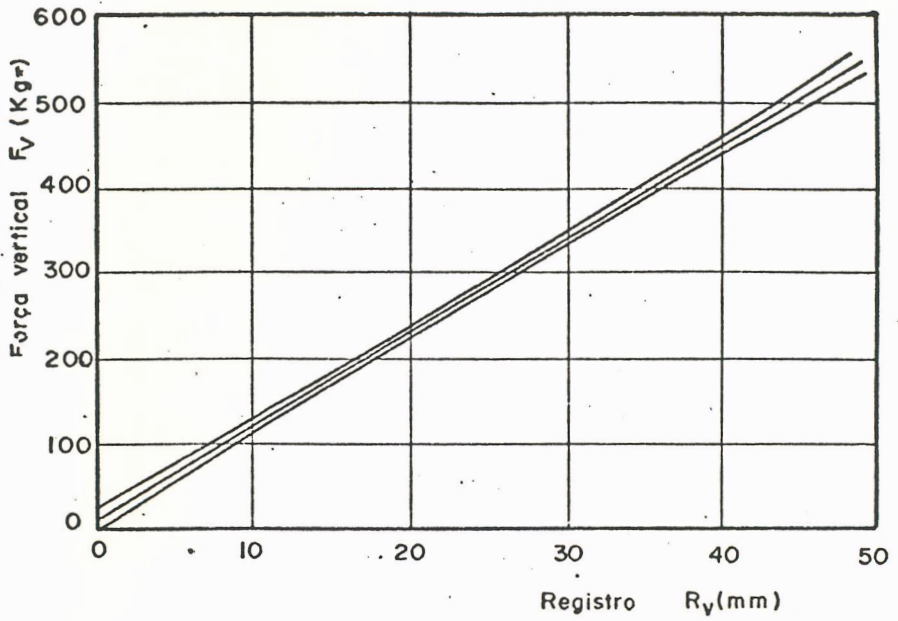
Então, a afirmação de que as retas médias (5.27), (5.28) e (5.29) são verdadeiras tem 85% de probabilidade de estar correta, e o erro que se comete ao fazê-la é igual a Δ .

5.3 - ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS INTERFERÊNCIAS

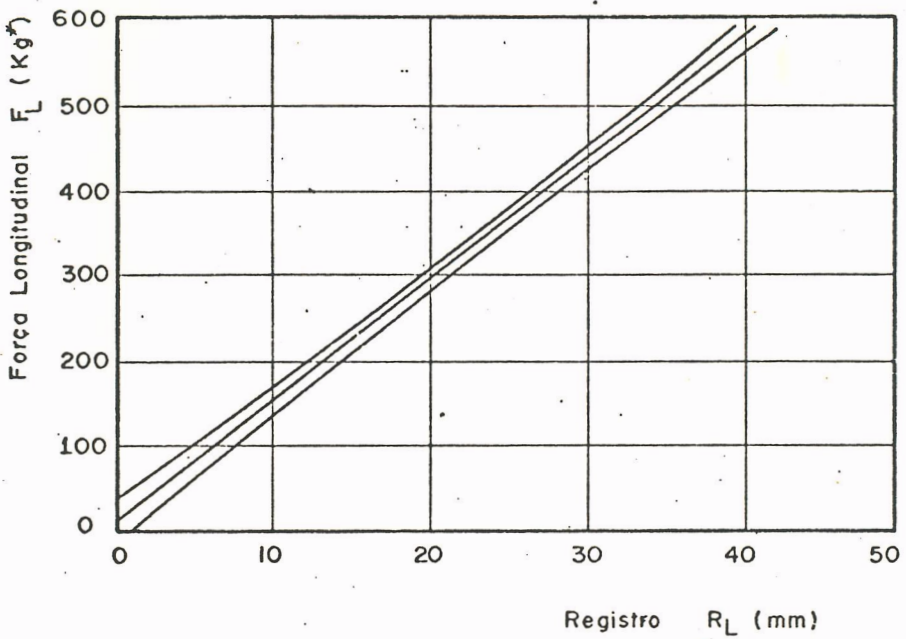
No parágrafo 4.2.5.2, observou-se que teoricamente é constatada a completa inexistência de interferência de uma das três direções nas demais. Sabe-se contudo que durante a colagem dos extensômetros elétricos, por mais cuidado que se tenha, é inevitável a ocorrência de imperfeições e heterogeneidade da película de cola, má localização dos extensômetros elétricos, ou ainda características diferentes de um extensômetro para outro, fatos estes que provocam assimetrias na formação do circuito em ponte. Na mesa dinamométrica em questão, os três circuitos em ponte de Wheatstone, estão de tal forma correlacionados, que conseguem compensar eletricamente a ação de uma direção sobre as demais. Isto todavia só é possível de ocorrer satisfatoriamente, se as assimetrias ditas acima não existirem.

A existência das referidas assimetrias, é comprovada experimentalmente, através das interferências. Assim é que o autor, anotando os valores de leitura para uma direção quando eram aplicadas forças nas outras duas, pode utilizando ainda aqui o método da análise de regressão, mostrar em gráfico a magnitude da interferência em função das forças aplicadas.

(a)



(b)



(c)

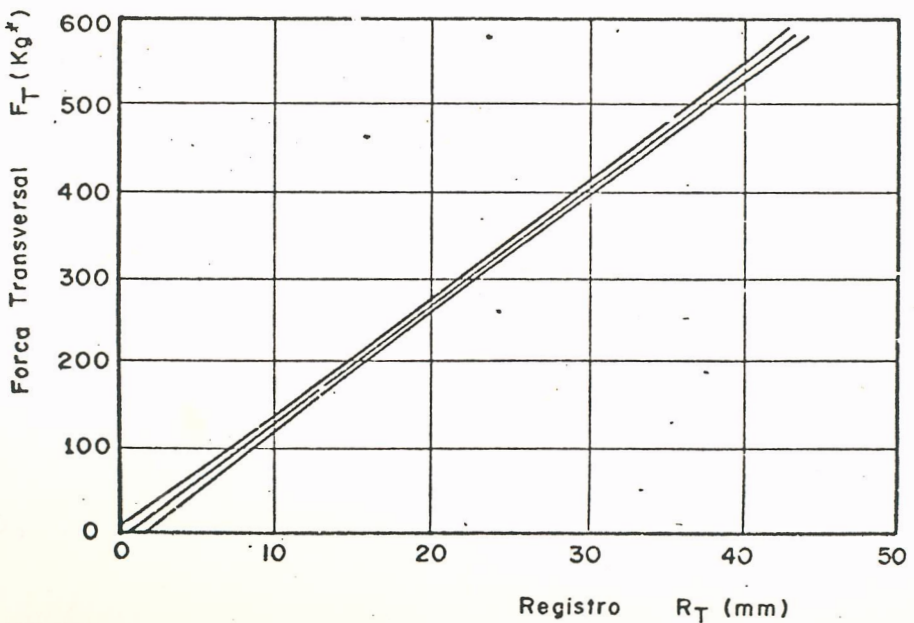


FIGURA 5.6 - Curvas de calibração e respectivos intervalos de confiança para a direção vertical - (a) longitudinal (b) e transversal (c).

Os valores de leitura em milivolts, foram obtidos através de voltímetros digitais que apresentavam sensibilidade maior que a do registrador, como já foi visto no 5.1. Há o interesse em se comparar a *curva de interferência* com a *curva de calibração* correspondente. Para tanto, as leituras em milivolts, foram transformadas em milímetros, através da mesma sensibilidade do registrador, utilizada na calibração estática. Assim é que, a figura 5.7 mostra as curvas de interferência e as curvas de calibração correspondentes.

Ao observar a figura 5.7, o leitor facilmente constata no confronto entre a teoria e a experimentação, que somente a falta de simetria nas pontes de Wheatstone pode responsabilizar-se pela pequena interferência detectada.

5.4 - CÁLCULO EXPERIMENTAL DA SENSIBILIDADE

Das expressões (5.27), (5.28) e (5.29), pode-se calcular para forças de 500 kg* aplicadas no dinamômetro, segundo as três direções, os correspondentes valores de registro, a saber :

$$R_V = 44,89 \text{ mm}$$

$$R_L = 34,79 \text{ mm}$$

$$R_T = 37,25 \text{ mm}$$

Estes valores, obtidos experimentalmente, nos permitem calcular a *sensibilidade* S , do conjunto de aparelhos utilizados :

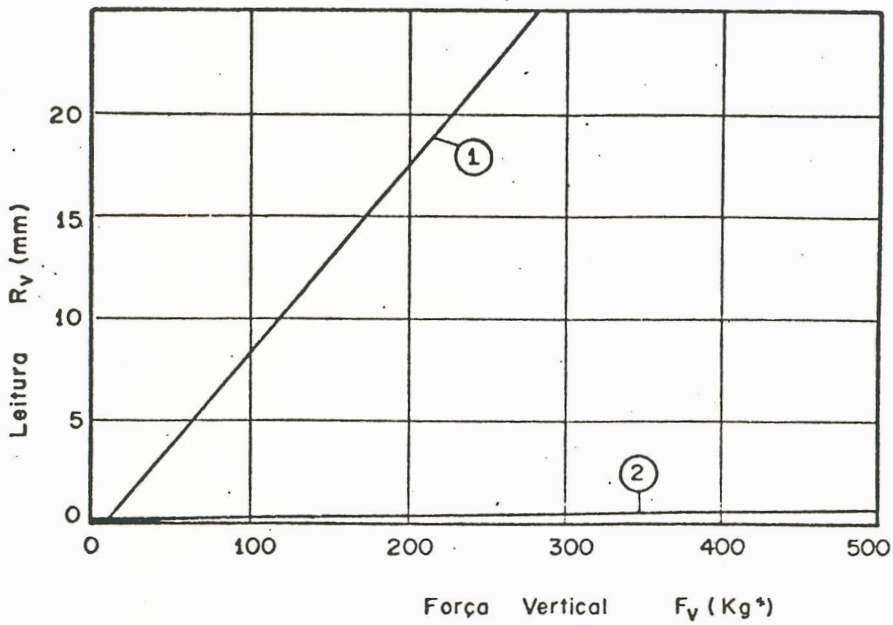
$$S_V = 8,98 \times 10^{-2} \text{ mm/kg*} \quad (5.31)$$

$$S_L = 6,96 \times 10^{-2} \text{ mm/kg*} \quad (5.32)$$

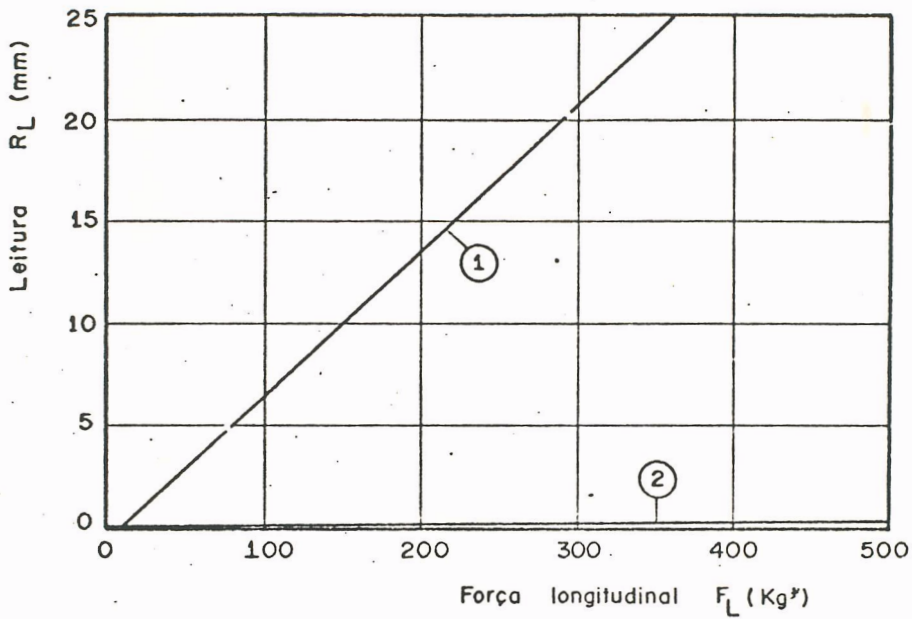
$$S_T = 7,45 \times 10^{-2} \text{ mm/kg*} \quad (5.33)$$

Sendo 0,5 mm o menor registro possível de ser observado, as menores forças que se pode medir são :

(a)



(b)



(c)

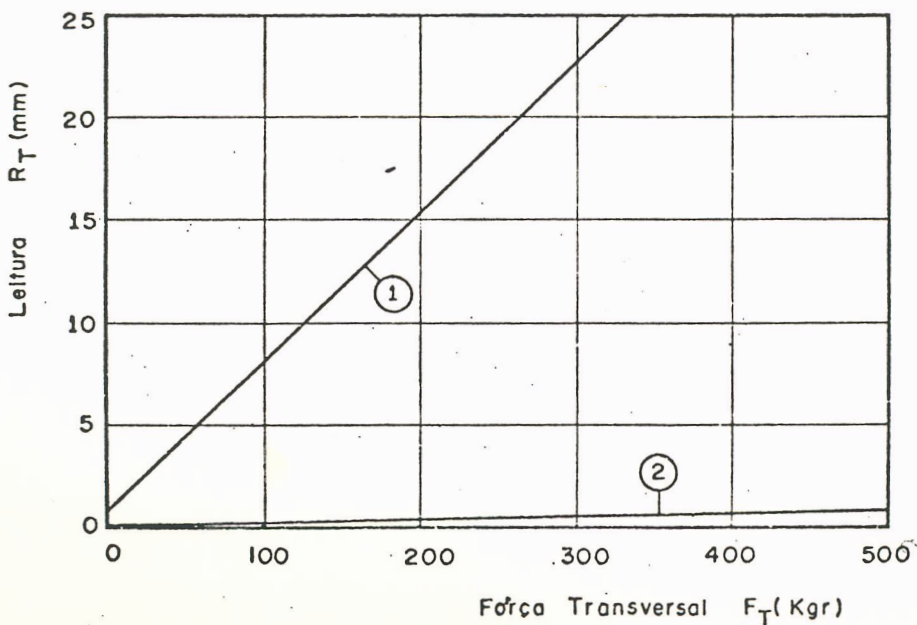


FIGURA 5.7 - Ilustração sobre a interferência de uma direção nas demais.

1 - Curvas de calibração

$$F_{Vmin} = 5,57 \text{ kg}^*$$

$$F_{Lmin} = 7,18 \text{ kg}^*$$

$$F_{Tmin} = 6,71 \text{ kg}^*$$

A sensibilidade calculada através das equações de aferição do dinamômetro, aqui chamadas de *experimentais*, podem ser comparadas com as calculadas no parágrafo 4.2.5.3, onde foram chamadas de *teóricas*. Nesta comparação o leitor facilmente constatará as diferenças ocorridas pelas simplificações no cálculo teórico ou no tratamento estatístico.

6 - AFERIÇÃO DINÂMICA DA MESA DINAMOMÉTRICA

6.1 - CONSIDERAÇÕES GERAIS

A *aferição dinâmica* da mesa dinamométrica, objetivo deste capítulo, se refere ao caso em que o dinamômetro oscila livremente, ou seja, não em trabalho.

Na construção de um dinamômetro com a finalidade de medir esforços que atuam em ferramentas de corte na usinagem dos metais, principalmente em operações de fresamento, além da precisão, exatidão de reprodução de forças variáveis com o tempo, insensibilidade à variação de temperatura e à umidade, dois requisitos mais devem ser considerados: *rigidez e sensibilidade* [18] .

Uma sensibilidade alta indica a possibilidade de medida de pequenos esforços, e é conseguida às custas de uma baixa rigidez. Num processo de usinagem em que os esforços de corte são variáveis com o tempo (periódicos), deve-se exigir do aparelho alta rigidez e consequentemente altas frequências naturais. Percebe-se daí que os dois requisitos são *opostos*, o que leva o projetista a procurar uma solução de compromisso.

A respeito da sensibilidade, tem-se o seu valor obtido teoricamente no parágrafo 4.2.5.3, e experimentalmente no parágrafo 5.4. Resta portanto ser feita uma análise da *rigidez* do aparelho, o que será conseguido medindo-se as suas frequências naturais. A análise dos demais requisitos depende de resultados obtidos ou utilização do aparelho.

A mesa dinamométrica apresenta seis graus de liberdade, três correspondentes a movimentos de translação e mais três correspondentes a movimentos de rotação (ver figura 6.1).

Cada um dos seis graus de liberdade possui uma frequência natural correspondente. Dentre elas necessita-se determinar a mais baixa, sem importar a qual tipo de movimento ou a qual direção se refere.

A determinação da frequência natural mais baixa e do grau de amortecimento, permite, a quem utiliza a mesa di

namométrica, saber com qual erro dinâmico de ampliação trabalha, para condições de usinagem utilizadas em um ensaio (ver parágrafo 6.5). Com este enfoque o autor utilizou-se de três processos experimentais diferentes de medida de frequência, nas quais considera os movimentos desacoplados. Os três processos são :

Curva de amortecimento
Excitação e captação de frequências
Constante de mola

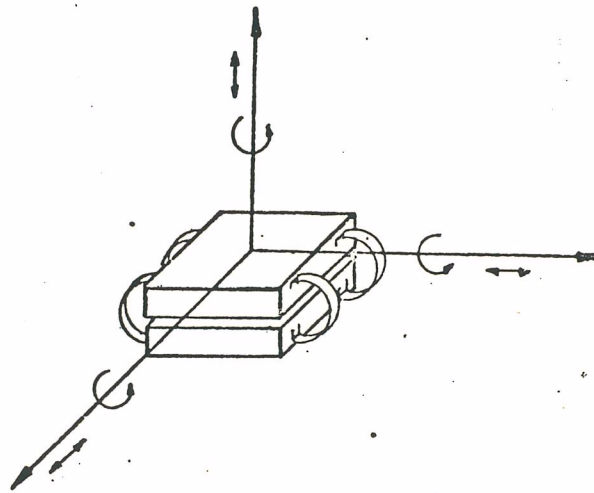


FIGURA 6.1 - Movimentos de translação e de rotação da mesa dinamométrica.

6.2 - DESCRIÇÃO DOS PROCESSOS DE MEDIDA

6.2.1 - CURVA DE AMORTECIMENTO [18]

Um pulso aplicado na mesa do dinamômetro sensibiliza os circuitos de extensômetro elétricos, os quais emitem sinais de voltagem, que depois de amplificados aparecem no painel de um osciloscópio, por uma fração de tempo suficiente para serem fotografados. O osciloscópio está preparado para iniciar a varredura, quando receber um sinal acima de um determinado valor. Diante disto, a direção e a intensidade do pulso, podem fazer com que apenas o circuito de extensômetros elétricos relativo àquela direção, emita um sinal capaz de provocar a varredura no osciloscópio.

A figura 6.2 apresenta o equipamento utilizado na realização do ensaio, enquanto que na figura 6.3 tem-se o sinal fotografado, que é chamado de *curva de amortecimento*.

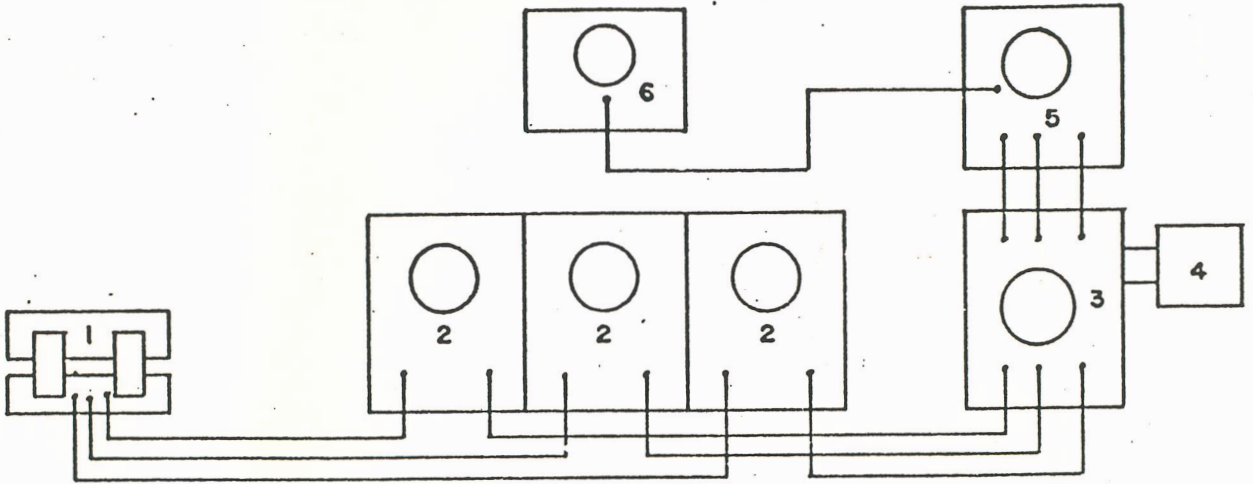


FIGURA 6.2 - Equipamento utilizado na aferição dinâmica (*curva de amortecimento*).

- | | |
|--------------------------|-----------------------------------|
| 1- Mesa dinamométrica | 4- Máquina fotográfica |
| 2- Pontes amplificadoras | 5- Gerador de frequências |
| 3- Osciloscópio | 6- Contador de frequência digital |

Através das curvas de amortecimento, conseguidas para os três diferentes circuitos de extensômetros elétricos, é possível calcular as correspondentes frequências naturais e graus de amortecimento, como segue :

As frequências naturais δ_n calcula-se com base no sinal de referência (figura 6.3), a partir da expressão:

$$\delta_n = \delta_{ref} \left(\frac{\lambda_{ref}}{\lambda_n} \right) \dots\dots\dots (6.1)$$

onde

- | | |
|-----------------|---|
| δ_n | - frequência natural (cps) |
| δ_{ref} | - frequência do sinal de referência (cps) |
| λ_n | - comprimento de onda do sinal em destaque (mm) |
| λ_{ref} | - comprimento de onda do sinal de referência (mm) |

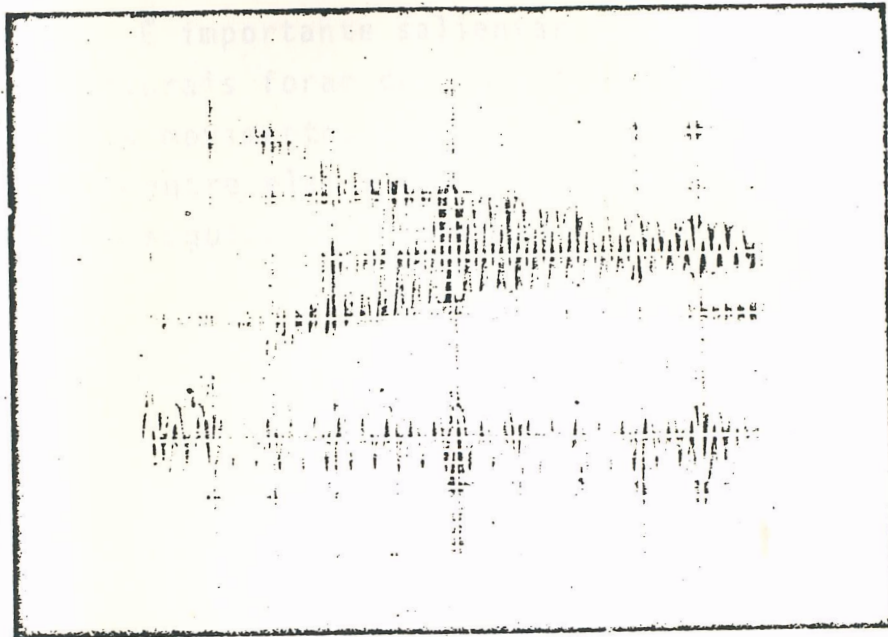


FIGURA 6.3 - Curva de amortecimento. O sinal com amplitude constante $\bar{e}$ o de referência.

Os graus de amortecimento β calcula-se com base no método do decremento logarítmico. Este método baseia-se na queda de amplitude que ocorre durante uma oscilação amortecida e define como decremento logarítmico o valor

$$d = \ln \left(\frac{a_n}{a_{n+1}} \right) = \frac{1}{n} \ln \frac{a_0}{a_n} \dots\dots\dots (6.2)$$

onde

$\left(\frac{a_n}{a_{n+1}} \right)$ - relação entre duas amplitudes consecutivas sendo $a_n > a_{n+1}$

$\left(\frac{a_0}{a_n} \right)$ - relação entre duas amplitudes não consecutivas e distantes um número de ordem n .

O cálculo do grau de amortecimento β é feito através da expressão :

$$\beta = \sqrt{\frac{d^2}{4\pi^2 + d^2}} \dots\dots\dots (6.3)$$

É importante salientar que apenas três das seis frequências naturais foram determinadas. Por este método não se sabe a quais movimentos ou direções se referem, nem tão pouco se a menor dentre elas é a menor dentre as seis. No processo descrito em seguida elimina-se este impasse.

6.2.2 - EXCITAÇÃO E CAPTAÇÃO DE FREQUÊNCIAS

A figura 6.4 apresenta o equipamento utilizado neste processo. Com o gerador de frequências acoplado ao excitador, pode-se variar, desde valores bem pequenos de frequência, a excitação sobre a mesa do dinamômetro. O captador indutivo, também instalado sobre a mesa do dinamômetro, capta a vibração dela, transformando-a num sinal elétrico de voltagem que é enviado para o osciloscópio.

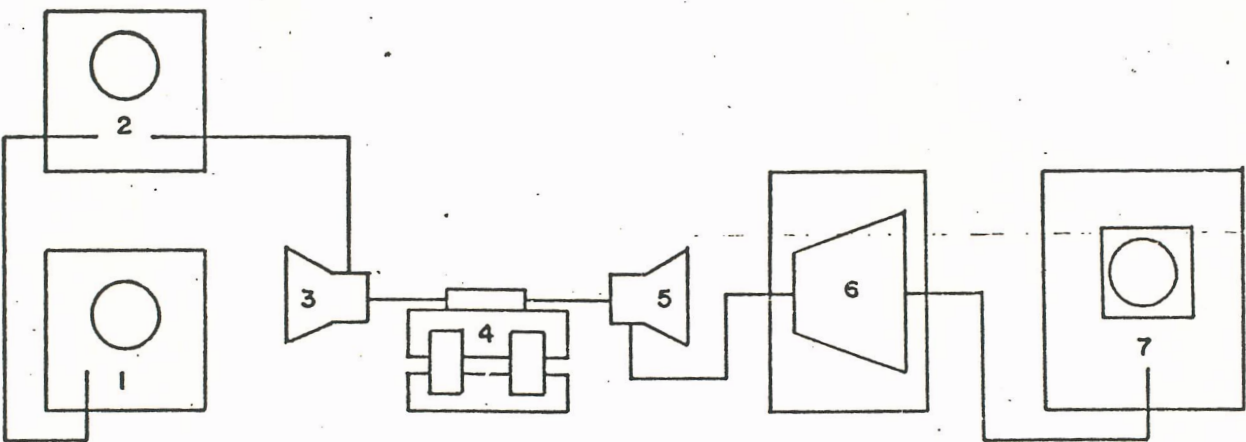


FIGURA 6.4 - Equipamento utilizado na aferição dinâmica (excitação e captação).

- | | |
|------------------------------------|---------------------|
| 1- Gerador de frequências | 5- Captador sísmico |
| 2- Contador de frequências digital | 6- Amplificador |
| 3- Excitador de deslocamento | 7- Osciloscópio |
| 4- Mesa dinamométrica | |

Observa-se que embora se tenha uma variação sempre crescente da frequência de excitação, a amplitude do sinal de voltagem varia passando por um primeiro valor máximo. A fre

quência de excitação correspondente a este valor máximo é igual a uma das seis frequências naturais do sistema.

Fazendo-se a frequência de excitação variar de 0 a 1200 cps, para cada posição diferente do excitador, e mudando de posição também o captador, registrou-se para a faixa de frequências acima *três picos de ressonância* diferentes e conseqüentemente três frequências naturais.

Não se pode afirmar aqui a qual movimento ou a qual direção pertence cada uma das frequências naturais determinadas, mas este método garante que na faixa analisada, somente existem *três picos de ressonância*. Desta maneira, a frequência natural menor das três é sem dúvida a menor do sistema.

6.2.3 - CONSTANTE DE MOLA

Por ocasião dos ensaios relativos a aferição estatística da mesa dinamométrica, incluiu-se no conjunto de aparelhos utilizados um relógio comparador (vide parágrafo 5.1). A sua finalidade, além de acompanhar os deslocamentos durante a aplicação de carga, foi a de fornecer dados suficientes para se calcular as constantes de mola, relativas as direções de aplicação das cargas e correspondentes a associação dos quatro anéis elásticos.

Com base nos pares de valores, forças aplicadas no dinamômetro em kgf e correspondentes leituras no comparador em μm , e ainda na característica linear da mesa dinamométrica, estabelece-se as equações das retas que relacionam as duas grandezas, através da análise de regressão.

Utilizando-se as equações acima calcula-se as constantes de mola, a saber :

$$k_V = 18,2 \times 10^6 \text{ kg}^*/\text{m} \dots\dots\dots (6.4)$$

$$k_L = 6,4 \times 10^6 \text{ kg}^*/\text{m} \dots\dots\dots (6.5)$$

$$k_T = 4,2 \times 10^6 \text{ kg}^*/\text{m} \dots\dots\dots (6.6)$$

onde os índices V , L e T se referem as três direções de aplicação das cargas.

Para calcular as frequências naturais utiliza-se a expressão :

$$f_n = \frac{1}{2 \pi} \sqrt{\frac{k}{m_e}}$$

onde m_e é a massa equivalente do sistema, considerando-se que as molas (anéis elásticos) não são ideais.

Levando-se em conta que a massa m da mesa do dinamômetro é muito maior que a dos anéis elásticos, tem-se uma precisão satisfatória admitindo-se

$$m_e \approx m = 0,36 \text{ utm}$$

6.3 - RESULTADOS OBTIDOS NOS TRÊS PROCESSOS

Na descrição de cada um dos processos empregados na obtenção das frequências naturais, não foram apresentados os resultados obtidos, porém, neste parágrafo comparecem simultaneamente, permitindo ao leitor a possibilidade de comparação. No quadro da figura 6.5 tem-se os valores das frequências naturais para os três processos, bem como do grau de amortecimento.

FREQUÊNCIAS NATURAIS (cps)			GRAU DE AMORTECIMENTO
CURVA DE AMORTECIMENTO	EXCITAÇÃO E CAPTAÇÃO DE FREQUÊNCIAS	CONSTANTE DE MOLA	CURVA DE AMORTECIMENTO
1007	1071	1132	0,00923
670	658	671	0,00552
572	557	544	0,00695

FIGURA 6.5 - Quadro de valores obtidos.

Uma rápida análise dos resultados obtidos , mostra que a diferença entre os valores encontrados para uma mesma frequência varia entre 2% e 12%, o que é satisfatório.

Com a garantia de que o menor valor encontrado corresponde à menor frequência natural do sistema, adotar-se-a como base para definição do campo de trabalho da mesa dinamométrica o valor $\delta_n = 544$ cps.

6.4 - FATOR DE AMPLIFICAÇÃO E ERRO DINÂMICO DE AMPLIAÇÃO

Com os valores obtidos da frequência natural mais baixa e correspondente grau de amortecimento , colecionou-se os dados necessários para cálculo do fator de amplificação ϕ , que representa o fator que deve ser multiplicado à deformação estática, para obter-se a amplitude da oscilação forçada.

O fator de amplificação ϕ é dado por :

$$\phi = \frac{1}{\sqrt{(2 \beta \kappa)^2 + (1 - \kappa^2)^2}} \dots\dots\dots (6.7)$$

onde

β = grau de amortecimento

$\kappa = \delta/\delta_n$ sendo δ a frequência de excitação e δ_n a frequência natural ambas em cps.

A figura 6.6 mostra em gráfico o comportamento do fator de amplificação.

A expressão :

$$E = (\phi - 1) \times 100 \dots\dots\dots (6.8)$$

utiliza o fator de amplificação para calcular o erro dinâmico de ampliação. A figura 6.7 mostra o comportamento da função E quando varia-se a frequência de excitação do sistema . Assim é que para a mesa dinamométrica, pode-se fixar uma frequência de trabalho δ_L (figura 6.7), abaixo da qual o erro dinâmico de ampliação nunca ultrapassa um pré-fixado valor , ou

então pode-se conhecida a frequência de trabalho, determinar o erro dinâmico de ampliação correspondente.

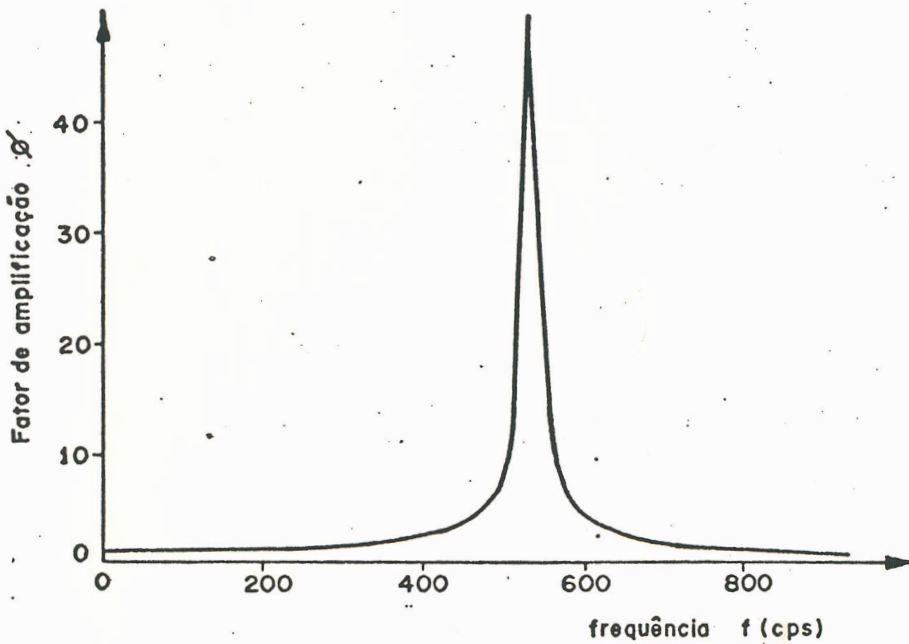


FIGURA 6.6 - Fator de ampliação Φ em função da frequência, ($f_n = 544$ cps e $\beta = 0,00695$)

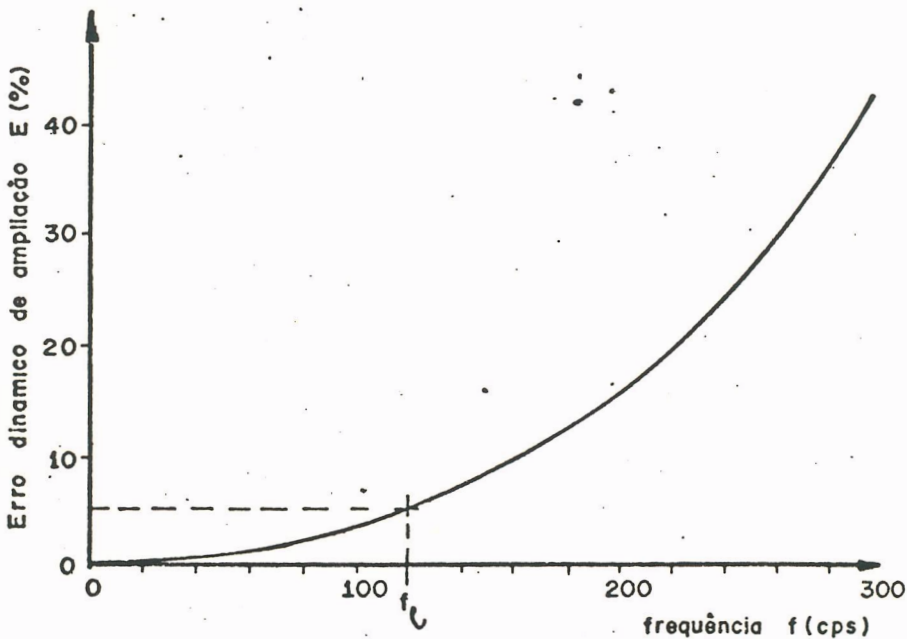


FIGURA 6.7 - Erro dinâmico de ampliação em função da frequência, ($f_n = 544$ cps e $\beta = 0,00695$)

No caso em que se limita o erro dinâmico de ampliação, a rotação n em rpm de uma fresa de z dentes fica :

$$n \leq \left(\frac{60}{z} \right) f_e \dots\dots\dots (6.9)$$

e no caso particular deste trabalho com o valor de $E = 5\%$ e correspondente $\delta_L = 120$ cps tem-se :

$$n \leq \frac{7200}{z} \dots\dots\dots (6.10)$$

7 - MEDIDA DAS COMPONENTES DA FORÇA DE USINAGEM NA OPERAÇÃO DE FRESAMENTO

7.1 - GENERALIDADES

O presente capítulo tem a finalidade de mostrar de uma forma simples e rápida, a resposta do dinamômetro de senvolvido, durante operações de fresamento com diferentes condições de usinagem. Para preencher tal objetivo, não há a necessidade de um grande número de ensaios, mas sim o suficiente para garantir que, num estudo de fresamento, o dinamômetro se encontra em condições de revelar de forma quantitativa, o valor de um parâmetro desconhecido.

Numa pesquisa bibliográfica em que apenas alguns da grande quantidade de artigos sobre fresamento, foram consultados, (vide referências de [22] a [33], verificou-se que muita coisa a respeito do assunto já foi desenvolvida, formando um potencial de conhecimentos.

Infelizmente este potencial não é solicitado com maior frequência, devido a não generalização dos conceitos obtidos, fato este que ocorre talvez por causa da complexidade e do grande número de fatores envolvidos.

Em 1969, Hans Victor [33] ressalta a importância do conhecimento prévio e preciso dos esforços de corte, no dimensionamento de órgãos de máquinas ferramentas, bem como de ferramentas e dispositivos. Além disso comenta que este fato ultrapassa as fronteiras das máquinas convencionais, sendo de grande valia em máquinas automáticas e de comando numérico, devido ao alto custo/hora da máquina.

Victor observa ainda que o ideal seria a possibilidade de comparação ilimitada, ou seja, resultados obtidos num processo qualquer ser aplicável a qualquer outro, para que se pudesse generalizar os cálculos.

Num trabalho posterior, a complementação da pesquisa bibliográfica ora realizada, deverá revelar a forma de obter uma generalização dos conceitos utilizados em usinagem dos metais, ou ainda deixar evidente alguma parte do assunto que permanece obscura.

7.2 - FRESAMENTO TANGENCIAL DISCORDANTE

Dentro da classificação dos processos mecânicos de usinagem, foi escolhido para realização de alguns ensaios o fresamento tangencial discordante. Utilizou-se para tanto fresas cilíndricas com dentes retos e fresas cilíndricas com dentes helicoidais [18].

7.2.1 - FRESAMENTO TANGENCIAL COM FRESAS DE DENTES RETOS

A figura 7.1 mostra as componentes da força de usinagem, bem como a geometria em jogo, que envolve grandezas relativas ao processo de usinagem. Com base na figura 7.1, pode-se estabelecer relações entre as componentes, colocando-as em função da força de avanço P_a e da força de apoio P_{ap} . Assim tem-se que :

Ângulo de "contato do dente"

$$\phi_0 = \arccos \left(1 - \frac{2e}{D} \right) \dots\dots\dots (7.1)$$

Ângulo entre P_a e P_t

$$\alpha = \arctg (P_{ap}/P_a) \dots\dots\dots (7.2)$$

Força ativa

$$P_t = (P_a^2 + P_{ap}^2)^{1/2} \dots\dots\dots (7.3)$$

Força principal de corte

$$P_c = P_t \cos (\phi_0 - \alpha) \dots\dots\dots (7.4)$$

7.2.1.1 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

As componentes da força de usinagem P_c e P_t , são calculadas a partir das componentes P_a e P_{ap} , as quais são pos

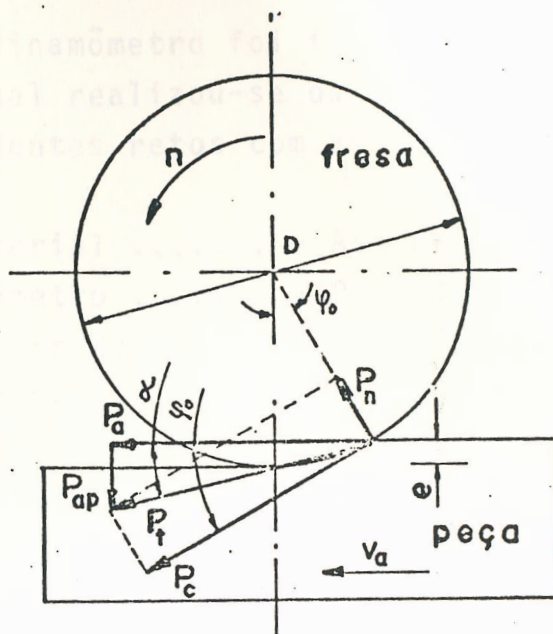


FIGURA 7.1 - Decomposição da força ativa P_t no fresamento tangencial discordante. Fresa cilíndrica de dentes retos.

síveis de serem medidas pelo dinamômetro. A força P_a tem a direção horizontal longitudinal em relação à mesa dinamométrica, e a força P_{ap} tem a direção vertical.

A mesa dinamométrica foi ligada a três pontes amplificadoras as quais por sua vez aos canais de um registrador, conforme mostra o diagrama em blocos da figura 7.2.

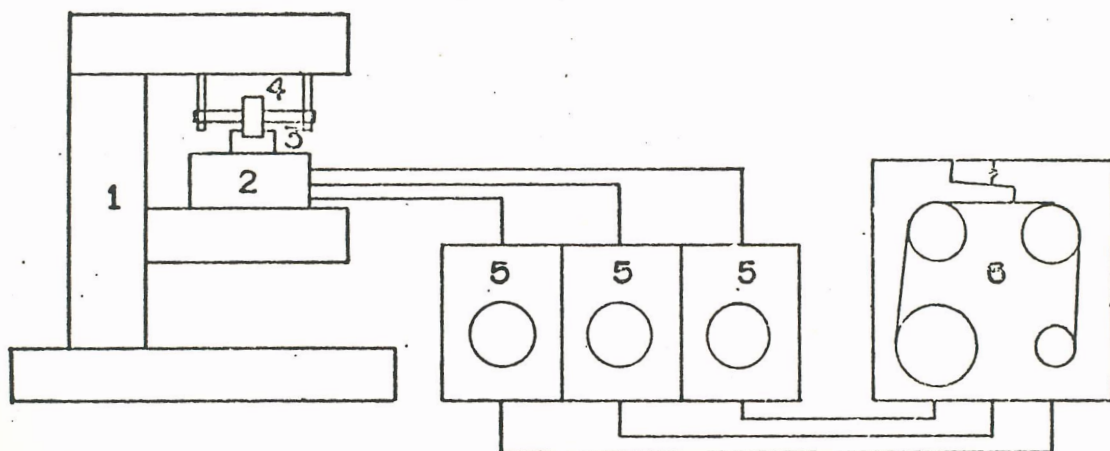


FIGURA 7.2 - Equipamento utilizado durante os ensaios.

- 1 - Fresadora
- 2 - Mesa dinamométrica
- 3 - Corpo de prova
- 4 - Fresa
- 5 - Pontes amplificadoras PR 9307 (Philips)
- 6 - Registrador PT 5104 B - 4 canais (Philips)

O dinamômetro foi fixado em uma fresadora "Cinatti", com a qual realizou-se os ensaios através de uma fresa cilíndrica de dentes retos com as seguintes características :

Material - Aço rápido (18 W 4 Cr 1 V)
Diâmetro - $\varnothing = 80$ mm
Número de dentes - $z = 16$ dentes
Largura da fresa - $\ell = 16$ mm

As condições de usinagem empregadas foram :

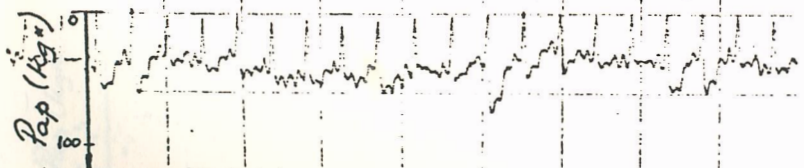
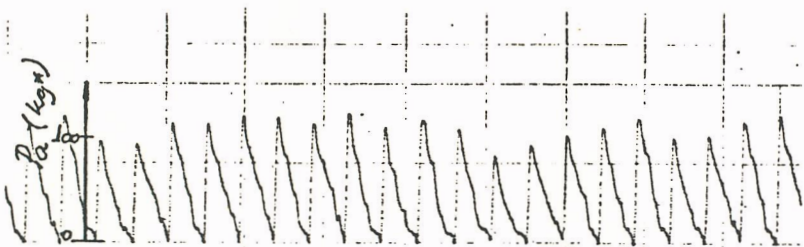
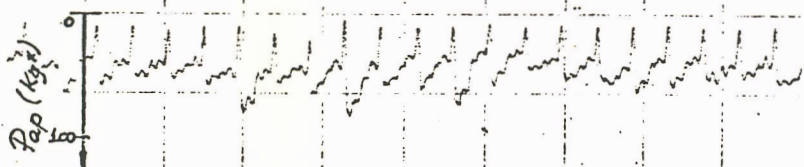
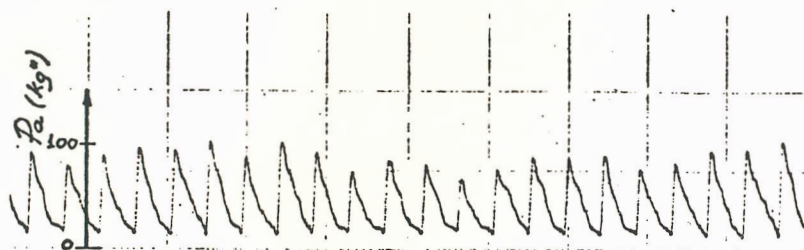
Rotações da fresa - $n = 100, 150$ e 200 rpm
Velocidades de avanço .. - $v_a = 40, 65, 80$ e 115 mm/min
Espessuras de penetração - $e = 2; 2,5; 3$ e 4 mm
Largura de corte = Largura da fresa $\ell = p = 16$ mm

Os corpos de prova, construídos com possibilidade de fixação na mesa do dinamômetro, foram feitos com aço ABNT 1010, conforme laudo expedido pela Divisão de Ensaios de Materiais do Centro de Tecnologia da UNICAMP.

Todos os ensaios foram realizados com refrigerante de corte. Uma emulsão de óleo solúvel 1:10 foi empregada.

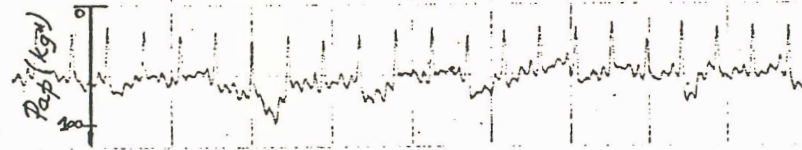
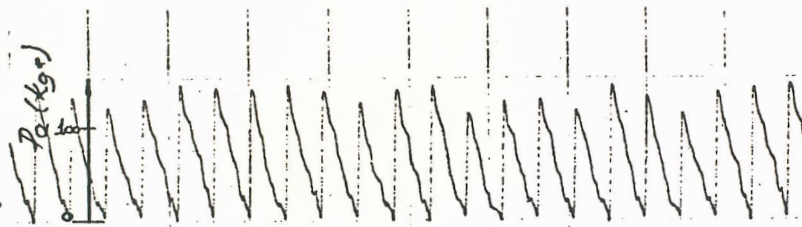
Tratando-se de uma medida dinâmica, utilizou-se um registrador de vários canais. Dois canais do registrador, mostraram a variação das componentes vertical e horizontal da força de fresamento. O terceiro canal forneceu sempre a leitura "zero", referente à direção transversal da mesa dinamométrica.

Na figura 7.3 tem-se os registros obtidos durante os ensaios. Nesta figura, vinte e cinco situações são apresentadas para diferentes condições de usinagem.

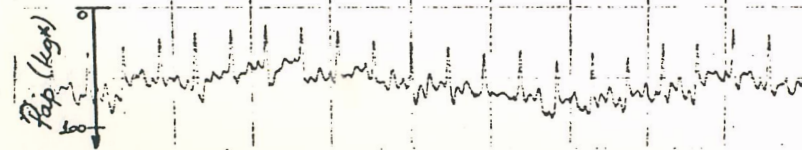
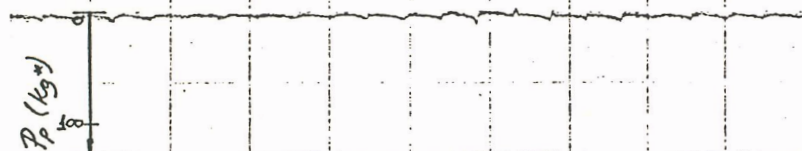
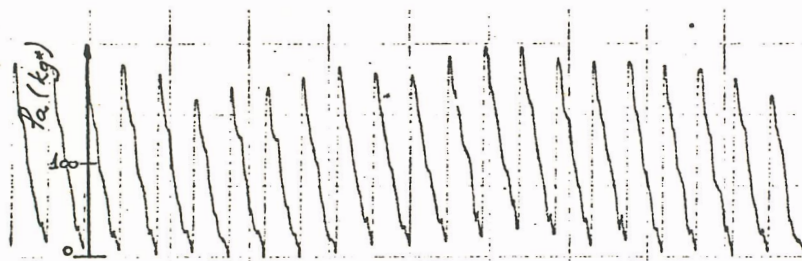


- 1º) $D = 80 \text{ mm}$
 $z = 16 \text{ dentes}$
 $p = 16 \text{ mm}$
 $n = 100 \text{ rpm}$
 $e = 2,0 \text{ mm}$
 $v_a = 40 \text{ mm/min}$

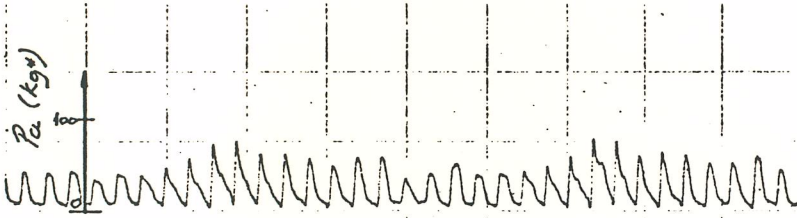
- 2º) $v_a = 65 \text{ mm/min}$



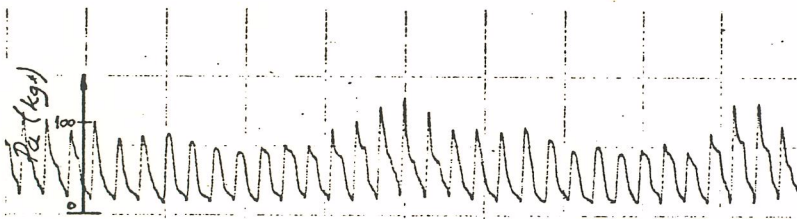
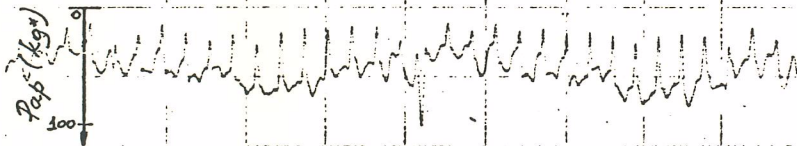
30) $v_a = 80$ mm/min



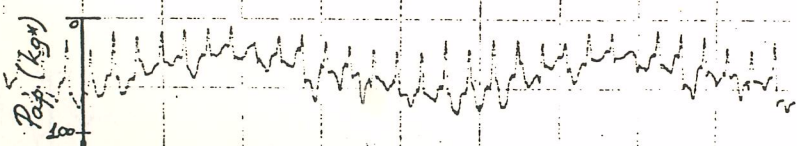
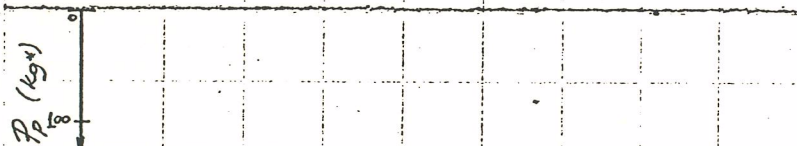
40) $v_a = 115$ mm/min

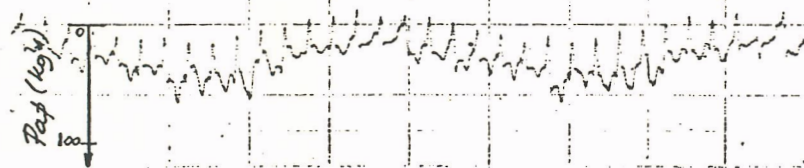
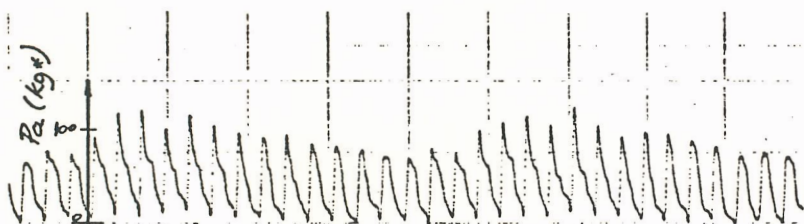


50) $n = 150$ rpm
 $v_a = 40$ mm/min

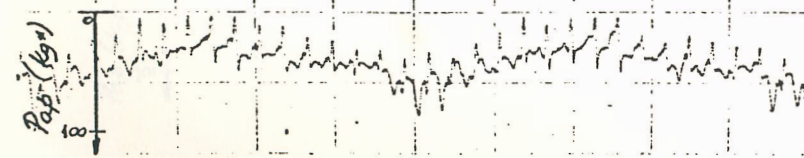
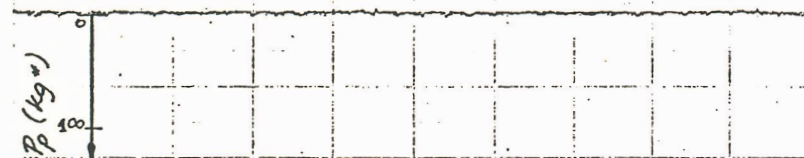
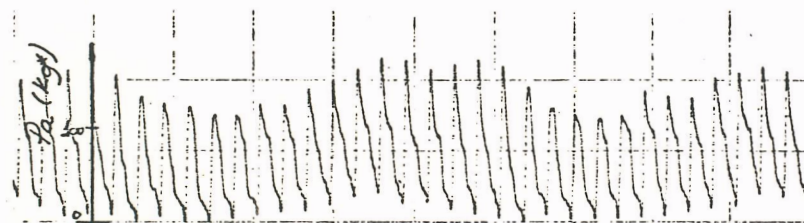


60) $v_a = 65$ mm/min

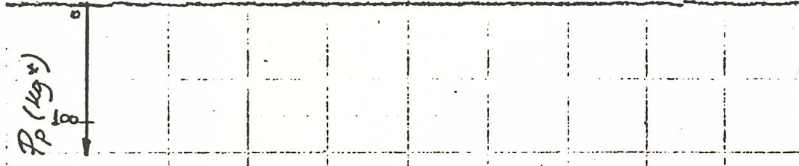
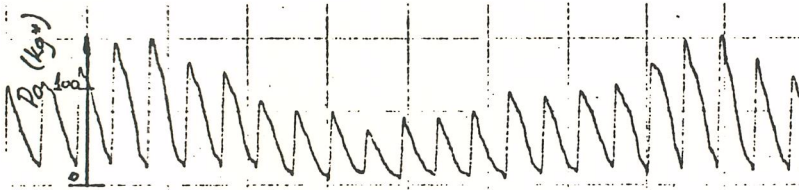




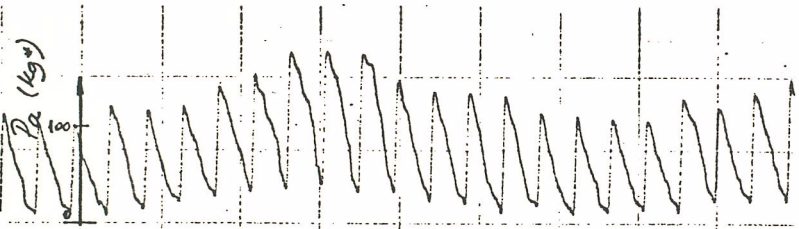
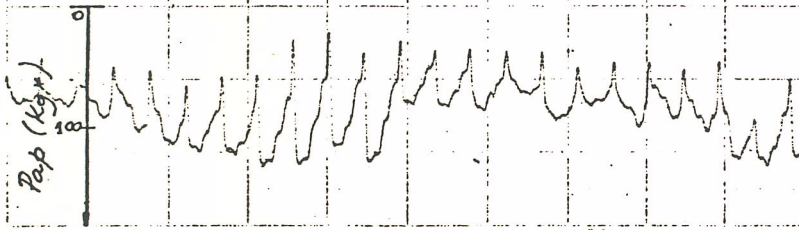
70) $v_a = 80$ mm/min



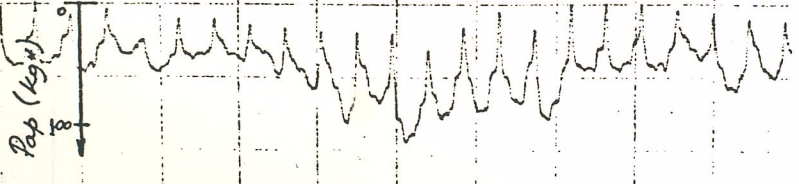
80) $v_a = 115$ mm/min

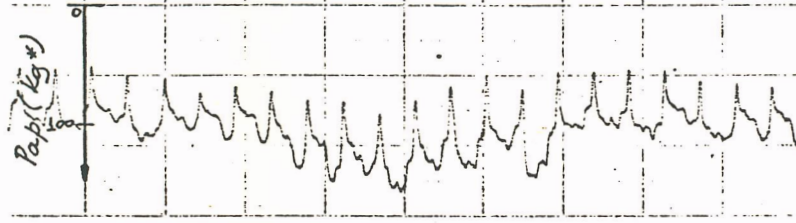
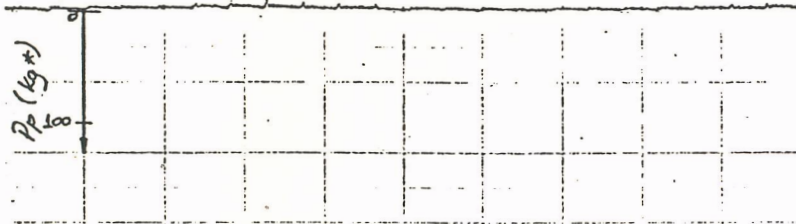
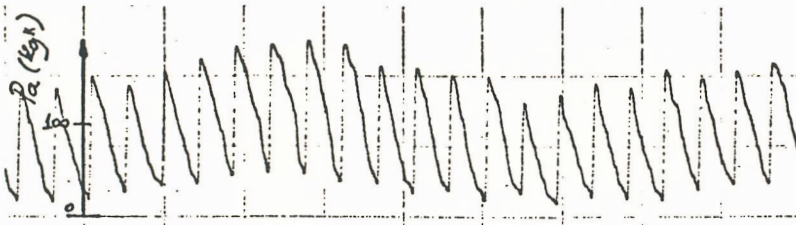


90) $n = 100$ rpm
 $e = 2,5$ mm
 $v_a = 40$ mm/min

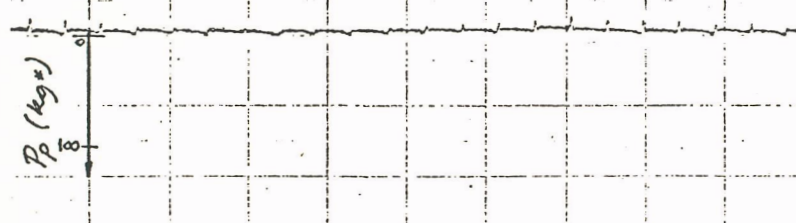
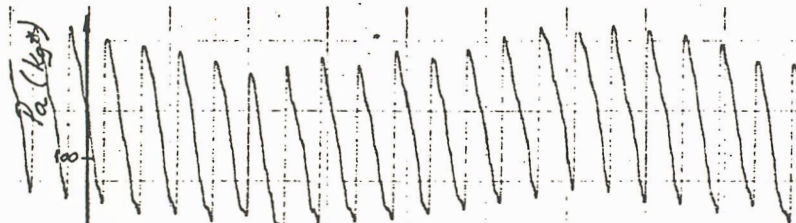


100) $v_a = 65$ mm/min

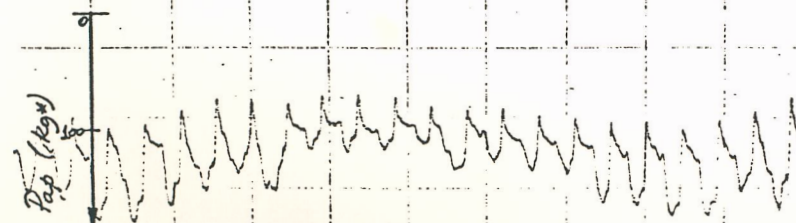


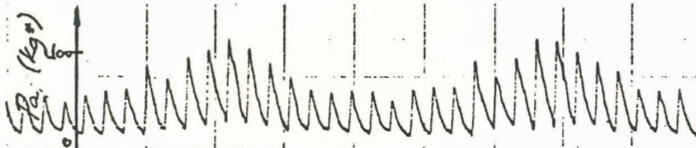


119) $v_a = 80$ mm/min

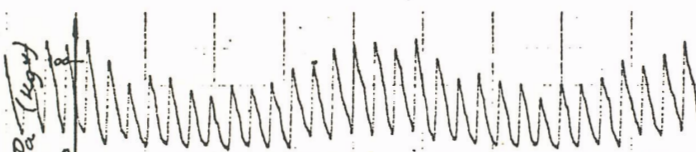
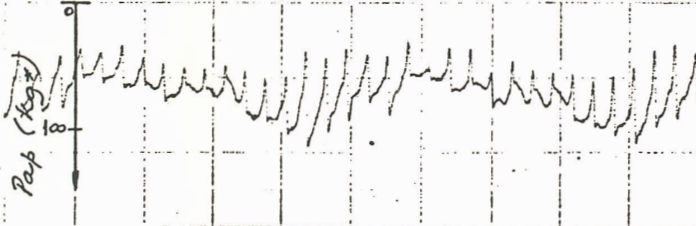


120) $v_a = 115$ mm/min

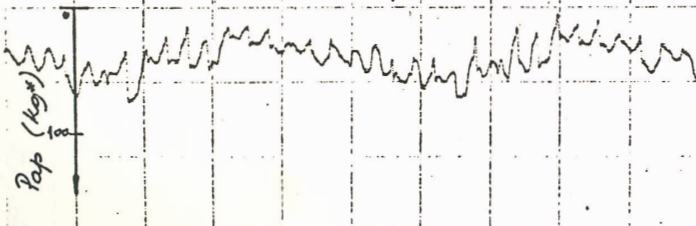


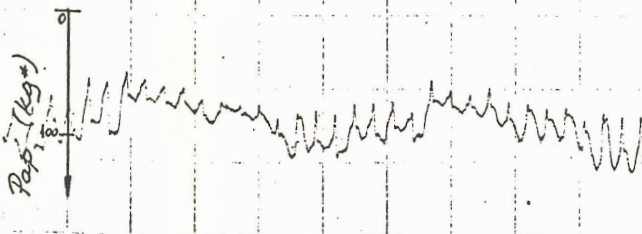
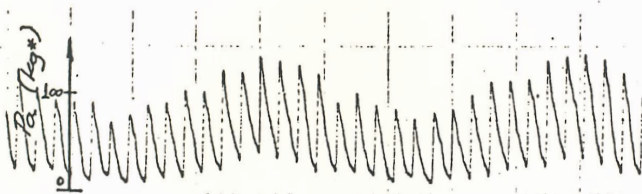


130) $n = 150$ rpm
 $v_a = 40$ mm/min

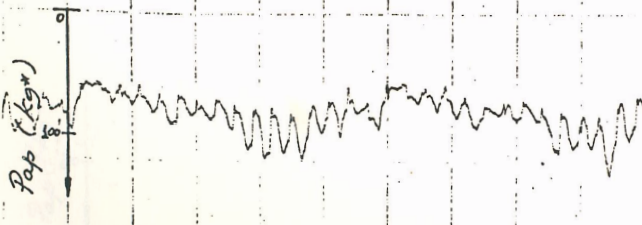
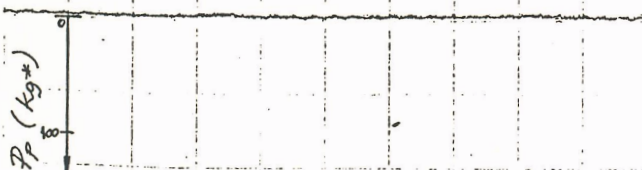
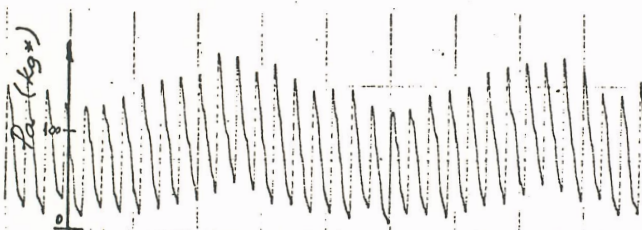


140) 65 mm/min

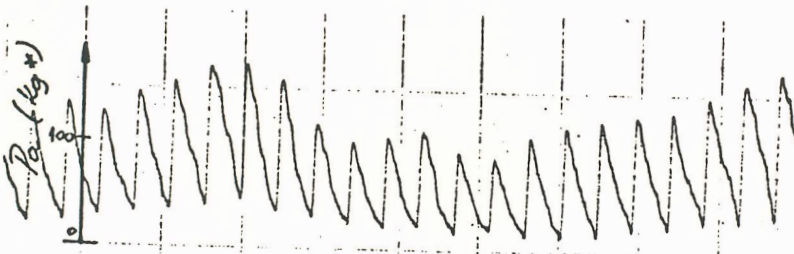




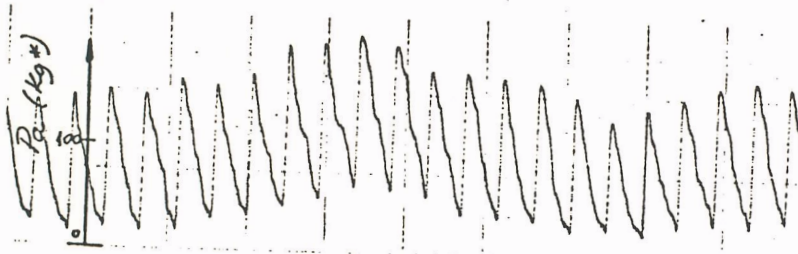
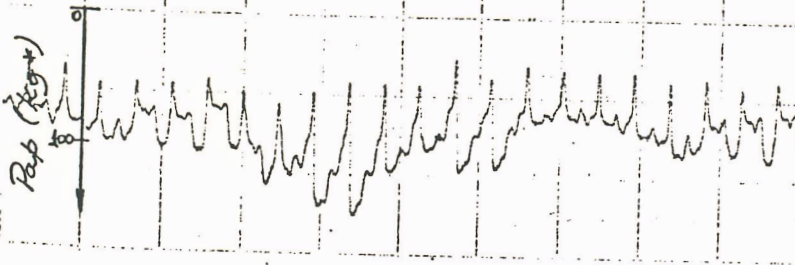
150) $v_a = 80$ mm/min



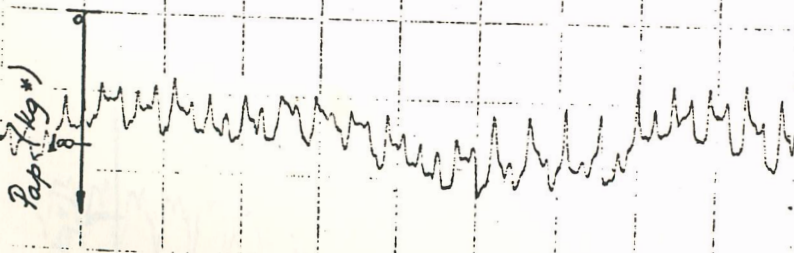
160) $v_a = 115$ mm/min

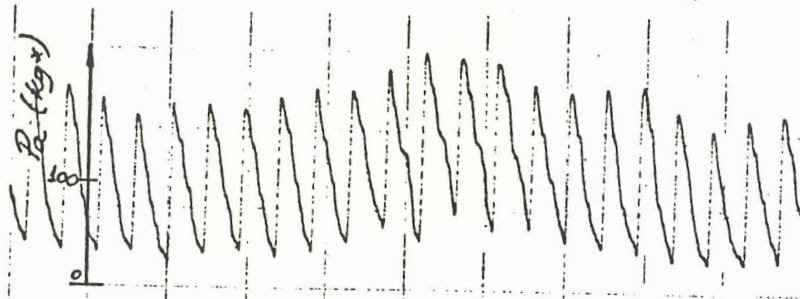


179) $n = 100$ rpm
 $e = 3,0$ mm
 $v_a = 40$ mm/min

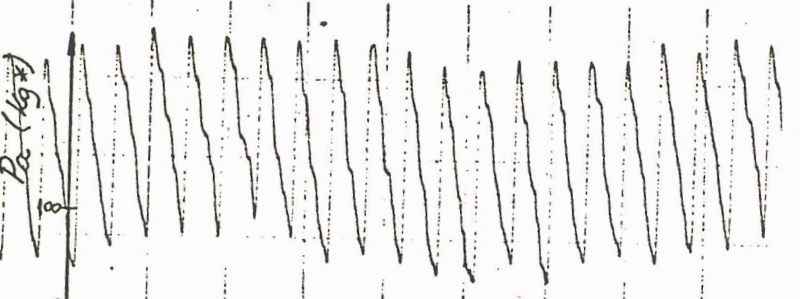
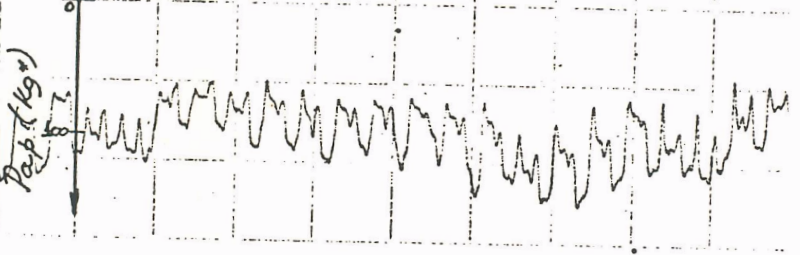


180) $v_a = 65$ mm/min

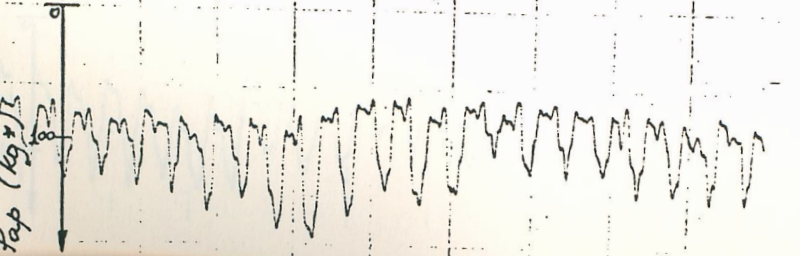


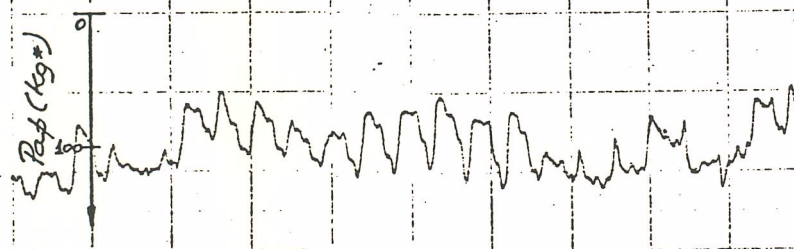
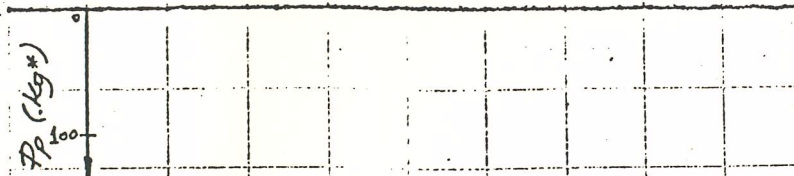
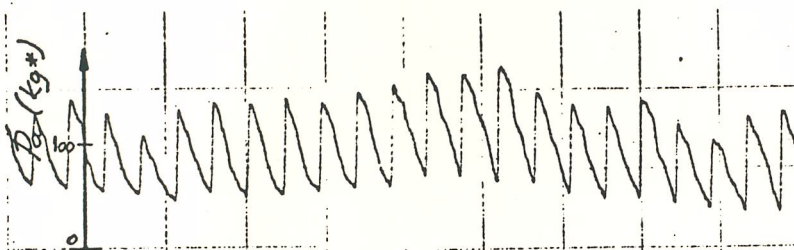


190) $v_a = 80$ mm/m



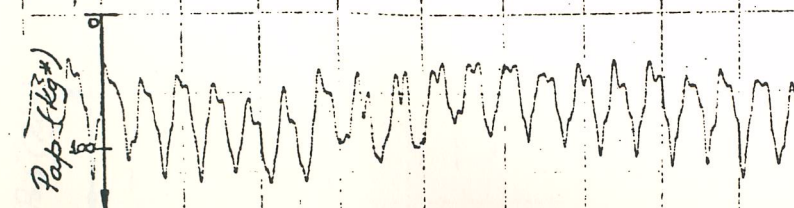
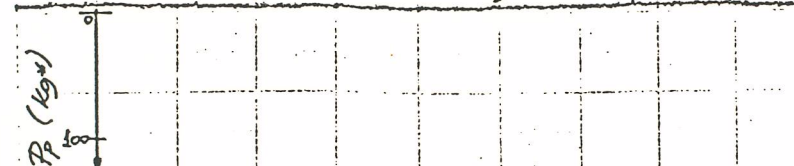
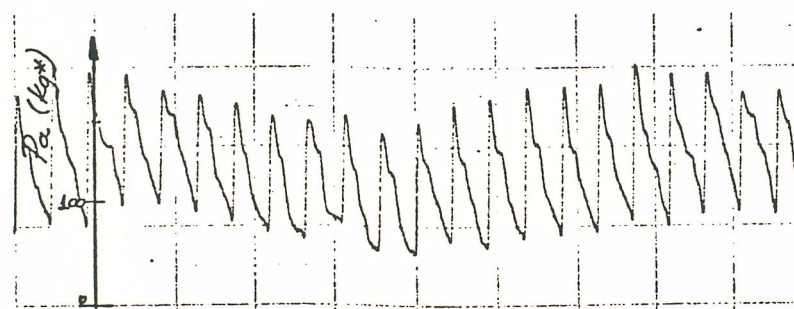
200) $v_a = 115$ mm/m



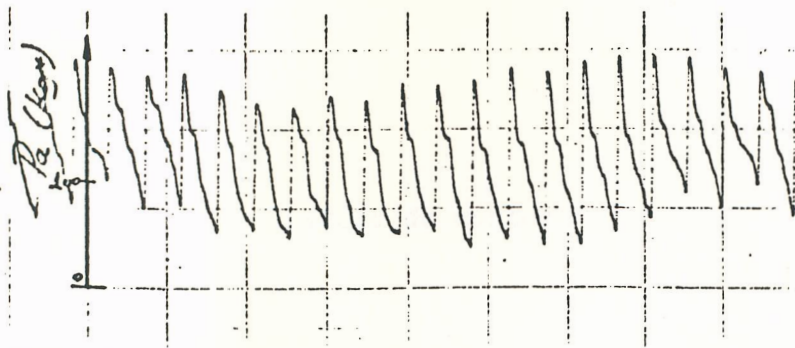


219) $e = 4,0 \text{ mm}$

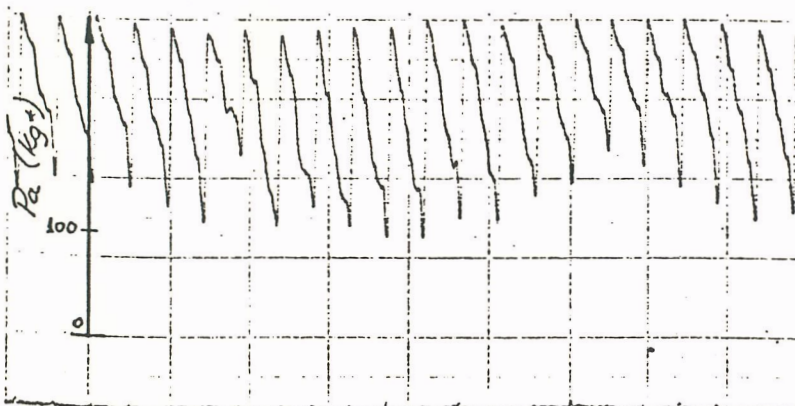
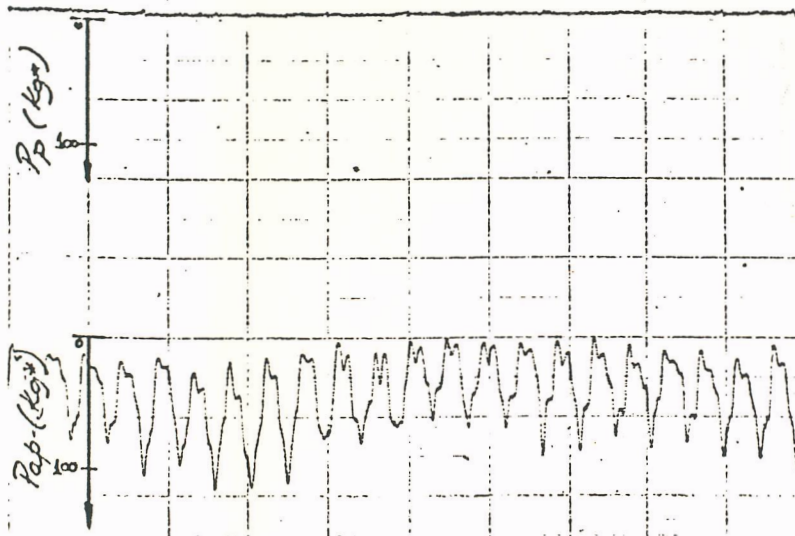
$v_a = 40 \text{ mm/min}$



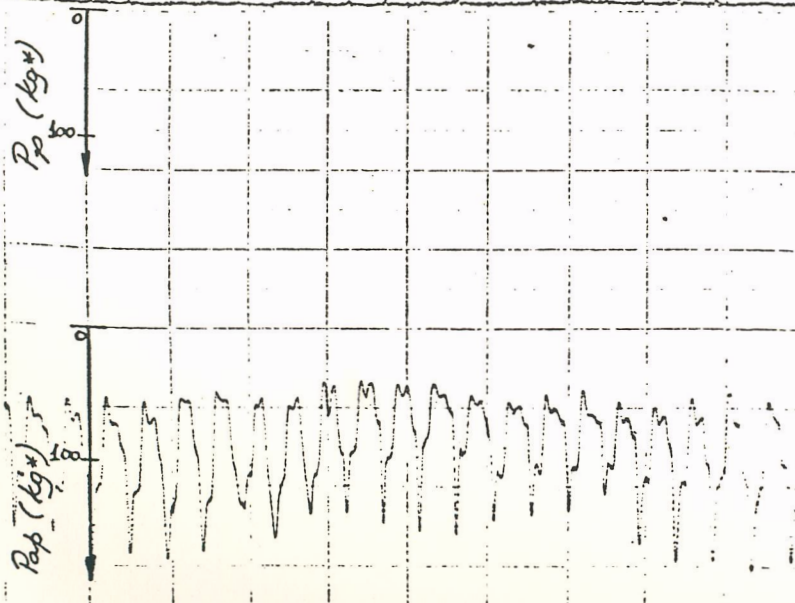
220) $v_a = 65 \text{ mm/min}$



230) $v_a = 80$ mm/min

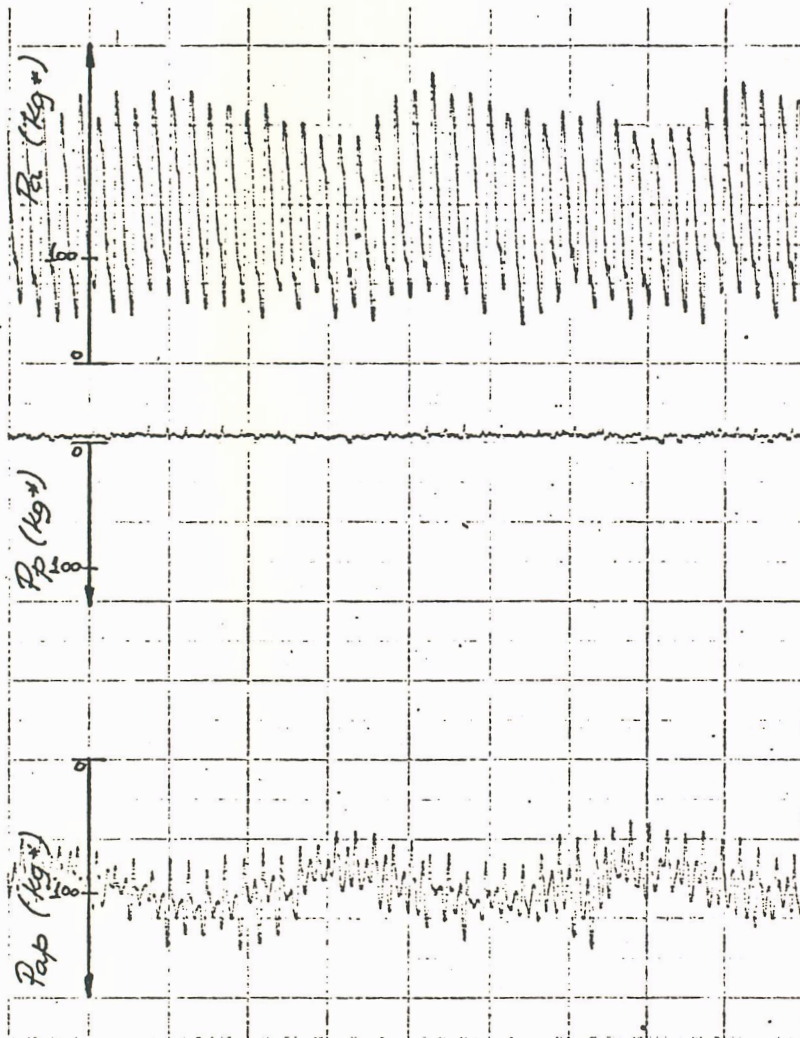


240) $v_a = 115$ mm/min



OBS : nestes últimos quatro gráficos 2 dentes estão em ação simultaneamente.

Sentido de movimento do papel em todos os casos.



250) $n = 200$ rpm
 $e = 2,0$ mm
 $v_a = 80$ mm/min

FIGURA 7.3 - Variação das forças de avanço P_a e de apoio P_{ap} no fresamento tangencial com fresa de dentes retos.

7.2.1.2 - DETERMINAÇÃO DA PRESSÃO ESPECÍFICA DE CORTE [18]

No passado, muitos foram os pesquisadores que se preocuparam com a obtenção do valor da pressão específica de corte K_δ [26] e [31], que representa o valor da força de corte P_c necessária para usinar, quando se tem uma secção de corte S unitária. Dentre eles, Kienzle foi o que mais repercussão conseguiu, e sua expressão

$$K_\delta = K_{\delta 1} \cdot h^{-z}, \dots\dots\dots (7.5)$$

onde

h - espessura de corte (mm)

$K_{\delta 1}$ e z - constantes de Kienzle - dependem do material da peça ,

servirá para mostrar, neste trabalho, a ordem de grandeza das constantes de Kienzle, para o aço ABNT 1010, em operação de fresamento.

Usando-se aqui o mesmo processo que Kienzle usou, suas constantes ficarão determinadas quando se tiver o valor dos coeficientes da reta

$$\log K_\delta = \log K_{\delta 1} - z \log h \dots\dots\dots (7.6)$$

Através dos registros obtidos durante a experimentação (figura 7.3 1º, 2º, 3º e 4º) determinou-se para os pontos de máximos

$$\bar{R}_L = \frac{\sum_{i=1}^{16} R_{Li}}{16} \dots\dots\dots (7.7)$$

$$\bar{R}_V = \frac{\sum_{i=1}^{16} R_{Vi}}{16} \dots\dots\dots (7.8)$$

onde $\bar{R}_L$ e $\bar{R}_V$ são médias baseadas em $m = 16$ observações, todas elas pressupostas como provenientes de um mesmo, porém, desconhecido valor das forças aplicadas (ver parágrafo 5.2.2 - Inversão da reta regressão).

Com as equações de aferição (5.28) e (5.29), e mais as expressões (7.1) a (7.4) calcula-se os valores de P_c . No quadro da figura 7.28, tem-se todos os dados necessários para a determinação de K_δ e z .

h (mm)	S (mm ²)	P_c (kg*)	K_δ (kg*/mm ²)	$\log h$	$\log K_\delta$
0,0078	0,1248	90,7	726,8	- 2,11	2,86
0,0127	0,2032	116,3	572,3	- 1,90	2,76
0,0156	0,2496	141,9	568,5	- 1,81	2,75
0,0225	0,3593	190,0	528,8	- 1,65	2,72

FIGURA 7.4 - Quadro de valores.

O método da regressão linear, aplicado aos pares de valores ($\log K_\delta$ e $\log h$) fornecem a expressão

$$\log K_\delta = 2,21 - 0,3 \log h \dots\dots\dots (7.8)$$

de onde

$$\log K_{\delta_1} = 2,21 \quad \text{e} \quad \text{portanto} \quad K_{\delta_1} = 162,2$$

e

$$z = 0,3$$

Naturalmente este cálculo está sendo apresentado para mostrar o comportamento do dinamômetro, permitindo com parar os valores achados neste ensaio com valores determinados por outros pesquisadores. Para a determinação das grandezas K_{δ_1} , z e outras características da operação de fresamento, com suficiente precisão, deverão ser realizados uma série de ensaios, objeto de trabalhos futuros.

Comparando-se os resultados obtidos com os apresentados pelo Prof. Dr. Rosalvo Tiago Ruffino [34] , para o torneamento do aço ABNT 1017, verifica-se que o valor de K_d é 15% maior e o valor de z é cerca de 30% maior, daquele pesquisador. Esta discrepância é plenamente aceitável tendo em vista:

- operações de usinagem completamente diferentes
- geometria da cunha cortante diferente
- execução de um rasgo na operação de fresamento
- materiais da peça diferentes

A figura 7.5 mostra a variação da pressão específica de corte K_d quando varia-se a espessura de corte h , utilizando-se os valores constantes no quadro da figura 7.4.

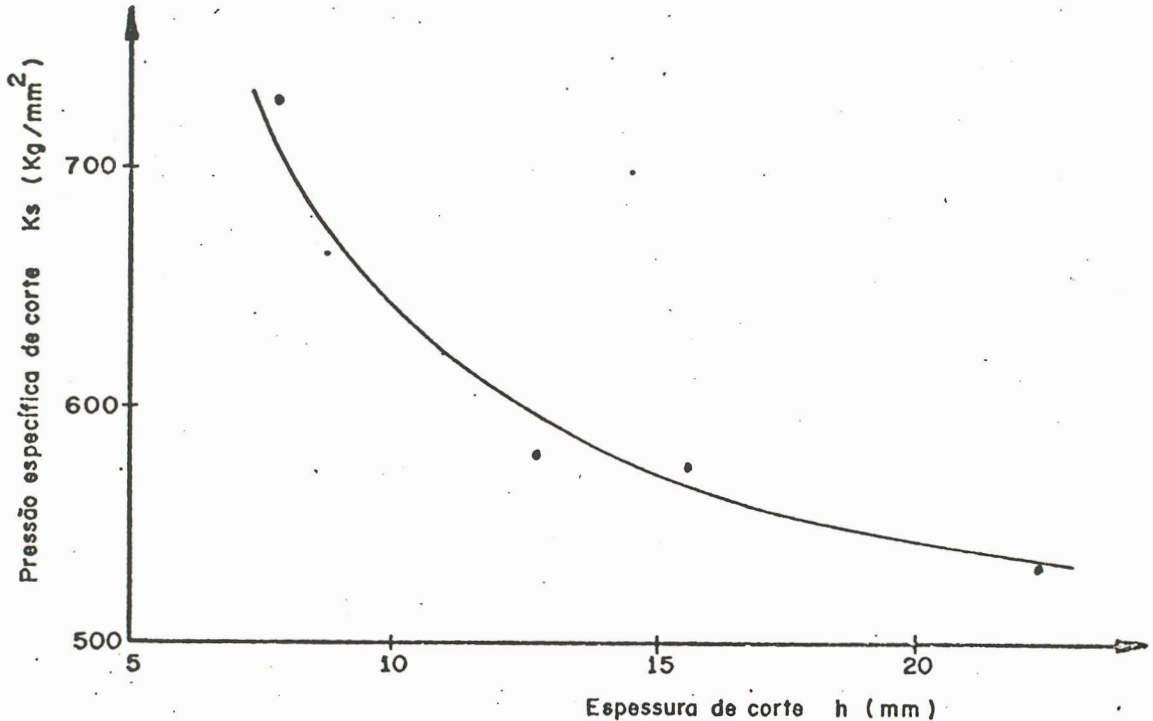


FIGURA 7.5 - Variação da pressão específica de corte K_d em função da espessura de corte h no fresamento.

7.2.2 - FRESAMENTO TANGENCIAL COM FRESA DE DENTES HELICOIDAIS

A figura 7.7 ilustra resultados de ensaios realizados com fresas cilíndricas de dentes helicoidais. A finalidade única deste parágrafo é o de mostrar o registro simultâneo de forças em três direções ortogonais, característica esta da *mesa dinamométrica* desenvolvida neste trabalho.

As características do ensaio realizado são :

Ferramenta

Material aço rápido - (18 W 4 Cr 1 V)

Número de dentes .. - $z = 12$

Ângulo de hélice .. - $\phi = 30^{\circ}$

Largura - $\ell = 70$ mm

Diâmetro - $D = 63$ mm

Peça

Material aço ABNT 1010

Condições de usinagem

Rotação da fresa - $n = 127$ rpm

Velocidade de avanço .. - $v_a = 40$ mm/min

Espessura de penetração - $e = 3,0$ mm

Largura de corte - $p = 30$ mm

7.2.3 - OBSERVAÇÕES

Com referência ao parágrafo 7.2.1.2 sobre a de terminação da pressão específica de corte, deve-se observar que durante os ensaios utilizou-se para as pontes amplificadoras sensibilidade 5 mV , diferente da usada na aferição estática (10 mV). Por isso é necessário multiplicar os valores obtidos através das equações de calibração por um fator de escala.

Com referência as rotações empregadas em ambos os ensaios, deve-se observar que as mesmas não ultrapassam o valor $n_{\ell} = 450$ rpm (fresa de dentes retos) e 700 rpm (fresa de

dentes helicoidais). Estes valores foram calculados por meio da expressão (6.10), que fornece a rotação que provoca erros dinâmicos de ampliação inferiores a 5%.

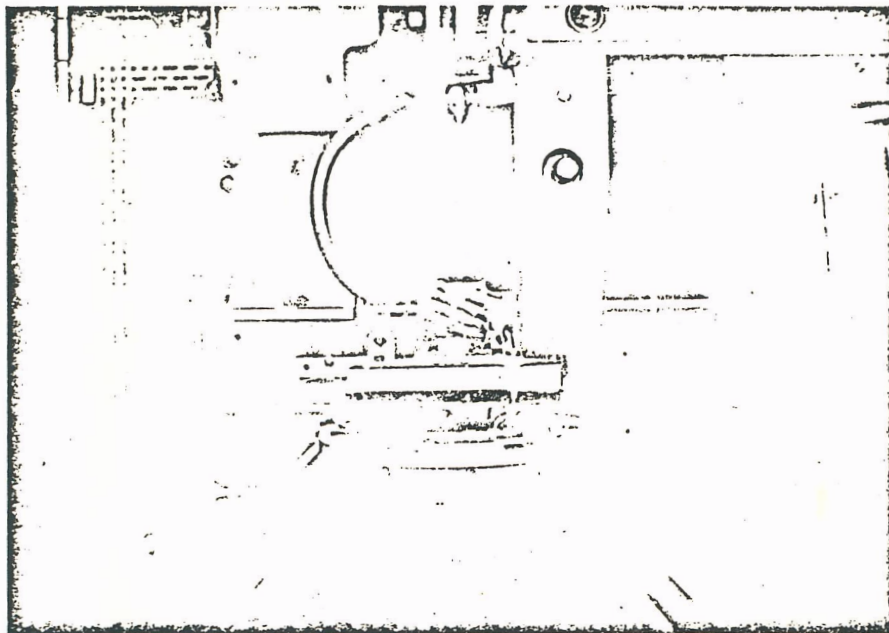
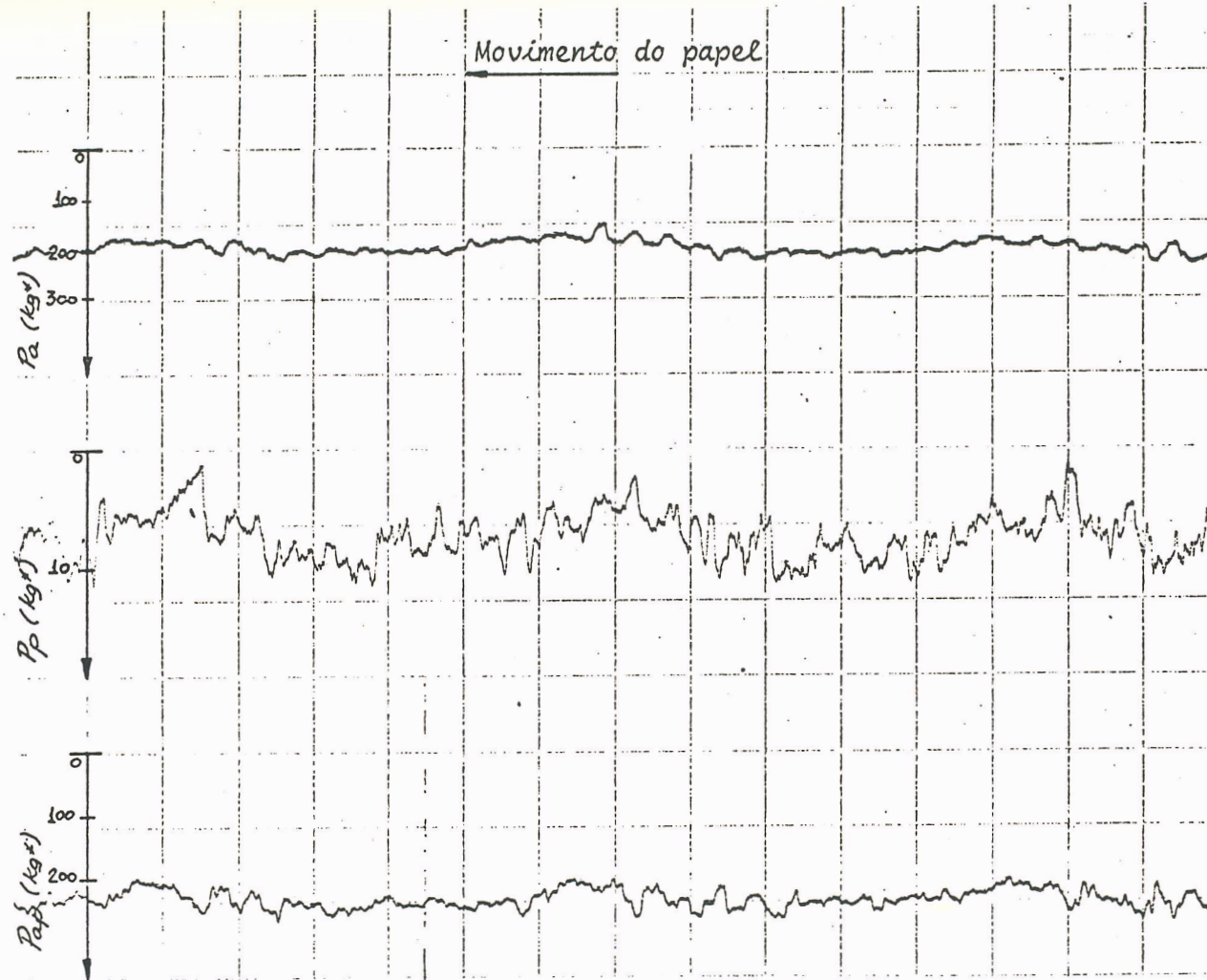


FIGURA 7.6 - Aspecto do ensaio com fresa helicoidal.



$D = 63 \text{ mm}$
 $z = 12 \text{ dentes}$
 $\phi = 30^\circ$
 $e = 3,0 \text{ mm}$
 $p = 30 \text{ mm}$
 $n = 127 \text{ rpm}$
 $v_a = 40 \text{ mm/min}$

FIGURA 7.7 - Variação das forças de avanço P_a , de apoio P_{ap} e passiva P_p , no fresamento tangencial com fresa helicoidal.

8 - CONSIDERAÇÕES FINAIS

8.1 - O objetivo do presente trabalho foi conseguido ven
cidas as seguintes etapas :

8.1.1 - Através da teoria das barras curvas, foi possí
vel o dimensionamento da mesa dinamometri
ca para a medida simultânea das três compone
ntes da força de usinagem na operação de
fresamento. Devido à compatibilidade, enco
ntrada com a posterior aferição, este me
to permitirá o desenvolvimento de modelos
de maior capacidade empregando uma mesma condi
ção.

8.1.2 - A aferição estática do dinamômetro mostrou
o seu comportamento linear e a não interfere
ncia entre as componentes. Verificou-se
também a constância dos resultados de medida,
para diferentes pontos de aplicação das
cargas.

8.1.3 - Na determinação da frequência natural mais
baixa, utilizou-se três processos de medida,
os quais conduziram a resultados condizentes
dentro da precisão desejada. O valor encontra
do para esta frequência permite a utiliza
ção do aparelho no campo de rotações norma
is das operações de fresamento em diferentes
materiais.

8.1.4 - Os ensaios experimentais revelaram através
do seu comportamento, a utilização do aparelho
nas pesquisas de fresamento a serem dese
nvolvidas. Os registros obtidos, para condi
ções de usinagem, que podem ser vistos no
capítulo 7, mostram a possibilidade de uma
análise quantitativa de fatores característi
cos do processo de fresamento.

8.2 - Os objetivos de uma etapa posterior a este trabalho, podem ser resumidos como segue :

8.2.1 - Construção de um novo tipo de dinamômetro capaz de medir a solicitação direta no dente da fresa, permitindo a determinação do momento de torção no fuso da fresadora.

8.2.2 - Desenvolvimento analítico de expressões que procuram correlacionar maior número de parâmetros envolvidos no processo de fresamento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] LOEWEN, E.G. , MARSHALL, E.R. and SHAW, M.C. "Electric strain gage tool dynamometers". Proc. Am. Soc. Exp. Stress Analysis, vol 8, nº 2, pag 1 , 1951.
- [2] COOK, N.H. , LOEWEN, E.G. and SHAW, M.C. "Machine-Tool dynamometers ... a current appraisal. American Machinist, pag 125, maio de 1954.
- [3] LOWEN, E.G. and COOK, N.H. "Metal Cutting measurements and their interpretation". Proc. Am. Soc. Exp. Stress Analysis, vol 13, nº 2, pag 57, 1956.
- [4] KOENIGSBERGER, F., MARWAHA, K.D. and SABBERWAL, A.J.P.. "Design and performance of two milling force dynamometers". Inst. Prod. Engineers Journal, vol 37, pag 272, dezembro de 1958.
- [5] SABBERWAL, A.J.P. "Improved three dimension dynamometer". Engineering, pag 401, março de 1960.
- [6] DAVIS, C.E. "A new dynamometer principle". Inst. J. Mach. Tool Des. Res., vol 11, pag 31, 1971.
- [7] TANAKA, Y. and IKAWA, N. "Accelerometer applications to tool dynamometers with improved dynamic response" . Annals of the CIRP, vol 18, pag 353, 1970.
- [8] BOSMA, W.D.G. and WOLF, A.C.H. "On a viscous damper for a two component dynamometer". Annals of the CIRP, vol 19, pag 96, 1971.
- [9] KNIGHT, W.A. and SADEK, M.M. "The correction for dynamic errors in Machine Tool dynamometers". Annals of the CIRP, vol 19, pag 237, 1971.

- [10] KOMANDURI, R., STEWART, V.A. and BROWN, R.H. "Dynamic Calibration of dynamometers". Annals of the CIRP , vol 19, pag 231, 1971.
- [11] CHAMPETIER, L. "Le Rendement Mécanique des Machines-outils". La Machine-Outil Française, nº 138, pag 103, dezembro de 1958.
- [12] PERRE, C.C. and LISSNER, H.R. "The Strain Gage Primer". Mc Graw-Hill Book Company Co, New York , 1955.
- [13] TIMOSHENKO, S.P. "Resistência dos Materiais". Ao Livro Técnico S/A., Brasil, 1969, vol 1 e 2.
- [14] BIEZENO, C.B. and GRAMMEL, R. "Elastic Problems of Single Machine Elements". Blackie & Son Limited, London and Glasgow, 1956.
- [15] THOMSEN, E.G., YANG, C.T. and KOBAYASHI, S. "Mechanics of Plastic Deformation in Metal Processing". The Mac Millan Company, New York, 1965.
- [16] SARTORI, S. "Uma contribuição ao Estudo das Medidas das Tensões em Estrutura e ao Ensaio de Motoniveladoras". Centro de Tecnologia da UNICAMP, publicação nº 2, novembro de 1970.
- [17] PHILIPS CATALOGUE. "Electrical measurement of Mechanical quantities, 1970/1971.
- [18] FERRARESI, D. "Fundamentos da Usinagem dos Metais". Editora Edgard Blücher, São Paulo, 1970.
- [19] SARTORI, S. "Uma contribuição ao Estudo do Aquecimento e ao Ensaio dos Freios de Tambor". Centro de Tecnologia da UNICAMP, publicação nº 3, maio de 1972.

- [20] LEME, R.A.S. "Curso de Estatística-Elementos". Ao Livro Técnico S/A. , Rio de Janeiro, 1967.
- [21] MARQUES, R.M. e BERQUÔ, E. "Análise da variância" . Departamento de Estatística Aplicada da Faculdade de Higiene e Saúde Pública da U.S.P., 1963.
- [22] SCHLESINGER, G. "Die Kräfte in der Werkzeugmaschine". Zeitschrift Des Vereines Deutscher Ingenieure, nº 44 , pag 1565, novembro de 1929.
- [23] MARTELOTTI, M.E. "An Analysis of the milling Process". Transations of the ASME, pag 677, novembro de 1941.
- [24] MARTELOTTI, M.E. "An Analysis of the milling Process". Part II - Down Milling". Transactions of the ASME , pag 233, maio de 1945.
- [25] KIENZLE, O. "Die Bestimmung von kräften und Leistungen an spanenden Werkzeugemaschinen". Z. VDI, nº 11/12 , pag 299, abril de 1952.
- [26] PHILLIPP, H. "Über Messungen der spezifischen Schnittkräfte beim Walzenfräsen". Werkstatt und Betrieb , nº 92, pag 179, janeiro de 1959.
- [27] LEYK, G. "Beitrag zur Berechnung des Leistungsbedarfes beim Fräsen". Der Maschinenmarkt, (13a) Wurzburg , nº 19, pag 39, março de 1959.
- [28] HAIDT, H. "Der Leistungsbedarf bei der spanenden Formung". Das Industrieblatt, Stuttgart, pag 87 , fevereiro de 1960.
- [29] KOENIGSBERGER, F. and SABBERWALL, A.J.P. "An investigation into the cutting force pulsations during milling operations". Int. J. Mach. Tool Des. Res., vol 1 , pag 15, Pergamon Press 1961.

- [30] CHAMPETIER, L. "Etude du Fraisage". La Machine-Outil Française, nºs. 163 a 173, março de 1961 a fevereiro de 1962.
- [31] SABBERWALL, A.J.P. "Cutting forces in down milling". Int. J. Mach. Tool Des. Res., vol 2, pag 27, Pergamon Press, 1962.
- [32] BECKHAUS, H. "Optimale Kontaktbedingungen in Sonderfällen der Stirnfräsbearbeitung". Industrie Anzeiger 91, nº 106, vol 19, pag 2591, dezembro de 1969.
- [33] VICTOR, H. "Schnittkraftberechnungen für das Abspannen von Metallen". Z. Ind. Fertig. 59, nº 7, pag 317, 1969.
- [34] RUFFINO, R.T. "Algumas considerações sobre as forças de usinagem no torneamento de aço carbono - Tese de Doutorado apresentada na EESCUSP em 1971.