

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
COORDENAÇÃO DOS PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO  
ENGENHARIA MECÂNICA

RIGIDEZ ESTÁTICA DE ÁRVORES DE MÁQUI  
NAS-FERRAMENTA

CARLOS ALBERTO SCHNEIDER

TESE SUBMETIDA A APRECIÇÃO COMO REQUISITO  
PARCIAL PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE:  
MESTRE EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA MECÂNICA  
OPÇÃO PROJETOS



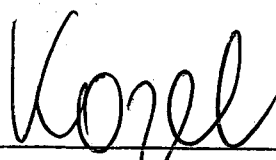
0.248.300-0

UFSC-BU

FLORIANÓPOLIS  
SANTA CATARINA - BRASIL  
JANEIRO - 1974

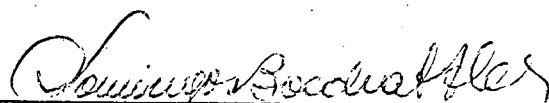
ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A  
OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
"MESTRE EM CIÊNCIAS"

E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO  
ORIENTADOR E PELO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO




---

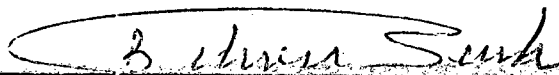
Prof. Eng<sup>o</sup>. JAROSLAV KOZEL, Ph.D.  
Orientador




---

Prof. Eng<sup>o</sup>. DOMINGOS B. ALVES, Ph.D.  
Integrador dos Programas de  
Pós-Graduação em Engenharia.

BANCA EXAMINADORA:



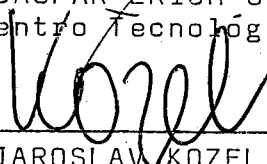

---

Prof. Eng<sup>o</sup>. NELSON BACK - Ph.D.  
CT-UFSC - Florianópolis-SC




---

Prof. Eng<sup>o</sup>. CASPAR ERICH STEMMER  
Diretor do Centro Tecnológico-UFSC




---

Prof. Eng<sup>o</sup>. JAROSLAV KOZEL - Ph.D.  
CT-UFSC - Florianópolis-SC

## AGRADECIMENTOS

- Ao Conselho Nacional de Pesquisas que pela segunda vez auxiliou minhas atividades de estudante.
- Ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da UFSC por ter oferecido todas as condições para elaboração deste trabalho.
- Aos Professores do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pela formação profissional e científica que me deram para alcançar este título.
- Ao Prof. Longuinho Machado da Costa Leal pela acolhida e aprovação dos meus trabalhos no Projeto do Torno.
- Ao Prof. Caspar Erich Stemmer pela orientação no curso e carreira profissional.
- Ao Prof. Jaroslav Kozel pelo auxílio, orientação e incentivo em levar a bom termo esta tese.
- Aos Amigos Anilton Lapa e Luiz Henrique da Silva pela dedicação prestada na confecção dos desenhos e datilografia do texto.

RESUMORIGIDEZ ESTÁTICA DE ÁRVORES DE MÁQUINAS-FERRAMENTA

O acabamento superficial e as precisões geométrica e dimensional das peças usinadas, bem como as próprias vibrações durante o corte, estão ligados diretamente à rigidez estática do conjunto árvore-mancais da máquina-ferramenta.

Numa primeira etapa, baseando-se em um modelo matemático simples, analisa-se todas as grandezas que influem na rigidez do sistema. Com fundamento nos resultados da análise, propõe-se um novo modelo matemático que considera a real geometria da árvore, o carregamento tri-dimensional sobre a mesma, bem como o comportamento não linear da rigidez dos mancais e apoios.

Tornou-se imprescindível introduzir a sistemática da resolução em um programa para computador digital. Os métodos de cálculo das deformações, o método da simulação dos esforços sobre a árvore e os recursos oferecidos pelo programa, são tratados em detalhe neste trabalho. Apresenta, também, os resultados obtidos na análise de três conjuntos árvore-mancais, exemplificando, assim, a utilização do programa desenvolvido.

Os valores calculados pelo método foram comparados com os obtidos, experimentalmente, em duas máquinas existentes no Centro Tecnológico da UFSC e mostraram-se satisfatórios.

v

ABSTRACT

STATIC STIFFNESS OF MACHINE TOOL SPINDLE

The surface finish, the geometric and dimensional precision of the machined components and the vibration in the machining process of machine tools are directly related to the static stiffness of the spindle and bearings system.

In the first part of the work, a simplified mathematical model was used and all the factors that affect the stiffness of the system have been analyzed. From these results a new mathematical model was proposed, which considers the real shape of the spindle, the tri-dimensional loading and the non-linear stiffness of the bearings and housings. The solution was obtained with the aid of a digital computer. The method applied to the calculation of the deformations and the simulation of the applied forces on the spindle are described in details. To show the use and the results obtained with the computer program three examples were worked out.

The measured deformations in two machines of the CT-UFSC have been compared with the calculated deformations and a good correlation has been obtained.

## ZUSAMMENFASSUNG

### DIE STATISCHE STARRHEIT VON ARBEITSPINDELN

#### AN WERKZEUGMASCHINEN

Die Oberflächengüte, Form - und Mass-genauigkeit der bearbeitenden Teilen, wie auch die Schwingungen während der Bearbeitung hängen von der statische Starrheit der Arbeits - spindel und ihrer Lagerung ab.

Einleitend wurden mit Hilfe eines einfachen mathemati - schen Modells alle Grössen analysiert die auf die Starrheit des Systems Einfluss haben. An Hand der Ergebnisse dieser Ana - lyse wurde ein mathematisches Modell vorgeschlagen, dass die wirkliche Geometrie der Spindel, die drei-dimensionale Last die auf die Spindel ausgeübt wird und die nicht lineare Halt - ung der Starrheit vom Lager und Gehäuse berücksichtigt.

Die Lösung der Aufgaben wurden mit Hilfe eines Digi - talrechners durchgeführt. Das Rechenverfahren zur Bestim - mung der Verformung und das Verfahren zur Simulierung der auf die Spindel wirkende Kräfte, wurden in dieser Arbeit aus - führlich behandelt.

Um die Verwendung des Verfahrens und die Ergebnisse des Rechenprogramms zu zeigen, wurden drei Beispiele unter - sucht.

Die gemessene Verformungen an zwei Werkzeugmaschi - nen des CT-UFSC, wurden mit den berechneten Ergebnissen vergli - chen und eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse festgestellt.

ÍNDICE

	<u>PÁG.</u>
1 - <u>INTRODUÇÃO</u> .....	1
2 - <u>RIGIDEZ ESTÁTICA DA ÁRVORE E MANCAIS</u> .....	3
2.1 - REVISÃO DA LITERATURA ("State of Art") .....	3
2.2 - UM MODELO MATEMÁTICO .....	4
2.3 - ESTUDO DA CONTRIBUIÇÃO DE CADA ELEMENTO SOBRE A DEFORMAÇÃO TOTAL .....	6
2.3.1 - Objetivos .....	6
2.3.2 - Elaboração de um Programa FORTRAN para aná- lise .....	7
2.3.3 - Escolha de um padrão para análise .....	8
2.3.4 - Estudo da contribuição das grandezas do sis- tema árvore-mancais .....	14
3 - <u>DESENVOLVIMENTO DE UM NOVO MODELO MATEMÁTICO</u> .....	23
3.1 - IMPORTÂNCIA .....	23
3.2 - GRANDEZAS CONSIDERADAS .....	23
3.2.1 - Os elementos básicos .....	23
3.2.2 - Geometria real da árvore .....	24
3.2.3 - Carregamento e deformação real da árvore...	25
3.2.4 - Não linearidade da deformação dos apoios...	26
3.3 - HIPÓTESES SIMPLIFICATIVAS .....	26
3.4 - PROGRAMA PARA COMPUTADOR DIGITAL .....	28
3.4.1 - Características básicas .....	28
3.4.2 - Programa principal .....	29
3.4.3 - Sub-rotina MANCA .....	34
3.4.4 - Sub-rotina CARGA .....	37
3.4.5 - Sub-rotina RELP2 .....	42
3.4.6 - Sub-rotina FLEXM e FLEXB .....	42
3.4.7 - Sub-rotinas de utilidade .....	45
4 - <u>APLICAÇÃO PRÁTICA</u> .....	47
4.1 - SISTEMA ÁRVORE-MANCAIS DA FRESADORA HORIZONTAL ' FU-315-V .....	47
4.1.1 - Generalidades .....	47
4.1.2 - Análise e otimização da rigidez do sistema.	48
4.1.3 - Ensaio da rigidez .....	55

4.2	- SISTEMA ÁRVORE-MANCAIS DO TORNO UNIVERSAL P-400	58
4.2.1	- Generalidades .....	58
4.2.2	- Análise e otimização da rigidez do sistema .....	60
4.2.3	- Ensaio de rigidez .....	71
4.3	- SISTEMA ÁRVORE-MANCAIS DO TORNO EM PROJETO NO CT-UFSC .....	75
4.3.1	- Generalidades .....	75
4.3.2	- Análise e Otimização da Rigidez do Sistema .....	78
5	- <u>CONCLUSÕES</u> .....	89
6	- <u>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</u> .....	93
7	- <u>ANEXOS</u> .....	96

.....



ÍNDICE DE FIGURAS

	<u>PÁG.</u>
FIG. 1 - Distribuição das deformações de uma viga sobre apoios elásticos .....	3
FIG. 2 - Deformações localizadas transportadas para a ponta da árvore .....	5
FIG. 3 - Fluxograma geral do programa de análise . CAS-28 .....	9
FIG. 4 - Exemplo de gráfico para MRP = 03 .....	11
FIG. 5 - Gráfico Força deformação obtido com MRP=02 ...	12
FIG. 6 - Sistema Árvore e Mancais tomado como padrão de análise .....	13
FIG. 7 - Influência do momento de inércia da parte em balanço .....	14
FIG. 8 - Influência do comprimento em balanço A .....	15
FIG. 9 - Influência do momento de inércia $J_1 = f(\text{DEL}, \text{DIL})$ .....	16
FIG. 10- Influência das flexibilidades totais nos apoios	19
FIG. 11- O modelo padrão com diferentes tipos de mancais .....	21
FIG. 12- Características das configurações - estudos e histogramas da contribuição de cada elemento do sistema .....	21
FIG. 13- Influência da força aplicada F .....	22
FIG. 14- Representação de uma árvore por trechos de seção constante .....	24
FIG. 15- Carregamento previsto - Esquema .....	25
FIG. 16- Deformação do eixo em função do comprimento da bucha e interferência .....	27

FIG. 17 - Comparação entre árvore com dois e três mancais .....	28
FIG. 18 - Fluxograma geral do programa CAS-34 para determinação de deformações no sistema árvore-mancais de máquinas-ferramenta .....	32
FIG. 19 - Deslocamento de um mancal com protensão .....	35
FIG. 20 - Identificação das grandezas B e $\alpha$ nos rolamentos .....	36
FIG. 21 - Esquema do modelo genérico para cálculo dos esforços sobre a árvore .....	39
FIG. 22 - Esforços devido a usinagem .....	39
FIG. 23 - Esforços devido a uma transmissão na posição II .....	40
FIG. 24 - Esforços devido a uma transmissão na posição III .....	41
FIG. 25 - Deformação de A em relação a B .....	42
FIG. 26 - Método dos momentos estáticos das áreas numa viga em balanço .....	43
FIG. 27 - Método dos momentos estáticos numa viga biapoiada .....	44
FIG. 28 - Árvore principal da fresadora FU-315-V .....	47
FIG. 29 - Histogramas de contribuição - Fresadora FU-315-V .....	52
FIG. 30 - Fresadora FU-315-V - Comparação entre configuração atual (I) e otimizada (II) .....	53
FIG. 31 - Fresadora FU-315-V - Comparação deformações medidas (I) e calculadas (II) .....	53
FIG. 32 - Fresadora FU-315-V - Desenho da árvore e deformações totais sob uma força $FX1 = 1000$ kgf. ....	54
FIG. 33 - Aplicação da carga e medida da deformação ...	55
FIG. 34 - Vista geral do ensaio da árvore da fresadora FU-315-V .....	56

FIG. 35 - Vista da montagem dos dispositivos de aplicação de carga e relógio comparador .....	56
FIG. 36 - Conjunto de peças, dispositivos e aparelhos' de medida empregados nos ensaios .....	56
FIG. 37 - TORNO P-400 - Corte longitudinal do cabeçote mostrando as posições de transmissão de movimento (I, II, III e IV) .....	59
FIG. 38 - TORNO P-400 - Corte transversal da árvore e posições de engrenamento.....	59
FIG. 39 - Operação de usinagem genérica no torno P-400.	63
FIG. 40 - TORNO P-400 - Deformações no ponto M com a transmissão na posição I. curvas I - configuração atual curvas II - configuração proposta .....	68
FIG. 41 - TORNO P-400 - Deformações no ponto M com a transmissão na posição II . curvas I - configuração atual curvas II - configuração proposta .....	68
FIG. 42 - Configuração atual da árvore do torno P-400 .	69
FIG. 43 - Comparação das deformações parciais das configurações atual e proposta .....	69
FIG. 44 - Configuração proposta para a árvore do torno P-400. Desenho, linha elástica e eixo geométrico .....	70
FIG. 45 - Carregamento e deformações - Ensaio árvore ' torno P-400 .....	71
FIG. 46 - Vista geral do ensaio do sistema árvore-mancais do torno P-400 .....	73
FIG. 47 - Vista da montagem das peças que compõe o conjunto de aplicação de carga e do detalhe da medição .....	73
FIG. 48 - Conjunto de peças e dispositivos e instrumentos de medida empregadas .....	73
FIG. 49 - Árvore torno P-400. Deformações medidas e calculadas .....	74
FIG. 50 - Vista em corte longitudinal do cabeçote do torno em projeto no CT-UFSC .....	76

FIG. 51 - Torno CT-UFSC - Deformação na ponta da árvore em função da distância entre mancais e posição de acionamento (Quadro 8) .....	82
FIG. 52 - Desenho e deformações segundo X,Y e X+Y do torno CT-UFSC transmitindo 7,5 CV a 355 rpm (Posição I) .....	85
FIG. 53 - Torno CT-UFSC - Deformações na ponta da árvore com diferentes posições de acionamento conforme Quadro 8 .....	86
FIG. 54 - Comparação entre considerar ou não a geometria real .....	87

.....

ÍNDICE DE QUADROS

	<u>PÁG.</u>
QUADRO 1 - Código MRP e Operação Associada. Progr. CAS-28 .....	7
QUADRO 2 - Valores de DEA e DIA .....	14
QUADRO 3 - Valores de A .....	15
QUADRO 4 - Influência do momento de inércia $J_1 = f(\text{DEL}, \text{DIL})$ .....	16
QUADRO 5 - Valores de flexibilidade atribuídos ao mancal dianteiro e traseiro na análise .....	19
QUADRO 6 - Valor código das variáveis controladoras do processamento .....	30
QUADRO 7 - Resultados dos processamentos de otimização do sistema árvore-mancais do torno CT-UFSC..	79
QUADRO 8 - Condições de carregamento estudados nos relatórios das séries 16-B e 16-D .....	81

.....

## 1 - INTRODUÇÃO

Uma das linhas de pesquisa desenvolvidas no Centro Tecnológico da UFSC, dentro do campo de máquinas-ferramenta, é o estudo da rigidez estática e dinâmica; fatores estes de grande importância no comportamento e dimensionamento das máquinas.

A árvore e seus mancais, constituem-se um dos membros mais importantes dentro do circuito de força da máquina-ferramenta, como pode ser observado de uma análise de suas principais funções:

- a) suportar os esforços da transmissão e de usinagem;
- b) transmitir o momento torçor de acionamento;
- c) proporcionar o movimento relativo entre peça e ferramenta para estabelecer o corte.

Portanto, a rigidez deste conjunto tem influência direta sobre a precisão geométrica e dimensional da peça usinada, bem como no acabamento superficial da mesma. Vibrações durante o corte também estão relacionados com a rigidez estática da árvore e mancais. [1, 2, 4, 8, 14, 25]

Dentro das tendências do desenvolvimento tecnológico, dois fatores se juntam no sentido de exigir melhores características de rigidez:

- 1º) aumento da precisão de usinagem pela redução das tolerâncias de fabricação das peças.
- 2º) aumento da produção, o que implica, de uma forma, em maiores esforços sobre o sistema.

Através de inúmeras publicações vê-se que muitos pesquisadores e institutos vem-se dedicando ao estudo do sistema árvore e mancais no sentido de equacionar as grandezas influentes e melhorar suas características de rigidez. Neste trabalho estabelece-se um novo modelo matemático que elimina algumas das hipóteses simplificativas adotadas em outros trabalhos [1, 3, 8, 14] e se propõe um método para auxílio do projetista no dimensionamento e na previsão do real comportamento das deformações da árvore sob carregamento estático.

Nos próximos capítulos é tratado o assunto rigidez estática de árvores e mancais, porém atendo-se apenas aos fatores que se relacionam com a elaboração e aplicação do modelo matemático. Um estudo de todos os detalhes e mecanismos foge do campo definido para este trabalho. Recomenda-se, portanto, consultar a bibliografia indicada.

## 2 - RIGIDEZ ESTÁTICA DA ÁRVORE E MANCAIS

### 2.1 - REVISÃO DA LITERATURA ("State of Art")

SCHENK em 1939, estabeleceu os primeiros valores de rigidez considerando o deslocamento relativo a uma força aplicada na ponta da árvore [14]. Fixou este parâmetro com finalidade comparativa, sendo o mesmo usado até hoje.

Em 1956, PIEKENBRINK [1], publicou o resultado de suas pesquisas sobre a rigidez de árvores de máquinas-ferramenta com os respectivos mancais, onde considera a deformação na ponta da árvore, sob atuação de uma força radial, formada de duas componentes (Figura 1):

- uma proveniente da flecha da árvore observada como uma viga ( $x_1$ );
- a segunda proveniente das deformações elásticas dos mancais ( $x_2$ ).

Ao passo que a primeira componente cresce com o aumento da distância entre apoios, a segunda componente tem nas mesmas condições o caráter decrescente; assim, a soma das duas deformações, ou seja, a deformação total na ponta da árvore apresenta um mínimo para uma determinada distância entre os apoios. Levando-se em consideração a força aplicada, o mínimo da deformação pode ser interpretado como o máximo da rigidez do sistema e a distância dos mancais, para o qual o efeito ocorre, é a distância ótima do ponto de vista da rigidez.

PIEKENBRINK teceu suas observações usando o modelo matemático fortemente simplificado (a árvore como viga com seção transversal constante ou com a parte em balanço considerada como absolutamente rígida, apoios deformando-se linearmente, etc.). O valor desta análise consta, como já lembrou SALJÉ [6], em apontar as relações qualitativas entre as grandezas envolvidas; a mesma não é, porém, apropriada a dar os valores numéricos absolutos.

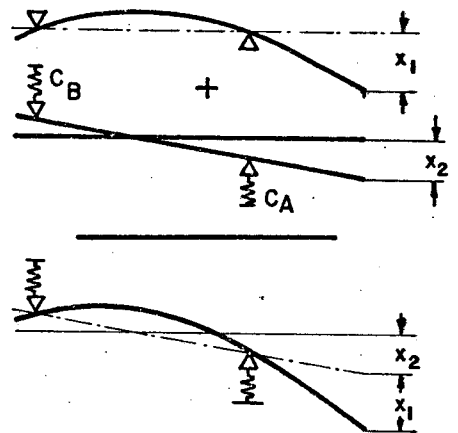


FIG. 1 - Distribuição das deformações de uma viga sobre apoios elásticos.



No decorrer do tempo a otimização da distância entre mancais da árvore foi aperfeiçoada. Um método usado por volta de 1967, em VUOSO - Praga (Instituto de Pesquisas em Máquinas-Ferramentas e Usinagem), considera a árvore como uma viga com secção transversal constante na parte entre apoios, da mesma forma a parte em balanço, porém com uma secção transversal de outro valor, considera o comportamento não linear da rigidez dos mancais e a rigidez da caixa do cabeçote [3].

Recentemente, no laboratório de máquinas-ferramenta da RWTH - Aachen, foi desenvolvido um programa diálogo (com Display-Vídeo) para análise e projeto de árvores [8]. A otimização é feita pela alteração da geometria do conjunto, bem como pela substituição dos mancais por outros mais convenientes, conforme o caso. O carregamento considerado é apenas o de uma força na ponta da árvore. Este mesmo programa permite uma análise dinâmica com a obtenção da primeira frequência natural e seu modo de vibração.

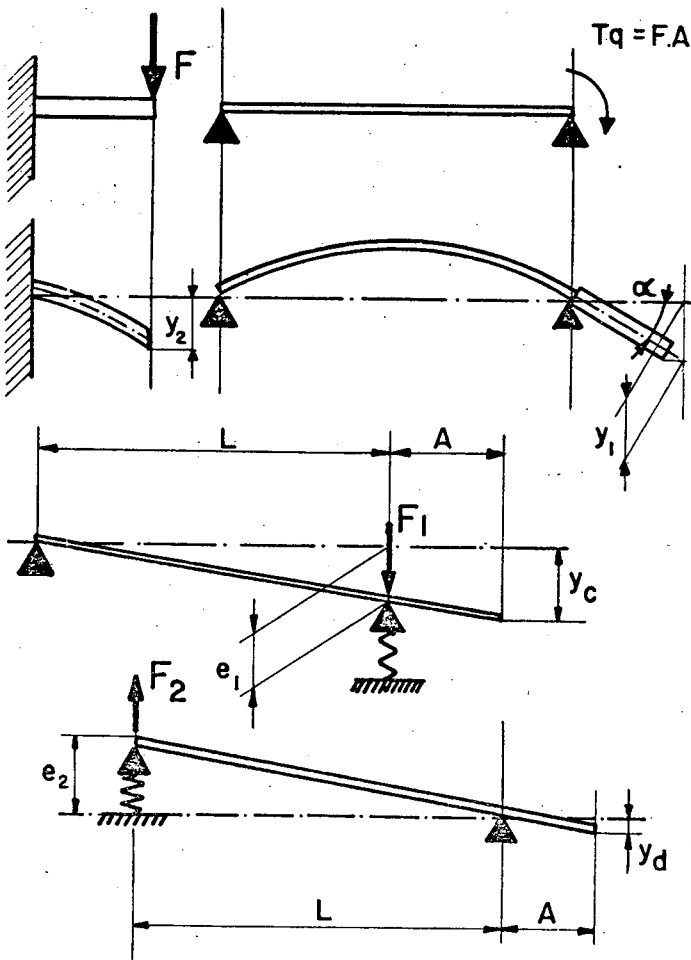
Inúmeros estudos já existem publicados, em geral analisando qualitativamente as diversas formas construtivas, comportamento dos mancais, etc. Um artigo recente e com informações quantitativas é de ZDENKOVIC e DUKOVSKI [14], onde é feita uma análise da distância ótima, por classe de máquinas, usando um modelo matemático bastante simplificado.

## 2.2 - UM MODELO MATEMÁTICO

Apresenta-se aqui o modelo matemático formulado em VUOSO, descrito detalhadamente por KOZEL [3], que será utilizado para a realização do estudo sobre a influência de cada uma das grandezas envolvidas.

A flexibilidade total (inverso da rigidez) na ponta da árvore, é dada como resultante da soma das flexibilidades parciais dos elementos, transportadas para a ponta da árvore (Figura 2 - Equação 1), que são:

- a) da parte da árvore entre mancais.  $c_a$
- b) da parte da árvore em balanço.  $c_b$
- c) do mancal dianteiro (principal).  $c_c$
- d) do mancal traseiro.  $c_d$
- e) do corpo de ferro fundido do cabeçote.  $c_e$



Para facilitar a análise foram efetuadas as seguintes simplificações:

- a árvore entre mancais será considerada como uma viga com o diâmetro constante, aproximadamente igual ao diâmetro no mancal principal. O momento de inércia da área ( $J_1$ ) permanece constante.
- a extremidade da árvore em balanço, considera-se uma viga com o momento de inércia da área ( $J_2$ ), constante. Esta viga é engastada na altura do mancal principal.
- os mancais consideram-se como apoios pontuais, porém, com a flexibilidade não linear, fixados ao usar as fórmulas de PALMGREN.

FIG. 2 - Deformações localizadas transportadas para a ponta da árvore.

a flexibilidade do corpo do cabeçote na altura dos mancais principal e traseiro será a mesma.

$$C = c_a + c_b + c_c + c_d + c_e \quad (1)$$

A flexibilidade total  $C$ , correspondente à distância ótima, deverá ser a mínima. Apresenta-se a expressão válida para o caso da árvore com mancal dianteiro de rolos e traseiro de esferas:

$$C = \frac{Y}{F} = \frac{A^2 \cdot \left( A \frac{J_1}{J_2} + L \right)}{3 \cdot E \cdot J_1} + \frac{3 \cdot 10^{-4} \left( \frac{L+A}{L} \right)^{1,9}}{n_D^{0,9} \cdot b_D^{0,8} \cdot F^{0,1}} + \frac{5,45 \cdot 10^{-4} \left( \frac{A}{L} \right)^{5/3}}{\sqrt{n_T^2 \cdot D_{IT} \cdot F}} + C_{cab} \left[ 1 + 2 \frac{A}{L} + 2 \left( \frac{A}{L} \right)^2 \right] \quad \dots(2)$$

Os termos dois e três da equação (2) são relativos aos mancais dianteiro e traseiro, respectivamente, e baseiam-se nas fórmulas publicadas por PALMGREN [12]. Na equação (2), tem-se:

- C - flexibilidade total na ponta da árvore
- A - comprimento em balanço
- L - distância entre mancais
- $J_1$  e  $J_2$  - momento de inércia das secções transversais
- E - módulo de elasticidade
- F - força aplicada na ponta da árvore
- $C_{cab}$  - flexibilidade do cabeçote
- $n_D, n_T$  - número de elementos rolantes dos mancais
- $b_D$  - comprimento dos rolos do mancal dianteiro
- $D_{JT}$  - diâmetro das esferas do mancal traseiro.

Pela complexidade da expressão (2), torna-se difícil isolar o valor de L em função dos outros parâmetros, por isso, a determinação da distância ótima ( $L_{ot.}$ ), é feita por um processo iterativo, até atingir o valor de C que seja o mínimo.

## 2.3 - ESTUDO DA CONTRIBUIÇÃO DE CADA ELEMENTO SOBRE A DEFORMAÇÃO TOTAL.

### 2.3.1 - Objetivos

A expressão (2) relaciona uma série de grandezas, mas não oferece uma visualização da importância relativa de cada uma sobre o valor de C. O conhecimento da influência é fundamental ao projetista para que possa atacar um problema de melhora da rigidez da forma mais efetiva, ou seja, atuando convenientemente nas grandezas de maior peso.

A solução adotada foi de traçar o valor de flexibilidade total (C) contra distância entre mancais (L) e variando-se sucessivamente um ou dois dos fatores envolvidos; desta maneira obtém-se sempre uma família de curvas e cuja forma e disposição relativa, indicam a relação quantitativa entre a grandeza analisada, distância entre apoios e flexibilidade total (proporcional à deformação total).

### 2.3.2 - Elaboração de um Programa FORTRAN para análise

A sistemática de análise proposta só é viável com o auxílio de um computador digital considerando o volume de cálculos e gráficos que devem ser executados com precisão.

Com este objetivo foi elaborado um programa FORTRAN, para computador IBM-1130, cujas principais características são (identificação = CAS-28):

- a) O modelo matemático introduzido é o descrito no ítem 2.3 [3] com as seguintes melhoras:
- as flexibilidades dos apoios (cabeçotes) são consideradas de valores distintos.
  - pode-se realizar qualquer combinação de mancais.
- b) Foram definidas diferentes formas de resolução do problema e o usuário determina o método (através do valor da variável MRP) de acordo com o quadro (1) e seus objetivos.

Valor de MRP	Operação realizada
01	Determinação da distância ótima entre mancais.
02	Deformação na ponta da árvore. Diversos sistemas podem ser plotados num mesmo gráfico.
03	Análise da distância ótima variando sistematicamente um ou dois parâmetros.
07	Flexibilidade para uma determinada distância.

QUADRO 1 - Código MRP e Operação Associada. Progr. CAS-28

- c) Ao programa estão associadas as seguintes sub-rotinas, além das supridas pelo compilador FORTRAN:

MANCA = calcula o deslocamento do centro geométrico do mancal sob atuação de uma força radial. Será descrito no capítulo 3.

QUADR = sub-rotina de utilidade [16]. Verifica se o ponto a plotar, enquadra-se no campo definido para o gráfico.

RPROC = exclusiva de CAS-28. Realiza o relatório dos valores calculados no processamento.

ESCXY e SPLOT = sub-rotinas de utilidade [16]. Realizam o traçado das escalas dos gráficos de uma forma muito versátil.

- d) Para auxiliar o usuário e evitar erros de codificação, apresenta-se no anexo 1 uma planilha de codificação dos dados. Na mesma estão indicados alguns outros detalhes de utilização e operação do programa.

Para o traçado dos gráficos são definidos, previamente; intervalos de pesquisa do parâmetro L (LMIN até LMAX) ou F (FMIN até FMAX, quando MRP = 02) e realiza-se a determinação das coordenadas para 100 pontos. Quando são de interesse apenas os valores relativos a uma determinada configuração (MRP = 07), o cálculo da flexibilidade é realizado para a distância L informada. A distância ótima é fixada pelo valor correspondente à flexibilidade mínima que ocorre na faixa pesquisada.

Para complementar a apresentação do programa elaborado, mostram-se:

- Na Figura 3, o fluxograma geral
- Nas páginas 10 e 11, um modelo do relatório para MRP = 03
- Na Figura 4, o gráfico relativo ao relatório mencionado anteriormente.
- Na Figura 5, um gráfico obtido com a operação MRP = 02
- No Anexo 2, a listagem do programa principal.

### 2.3.3 - Escolha de um padrão para análise

Para executar a análise da contribuição de cada uma das grandezas sobre a deformação total, tornou-se necessário definir um modelo para servir de padrão.

A determinação das dimensões deste conjunto árvore e mancais, foi baseado em relações de grandezas e valores absolutos típicos, ou seja, a fixação dos valores baseou-se nas formas construtivas mais comuns.

A dimensão base, característica da ordem de grandeza do sistema, é o diâmetro externo da árvore entre os mancais (DEL); portanto, foi o primeiro valor definido e tomou-se DEL = 75 mm, que ocorre nas máquinas de porte médio (tornos e fresadoras uni-

versais).

Como já observou HDNRATH [2], há uma série de vantagens em manter  $DIL/DEL \approx 0,7$  (mantém bom valor de momento de inércia sem concentrar massa, vantagem essa sob o aspecto dinâmico), para este modelo adotou-se esta relação, logo:

$$DIL = 0,7 \cdot DEL = 0,7 \cdot 75 = 52,5 \text{ mm}$$

Para força aplicada na ponta da árvore, foi tomado o valor  $F = 1000 \text{ kgf}$ , que representa um valor normal da força prin-

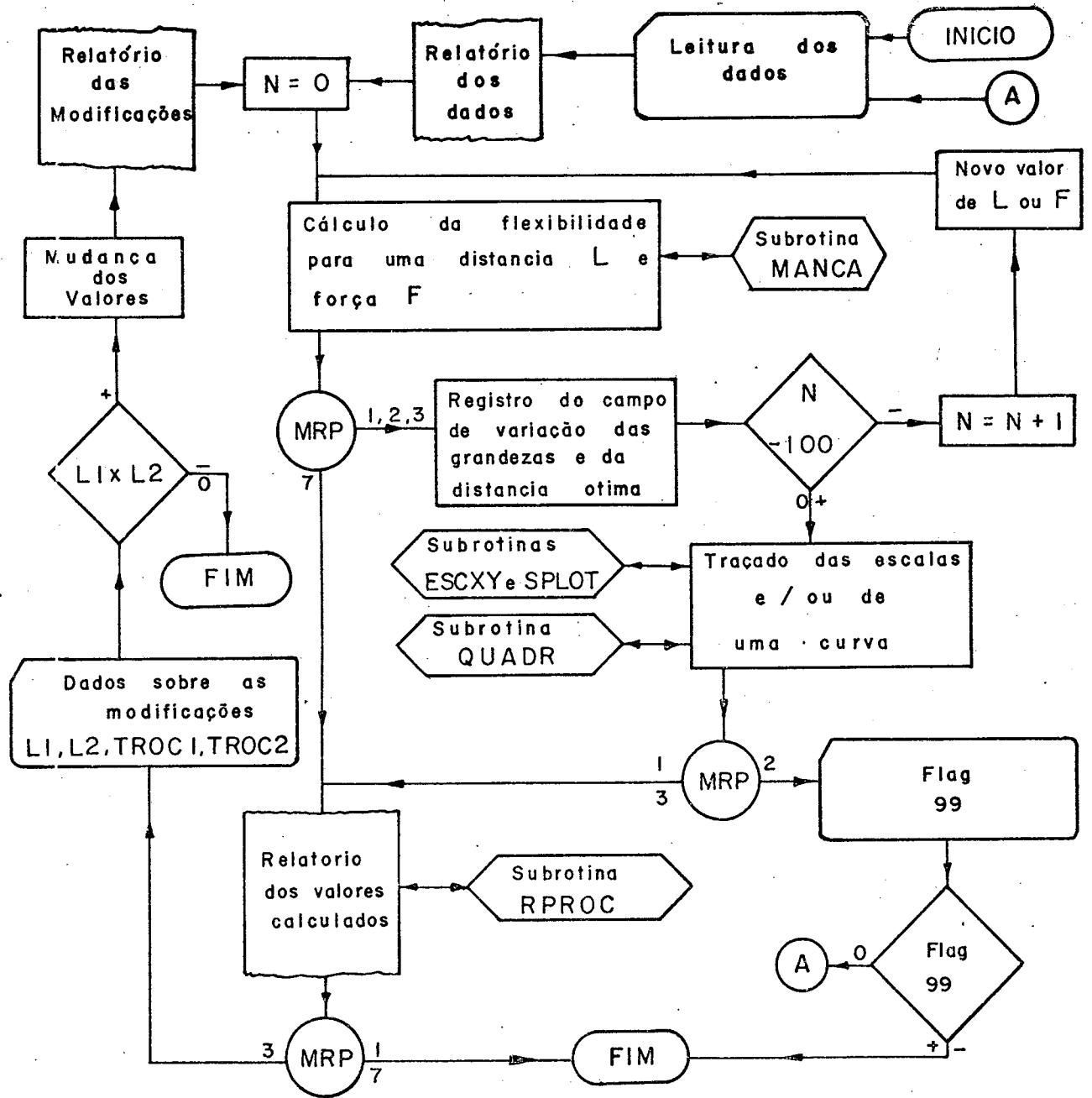


FIG. 3 - Fluxograma geral do programa de análise. CAS-28

CT-UFSC - DEP.MECANICA - PROGRAMA CAS-28 RELATORIO= 2

INFLUENCIA DO CARREGAMENTO - EXISTE DEVIDO A NAO LINEARIDADE  
MRP=3

\*\*DADOS PARA O PROCESSAMENTO - UNIDADES (MM , KG , GRAUS)

ARVORE

L= 0.0 OU PESQUISAR ENTRE LMIN= 100.0 A LMAX= 300.0  
A= 100.0 MODULO DE ELASTICIDADE =21000.0 KG/MM2  
DEL= 75.0 DIL= 52.5 - ENTRE MANCAIS  
DEA= 86.0 DIA= 60.0 - EM BALANCO

CARREGAMENTO

F= 1000.0 CALCULAR PARA A FAIXA FMIN= 500.0 A FMAX=2000.0

MANCAL DIANTEIRO (T1) ALFA= 0.0 ELEM.ROL.= 52 DIM.B=10.0  
= ROLAMENTO DE ROLOS COM 2 CARREIRAS - SKF NN 3016  
FLEXIBILIDADE DO ASSENTO DO MANCAL =0.10000E-04 MM/KG

MANCAL TRASEIRO (T1) ALFA= 0.0 ELEM.ROL.= 17 DIM.B=15.0  
= ROLAMENTO DE ROLOS COM 1 CARREIRA - SKF NU 214  
FLEXIBILIDADE DO ASSENTO DO MANCAL =0.15000E-04 MM/KG

RESULTADOS DO PROCESSAMENTO

MODULOS DE RESISTENCIA (MM4) - J1=0.11802E 07 J2=0.20489E 07  
DISTANCIA ENTRE MANCAIS = 226.0 MM  
COMPRIMENTO EM BALANCO = 100.0 MM  
DEFORMACAO TOTAL EM F1 = 75.9 MICRONS  
FLEXIBILIDADE DO SISTEMA= 0.7593E-04 MM/KG  
RIGIDEZ TOTAL DO SISTEMA= 0.1316E 05 KG/MM OBS.= FLEXIB.E RIGID.  
REACOES NOS MANCAIS EM RELACAO A F1  
RA-DIANTEIRO = 1442.4 KG  
RB-TRAZEIRO = 442.4 KG

CONTRIBUICAO DE CADA ELEMENTO

POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACAO		FLEXIBILIDADE MM/KG	RIGIDEZ EST. KG/MM
	PERC.	MICRON		
ARVORE-ENTRE MANCAIS	40.02	30.39	0.3039E-04	0.3290E 05
ARVORE - EM BALANCO.	10.20	7.74	0.7746E-05	0.1290E 06
MANCAL DIANTEIRO.....	15.29	11.61	0.1161E-04	0.8607E 05
MANCAL TRAZEIRO.....	3.20	2.43	0.2432E-05	0.4110E 06
CABECOTE DIANTEIRO...	27.40	20.80	0.2080E-04	0.4805E 05
CABECOTE TRAZEIRO...	3.86	2.93	0.2936E-05	0.3405E 06

-----  
CURVA 2

MUDANCA DOS VALORES DAS VARIAVEIS F E \*\*\*\*\*  
PARA 0.25000E 03 E 0.00000E 00 RESPECTIVAMENTE.

RESULTADOS DO PROCESSAMENTO

MODULOS DE RESISTENCIA (MM4) - J1=0.11802E 07 J2=0.20489E 07  
DISTANCIA ENTRE MANCAIS = 232.0 MM  
COMPRIMENTO EM BALANCO = 100.0 MM  
DEFORMACAO TOTAL EM F1 = 19.5 MICRONS  
FLEXIBILIDADE DO SISTEMA= 0.7801E-04 MM/KG  
RIGIDEZ TOTAL DO SISTEMA= 0.1281E 05 KG/MM OBS.= FLEXIB.E RIGID.  
REACOES NOS MANCAIS EM RELACAO A F1  
RA-DIANTEIRO = 357.7 KG  
RB-TRAZEIRO = 107.7 KG

CONTRIBUICAO DE CADA ELEMENTO

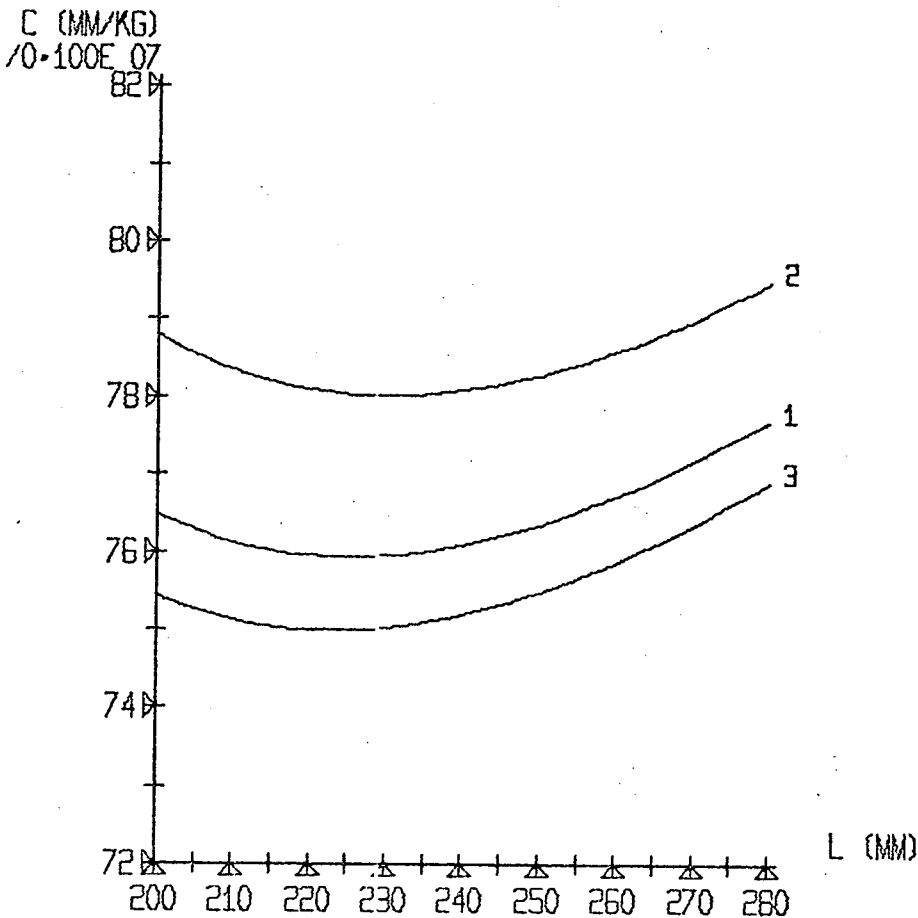
POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACAO		FLEXIBILIDADE MM/KG	RIGIDEZ EST. KG/MM
	PERC.	MICRON		
ARVORE-ENTRE MANCAIS	39.99	7.80	0.3120E-04	0.3204E 05
ARVORE - EM BALANCO.	9.92	1.93	0.7746E-05	0.1290E 06
MANCAL DIANTEIRO.....	16.84	3.28	0.1314E-04	0.7607E 05
MANCAL TRAZEIRO.....	3.40	0.66	0.2659E-05	0.3760E 06
CABECOTE DIANTEIRO...	26.24	5.11	0.2047E-04	0.4883E 05
CABECOTE TRAZEIRO...	3.57	0.69	0.2786E-05	0.3588E 06

-----  
 CURVA 3  
 MUDANCA DOS VALORES DAS VARIAVEIS F E \*\*\*\*\*  
 PARA 0.20000E 04 E 0.00000E 00 RESPECTIVAMENTE.

RESULTADOS DO PROCESSAMENTO  
 MODULOS DE RESISTENCIA (MM4) - J1=0.11802E 07 J2=0.20489E 07  
 DISTANCIA ENTRE MANCAIS = 224.0 MM  
 COMPRIMENTO EM BALANCO = 100.0 MM  
 DEFORMACAO TOTAL EM F1 = 149.9 MICRONS  
 FLEXIBILIDADE DO SISTEMA= 0.7498E-04 MM/KG  
 RIGIDEZ TOTAL DO SISTEMA= 0.1333E 05 KG/MM OBS.= FLEXIB.E RIGID.  
 REACOES NOS MANCAIS EM RELACAO A F1  
 RA-DIANTEIRO = 2892.8 KG  
 RB-TRAZEIRO = 892.8 KG

CONTRIBUICAO DE CADA ELEMENTO

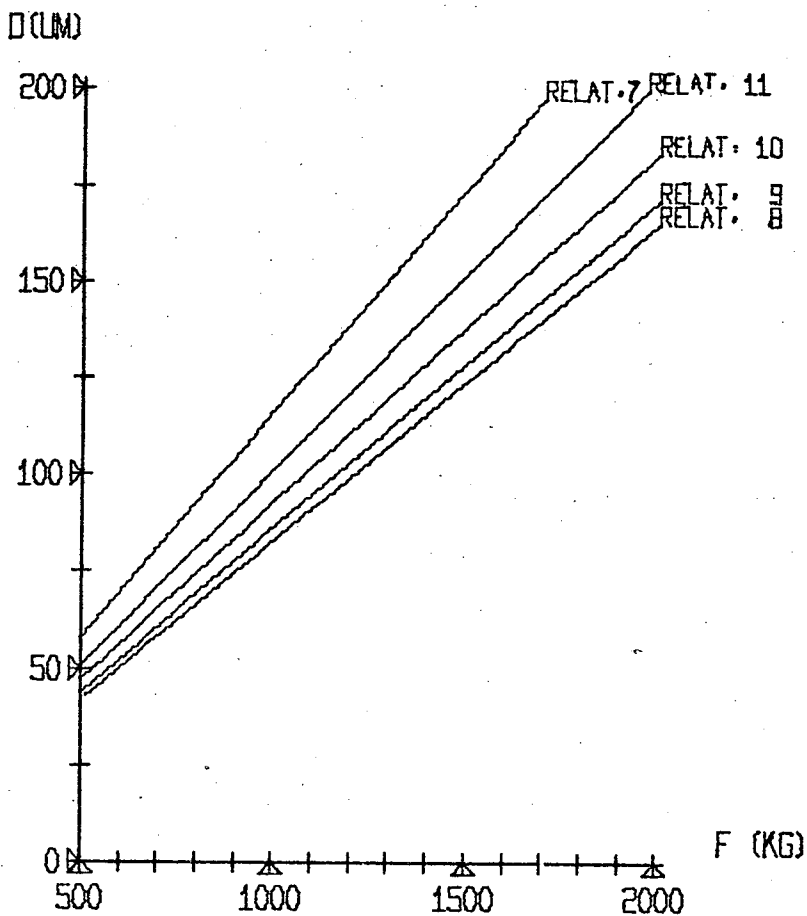
POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACAO		FLEXIBILIDADE MM/KG	RIGIDEZ EST. KG/MM
	PERC.	MICRON		
ARVORE-ENTRE MANCAIS	40.17	60.25	0.3012E-04	0.3319E 05
ARVORE - EM BALANCO.	10.33	15.49	0.7746E-05	0.1290E 06
MANCAL DIANTEIRO.....	14.53	21.79	0.1089E-04	0.9177E 05
MANCAL TRAZEIRO.....	3.07	4.61	0.2308E-05	0.4331E 06
CABECOTE DIANTEIRO..	27.89	41.84	0.2092E-04	0.4779E 05
CABECOTE TRAZEIRO...	3.98	5.97	0.2989E-05	0.3345E 06



RELATORIO 2

FIG. 4 - Exemplo de gráfico para MRP = 03 .





Modelo Padrão com mancal dianteiro e traseiro:

- R.7 - Hidrodinâmico
- R.8 - Rolam. agulhas
- R.9 - Rolam. tipo NN
- R.10 - Rolam. cônicos
- R.11 - Hidrostático

(As especificações dos mancais encontram-se na Figura 12).

FIG. 5 - Gráfico Força de deformação obtido com MRP = 02 .

principal de corte (transferida para a ponta da árvore) em usinagens de desbaste.

As dimensões da árvore em balanço são em geral mais reforçadas; para o modelo típico adotou-se

$$DIL = 52,5 \text{ mm} \longrightarrow DIA = 60 \text{ mm}$$

$$DEL = 75,0 \text{ mm} \longrightarrow DEA = 86 \text{ mm}$$

foi mantida a relação 0,7 entre os diâmetros.

O comprimento em balanço A foi relacionado com o diâmetro característico DEL através de uma relação frequente nas máquinas universais [14]:

$$A/DEL = 1,33$$

$$A = 1,33 \cdot 75,0 = 100 \text{ mm}$$

A seleção dos mancais obedeceu ao seguinte critério: a dimensão característica do mancal (diâmetro interno) dianteiro, foi tomada como um pouco superior a DEL e do mancal traseiro um pouco inferior a DEL, portanto:

$$d_{MD} > 75 \text{ mm} \longrightarrow d_{MD} = 80 \text{ mm}$$

$$d_{MT} < 75 \text{ mm} \longrightarrow d_{MT} = 70 \text{ mm}$$

Um tipo de mancal bastante difundido e aplicado na posição anterior é o de rolos com duas carreiras (SKF tipo NN30... K); tomou-se as características de um mancal NN-3016K. O mancal traseiro de menor responsabilidade e carregamento, apresenta em geral combinando com o dianteiro, um rolamento de rolos simples. No caso foi especificado um mancal tipo NU-214.

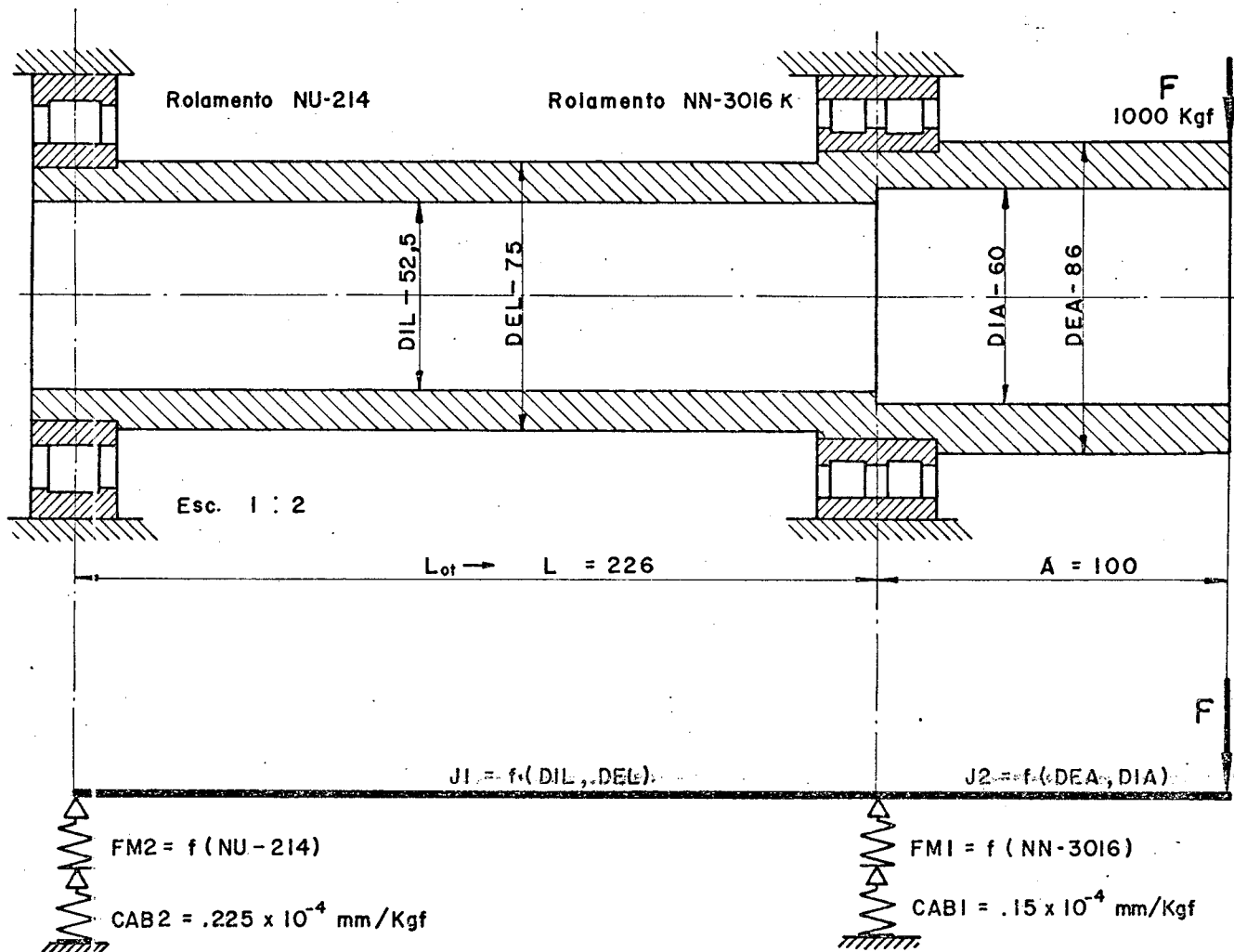


FIG. 6 - Sistema Árvore e Mancais tomado como padrão de análise.

As flexibilidades dos apoios foram especificadas com ordem de grandeza de valores mostrados na literatura [1]. Para o apoio dianteiro tomou-se uma rigidez de  $100 \text{ kgf}/\mu\text{m}$ , logo,  $CAB1 = 0,1 \cdot 10^{-4} \text{ mm/kgf}$ , e o apoio traseiro menos rígido tomou uma flexibilidade 50% maior, ou seja,  $CAB2 = 0,15 \cdot 10^{-4} \text{ mm/kgf}$ .

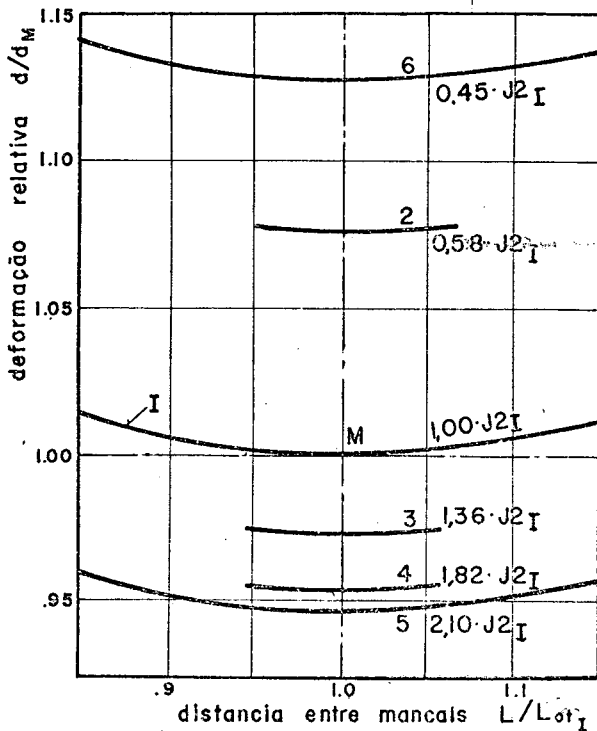
Todos estes valores definem o sistema árvore-mancais pa-

drão, que será adotado nas análises subsequentes. Na Figura 6 o mesmo é apresentado em escala com todos os valores compilados.

2.3.4 - Estudo da contribuição das grandezas do sistema árvore-mancais.

Como já foi mencionado anteriormente, a análise constará de uma verificação da variação relativa ao modelo padrão quando são alterados um ou dois parâmetros do mesmo. Para cada grandeza estudada, foram arbitrados criteriosamente diversos valores, mantendo-se constantes e iguais a do padrão, todas as outras grandezas. Dos gráficos oferecidos pelo computador foram obtidos os apresentados à seguir, nos quais as escalas de distância e deformação são relativas à distância ótima e deformação mínima do modelo padrão. Em cada gráfico a curva I representa a deformação na ponta da árvore do sistema padrão, em função da distância entre mancais, a qual apresenta um mínimo na ponto M. Junto a cada figura é apresentado um quadro com os valores atribuídos à grandeza analisada.

a) Contribuição de  $J_2$  - função de DEA e DIA.



CURVA	DEA	DIA	DIA/DEA	$J_2(\text{cm}^4)$
1	86,0	60,0	0,70	204,9
2	75,0	52,5	0,70	118,0
3	93,0	65,0	0,70	279,6
4	100,0	70,0	0,70	373,0
5	100,0	60,0	0,60	427,3
6	75,0	60,0	0,80	91,7

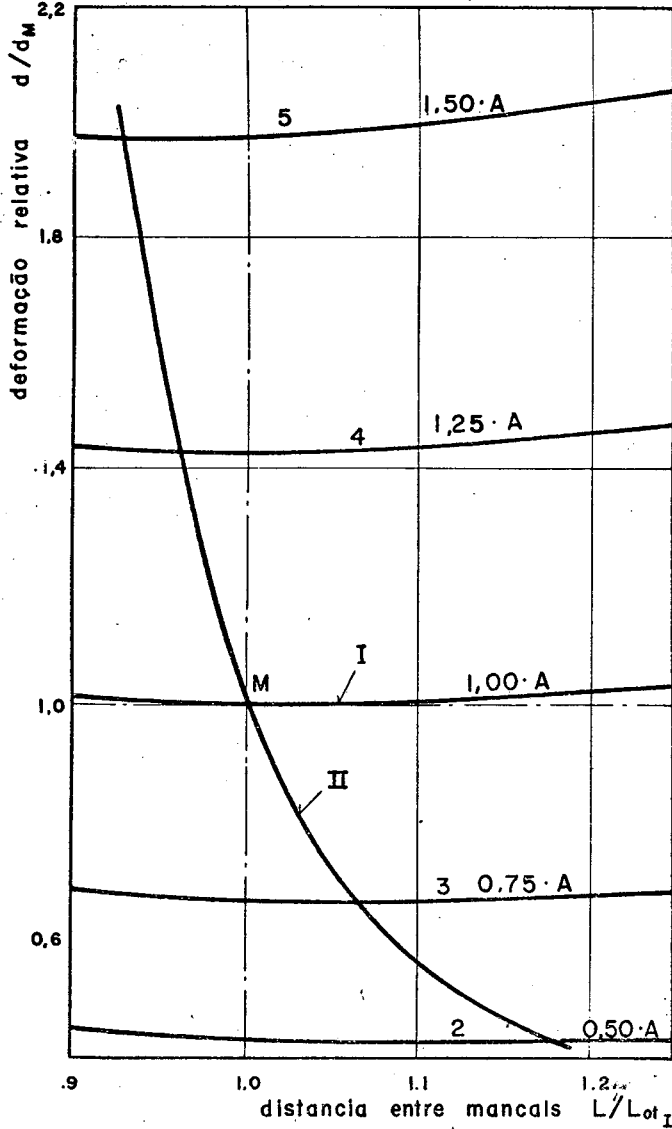
QUADRO 2 - Valores de DEA e DIA.

Vê-se claramente que o valor de  $J_2 = f(\text{DEA}, \text{DIA})$  não modifica a distância ótima entre mancais, alterando apenas o valor absoluto da deformação total na ponta da árvore. Como

FIG. 7 - Influência do momento de inércia da parte em balanço.

já se observa na equação (2) a flexibilidade total depende linearmente do inverso de  $J_2$ .

b) Contribuição do comprimento em balanço A.



CURVA	A	Lot.	A/DEL
1	100,0	226,0	1,33
2	50,0	266,0	0,66
3	75,0	240,0	1,00
4	125,0	218,0	1,66
5	150,0	212,0	2,00

QUADRO 3 - Valores de A.

O comprimento em balanço A influi decisivamente sobre o valor absoluto da deformação total na ponta da árvore. Isto está de conformidade com a equação (2), pois A aparece na terceira potência no primeiro termo e além disso, em potências menores nos outros termos. Pelo caráter das curvas da Figura 8, pode-se observar que o fator distância entre mancais L, tem a mínima importância relativamente ao

FIG. 8 - Influência do comprimento em balanço A.

comprimento A, e isto se acentua para menores valores do último, pois a curva apresenta-se mais achatada. Ligando as pontas da distância ótima de cada uma das curvas, obtém-se a curva II, que tem a forma de hipérbole.

c) Contribuição de  $J_1$  - função de DEL e DIL.

O papel de  $J_1$  (relativo aos diâmetros DEL e DIL) da árvore entre mancais, é esclarecido na Figura 9. Variando o valor de  $J_1$  o ponto M da máxima rigidez, desloca-se ao longo da curva II.

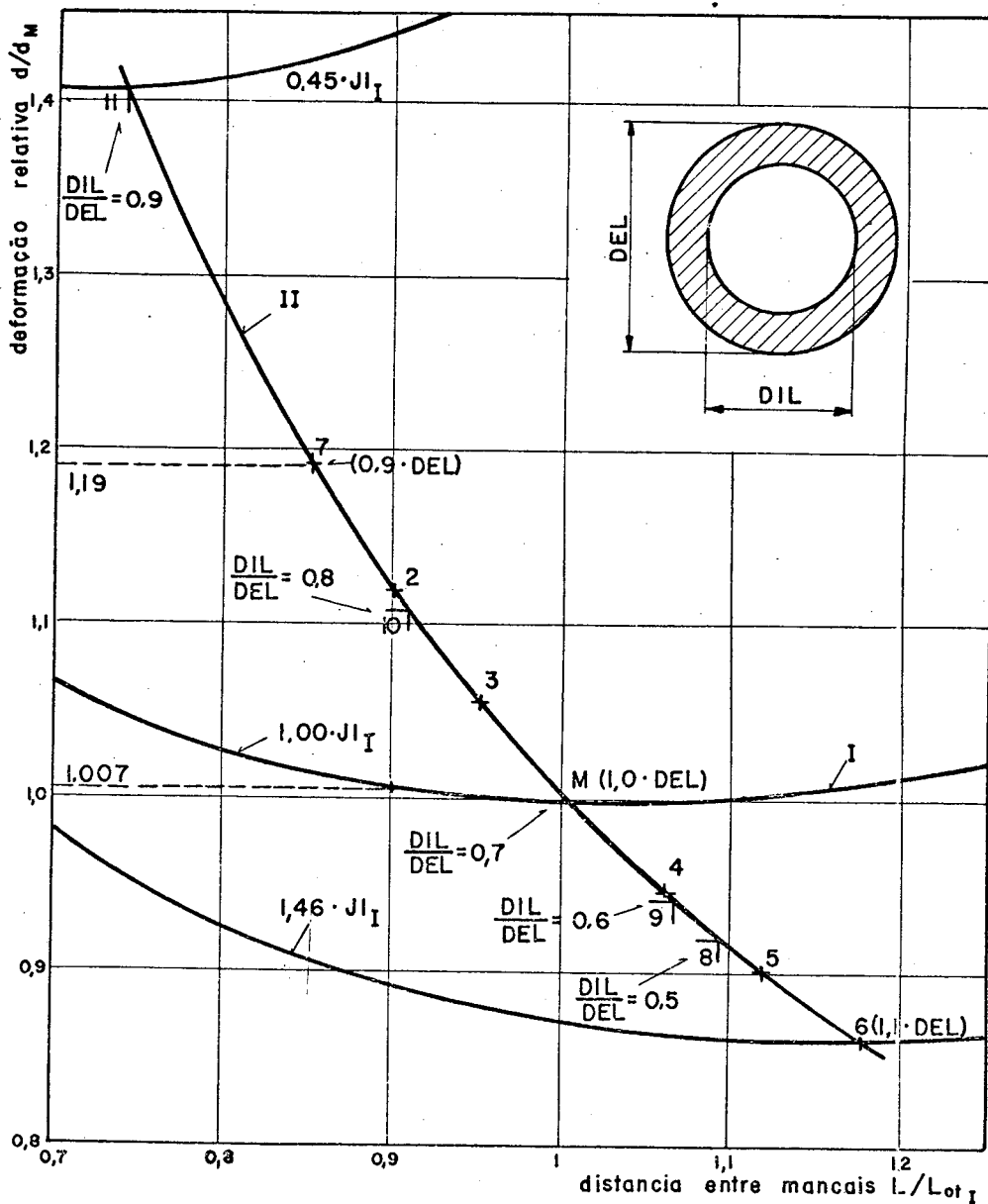


FIG. 9 - Influência do momento de inércia  $J_I = f(DEL, DIL)$

PONTO	M	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
DEL	75,0	70,0	72,5	77,5	80,0	82,5	67,5	75,0	75,0	75,0	75,0
DIL	52,5	49,0	50,8	54,3	56,0	57,8	47,3	37,5	45,0	60,0	67,5
DI/DE	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,5	0,6	0,8	0,9
$J_I$	118	89,5	103	134	153	173	77,3	146	135	91,7	53,4
$L_{ot}$	226	204	216	238	252	264	192	246	240	206	168

QUADRO 4 - Valores de DEL, DIL e  $J_I$  correspondentes à Figura 9.

Uma primeira análise pode ser feita variando-se a relação DIL/DEL, mantendo-se constante o diâmetro externo da árvore DEL. Como já foi comentado em 2.3.3, a relação recomendada sob o aspecto dinâmico e prático para DIL/DEL é igual a 0,7. Quanto mais se afasta o caso da situação ideal no sentido de diminuir a espessura do "tubo" (pontos 10 e 11) mais rapidamente cresce a deformação total da ponta da árvore, decrescendo ao mesmo tempo a distância ótima entre apoios. Já valores de DIL/DEL menores que 0,7 (pontos 9 e 8), ou seja, aproximando-se à forma de tubo de parede espessa, provoca o decréscimo da deformação total, acompanhando do aumento da distância ótima, porém com um gradiente em função de DIL/DEL muito menor. Observa-se que não é compensador, como já mencionou HONRATH [2], afastar-se da relação DIL/DEL = 0,7.

Um segundo aspecto que é visualizado na Figura 9, trata-se da importância relativa entre os parâmetros  $J_1$  e  $L$ . Pelo caráter achatado da curva I, fica evidente que a distância  $L$  entre apoios tem pequena influência sobre a deformação total na ponta da árvore relativamente ao momento de inércia da seção da árvore entre mancais. Pelo gráfico pode-se exemplificar numericamente: adotando-se  $L$  igual a 10% inferior a  $L_0$ , a deformação total aumentaria de 0,7%, já reduzindo em 10% o diâmetro externo da árvore DEL e mantendo DIL/DEL = 0,7 (ponto 7) a deformação na ponta aumenta de 19%.

Conclui-se que, como na grandeza A analisada anteriormente, não tem muito sentido atuar sobre o valor de  $L$  para melhorar a rigidez do sistema quando existe a possibilidade de modificar os valores de comprimento em balanço ( $A$ ) e geometria da seção transversal ( $J_1$ ).

#### c) Contribuição das flexibilidades totais dos apoios (FMD e FMT)

Para o estudo da influência destas grandezas, foi necessário uma redefinição no modo de considerar as flexibilidades dos apoios. Foram substituídos os mancais do modelo padrão, por valores de flexibilidade linear equivalente ( $FM_1$  e  $FM_2$ ). Com isto tem-se para a flexibilidade total do mancal dianteiro ( $FM_D$ ) a soma de  $FM_1$  com a flexibilidade atribuída ao apoio dianteiro  $CAB_1$ . Da mesma forma foi fixado um valor para a flexibilidade total do man

cal traseiro ( $FM_T$ ) como mostra a Figura 10. A análise foi, então, realizada atribuindo-se diferentes valores a  $FM_D$  e  $FM_T$ , como mostra o Quadro 5.

No gráfico vê-se que as flexibilidades dos apoios também tem maior importância que o parâmetro  $L$  sobre a deformação total na ponta da árvore.

Normalmente o mancal traseiro é menos rígido. Foram estudadas três diferentes relações entre  $FM_D$  e  $FM_T$ .

- 1º) o mancal traseiro tem uma flexibilidade 1,5 vezes superior ao dianteiro; curva II. Esta relação corresponde à adotada no padrão.
- 2º) uma situação em que  $FM_D$  é igual a  $FM_T$  - curva III.
- 3º) onde o mancal traseiro é duas vezes mais flexível. Curva IV.

Variando apenas o valor da flexibilidade do mancal dianteiro numa faixa ( $0,5 \div 1,5$ )  $FM_D$  o ponto M desloca-se sobre a curva II do ponto 5 ao 2, quando  $FM_T/FM_D = 1,5$ . Para as outras proporções, o deslocamento é equivalente e sobre as respectivas curvas. Pode-se observar que variando apenas a flexibilidade total do apoio traseiro numa mesma faixa ( $0,5 \div 1,5$ )  $FM_T$ , o ponto M desloca-se sobre a curva V, mostrando que a influência do apoio traseiro é bem menor que a do apoio principal.

#### e) Análise dos tipos de mancais.

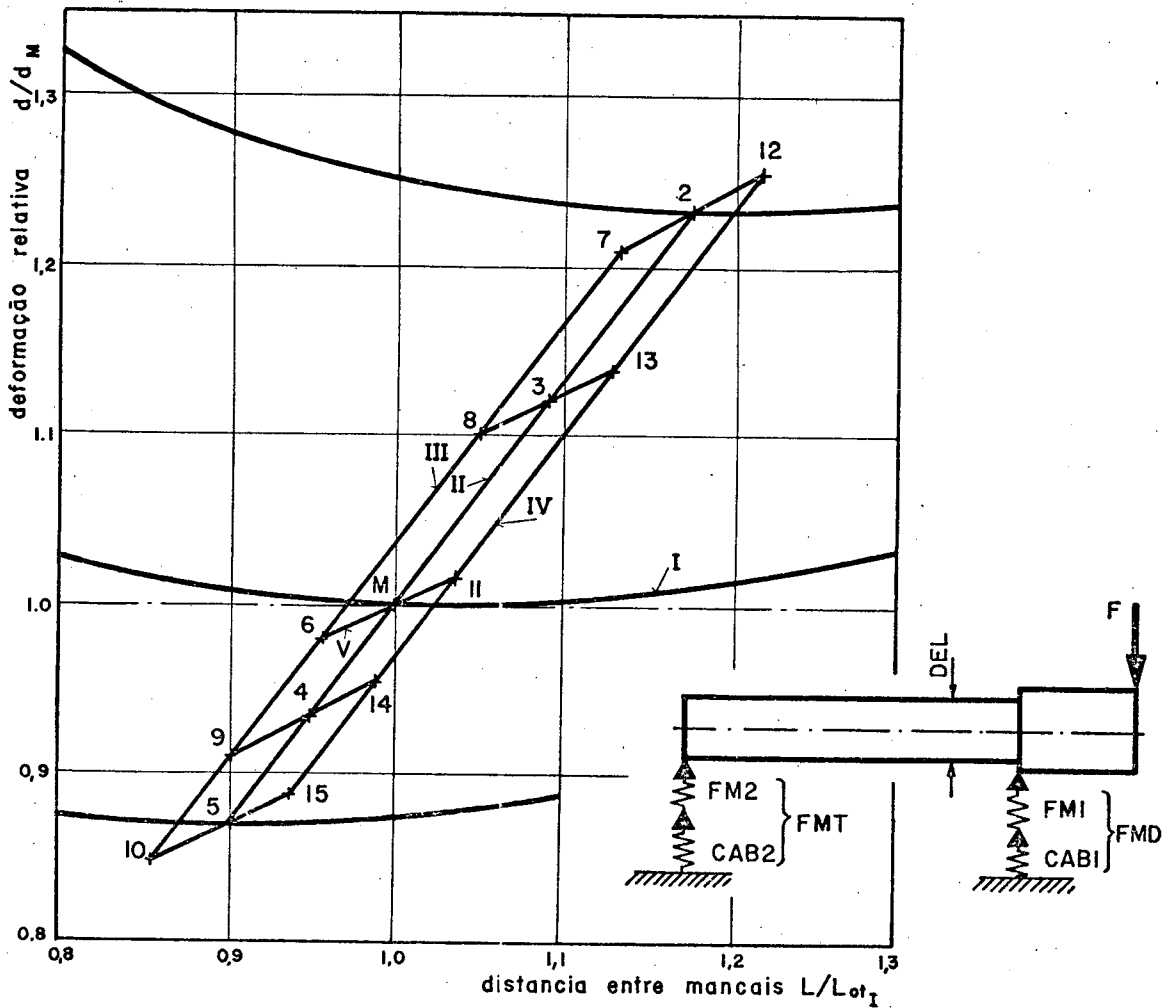
Nas Figuras 11 e 12 são estudados diferentes tipos de mancais; tratam-se das configurações que aparecem com maior frequência nas máquinas-ferramenta.

Na análise tomou-se o sistema árvore padrão e atribuiu-se as diferentes formas construtivas tratando-se aos seguintes detalhes:

- o mancal dianteiro e traseiro são do mesmo tipo
- os mancais são de dimensões equivalentes ao padrão descrito no item 2.3.3 ;

Em relação aos mancais especificados (Fig. 12), pode-se tecer os seguintes comentários:

- os rolamentos de agulha são de folga radial ajustável de fabricação INA, série NA-49..S.



PONTO	$\mu\text{m}/\text{kgf}$		$\frac{FMT}{FMD}$
	FMD	FMT	
M	,0150	,0225	1,5
2	,0225	,0338	1,5
3	,0188	,0281	1,5
4	,0131	,0197	1,5
5	,0113	,0169	1,5
6	,0150	,0150	1,0
7	,0225	,0225	1,0
8	,0188	,0188	1,0
9	,0131	,0131	1,0
10	,0113	,0113	1,0
11	,0150	,0300	2,0
12	,0225	,0450	2,0
13	,0188	,0375	2,0
14	,0131	,0263	2,0
15	,0113	,0225	2,0

FIG. 10 - Influência das flexibilidades totais nos apoios.

Curva I - Comportamento do padrão com flexibilidade de apoios lineares.

$$FMD = 0,0150 \mu\text{m}/\text{kgf}$$

$$FMT = 0,0225 \mu\text{m}/\text{kgf}$$

Curva II  $\frac{FMT}{FMD} = 1,5$

Curva III  $\frac{FMT}{FMD} = 1,0$

Curva IV  $\frac{FMT}{FMD} = 2,0$

QUADRO 5 - Valores de flexibilidade de atribuídos ao mancal dianteiro e traseiro na análise.



- os rolamentos com duas carreiras de esferas, bastante comuns em máquinas européias, são do tipo SKF-NN30..K, onde K significa assento cônico que permite ajuste de folga radial.
- os rolamentos cônicos, comuns em máquinas americanas, são da série 495 e 395 da Timken; a eliminação da folga é consequência da protensão axial.
- mancais hidrostáticos podem apresentar valores de rigidez dentro de uma faixa bastante ampla e seu valor é função de diversos fatores construtivos e operacionais [19]; podem apresentar rigidez superior à mancais de rolamentos. Para conhecer a rigidez dos mancais em questão foram realizados projetos de dimensionamento dos mesmos, usando a metodologia exposta na referência [19]. Para uma alimentação de óleo a pressão de 70 kgf/cm<sup>2</sup> e com uma viscosidade de 25 cp, capacidades de carga apropriadas e rotação de 1800 rpm, foram indicados para mancais com 4 bolsas de pressão as flexibilidades tabeladas na Figura 12.
- mancais hidrodinâmicos com três zonas de pressão; valores de flexibilidade foram obtidos na bibliografia [21].

No gráfico da Figura 11 estão representadas curvas que dão o comportamento de cada sistema, em relação à distância entre mancais; como para os cálculos os diferentes tipos de mancais apenas influem com seus valores de flexibilidade, o gráfico logicamente tem o mesmo aspecto do caso anterior, valendo portanto as observações feitas no item d). Da Figura 11 conclui-se que:

- sob o aspecto de rigidez o mancal de agulhas é o que apresenta melhores características, isto devido ao grande número de elementos rolantes e comprimento maior da linha de contato dos mesmos.
- os mancais hidrodinâmicos reduzem em muito a rigidez do sistema, justificando sua aplicação, outros fatores como: precisão de giro e capacidade de amortecimento de vibrações.

Na Figura 12 são representadas, em forma de histograma, as contribuições percentuais de cada unidade do sistema árvore - mancal, sobre a deformação na ponta da árvore. Os pontos correspondentes aos histogramas, são o da distância ótima de cada uma

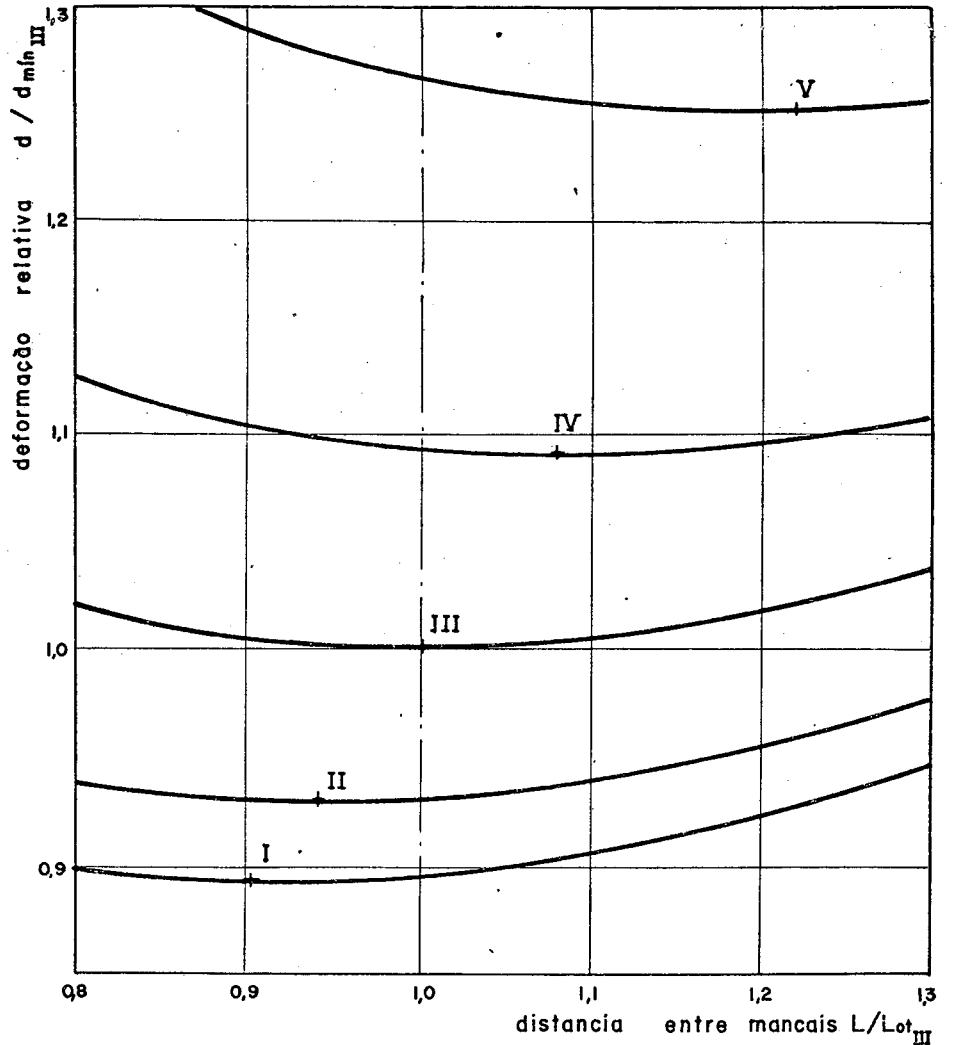


FIG. II - O modelo padrão com diferentes tipos de mancais.

Configuração	I	II	III	IV	V
Mancal dianteiro	NA-4916-S	NN-3016	495	.0126 $\mu\text{m}/\text{Kgf}$	.020 $\mu\text{m}/\text{Kgf}$
Mancal traseiro	NA-4914-S	NN-3014	395 A	.0171 $\mu\text{m}/\text{Kgf}$	.030 $\mu\text{m}/\text{Kgf}$
Distancia otima	240 mm	248	262	280	310
Def. p/1000 Kgf	83 $\mu\text{m}$	86	93	101	116

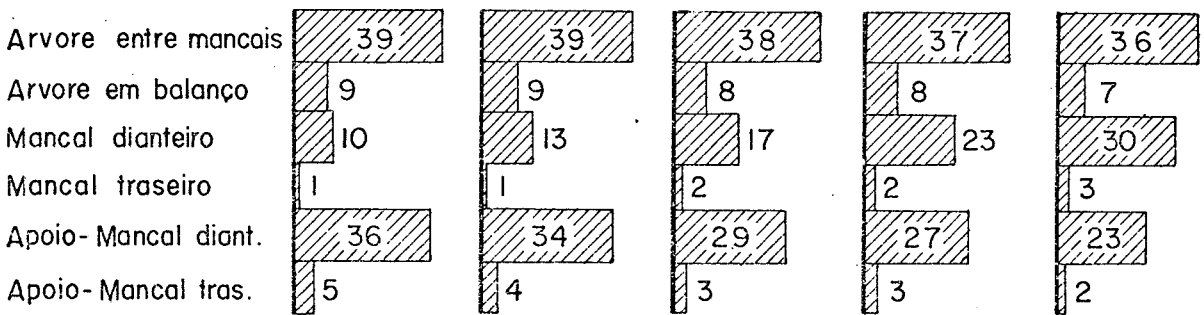
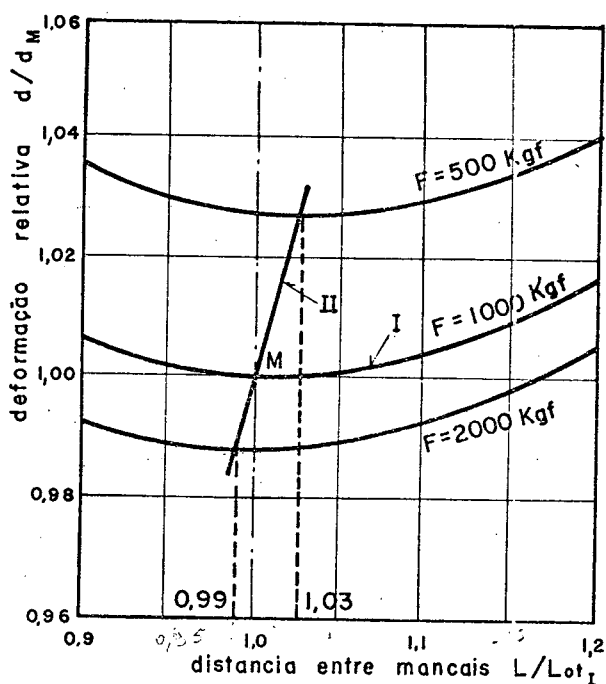


FIG. 12 Características das configurações estudadas e histogramas da contribuição de cada elemento do sistema.

das configurações. Pode-se ver nesta figura que tanto o mancal e apoio traseiro apresentam pouca influência já o mancal e apoio dianteiro, bem como a árvore entre mancais, tem a maior responsabilidade, o que está de acordo com os estudos feitos anteriormente.

f) Influência da força aplicada  $F$ .

Para um sistema linear a distância ótima independe do valor do carregamento  $F$ , porém como considera-se a não linearidade das



deformações dos mancais, o sistema padrão comporta-se como mostra a Figura 13. Naturalmente as variações produzidas são pequenas como mostram as escalas; o comportamento é o mesmo descrito no item d), pois em suma, trata-se da variação das flexibilidades dos mancais.

FIG. 13 - Influência da força aplicada  $F$ .

### 3 - DESENVOLVIMENTO DE UM NOVO MODELO MATEMÁTICO

#### 3.1 - IMPORTÂNCIA

Na atual metodologia de construção de máquinas, verifica-se uma crescente necessidade de prever matematicamente, com precisão, o comportamento de um sistema em projeto; a importância é consequência de diversos fatores como: custo de execução e tempo necessário para confecção de protótipos, responsabilidade dos projetos, grau de sofisticação das máquinas, etc.

Os modelos matemáticos conhecidos ainda apresentam muitas hipóteses simplificativas, pois foram concebidos com objetivos restritos como dar informações qualitativas. Neste trabalho é dado mais um passo no sentido de simular o modelo real, equacionando algumas grandezas que foram desconsideradas em outros modelos matemáticos e obter mais informações para avaliação dos projetos. Esta necessidade já foi lembrada nas referências [8] e [14].

#### 3.2 - GRANDEZAS CONSIDERADAS

##### 3.2.1 - Os elementos básicos

O objetivo primeiro continua sendo o cálculo das deformações na ponta da árvore, pois são estas que vão influir no processo de usinagem. Considera-se, como no item 2.2, a deformação total igual ao somatório das deformações parciais, provenientes dos seis elementos básicos, que são:

- 1º) parte da árvore entre mancais;
- 2º) parte da árvore em balanço;
- 3º) mancal dianteiro;
- 4º) mancal traseiro;
- 5º) apoio do mancal dianteiro;
- 6º) apoio do mancal traseiro.

A melhora do modelo matemático consta da forma de calcular as deformações parciais e que são descritas nos itens seguintes.

### 3.2.2 - Geometria real da árvore

No estudo realizado em 2.3.4, concluiu-se que  $J_1$ , função da geometria da parte entre mancais, trata-se de uma das grandezas de maior influência, sobre o valor da deformação do sistema.

O aspecto real de uma árvore se apresenta com a forma de um eixo escalonado externo e internamente (Fig. 14). A aproximação deste elemento por uma viga de secção constante é uma simplificação grosseira, pois viu-se a sensibilidade dos resultados em relação a  $J_1$  na Figura 9. Poderia ser determinada uma secção transversal equivalente como exposto em [14], porém estes valores de DEL e DIL calculados, serão válidos apenas para uma determinada distância entre mancais  $L$ , que justamente trata-se de uma variável no método de otimização; por outro lado isto se tornaria muito complexo, considerando outros esforços além da força  $F$  na ponta da árvore.

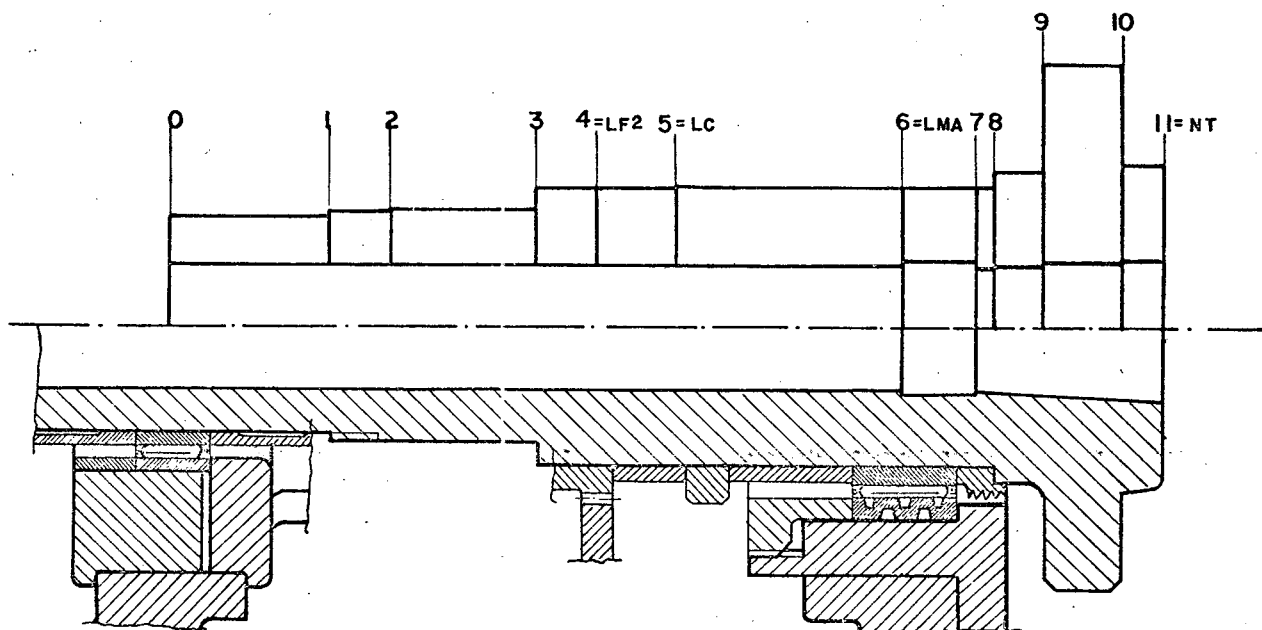


FIG. 14 - Representação de uma árvore por trechos de seção constante.

Devido aos aspectos citados, será considerada a real geometria da árvore; para o tratamento matemático ela será estabelecida por trechos de secção transversal constante, como mostra a Figura 14. O Cálculo das deformações é feito pelo método dos momentos estáticos das áreas, que considera apenas os esforços de

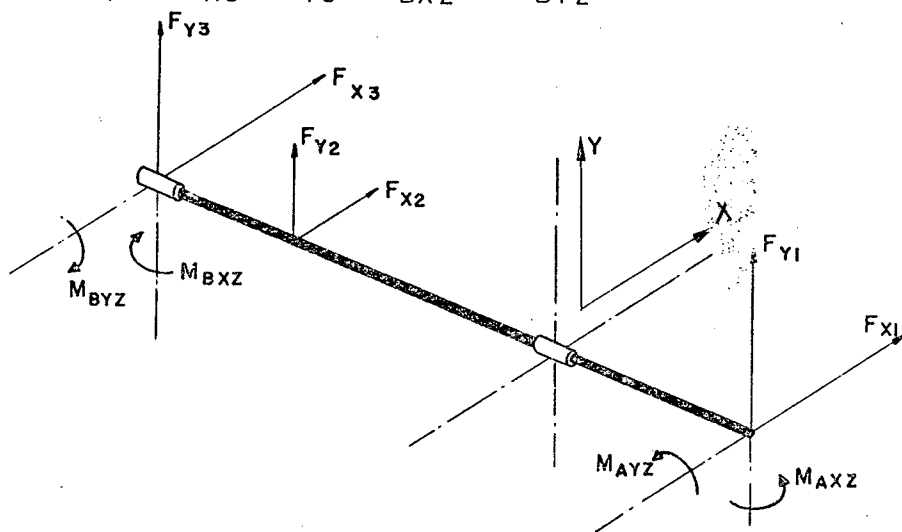
flexão, sendo a forma analítica do método gráfico de MOHR [7, 17]. Na literatura [1, 2] mostra-se que mesmo o método gráfico leva a bons resultados. O procedimento matemático é exposto na descrição das sub-rotinas que realizam estes cálculos, ou seja, FLEXM determina as deformações da parte da árvore entre mancais e FLEXB da parte da árvore em balanço.

### 3.2.3 - Carregamento e deformação real da árvore

Em todos modelos matemáticos conhecidos, o carregamento aplicado consta de apenas uma força  $F$  na ponta da árvore. Isto é válido como critério para comparação de rigidez de árvores, porém foge muito dos esforços que realmente uma árvore suporta.

Havendo necessidade de conhecer o real comportamento das deformações do sistema árvore e mancais (segundo os eixos  $x$  e  $y$ ), é necessário considerar os esforços provenientes da usinagem e da transmissão de movimento, tem-se então sobre um modelo genérico os esforços esquematizados na Figura 15, onde:

- para a ponta da árvore são transferidos os esforços de usinagem e resumidos em  $F_{X1}$ ,  $F_{Y1}$ ,  $M_{XZ}$  e  $M_{YZ}$ .
- quando houver uma transmissão por elementos flexíveis ou engrenagem, sobre a árvore na parte entre mancais, existem as forças  $F_{X2}$  e  $F_{Y2}$ .
- uma transmissão situada na parte posterior ao mancal traseiro, imprime à árvore e mancais o carregamento generalizado por  $F_{X3}$ ,  $F_{Y3}$ ,  $M_{XZ}$  e  $M_{YZ}$ .



Estas forças e momentos fletores são conhecidas pelo projetista, ou podem ser calculadas em função da potência e rotação, conforme procedimento indicado na descrição da sub-rotina CARGA.

FIG. 15 - Carregamento previsto - Esquema

### 3.2.4 - Não linearidade da deformação dos apoios

Nos cálculos anteriores considerou-se apenas a não linearidade das deformações dos mancais de rolamentos através das fórmulas de PALMGREN; flexibilidade dos mancais hidrodinâmicos, hidrostáticos, bem como a flexibilidade dos apoios foram considerados lineares.

Conhecendo a curva força-deformação de um destes elementos [1, 2, 7] (pode ser levantado experimentalmente, por cálculo teórico ou mesmo por avaliação), é importante introduzir esta informação, pois na análise procedida (Fig. 10) viu-se a importância das deformações nos mancais e apoios sobre a deformação total e distância ótima calculada.

### 3.3 - HIPÓTESES SIMPLIFICATIVAS

Muitos fatores que influem nos resultados não são considerados pela dificuldade de equacionar ou pelo fato de suas influências serem realmente desprezíveis.

Continuam como hipóteses simplificativas os seguintes fatores:

1º) os apoios nos mancais são considerados como pontuais; além desta hipótese é difícil prever o real ponto de aplicação da reação do apoio. Nos rolamentos normalmente considera-se no meio do mancal ou na metade do espaço axial ocupado pelos elementos rolantes. Nos mancais hidrostáticos e hidrodinâmicos arbitrar um centro de carregamento é ainda mais difícil e divergente da realidade. Determinar o correto ponto de aplicação da reação é muito importante para os cálculos das deformações, pois influe sobre a distância entre mancais e a distância em balanço. Nas análises viu-se que em geral a distância entre mancais tem pouca influência relativamente a outros parâmetros, já o comprimento em balanço é fundamental na determinação das deformações (Fig. 8). Estes fatores mostram que esta passou a ser a hipótese simplificada mais relevante e por isso deverá merecer maiores atenções em trabalhos posteriores.

2º) anéis de rolamentos, buchas, engrenagens, etc., montadas so

bre a árvore são desconsideradas como elementos de reforço. Por estudos já elaborados [4] sabe-se que um ajuste livre ou forçado-leve muito pouco influem, principalmente quando o comprimento deste elemento for pequeno. A Figura 16 mostra o efeito de reforço de uma bucha de comprimento  $L$  com diferentes valores de ajuste [4]. Mesmo com uma interferência de  $15 \mu\text{m}$  a bucha não se equivale a um eixo escalonado de iguais dimensões externas. Um modo de reduzir os erros introduzidos é simular o elemento, especificando a região com um diâmetro mais reforçado, cujo valor dependerá da sensibilidade do projetista.

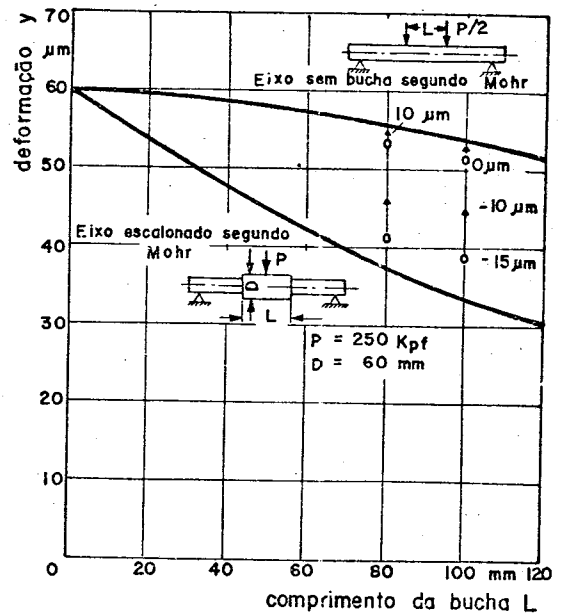


FIG. 16 - Deformação do eixo em função do comprimento da bucha e interferência.

- 3º) admite-se que o carregamento não é alterado com as deformações, pois são pequenas.
- 4º) não é considerado o esforço cortante no cálculo das deformações da árvore. As deformações por cisalhamento são pouco significativas em relação as de flexão, quando a relação entre o comprimento e diâmetro for superior a aproximadamente três; já com valores inferiores desta relação esta hipótese torna-se prejudicial aos resultados [3]. No caso, a parte entre mancais em geral excede a relação  $l/DEL \geq 3$ ; porém a árvore em balanço apresenta  $A/DEA$  na faixa  $1,0 : 2,0$ ; normalmente isto implicará em uma pequena diferença que porém não influencia o cálculo da distância ótima (Fig. 7).
- 5º) quando ocorrem duas transmissões de potência no trecho entre mancais, considera-se apenas a mais significativa, já que é previsto apenas um carregamento na posição intermediária ( $F_{X2}$  e  $F_{Y2}$ ).



6º) existe sistema árvore-mancais que é suportado por três apoios, não se trata de uma configuração comum; por estudos realizados [21] o terceiro mancal não tem influência significativa sobre a deformação na ponta da árvore, quando a distância entre os mancais principais (b) fôr igual ou superior à ótima, como pode ser visualizado na Figura 17. Por estas razões não é previsto este caso.

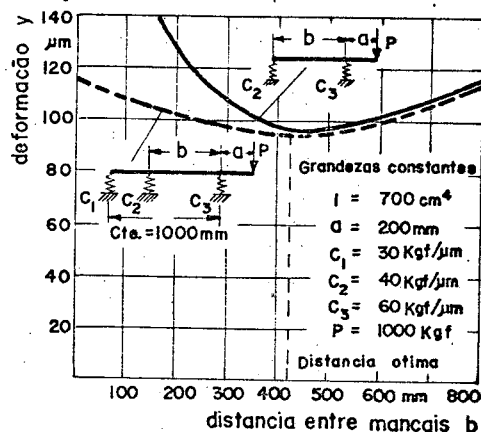


FIG. 17 - Comparação entre árvore com dois e três mancais.

### 3.4 - PROGRAMA PARA COMPUTADOR DIGITAL

#### 3.4.1 - Características básicas

As melhoras propostas para o modelo matemático, implicam em um aumento muito grande do volume de cálculos. A proposição de uma equação semelhante a (2), que estabeleça a deformação total na ponta da árvore em função de todos fatores, não tem sentido prático; se faz necessário estabelecer uma sistemática de cálculo e introduzi-la em um programa de computador digital. Este programa foi elaborado em linguagem FORTRAN (identificação CAS-34); para computador IBM-1130 (configuração: central 1131-16K, leitora 1442, impressora 1132, plotadora 1627).

Tratando-se de um programa de uso especial para projeto, o seu desenvolvimento mereceu uma orientação baseada nos seguintes pontos:

- a entrada de dados para processamento é executada de uma forma clara e organizada para que o usuário não se confunda com o volume de informações; neste sentido é proposta uma planilha de codificação dos dados (Anexo 3) que facilita a compilação dos mesmos e reduz em muito a probabilidade de ocorrer um erro de codificação ou perfuração;

- o relatório impresso apresenta na primeira parte todas as informações lidas em cartão, para possibilitar a revisão dos dados e com isso garantir a exatidão dos valores calculados; os resultados do processamento são relatados com clareza, para não estabelecer margem de dúvidas e perda de tempo de interpretação;
- generalizar a programação evitando casos particulares, dando assim maior campo de aplicação;
- tornar versátil o programa no sentido de obter diferentes modos de resolução do problema e aumentar com isto a capacidade de resolução e informações prestadas.

Na atual fase, o programa CAS-34 executa quatro diferentes operações básicas, objetivando estabelecer de diferentes formas, o comportamento das deformações do sistema árvore e mancais. O comando de processamento é efetuado pelo valor das variáveis KRP, KOT, KDES e KCAR; conforme o valor destes códigos (Quadro 6) é executada uma ou outra operação segundo objetivos do usuário.

Ao programa principal estão associadas treze sub-rotinas além das supridas pelo compilador FORTRAN. Elas realizam partes importantes do processamento e suas funções na programação serão descritas nos próximos itens. Estas sub-rotinas (todas elaboradas pelo autor deste trabalho) podem ser postas em três grupos:

- 1º) Sub-rotinas MANCA, CARGA e RELP2 são de uso específico para o estudo das deformações de árvore e mancais.
- 2º) Sub-rotinas FLEXM e FLEXB, foram generalizadas e tem aplicação para qualquer problema de cálculo de deformações em vigas de secção variável, biapoiadas e em balanço, respectivamente.
- 3º) Sub-rotinas PTMIN, GRAFE, MAXMI, ESCXY, INTEL, QUADR, BERRO e PLOT são todas genéricas e podem ser aplicadas em programas com os mais diferentes objetivos; são classificadas como sub-programas de utilidade [16].

#### 3.4.2 - Programa principal

Pelo Quadro 6 pode-se observar quais os recursos ofere

CÓDIGO	OPERAÇÃO ASSOCIADA (Nota: X+Y = soma vetorial)
KRP	código de resolução do problema determina a operação básica do processamento. Sendo $KRP \leq 0$ , o processamento é encerrado.
= 1	calcular as deformações na ponta da árvore para a configuração definida pelos dados.
= 2	otimizar o projeto, relativamente à distância entre mancais.
= 3	traçar as curvas de deformação (X, Y e X+Y) versus distância entre mancais.
= 5	traçar as curvas de deformação (X, Y e X+Y) versus potência de acionamento da máquina.
KOT	código que indica como deve ser minimizada a deformação na ponta da árvore.
= 1	minimizar a deformação total X + Y
= 2	minimizar a deformação segundo eixo X (Fig. 15).
= 3	minimizar a deformação segundo eixo Y (Fig. 15).
KDES	código que especifica o traçado da linha elástica e eixo geométrico da árvore. Só é associado às operações KRP = 1 e 2.
> 0	executar desenho da árvore na escala ESCD
= 1	linha elástica no plano XZ
= 2	linha elástica no plano YZ
= 3	linha elástica resultante (X+Y) planificada.
= 4	linha elástica segundo X, Y e X+Y .
= 5	linha elástica + eixo geométrico no plano XZ .
= 6	linha elástica + eixo geométrico no plano YZ .
= 7	linha elást. + eixo geom. resultantes planificados.
= 8	linha elást. + eixo geométrico segundo X,Y e X+Y .
KCAR	código sobre a forma de informar o carregamento.
= 1	o carregamento é diretamente especificado pelo projetista. Quando KRP=5, o programa necessita também dos dados para a sub-rotina CARGA.
= 2	o carregamento deve ser calculado em função de POT e ROT e das informações sobre a operação de usinagem e transmissão.

QUADRO 6 - Valor código das variáveis controladoras do processamento.

cidos pelo programa; no capítulo seguinte poderão ser encontrados modelos dos relatórios e gráficos; como exemplos típicos destacam-se:

- páginas 50 e 51 apresentam os dados e resultados de um sistema árvore mancal que foi otimizado segundo deformação mínima na ponta da árvore na direção x; na Figura 32 é apresentado o desenho e as deformações, segundo x, do referido sistema.
- páginas 83 e 84 o sistema foi calculado para uma configuração informada ( $KRP = 1$ ). Na Figura 52 mostra-se o desenho da árvore e as deformações segundo eixo x, eixo y e deformações totais  $x + y$ .
- páginas 61 e 62 um sistema árvore mancal cujas deformações foram calculadas em função da potência. A Figura 40 apresenta o respectivo gráfico.

As etapas de processamento são realizadas segundo o fluxograma geral da Figura 18. Em relação ao funcionamento acrescenta-se algumas informações, além das constantes no Quadro 6 :

- um projeto de otimização segue o seguinte procedimento: o projetista define todos os elementos e geometria do sistema árvore e mancais procurando estabelecer a configuração mais compacta possível; introduz todas as informações no computador, definido pelo número código LC determinado trecho de secção constante da parte entre mancais (Fig. 14), o qual deve ser expandido até a dimensão ótima. A convergência ao ponto de deformação mínima, é comandada pela sub-rotina PTMIN, que em função do último valor de YT (deformação segundo a direção definida pelo código KOT), determina um valor para a variável DLE (positivo ou negativo) que deve ser somado ao trecho de comprimento variável (LC), bem como à distância entre mancais e às coordenadas das secções de número superior a LC. A sub-rotina PTMIN também define um código de seguimento (KS), que mostra qual o caminho a seguir: sendo  $KS = 3$ , o mínimo foi atingido com a precisão  $DLE = \pm 1$ , ou seja, de  $\pm 1$  milímetro no caso; quando  $KS = 4$ , é emitida uma mensagem comunicando que a distância ótima é ainda menor do que a mínima definida pelo usuário; nestes dois casos KRP é igualado a 1 e o processamento sai do ciclo e passa à impressão dos resultados pela

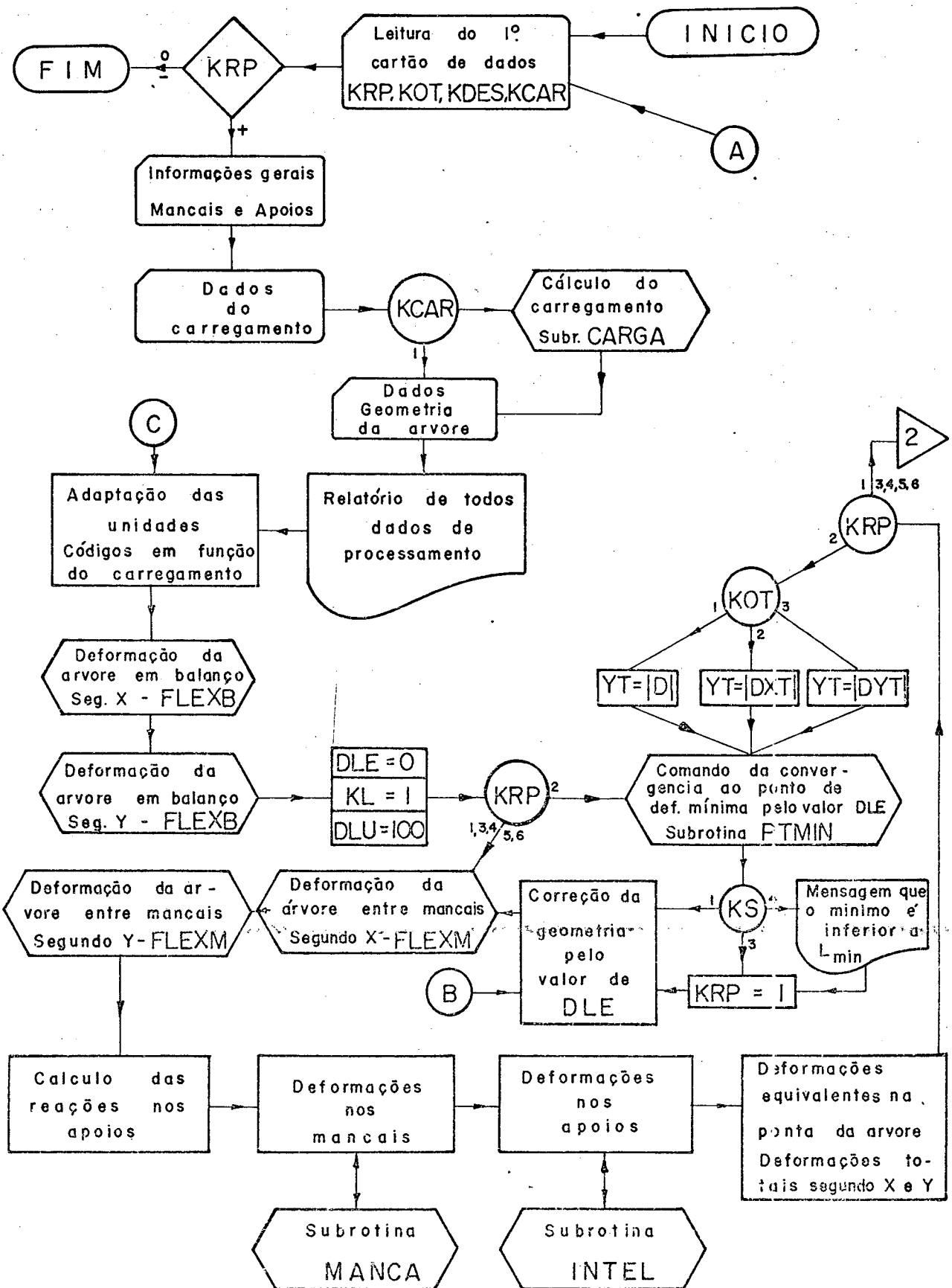
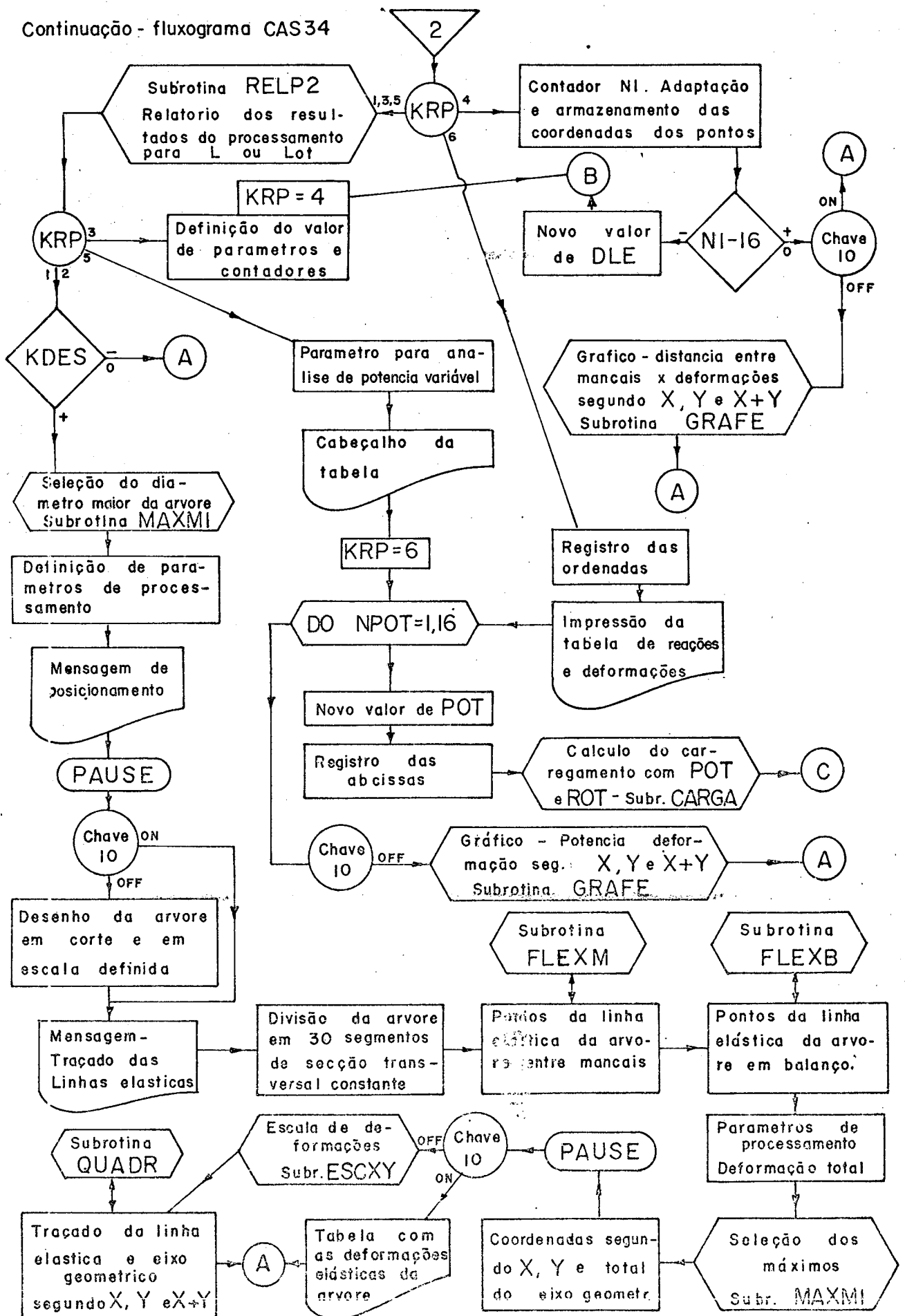


FIG. 18 - Fluxograma geral do programa CAS 34 para determinação de deformações no sistema árvore - mancais de máquinas-ferramenta.

Continuação - fluxograma CAS34



sub-rotina RELP2 .

- nos outros tipos de problemas (KRP = 1, 3 e 5) inicialmente são calculadas as deformações para a configuração definida, seguindo-se então o processamento das operações complementares.
- no estudo gráfico das deformações em função da distância entre mancais a faixa a analisar, definida por DINP e DSUP, é calculada para 16 pontos (Fig. 51).
- da mesma forma como descrito no parágrafo anterior é feito o estudo com variação da potência de acionamento; neste caso é imprescindível o uso da sub-rotina CARGA, sendo portanto, necessário definir os dados relativos à mesma.
- o desenho da árvore em corte (escala definida por ESCD) é interessante para a visualização da sua forma e ajudar na interpretação da linha elástica e/ou eixo geométrico associados.
- para que o traçado da linha elástica tenha maior precisão, completa-se o número de divisões da árvore até 30 trechos de seção transversal constante e calcula-se a deformação em cada um destes pontos, que quando plotados formam a linha elástica de uma forma satisfatoriamente contínua.
- a linha elástica e eixo geométrico da árvore podem ser traçados segundo suas formas projetadas nos planos XZ e YZ. A deformação total  $X + Y$ , é a soma vetorial das deformações segundo X e Y; em geral esta não está em um plano, porém nos desenhos é representada a resultante planificada.
- qualquer gráfico pode ser suprimido ligando no console a chave 10; quando é eliminado o traçado da linha elástica o computador imprime uma tabela com os valores das deformações da mesma.

No anexo 4 é apresentado a listagem do programa principal desenvolvido.

#### 3.4.3 - Sub-rotina MANCA

Através deste sub-programa é calculado o deslocamento do centro geométrico do mancal propriamente dito, que é relativo à deformação dos elementos rolantes quando tratar-se de rolamen -

tos ou da película de óleo quando o mancal for do tipo hidrostático ou hidrodinâmico. Apenas para o primeiro caso existem equações generalizadas, para cálculo das deformações elásticas, que são as fórmulas não lineares de PALMGREN [12 e 13]. Outros mancais serão simplesmente considerados lineares e especificados através de sua flexibilidade FM, que o usuário deverá avaliar. Sendo conhecido o comportamento não linear do mancal, através experimento, comparação com outros ou mesmo calculado teoricamente, pode-se usar estas informações introduzindo a curva força-deformação total (mancal mais apoio) e fazendo  $FM = 0$ .

Na fase atual esta sub-rotina calcula o deslocamento do centro geométrico, sob atuação de uma carga radial, para cinco casos de mancais de rolamentos e uma situação aplicando mancais com flexibilidade linear FM.

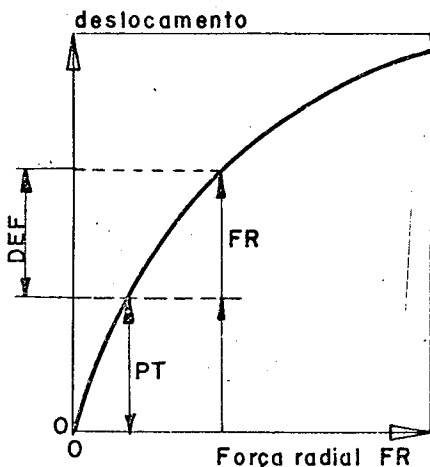


FIG. 19 - Deslocamento de um mancal com protensão.

Estando os mancais de rolamentos protendidos, este fator é considerado de uma maneira simplificada como mostra a Figura 19; o projetista informa uma carga equivalente à protensão (PT), calculada pela interferência do ajuste dos elementos rolantes ou estimada pela sua experiência; o cálculo do deslocamento é então realizado pelas equações (4), (6) e (11), conforme o caso, onde calcula-se inicialmente

a deformação para uma carga radial total (PT + FR) e diminui-se a deformação relativa a apenas a carga de protensão PT, obtendo o valor do deslocamento igual à DEF.

Na aplicação o usuário determina o tipo de mancal através o código MM; os cálculos são realizados pelas equações a seguir:

MM = 01 mancal com elementos rolantes de contato linear. Rolamentos de rolos, de cones, de agulhas.

$$FER = 4,08 \frac{FR}{ER \cdot \cos \alpha} \quad (3)$$



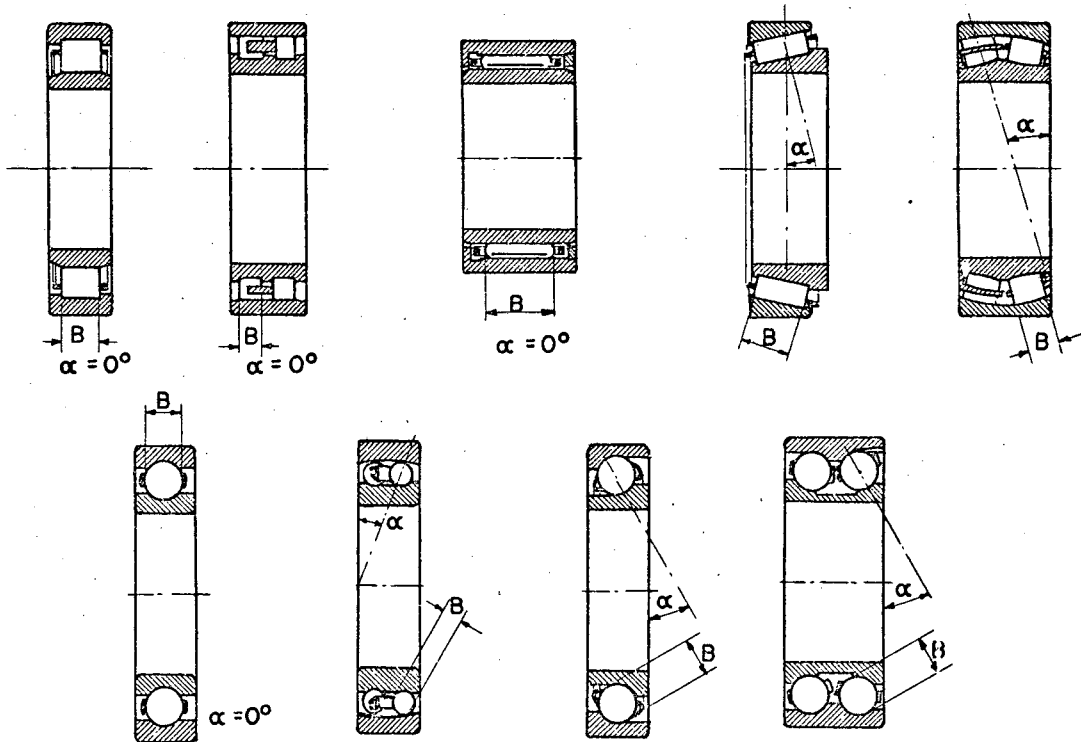


FIG. 20 - Identificação das grandezas B e  $\alpha$  nos rolamentos.

$$DEF = \frac{0,0006 \cdot FER^{0,9}}{\cos \alpha \cdot B^{0,8}} \quad (4)$$

onde:

FR - força radial em kgf

ER - número de elementos rolantes

FER - força máxima que se verifica em um elemento rolante

$\alpha$  e B - dimensões características que podem ser identificadas pela Figura 20.

DEF - deslocamento do centro geométrico [mm]

MM = 02 mancal com elementos rolantes de contato pontual nas duas pistas. Rolamentos de esferas e de contato angular.

$$FER = 4,37 \cdot \frac{FR}{ER \cdot \cos \alpha} \quad (5)$$

$$DEF = \frac{0,002}{\cos \alpha} \cdot \sqrt[3]{\frac{FER^2}{B}} \quad (6)$$

MM = 03 mancal qualquer de flexibilidade conhecida e igual a FM.

$$DEF = FM \cdot FR \quad (7)$$

FM - mm/kgf

- valores orientativos:

a) para mancais de deslizamento hidrodinâmicos com 3 zonas de pressão [21].

$$\text{Rigidez} \quad \begin{cases} 10 \div 20 \text{ kgf}/\mu\text{m} \\ 30 \div 150 \text{ kgf}/\mu\text{m} \quad (\text{para rotação elevada}) \end{cases}$$

$$\text{Flexibilidade} \quad \begin{cases} 0,10 \div 0,05 \mu\text{m}/\text{kgf} \\ \text{FM} \quad 0,033 \div 0,0066 \mu\text{m}/\text{kgf} \quad (\text{alta rotação}) \end{cases}$$

b) nos mancais hidrostáticos, a rigidez é função de muitos valores construtivos; uma avaliação pode ser feita pelo método exposto em [19].

MM = 04 mancal com elementos rolantes de contato linear; quando existir uma pequena folga radial.

$$FER = 5,0 \frac{FR}{ER \cdot \cos \alpha} \quad (8)$$

o deslocamento DEF é calculado pela expressão (4).

MM = 05 mancal com elementos rolantes de contato pontual, quando existir uma pequena folga radial.

$$FER = 5,0 \frac{FR}{ER \cdot \cos \alpha} \quad (9)$$

o deslocamento DEF é calculado pela expressão (8).

MM = 06 mancal de rolamento de esferas autocompensador.

$$FER = 4,37 \cdot \frac{FR}{ER \cdot \cos \alpha} \quad (10)$$

$$DEF = \frac{0,0032}{\cos \alpha} \cdot \frac{FER^2}{B} \quad (11)$$

#### 3.4.4 - Sub-rotina CARGA

O carregamento sobre o sistema árvore e mancais, como já foi exposto, provem das forças de usinagem das forças dos elementos da transmissão; a intensidade destas forças está ligada

ao torque, ou seja, a rotação e potência que atua em cada uma das posições.

Na Figura 21 está esquematizado o modelo genérico proposto para cálculo dos esforços sobre a árvore; ele enquadra os casos mais frequentes. A usinagem realiza-se na posição I à distância DTU da ponta da árvore e num diâmetro DMU ( $\emptyset$  na região de corte ou diâmetro da fresa), gerando as forças principal de corte (FPC), de recuo (FR) e de avanço (FA). Numa posição qualquer (II) do trecho entre mancais pode existir uma transmissão por engrenagem ou elementos flexíveis (com diâmetro primitivo DMP2), que carregam a árvore com as forças FX2 e FY2 (Fig. 15). Na posição III, a uma distância DTT posterior ao mancal traseiro, pode ocorrer a presença de uma transmissão com engrenagem ou elementos flexíveis (com diâmetro primitivo DMP3), que também irá impor esforços sobre a árvore.

Para a determinação do real torque que se verifica nas posições I, II e III, é definida uma potência total POT em [cv] e uma rotação ROT em [rpm]. De um modo genérico define-se que nas posições I, II e III entram (sinal positivo) as percentagens da potência total PP1, PP2 e PP3, respectivamente. Exemplo: Supondo a potência da máquina 10 cv e desejando estudar as deformações a uma rotação de 450 rpm, poderia se fazer:

PP3 = 90% significa que na posição III é entregue a potência de acionamento menos as perdas em outros elementos como caixa de velocidade, etc.

PP2 = -5% poderá ser a potência necessária ao acionamento da caixa de avanços ou qualquer outro dispositivo acionado pela árvore.

PP1 = -80% seria a potência tomada para a usinagem.

Desta forma ficam definidos os torques em cada posição. Não é necessário que o somatório das percentagens seja nulo, que significaria um equilíbrio entre a potência que entra e que sai. No exemplo, 5% permanece na árvore que poderão ser atribuídas às perdas em mancais, etc.. Se for desejo do projetista analisar apenas a influência da transmissão ou da usinagem, poderá fazer os índices PPI das posições que não interessam iguais a zero.

Sobre o modelo matemático aplica-se os esforços segundo

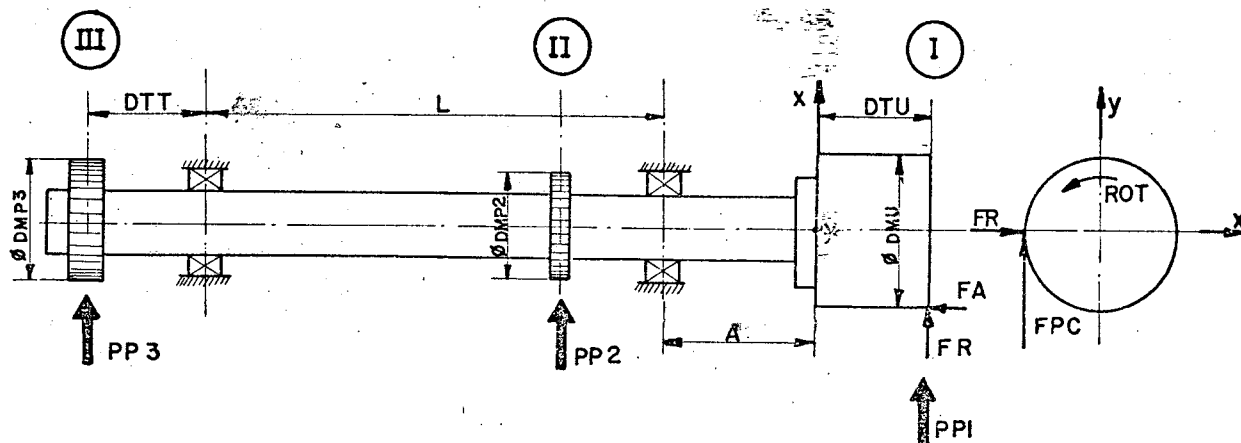


FIG. 21 - Esquema do modelo genérico para cálculo dos esforços sobre a árvore.

a Fig. 15; a determinação destes valores é feita pela sub-rotina CARGA como exposto a seguir:

a) determinação de  $F_{X1}$ ,  $F_{Y1}$ ,  $MAXZ$  e  $MAYZ$ .

Estes esforços são provenientes da operação de usinagem, na Figura 22 tem-se esquematizado a operação sendo executada na posição genérica à  $\alpha_1$  graus da posição de referência.

A potência de corte é dada por:

$$\frac{POT \cdot PPI}{100} = \frac{FPC \cdot \pi \cdot DMU \cdot ROT}{75 \cdot 1000 \cdot 60} \quad [cv]$$

tem-se para a força principal de corte FPC:

$$FPC = \frac{75 \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot 100} \cdot \frac{POT \cdot PPI}{ROT \cdot DMU} \quad (12)$$

chamando

$$k = \frac{75 \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot 100} \cdot \frac{POT}{ROT} \quad (13)$$

fica

$$FPC = k \cdot \frac{PPI}{DMU} \quad [kgf] \quad (14)$$

As outras componentes da força de corte são relacionadas a FPC por índices que podem ser encontrados na literatura sobre usinagem [23]. Assim:

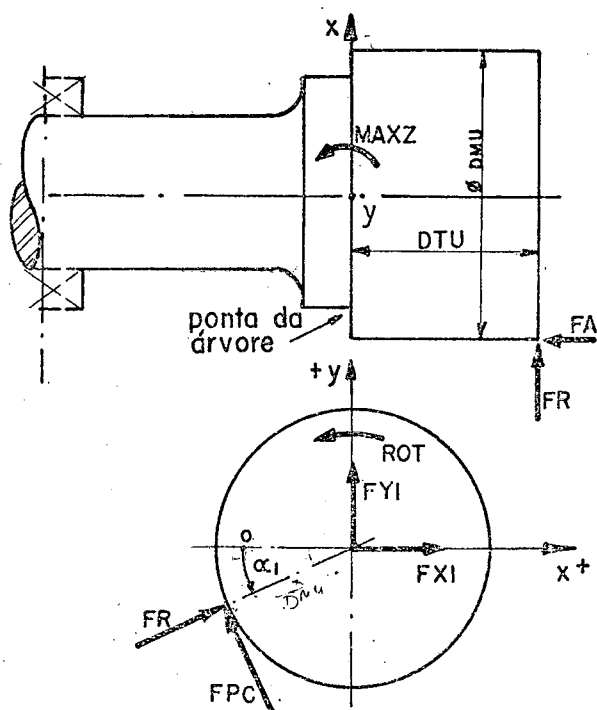


FIG. 22 - Esforços devido a usinagem.

$$\text{Força de recuo } FR = RFR \cdot |FPC| \quad [\text{kgf}] \quad (15)$$

$$\text{Força de avanço } FA = RFA \cdot |FPC| \quad [\text{kgf}] \quad (16)$$

Pelos elementos especificados na Figura 22 tem-se:

$$FX1 = FR \cdot \cos \alpha_1 - FPC \cdot \sin \alpha_1 \quad [\text{kgf}] \quad (17)$$

$$FY1 = FPC \cdot \cos \alpha_1 + FR \cdot \sin \alpha_1 \quad [\text{kgf}] \quad (18)$$

$$MAXZ = FX1 \cdot \frac{DTU}{1000} - FA \cdot \frac{DMU}{2000} \cdot \cos \alpha_1 \quad [\text{kgf.m}] \quad (19)$$

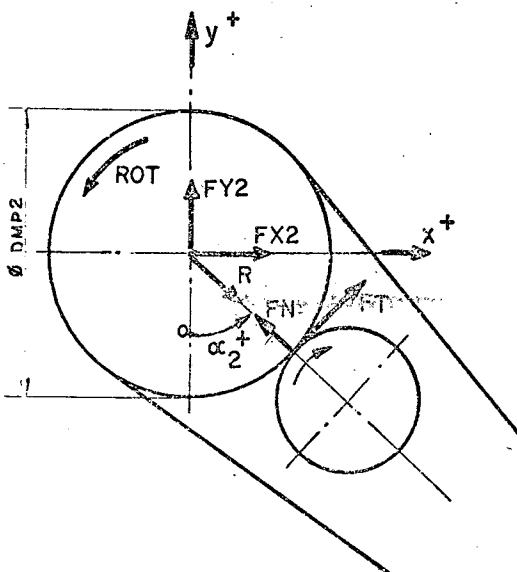
$$MAYZ = FY1 \cdot \frac{DTU}{1000} - FA \cdot \frac{DMU}{2000} \cdot \sin \alpha_1 \quad [\text{kgf.m}] \quad (20)$$

b) determinação de FX2 e FY2.

São previstos dois tipos de transmissão, que serão identificados pela variável YDT2:

YDT2 = 1 por engrenagem de dentes retos com um diâmetro primitivo DMP2 e ângulo de pressão dos dentes dado por APR2.

YDT2 = 2 por elementos flexíveis (correias ou correntes) com um diâmetro primitivo DMP2.



A força tangencial FT nos dois casos será dado por:

$$FT = k \cdot \frac{PP2}{DMP2} \quad [\text{kgf}] \quad (21)$$

No 1º caso YDT2 = 1

$$FN = FT \cdot \text{tg} (\text{APR2}) \quad (22)$$

Logo, para uma posição genérica  $\alpha_2$ , tem-se:

$$FX2 = FT \cdot \cos \alpha_2 - FN \cdot \sin \alpha_2 \quad (23)$$

$$FY2 = FN \cdot \cos \alpha_2 + FT \cdot \sin \alpha_2 \quad (24)$$

No 2º caso YDT2 = 2

R devido ao esticamento e força tangencial FT é calculado através o coeficiente de carga COEF2, que poderá se encontrado na referência [18]; então:

$$R = \text{COEF2} \cdot |FT| \quad [\text{kgf}] \quad (25)$$

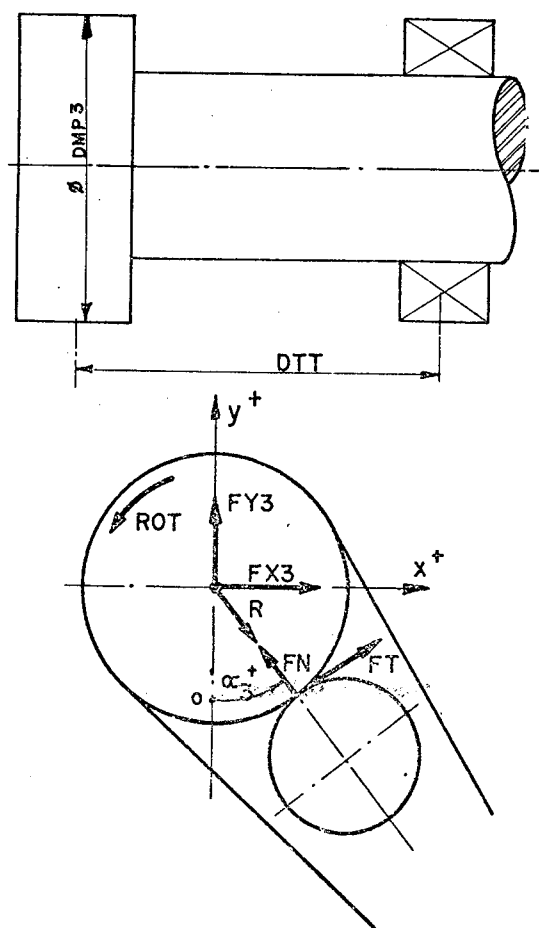
decompondo segundo os eixos x e y, tem-se:

$$FX2 = R \cdot \text{sen } \alpha_2 \quad (26)$$

$$FY2 = -R \cdot \text{cos } \alpha_2 \quad (27)$$

c) determinação de  $FX3$ ,  $FY3$ ,  $MBXZ$  e  $MBYZ$ .

Estes esforços são provenientes de uma transmissão colocada em balanço sobre a árvore na parte posterior ao mancal traseiro. Como no caso anterior são previstos dois tipos de transmissão e identificados pelo valor da variável  $YDT3$ . Na Figura 24 é esquematizado um caso genérico numa posição angular  $\alpha_3$  da referência



A força tangencial nos dois casos será dado por:

$$FT = k \cdot \frac{PP3}{DMP3} \quad [\text{kgf}] \quad (28)$$

- quando a transmissão for com engrenagem de dentes retos,  $YDT3 = 1$ , tem-se:

$$FN = |FT| \cdot \text{tg} (\text{APR3}) \quad (29)$$

e

$$FX3 = FT \cdot \text{cos } \alpha_3 - FN \cdot \text{sen } \alpha_3 \quad (30)$$

$$FY3 = FN \cdot \text{cos } \alpha_3 + FT \cdot \text{sen } \alpha_3 \quad (31)$$

- quando a transmissão for com elementos flexíveis,  $YDT3 = 2$ , tem-se:

$$R = \text{COEF3} \cdot |FT| \quad [\text{kgf}] \quad (32)$$

e

$$FX3 = R \cdot \text{sen } \alpha_3 \quad (33)$$

$$FY3 = -R \cdot \text{cos } \alpha_3 \quad (34)$$

FIG. 24 - Esforços devido a uma transmissão na posição III.

Nos dois casos os momentos  $MBXZ$  e  $MBYZ$  podem ser calculados em função das componentes  $FX3$  e  $FY3$ ;

Assim:

$$MBXZ = FX3 \cdot \frac{DTT}{1000} \quad [\text{kgf.m}] \quad (35)$$

$$MBYZ = FY3 \cdot \frac{DTT}{1000} \quad [\text{kgf.m}] \quad (36)$$

### 3.4.5 - Sub-rotina RELP2

Sua função básica é a impressão do relatório das grandezas calculadas; realiza também a preparação dos valores transformando suas unidades, cálculo de percentagens e cálculo de outras informações baseadas nas fornecidas pelo programa principal.

### 3.4.6 - Sub-rotinas FLEXM e FLEXB

Dentro do programa de computador desenvolvido as deformações da árvore entre mancais são determinadas por FLEXM e da parte da árvore em balanço por FLEXB; é necessário conhecer, além das deformações totais, devido a cada um destes elementos, a deformação em qualquer ponto para o traçado da linha elástica da árvore. Estas informações poderiam ser obtidas pela integração da equação diferencial, mas isto é bastante complexo devido ao carregamento e momento de inércia variáveis ao longo do eixo. O método

dos momentos estáticos das áreas permite calcular a deformação de um ponto em relação à outro pelas equações abaixo [17]:

$$\theta = \int_A^B \frac{1}{E \cdot J} \cdot M \cdot dx \quad (37)$$

onde

$\theta$  = deformação angular de B em relação a A.

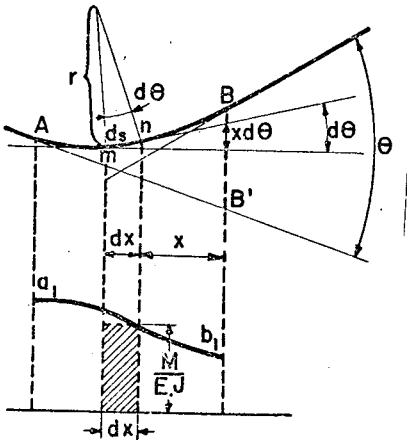
$$\delta = \int_A^B \frac{M}{E \cdot J} \cdot x \cdot dx \quad (38)$$

FIG. 25 - Deformação de A em relação a B.

onde

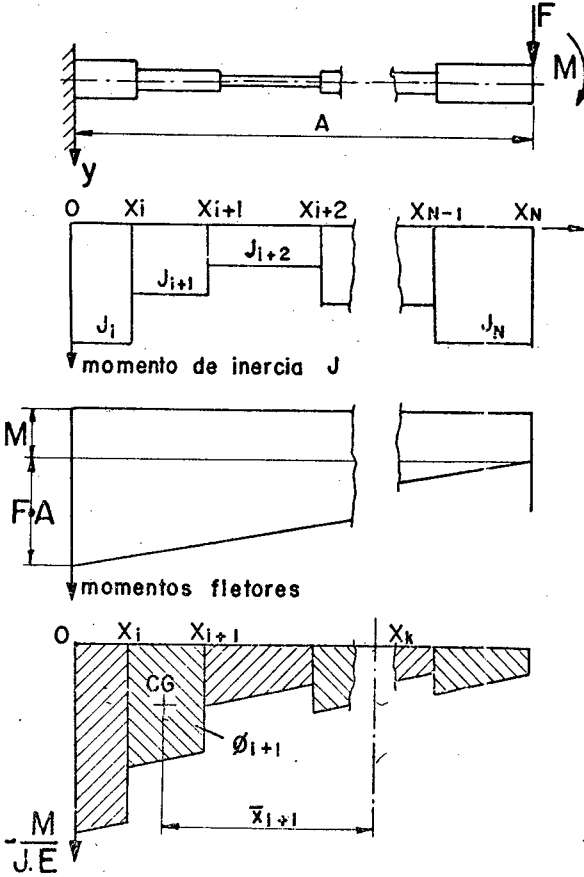
$\delta$  = afundamento = deslocamento de B em relação à tangente em A (Fig. 25).

Interpretando graficamente,  $x \cdot \frac{M}{E \cdot J} \cdot dx$  é o momento estático da área hachurada  $\frac{M}{E \cdot J} \cdot dx$  em relação à vertical que passa por B; a integração de A até B dá o afundamento total BB' (equação 38). Sendo o diagrama de momentos reduzidos formado por áreas de figuras geométricas, cujos momentos estáticos sejam conhecidos em relação ao ponto de interesse (B), pode-se substituir a integral da equação (38) por um somatório destes momentos es



táticos.

a) Deformação de uma viga em balanço.



O carregamento genérico é constituído de uma força  $F$  e um momento fletor  $M$  aplicados na ponta da viga. O momento de inércia da secção ( $J$ ) é variável ao longo do comprimento de uma forma escalonada como mostra a Figura 26.

O diagrama dos momentos fletores é função do carregamento e apresenta a forma esquematizada; portanto o diagrama de momentos reduzidos tem a forma mostrada na Figura 26. A deformação ( $Y_k$ ) em  $X_k$ , é dada pelo valor do momento estático da área hachurada em relação ao eixo vertical que passa pelo ponto de abcissa  $X_k$ ; ou seja:

FIG. 26 - Método dos momentos estáticos das áreas numa viga em balanço.

$$Y_k = \sum_{j=i}^k \Delta_j \cdot \bar{x}_j \quad (39)$$

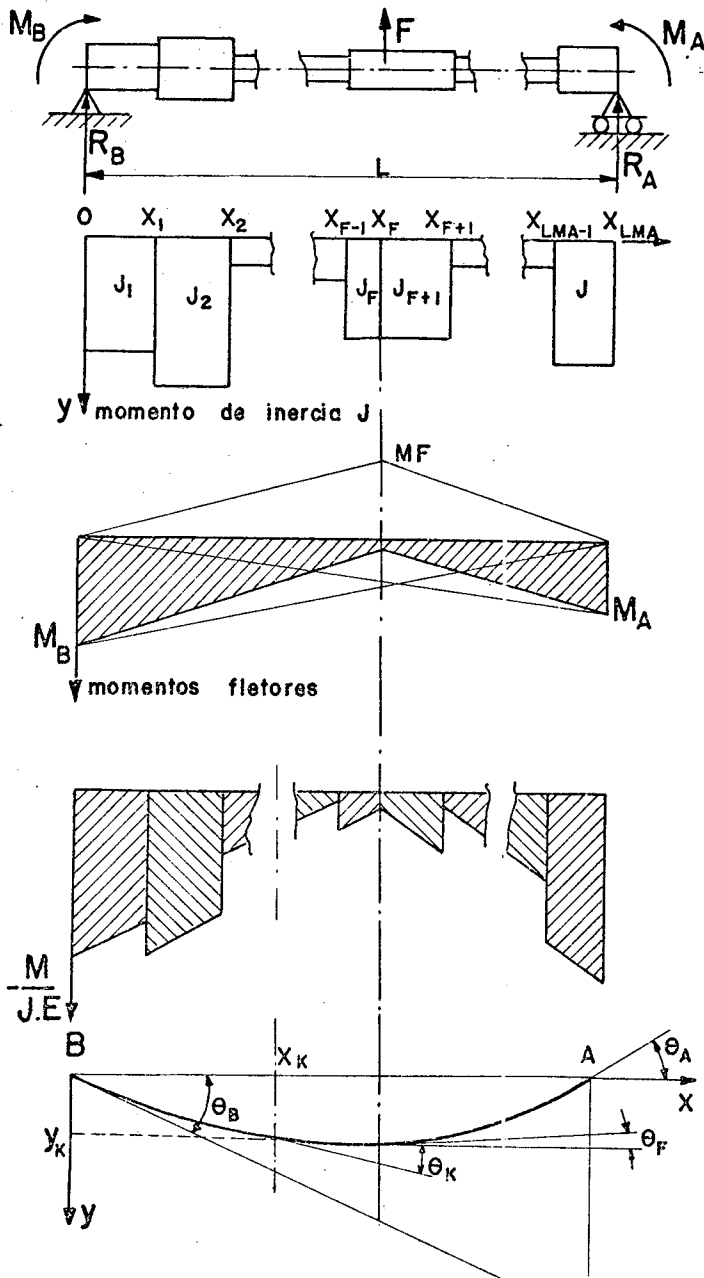
onde:

- $\Delta_j$  - área de um trecho no diagrama de momentos reduzidos.
- $\bar{x}_j$  - distância do centro de gravidade de  $\Delta_j$  ao eixo que passa por  $X_k$ .

Estabelecida uma expressão genérica, que determina o valor da área  $\Delta_j$  e a respectiva distância do centro de gravidade ao eixo que passa por  $X_k$ , não existirá maiores problemas, para calcular a deformação em qualquer um dos pontos, de abcissa  $X_k$ , e mesmo da deformação total na ponta da árvore ( $A = X_N$ ). Estas operações são realizadas na sub-rotina FLEXB.



b) Deformação de uma viga biapoiada.



O carregamento genérico é constituído de uma força  $F$  aplicada no trecho entre apoios num ponto de abcissa  $X_F$ , de um momento fletor  $M_A$  no apoio A e um momento fletor  $M_B$  no apoio B. Da mesma forma como no caso da viga em balanço, o momento de inércia desta viga é variável escalonadamente.

O diagrama de momentos fletores e dos momentos reduzidos apresenta genericamente a forma mostrada na Figura 27.

O objetivo de cálculo, além das deformações ( $Y_k$ ) em cada ponto de abcissa  $X_k$ , é determinar o desvio angular  $\theta_k$ . Utilizando o método dos momentos estáticos das áreas, o desvio angular  $\theta_k$  [rad] e deformação  $Y_k$  em cada ponto  $X_k$  é dado por:

FIG. 27 - Método dos momentos estáticos numa viga biapoiada.

$$\theta_k = \left( \frac{dy}{dx} \right)_K = \frac{\int_B^A \frac{M}{E \cdot J} \cdot x \cdot dx}{L} - \int_B^{X_k} \frac{M}{E \cdot J} \cdot dx \quad (40)$$

e

$$Y_k = \theta_B \cdot X_k - \int_B^{X_k} \frac{M}{E \cdot J} \cdot x \cdot dx \quad (41)$$

onde

$$\theta_B = \frac{\int_B^A \frac{M}{E \cdot J} \cdot x \cdot dx}{L} \quad (42)$$

$L$  = distância entre apoios.

Da mesma forma como no caso anterior pode-se transformar as integrais em somatórios, sem prejuízo da exatidão, calculando os momentos estáticos em relação a A e  $X_k$ , conforme as equações (40), (41) e (42). Com base no exposto acima foi elaborada a sub-rotina FLEXM.

#### 3.4.7 - Sub-rotinas de utilidade

Neste ítem serão apenas mencionadas as funções que cada uma realiza dentro do programa desenvolvido. Maiores detalhes sobre a programação, recursos oferecidos e aplicação, podem ser encontrados na referência [16].

- a) PTMIN - como já foi mencionado no ítem 3.4.2, a sua função é determinar o ponto mínimo de uma função a uma variável.
- b) INTEL - dada a função através uma série de pontos, determina a ordenada em função da abcissa ou vice-versa, extrapolando valores ou não, conforme comando. No caso do programa CAS-34, determina a deformação do apoio sob uma carga radial, podendo fazer extrapolação linear quando preciso. A curva força-deformação é fornecida pelo usuário, quando o mancal ou apoio não tem uma característica linear e não se enquadra em um dos casos previstos pela sub-rotina MANCA.
- c) GRAFE - traça gráficos (escalas X e Y) para qualquer função dada por pontos. Neste trabalho ela é empregada para a plotagem dos gráficos de deformação versus potência de acionamento e deformação versus distância entre mancais.
- d) MAXMI - determina para um conjunto de pontos os valores máximo e mínimo. Pode, conforme o código de processamento, realizar a classificação em ordem crescente ou decrescente dos pontos do vetor. No programa principal ela é aplicada por diversas vezes, em geral para determinar máximos, afim de em seguida o usuário ser informado sobre o campo de variação das grandezas, que serão plotadas, para definir as escalas respectivas.
- e) ESCXY - como já mencionado, traça as escalas dos gráficos sob comando do usuário. No programa ela é chamada diretamente

te apenas para o traçado da escala de deformações associada ao desenho da linha elástica. É aplicada também na sub-rotina GRAFE. Necessita da sub-rotina auxiliar SPLOT.

- f) QUADR - evita plotagem de pontos fora do campo previsto pelo gráfico, com uma tolerância definida pelo usuário.
- g) BERRO - informa ocorrência de erro; imprime no relatório código numérico do erro e valor da variável correspondente. No programa elaborado estão codificados cinco tipos de erros que são comunicados quando ocorrerem.
- h) PLOT - é uma sub-rotina auxiliar para plotagem de pontos com sinais especiais, formados com os existentes da sub-rotina POINT.

## 4 - APLICAÇÃO PRÁTICA

### 4.1 - SISTEMA ÁRVORE-MANCAIS DA FRESADORA HORIZONTAL FU-315-V.

#### 4.1.1 - Generalidades

Dentre as máquinas existentes no laboratório de Máquinas-Ferramenta do CT-UFSC, encontra-se uma fresadora horizontal, modelo FU-315-V, fabricada por VEB - Fritz-Heckert-Werk, Alemanha Oriental, com as seguintes características:

- potência de acionamento da árvore - 4,5 [Kw]
- faixa de velocidades - 28 ÷ 1400 [rpm]
- comando programado.

Na Figura 28 o sistema árvore e mancais desta máquina é representado em corte, sobre seu projeto esclarece-se:

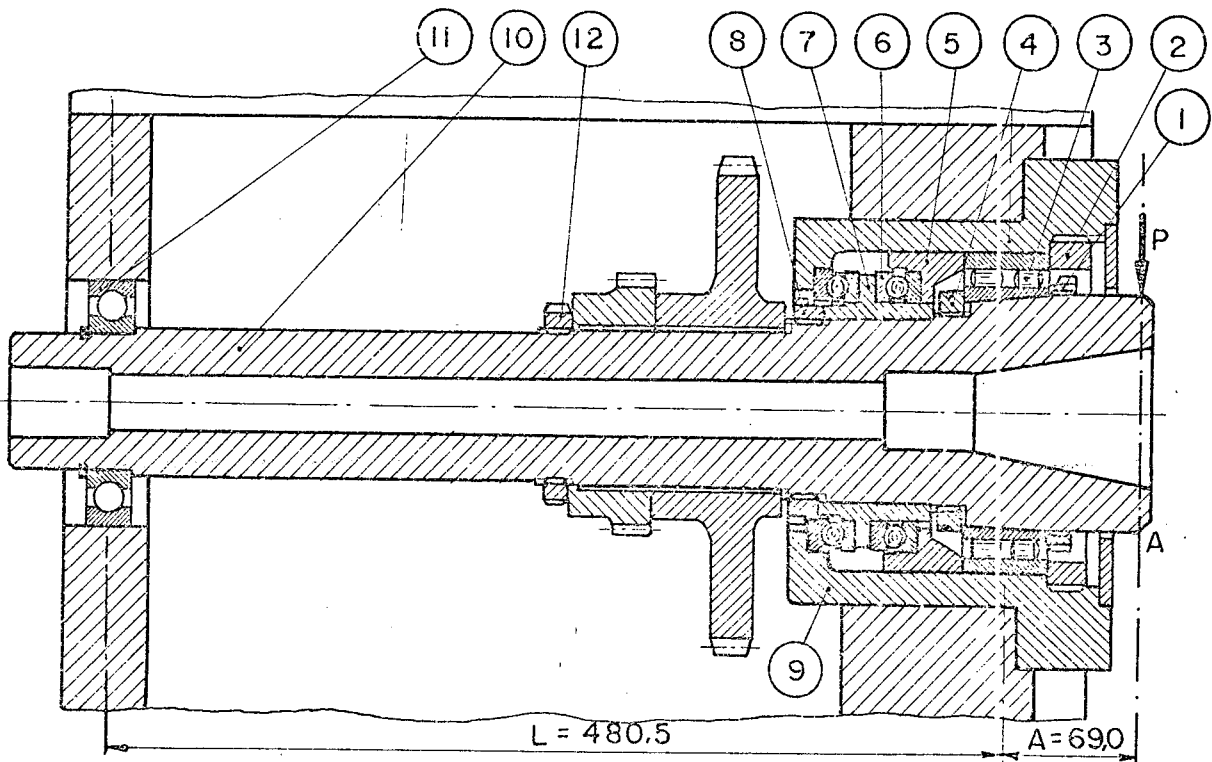


FIG. 28 - Árvore principal da fresadora FU-315-V.

- a árvore é bastante reforçada tendo uma relação DIL/DEL, em média, igual a 0,35; o comprimento em balanço ( $A = \text{mm}$ ) é bastante curto. Sua relação com o comprimento entre mancais  $L/A \approx 6,25$ .

- como mancal principal ③ possui um rolamento SKF - NNU-4924-K, cuja eliminação de folga radial é feita pelo sistema de cônico do anel interno, que é posicionado axialmente pelas porcas ① e ④. O anel externo do rolamento é montado sobre a bucha principal ⑨.
- o mancal traseiro é um rolamento de esferas SKF-6214, montado diretamente sobre o cabeçote de ferro fundido.
- a posição axial é garantida através de dois rolamentos de es-cora de esferas SKF-51122 P-6; na árvore eles são fixados pela flange ⑦ que por sua vez é fixada pela porca ⑧; em relação ao cabeçote são fixados através a bucha principal ⑨; carregamento e protensão dá-se pelo anel ⑤, anel externo do rolamento ③ e porca para aperto axial ②.

#### 4.1.2 - Análise e otimização da rigidez do sistema.

Reunidos todos os dados necessários sobre a geometria, características dos mancais e apoios, foram processados utilizando o programa desenvolvido, a série de relatórios:

- 14-A cálculo das deformações na ponta da árvore, com a variação da força P, para a configuração atual.
- 14-B otimização pela determinação da distância ótima entre mancais.
- 14-C cálculo das deformações na ponta da árvore com a variação da força P, para a configuração otimizada.

Na página 50 estão relatados todos os dados fornecidos ao programa; faz-se necessário os seguintes esclarecimentos:

- a árvore foi dividida em 18 trechos de igual secção transversal; a secção 2, com um comprimento real de 213 mm, foi especificado como o trecho a ser aumentado até a distância ótima e seu comprimento mínimo foi fixado em 57 mm.
- o carregamento constou de apenas uma força  $F_{X1} = 1000$  kgf, aplicada na ponta da árvore.
- os dados sobre os mancais dianteiro e traseiro foram levantados na própria máquina, quando foi desmontado o cabeçote da mesma afim de levantar todas as dimensões do sistema.

- não foi considerada a protensão normal dianteira (PTA=0).
- os valores que ofereceram maior dificuldade para especificação, foram as flexibilidades dos apoios dianteiro e traseiro; foram tomados como orientação os valores de rigidez pesquisados por PIEKENBRINK [1], para as diversas configurações de apoios. Um mancal de rolos diretamente montado sobre o cabeçote de ferro fundido apresenta uma rigidez total de aproximadamente 125 kgf/ $\mu$ m ou uma flexibilidade de 0,008  $\mu$ m/kgf. Pela fórmula de PALMGREN só o respectivo mancal de rolamento teria uma flexibilidade em torno de 0,005  $\mu$ m/kgf; portanto o apoio somente terá uma flexibilidade de aproximadamente 0,003  $\mu$ m / kgf. Pela mesma publicação [1], um apoio com uma bucha intermediária com parede espessa, apresenta uma rigidez total de 125 kgf/ $\mu$ m, em cargas elevadas após os fenômenos de assentamento. Considerando que não há ajuste forçado entre anel externo do rolamento e bucha e desta com o cabeçote, foi especificado para a flexibilidade do mancal dianteiro um valor ligeiramente superior em torno de 0,005  $\mu$ m/kgf.

Nota 1: Os valores de rigidez tomados da referência [1] são os correspondentes à cargas elevadas. A rigidez dos apoios tem caráter fortemente não linear; sua rigidez para pequenas cargas chega a 30 ÷ 50% do valor normal final. Devido a dificuldade de especificação neste exemplo considerou-se a flexibilidade linear em toda faixa.

- sobre a árvore estão montadas buchas, anéis de rolamentos, engrenagens, etc.; porém não foi sobredimensionada nenhuma seção com o intuito de simular o efeito de reforço destes elementos.

Do relatório 14-A, onde é estudada a configuração atual do sistema árvore-mancais (L = 480,5 mm), apresenta-se na página 51 os resultados do processamento, sobre estes faz-se os seguintes comentários:

- a rigidez total 41 kgf/ $\mu$ m está dentro do normal para esta classe de máquinas segundo quadro comparativo apresentado em [14].
- apesar das dimensões reforçadas da árvore, a parte entre mancais da mesma é responsável por quase 50% da deformação total.

Solicitando ao programa a otimização da distância entre

RELATORIO=14 B

CENTRO TECNOLÓGICO DA UFSC - DEP.MECANICA - PROGRAMA CAS-34

RIGIDEZ ESTATICA DE ARVORES DE MAQUINAS FERRAMENTAS  
OTIMIZACAO

APLICACAO - ARVORE DA FREZADORA HORIZONTAL FU-315-V ENS.=10/73

DADOS PARA O PROCESSAMENTO (KRP=2 KOT=2 KDES=5 KCAR=1)

\*INFORMACOES PARA RELATORIOS ESPECIAIS

POT= 10.000 ROT= 450.000 POTMI= 2.000 POTMA= 17.000  
DINF= 0.000 DSUP= 0.000 ESCD= 2.500

\*MODULO DE ELASTICIDADE - E=21000.0 KG/MM2

\*APOIOS, MANCAIS, GEOMETRIA E CARREGAMENTO

PONTO UNIDADES ( MM - KG - KG\*M - GRAUS )

0 \*CARREGAMENTO - PTB= 0.0 MBXZ= 0.000 MBYZ= 0.000  
FX3= 0.0 FY3= 0.0 F3= 0.0 TETA3= 0.0  
\*MANCAL TRAZEIRO (T2) ALFA= 0.0 ELEM.ROL.= 10 DIM.B=15.0  
= DE ESFERAS TIPO SKF 6214 - ASSENTADO NO CABECOTE  
FLEXIBILIDADE DO ASSENTO DO MANCAL =0.30000E-05 MM/KG

1 X= 12.0 L= 12.0 DE= 70.0 DI= 26.5 J=0.1154E 07

2 X= 57.0 L= 45.0 DE= 77.0 DI= 26.5 J=0.1701E 07  
\*TRECHO XL 2 - AUMENTAR ATE DIMENSAO OTIMA

3 X= 79.0 L= 22.0 DE= 78.0 DI= 26.5 J=0.1792E 07

4 X= 82.0 L= 3.0 DE= 76.0 DI= 26.5 J=0.1613E 07

5 X= 197.0 L= 115.0 DE= 80.0 DI= 26.5 J=0.1986E 07

6 X= 220.0 L= 23.0 DE= 91.0 DI= 26.5 J=0.3341E 07

7 X= 248.5 L= 28.5 DE= 95.0 DI= 26.5 J=0.3973E 07

8 X= 275.0 L= 26.5 DE= 95.0 DI= 40.0 J=0.3872E 07

9 X= 292.5 L= 17.5 DE=106.0 DI= 40.0 J=0.6071E 07

10 X= 296.0 L= 3.5 DE=120.5 DI= 40.0 J=0.1022E 08

11 X= 312.5 L= 16.5 DE=122.0 DI= 43.0 J=0.1070E 08  
\*MANCAL DIANTEIRO (T1) ALFA= 0.0 ELEM.ROL.= 62 DIM.B=13.0  
= DE ROLOS TIPO SKF NNU-4924 K - COM BUCHA-AJ. LEVE  
FLEXIBILIDADE DO ASSENTO DO MANCAL =0.50000E-05 MM/KG

12 X= 333.5 L= 21.0 DE=126.0 DI= 48.0 J=0.1211E 08

13 X= 337.5 L= 4.0 DE=126.5 DI= 54.0 J=0.1215E 08

14 X= 354.5 L= 17.0 DE=129.0 DI= 56.0 J=0.1311E 08

15 X= 358.5 L= 4.0 DE=124.5 DI= 60.0 J=0.1115E 08

16 X= 362.5 L= 4.0 DE=128.5 DI= 61.0 J=0.1270E 08

17 X= 366.5 L= 4.0 DE=124.5 DI= 62.0 J=0.1106E 08

18 X= 381.5 L= 15.0 DE=128.5 DI= 66.0 J=0.1245E 08  
\*CARREGAMENTO - PTA= 0.0 MAXZ= 0.000 MAYZ= 0.000  
FX1= 1000.0 FY1= 0.0 F1= 1000.0 TETA1= 0.0

\* RESULTADOS DO PROCESSAMENTO ( MM - KG - KG/MM - MM/KG - GRAUS )

APOS 9 ITERACOES

DISTANCIA ENTRE MANCAIS = 321.5  
 COMPRIMENTO EM BALANCO = 69.0  
 DEFORMACAO TOTAL (EM MICRONS) - DX= 24.2 DY= 0.0 D= 24.2  
 FLEXIBILIDADE DO SISTEMA= DX/FX1= 0.2427E-04 DY/FY1= 0.0000E 00  
 RIGIDEZ TOTAL DO SISTEMA= FX1/DX= 0.4118E 05 FY1/DY= 0.1000E 01  
 REACOES NOS MANCAIS  
 \*DIANTEIRO= RAX=-1214.6 RAY= 0.0 RA= 1214.6 TETA A= 0.0  
 \*TRAZEIRO = RBX= 214.6 RBY= 0.0 RB= 214.6 TETA B= 0.0

DEFORMACOES LOCALIZADAS - COMPORTAMENTO DOS APOIOS

POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACOES (MICRONS)			FLEXIBIL. MM/KG	RIGIDEZ KG/MM
	X	Y	X+Y		
MANCAL DIANTEIRO.....	4.7	0.0	4.7	0.3930E-05	0.2544E 06
MANCAL TRAZEIRO.....	-16.7	0.0	16.7	0.7800E-04	0.1282E 05
CABECOTE DIANTEIRO..	6.0	0.0	6.0	0.4999E-05	0.2000E 06
CABECOTE TRAZEIRO...	-0.6	0.0	0.6	0.3000E-05	0.3333E 06

CONTRIBUICAO DE CADA ELEMENTO - (SEGUNDO X)

POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACAO		FLEXIBILIDADE MM/KG	RIGIDEZ EST. KG/MM
	PERC.	MICRON		
ARVORE-ENTRE MANCAIS	28.61	6.94	0.6947E-05	0.1439E 06
ARVORE - EM BALANCO.	1.74	0.42	0.4247E-06	0.2354E 07
MANCAL DIANTEIRO.....	23.88	5.79	0.5799E-05	0.1724E 06
MANCAL TRAZEIRO.....	14.79	3.59	0.3592E-05	0.2783E 06
CABECOTE DIANTEIRO..	30.38	7.37	0.7376E-05	0.1355E 06
CABECOTE TRAZEIRO...	0.56	0.13	0.1381E-06	0.7236E 07

CONTRIBUICAO DE CADA ELEMENTO - (SEGUNDO Y)

POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACAO		FLEXIBILIDADE MM/KG	RIGIDEZ EST. KG/MM
	PERC.	MICRON		
ARVORE-ENTRE MANCAIS	0.00	0.00	0.0000E 00	0.1000E 01
ARVORE - EM BALANCO.	0.00	0.00	0.0000E 00	0.1000E 01
MANCAL DIANTEIRO.....	0.00	0.00	0.0000E 00	0.1000E 01
MANCAL TRAZEIRO.....	0.00	0.00	0.0000E 00	0.1000E 01
CABECOTE DIANTEIRO..	0.00	0.00	0.0000E 00	0.1000E 01
CABECOTE TRAZEIRO...	0.00	0.00	0.0000E 00	0.1000E 01

Resultados do processamento 14-A.

DISTANCIA ENTRE MANCAIS = 480.5  
 COMPRIMENTO EM BALANCO = 69.0  
 DEFORMACAO TOTAL (EM MICRONS) - DX= 26.7 DY= -0.0 D= 26.7  
 FLEXIBILIDADE DO SISTEMA= DX/FX1= 0.2677E-04 DY/FY1= 0.2677E-04  
 RIGIDEZ TOTAL DO SISTEMA= FX1/DX= 0.3734E 05 FY1/DY= 0.3734E 05  
 REACOES NOS MANCAIS  
 \*DIANTEIRO= RAX=-1143.9 RAY= 0.0 RA= 1143.9 TETA A= -0.0  
 \*TRAZEIRO = RBX= 143.6 RBY= -0.0 RB= 143.6 TETA B= -0.0

DEFORMACOES LOCALIZADAS - COMPORTAMENTO DOS APOIOS

POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACOES (MICRONS)			FLEXIBIL. MM/KG	RIGIDEZ KG/MM
	X	Y	X+Y		
MANCAL DIANTEIRO.....	4.5	-0.0	4.5	0.3954E-05	0.2528E 06
MANCAL TRAZEIRO.....	-12.8	0.0	12.8	0.8917E-04	0.1121E 05
CABECOTE DIANTEIRO..	5.7	-0.0	5.7	0.4999E-05	0.2000E 06
CABECOTE TRAZEIRO...	-0.4	0.0	0.4	0.3000E-05	0.3333E 06

CONTRIBUICAO DE CADA ELEMENTO - (SEGUNDO X)

POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACAO		FLEXIBILIDADE MM/KG	RIGIDEZ EST. KG/MM
	PERC.	MICRON		
ARVORE-ENTRE MANCAIS	47.58	12.74	0.1274E-04	0.7848E 05
ARVORE - EM BALANCO.	1.58	0.42	0.4247E-06	0.2354E 07
MANCAL DIANTEIRO.....	19.31	5.17	0.5171E-05	0.1933E 06
MANCAL TRAZEIRO.....	6.86	1.83	0.1838E-05	0.5438E 06
CABECOTE DIANTEIRO..	24.42	6.54	0.6539E-05	0.1529E 06
CABECOTE TRAZEIRO...	0.23	0.06	0.6186E-07	0.1616E 08



mancais pela expansão da secção 2, obtém-se os resultados mostrados no alto da página 51. A distância ótima é 159mm inferior à situação atual; adotando no projeto 321,5mm de distância entre mancais a redução nas deformações seria de 10%. Como pode ser ob-

Elemento básico	Configuração atual	Com distancia ótima
Arvore entre mancais	48	29
Arvore em balanço	2	2
Mancal dianteiro	19	24
Mancal traseiro	7	15
Apoio dianteiro	24	30
Apoio traseiro	0	1
Distancia entre mancais	480,5 mm	321,5 mm
Deformação em A p/1000 Kgf	26,7 $\mu$ m	24,2 $\mu$ m

FIG. 29 - Histogramas de contribuição - Fresadora FU-315-V.

servado nos histogramas da Figura 29, modificando o valor de L as contribuições parciais dos elementos tomam novos índices de responsabilidade. Para a deformação na distância ótima o apoio dianteiro contribue com 30% e com graus quase idênticos à árvore entre mancais e rolamento dianteiro. Uma melhora na rigidez do sistema deverá se concentrar na elevação da rigidez do apoio dianteiro, que consta da rigidez de contato: do anel interno com a árvore, do anel externo do rolamento com a bucha (ajuste-leve) e da bucha com o cabeçote da fresadora (ajuste-leve).

Na Figura 30 mostra-se em um gráfico traçado pelo computador as curvas carga P versus deformação em A, para a configuração atual (I) e com distância ótima (II). A melhora da rigidez é sensível. A não linearidade é consequência do comportamento não linear dos mancais de rolamentos.

Nota 2: O computador efetivamente só plota potência total POT contra deformação na ponta da árvore; porém com dados preparados convenientemente e usando os recursos da sub-rotina ESCXY, pode-se traçar diretamente força aplicada na ponta da árvore versus deformações; para isto fornece-se os seguintes dados de processamento para a sub-rotina CARGA e relatórios especiais:

ROT = 450 [rpm], PP1 = -78% , ALFA1 = -90° e DMU =

\* 3 DEFORMACAO TOTAL X+Y  
 X 2 DEFORMACAO SEGUNDO Y  
 + 1 DEFORMACAO SEGUNDO X

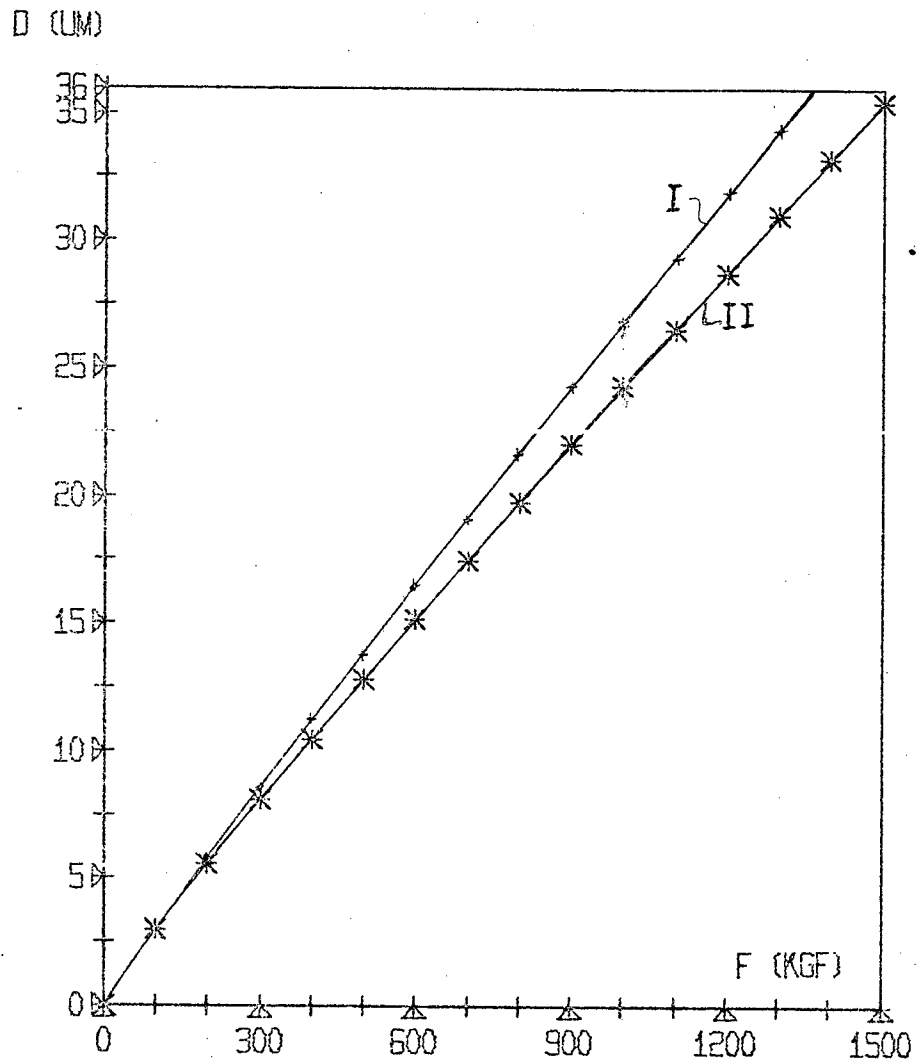


FIG.30- Fresadora FU-315-V -Comparação em tre configuração atual (I) e otimizada(II)

▽ 3 FASE DE DESCARGA  
 △ 3 FASE DE CARREGAMENTO

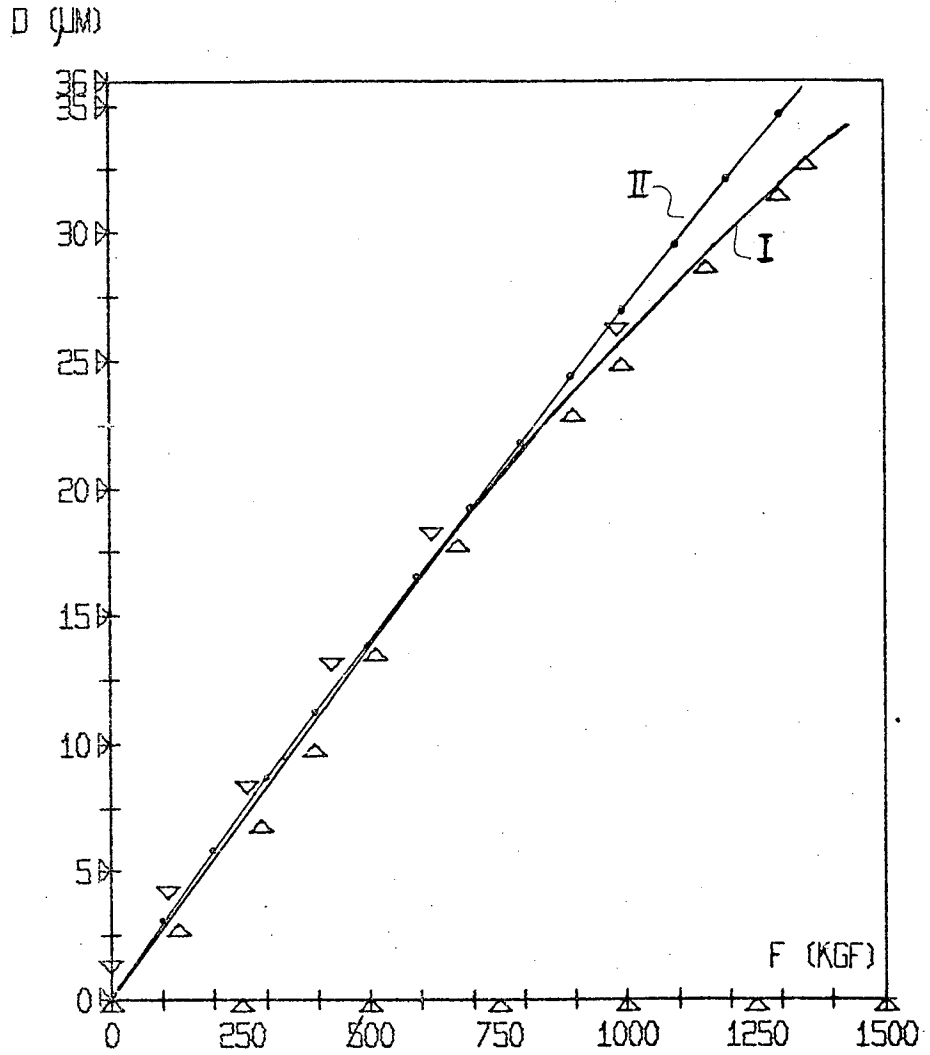
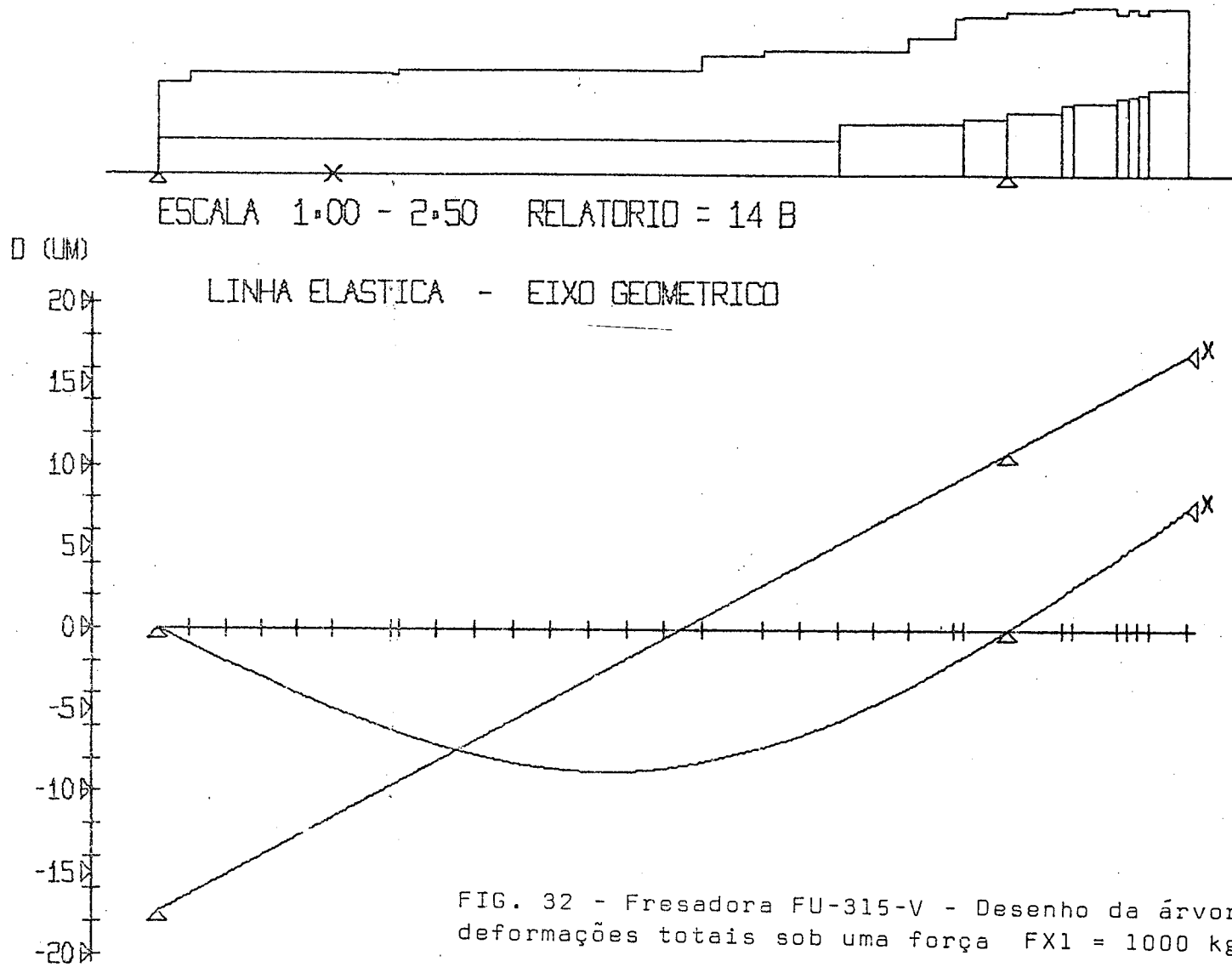


FIG. 31 - Fresadora FU-315-V - Comparação deformações medidas (I) e calculadas (II)



24,82 mm; os demais valores devem ser nulos. A faixa de potência a analisar (POTMI, POTMA) deve ser igual a faixa de forças que se deseja aplicar na ponta da árvore dividido por cem. Aplicando os valores acima nas equações (12) e (17), obtêm-se um carregamento igual a uma força  $F_{X1}$  na ponta da árvore igual a 100 vezes a potência especificada com uma precisão de 0,03%.

Na Figura 32 tem-se o desenho da árvore com a distância entre mancais igual a ótima; abaixo estão representadas a linha elástica e eixo geométrico no plano XZ, a escala de comprimentos é de 1:2,5 associada ao desenho, a escala de deformação está representada na figura diretamente em microns. O sinal x sobre a linha de centro da árvore indica o ponto onde houve a expansão até a distância ótima. A deformação do apoio traseiro, como se observa na Figura 32, é relativamente elevada e provém basicamente do mancal de esferas.

#### 4.1.3 - Ensaio da rigidez

Com o objetivo de verificar a precisão dos valores teóricos, da deformação total calculada pelo programa de computador, foi realizado o ensaio de rigidez estática da árvore da fresadora.

O equipamento usado para o carregamento e medição é mostrado nas Figuras 34, 35 e 36; da montagem e uso dos instrumentos de medição e dispositivos, relata-se:

- a preocupação maior foi no projeto do dispositivo de carregamento; é fundamental que o mesmo aplique uma força com ponto de aplicação e direção perfeitamente conhecidos; na Figura 36 a fotografia apresenta na posição superior o dispositivo de carregamento elaborado. Na Figura 33 estão esquematizados detalhes do dispositivo na região de aplicação da carga.

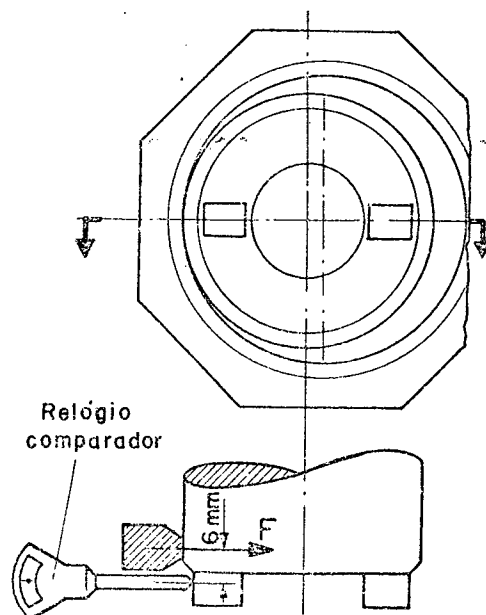


FIG. 33 - Aplicação da carga e medição da deformação.

- na medida das deformações empregou-

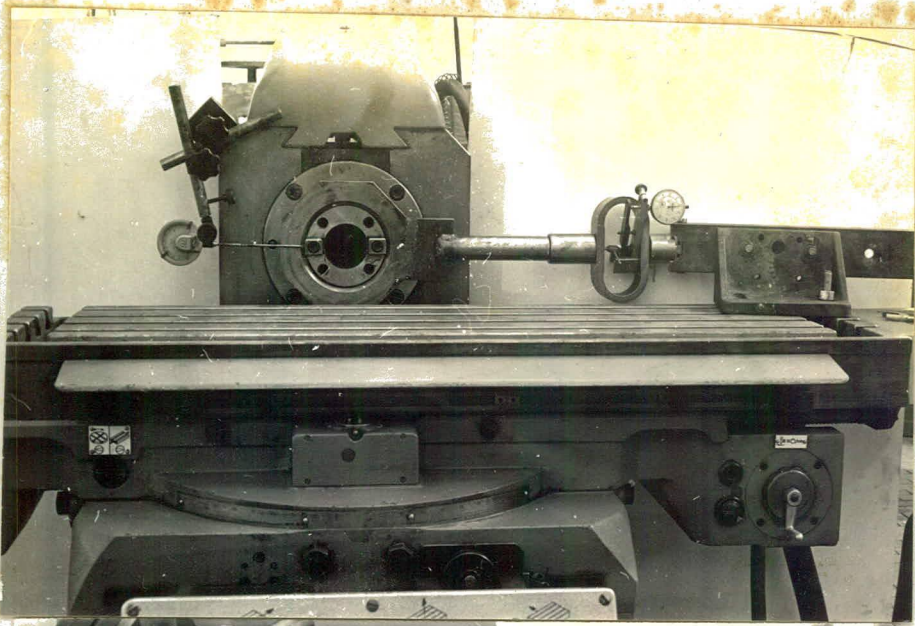


FIG. 34 - Vista geral do ensaio da árvore da fresadora FU-315-V.

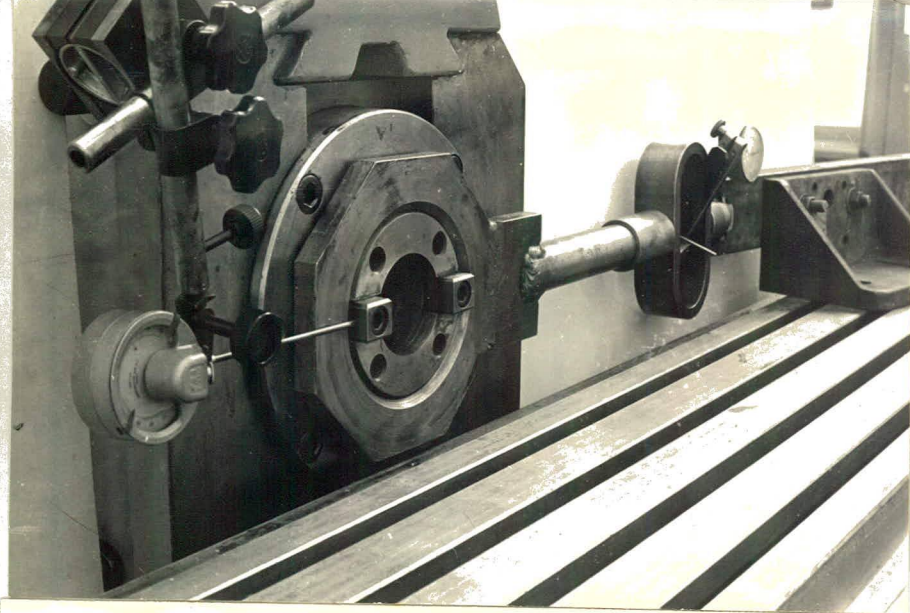


FIG. 35 - Vista da montagem dos dispositivos de aplicação de carga e relógio comparador.

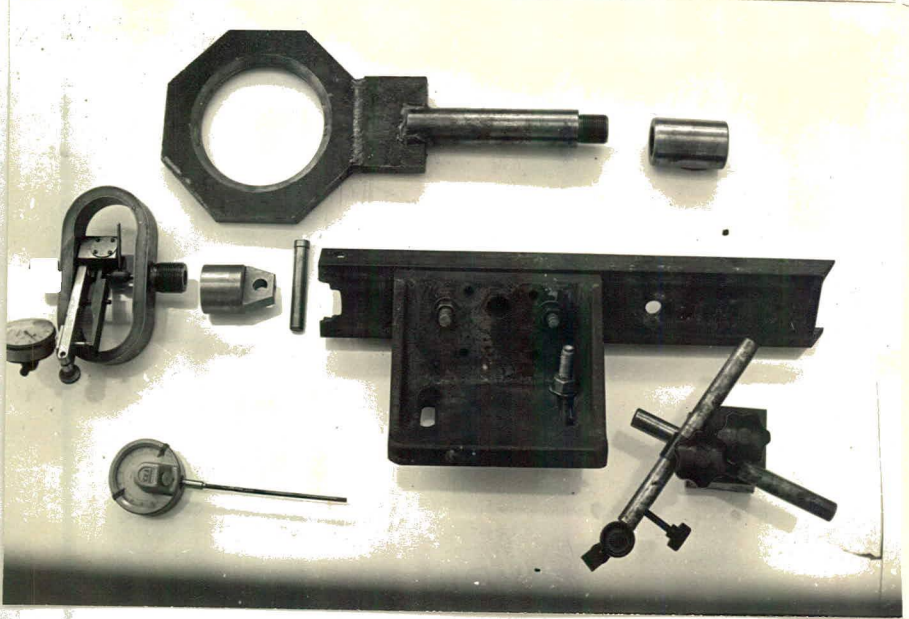


FIG. 36 - Conjunto de peças, dispositivos e aparelhos de medida empregados nos ensaios.

se um relógio comparador "Mikrokator [SEI] 500-A-4"; devido à forma do dispositivo de aplicação da carga não foi possível me dir-se as deformações no exato local onde atuou F (Fig. 33) ; introduziu-se desta forma um pequeno erro ( $2 \div 2,5\%$ ) que foi desprezado.

- a força aplicada (tração) mediu-se com um anel dinamométrico ; suas características são [22]:
  - marca: WAZAU
  - campo:  $0 \div \pm 3000$  kgf
  - relação força-deformação:  $F = 5,5384 \cdot \text{deformação} \text{ [kgf]}$  .
- a força horizontal de tração foi obtida pelo movimento da mesa da máquina, acionada manualmente.

Foram levantados, no total, sete curvas carga-deformação; cinco para verificação de repetibilidade e dispersão; as duas complementares foram levantadas após um giro de  $90^\circ$  da árvore com a finalidade de registrar alguma influência: de posição dos elementos rolantes, rasgo de chaveta na árvore, etc.. Os resultados dos ensaios apresentaram boa repetibilidade e em todos os ciclos de carga e descarga verificou-se uma pequena histerese, como mostram os pontos plotados na Figura 31.

Como explicado no ítem 4.1.2, os resultados teóricos para a deformação na ponta da árvore (em A - Fig. 28), correspondem à curva I da Figura 30. Traçando esta mesma curva na Figura 31 e denominando-a de II, tem-se a confrontação com os resultados experimentais representados pela curva ajustada I. Este gráfico permite a obtenção de informações muito importantes como:

- até uma carga P de 700 kgf, a deformação real é praticamente linear. Acima de 700 kgf ocorre uma não linearidade que se acentua com o aumento da carga; as causas prováveis deste fato são:
  - 1º) o efeito de reforço do sistema de mancais axiais protendidos (Fig. 28).
  - 2º) o efeito de reforço da engrenagem de acionamento fixa axialmente pela porca (12), que impede a livre deformação de flexão da árvore no trecho correspondente. Tanto o 1º como o 2º fator são essencialmente não lineares, pois o efeito depende da deformação.

3º) o comportamento não linear é desconhecido da deformação dos apoios; principalmente da bucha ⑨.

- a precisão verificada entre teoria e prática é excepcional para pequenos carregamentos; comparando a curva I (Fig. 31) aos valores teóricos II existe: a) quase coincidência na faixa de pequenas cargas; b) acima de 700 kgf um erro que aumenta gradativamente devido a não linearidade acentuada da deformação real, pelas causas prováveis já apontadas; por exemplo: para  $P = 1000$  kgf, erro igual a 6%; para  $P = 1300$  kgf o erro é de 9,5%.

#### 4.2 - SISTEMA ÁRVORE-MANCAIS DO TORNO UNIVERSAL P-400.

##### 4.2.1 - Generalidades

Encontra-se no Laboratório de Máquinas-Ferramenta do CT-UFSC um cabeçote de torno universal adquirido especialmente para estudos de máquinas-ferramentas. Trata-se de uma peça do torno P-400, de fabricação nacional, pela ROMI S.A.; suas características principais são:

- velocidades da árvore: faixa  $37,5 \div 2360$  rpm
- potência de acionamento:  $3,75 \div 7,5$  CV (motor com duas velocidades).
- torno tipo universal mas com algumas características de torno de produção.

Na Figura 37 o sistema árvore e mancais do torno P-400 é representado num corte longitudinal. Pelo desenho pode-se comentar:

- numa primeira observação logo conclue-se que a árvore é relativamente longa em relação ao diâmetro médio ( $L/DEL > 7$ ); da mesma forma a relação  $L/A = 5,4$  não é comum [14].

Nota 3: A distância em balanço A é tomada do centro do mancal dianteiro até o ponto médio da região de aplicação da carga.

- o mancal principal é um rolamento cônico TIMKEN - cone 29685 e capa 29620 assentado sobre a árvore e cabeçote de ferro fundido por ajuste forçado.

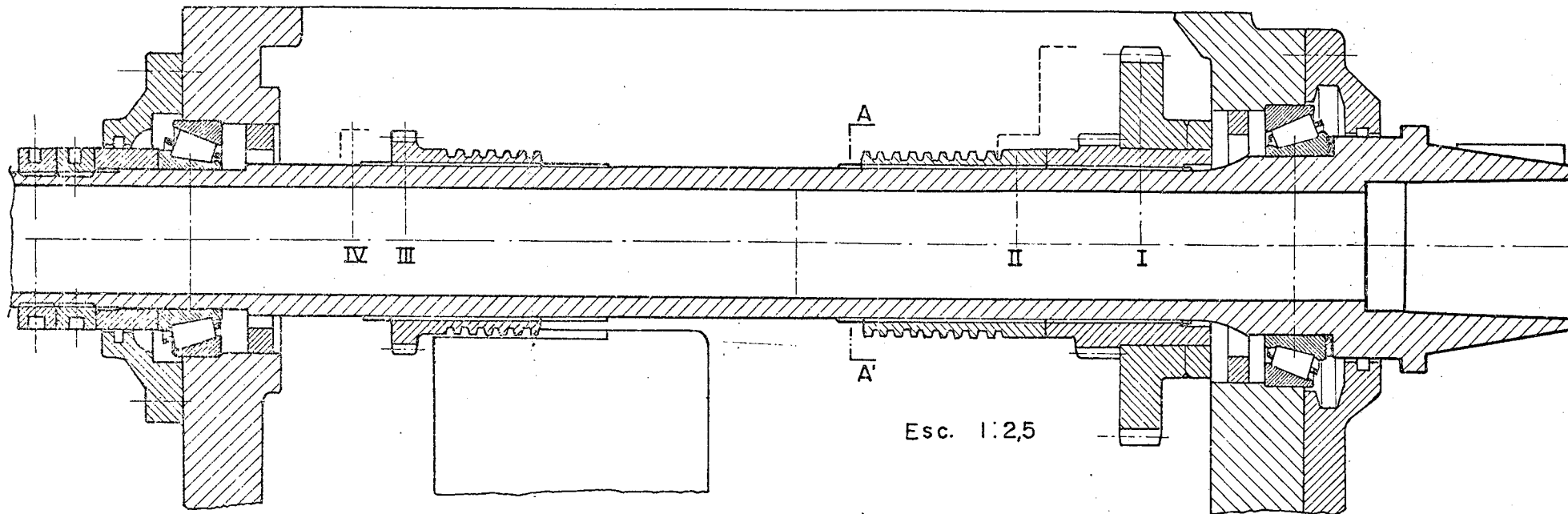


FIG. 37 - TORNO P-400 - Corte longitudinal do cabeçote mostrando as posições de transmissão de movimento (I, II, III e IV).

Corte AA'

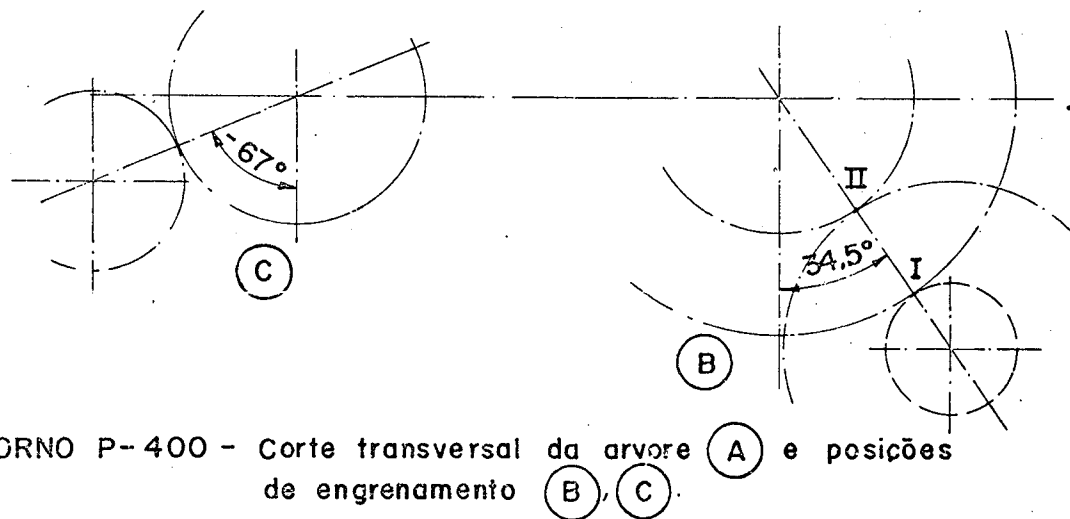
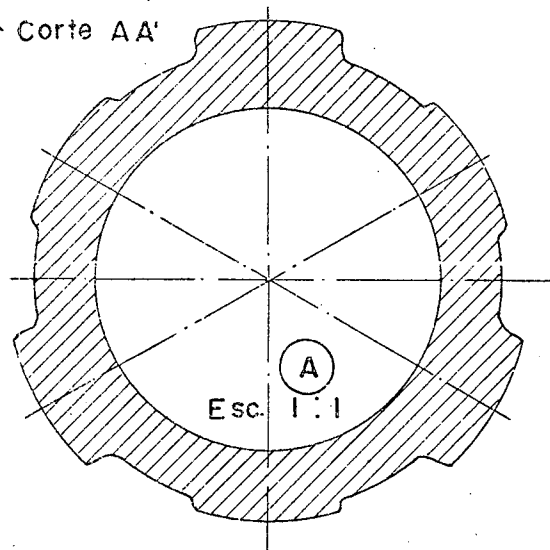


FIG. 38 - TORNO P-400 - Corte transversal da arvore A e posições de engrenamento B, C.



- o mancal traseiro também é constituído de um rolamento cônico ajustado sobre a árvore e cabeçote. Sua especificação é: TIMKEN cone 28682 e capa 28622B.
- a posição axial é garantida pelos rolamentos cônicos; com a protensão nesta direção elimina-se as folgas axiais e radiais nos rolamentos, ocorrendo também, em consequência, uma protensão radial.
- a ponta da árvore é de cone longo, o que de certa forma é desvantajoso, pois eleva o valor da distância em balanço A.
- na parte entre mancais encontram-se: a) uma transmissão de movimento com duas posições (I e II) do bloco deslocável; b) junto ao mancal traseiro está a tomada de movimento para a caixa de avanços, também possui duas posições (III e IV).
- a secção transversal da árvore, em 55% do comprimento entre mancais, apresenta a forma desenhada na Figura 38, posição (A), corresponde ao espaço sobre o qual se movimentam os blocos deslocáveis. Esta forma apresenta um momento de inércia ( J ) variável com o giro. Foi estabelecido para os cálculos um diâmetro equivalente médio, e cujo valor resultou em  $DEL=62,5mm$ .
- na Figura 38, detalhes (B) e (C), estão representadas as posições de engrenamento da transmissão de potência e da tomada de movimento para avanços, respectivamente.

#### 4.2.2 - Análise e Otimização da Rigidez do Sistema

Como primeiro passo para o processamento, foram levantados todos os dados necessários; na página 61 tem-se a primeira fase do relatório 15-B que é o demonstrativo dos dados do sistema árvore-mancais do torno P-400; sobre a obtenção destas informações, esclarece-se:

- os valores da geometria da árvore (16 secções) e da transmissão foram medidos diretamente no cabeçote ensaiado.
- os dados sobre os mancais cônicos dianteiro e traseiro foram também levantados na desmontagem da árvore. A protensão radial (PTA e PTB) foi avaliada em 250 kgf.
- a flexibilidade dos dois apoios foi igualada a 0,003 um/kgf,

RELATORIO=15 B

CENTRO TECNOLÓGICO DA UFSC - DEP. MECÂNICA - PROGRAMA CAS-34  
 RIGIDEZ ESTÁTICA DE ÁRVORES DE MÁQUINAS FERRAMENTAS  
 OTIMIZAÇÃO

APLICAÇÃO - CABECOTE DO TORNO UNIVERSAL P-400 ENSAIADO - 12/73

DADOS PARA O PROCESSAMENTO (KRP=5 KOT=0 KDES=0 KCAR=2)

## \*INFORMACOES PARA CALCULO DO CARREGAMENTO

PP1= -90.000 PP2= 95.000 PP3= 0.000 DMU= 200.000  
 DTU= 180.000 DMP2= 157.500 DMP3= 0.000 DTT= 0.000  
 ALFA1= 0.000 ALFA2= 34.500 ALFA3= 0.000 RFR= 0.500  
 RFR= 0.250 COEF2= 0.000 APR2= 20.000 YDT2= 1.000  
 COEF3= 0.000 APR3= 0.000 YDT3= 0.000 = 0.000

## \*INFORMACOES PARA RELATORIOS ESPECIAIS

POT= 7.500 ROT= 75.000 POTMI= 0.000 POTMA= 8.000  
 DINF= 0.000 DSUP= 0.000 ESCD= 2.500

\*MODULO DE ELASTICIDADE - E=21000.0 KG/MM2

## \*APOIOS, MANCAIS, GEOMETRIA E CARREGAMENTO

PONTO UNIDADES ( MM - KG - KG\*MM - GRAUS )

0 \*CARREGAMENTO - PTB= 250.0 MBXZ= 0.000 MBYZ= 0.000  
 FX3= 0.0 FY3= 0.0 F3= 0.0 TETA3= 0.0  
 \*MANCAL TRAZEIRO (T1) ALFA=15.0 ELEM.ROL.= 23 DIM.8=17.0  
 = ROLAMENTO CONICO TIMKEN - CONE-28682 CAPA 26622 B  
 FLEXIBILIDADE DO ASSENTO DO MANCAL =0.30000E-05 MM/KG

1	X= 21.0	L= 21.0	DE= 57.0	DI= 45.0	J=0.3168E 06
2	X= 54.0	L= 33.0	DE= 61.0	DI= 45.0	J=0.4783E 06
3	X= 64.0	L= 10.0	DE= 62.5	DI= 45.0	J=0.5477E 06
4	X= 84.0	L= 20.0	DE= 62.5	DI= 45.0	J=0.5477E 06
5	X= 154.0	L= 70.0	DE= 62.5	DI= 45.0	J=0.5477E 06
6	X= 257.0	L= 103.0	DE= 61.0	DI= 45.0	J=0.4783E 06
7	X= 331.0	L= 74.0	DE= 62.5	DI= 45.0	J=0.5477E 06
8	X= 380.0	L= 49.0	DE= 62.5	DI= 45.0	J=0.5477E 06

## \*CARREGAMENTO

FX2= 533.9 FY2= 748.5 F2= 919.4 TETA2= 54.4

9	X= 401.0	L= 21.0	DE= 62.5	DI= 45.0	J=0.5477E 06
10	X= 422.5	L= 21.5	DE= 66.0	DI= 45.0	J=0.7301E 06
11	X= 444.0	L= 21.5	DE= 73.0	DI= 45.0	J=0.1192E 07

\*MANCAL DIANTEIRO (T1) ALFA=18.0 ELEM.ROL.= 27 DIM.8=17.0  
 = ROLAMENTO CONICO TIMKEN - CONE-29685 CAPA-29620  
 FLEXIBILIDADE DO ASSENTO DO MANCAL =0.30000E-05 MM/KG

12	X= 458.0	L= 14.0	DE= 73.0	DI= 45.0	J=0.1192E 07
13	X= 469.0	L= 11.0	DE= 90.0	DI= 45.0	J=0.3019E 07
14	X= 484.0	L= 15.0	DE= 90.0	DI= 52.3	J=0.2853E 07
15	X= 493.0	L= 9.0	DE= 98.0	DI= 53.0	J=0.4140E 07

16	X= 523.0	L= 30.0	DE= 80.0	DI= 54.0	J=0.1593E 07
----	----------	---------	----------	----------	--------------

\*CARREGAMENTO - PIA= 250.0 MAXZ 41.897 MAYZ= 116.023  
 FX1= 322.2 FY1= 644.5 F1= 720.6 TETA1= 53.4

\* RESULTADOS DO PROCESSAMENTO ( MM - KG - KG/MM - MM/KG - GRAUS )  
APOS 1 ITERACOES

DISTANCIA ENTRE MANCAIS = 444.0  
 COMPRIMENTO EM BALANCO = 79.0  
 DEFORMACAO TOTAL (EM MICRONS) - DX= 49.5 DY= 146.3 D= 154.5  
 FLEXIBILIDADE DO SISTEMA= DX/FX1= 0.1538E-03 DY/FY1= 0.2270E-03  
 RIGIDEZ TOTAL DO SISTEMA= FX1/DX= 0.6497E-04 FY1/DY= 0.4403E-04  
 REACOES NOS MANCAIS  
 \*DIANTEIRO= RAX= -930.9 RAY=-1661.2 RA= 1904.2 TETA A= 60.7  
 \*TRAZEIRO = RBX= 74.7 RBY= 268.1 RB= 278.3 TETA B= 74.4

DEFORMACOES LOCALIZADAS - COMPORTAMENTO DOS APOIOS

POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACOES (MICRONS)			FLEXIBIL.	RIGIDEZ
	X	Y	X+Y	MM/KG	KG/MM
MANCAL DIANTEIRO.....	5.2	9.3	10.6	0.5614E-05	0.1781E 06
MANCAL TRAZEIRO.....	-0.5	-1.8	1.9	0.6961E-05	0.1436E 06
CABECOTE DIANTEIRO..	2.7	4.9	5.7	0.3000E-05	0.3333E 06
CABECOTE TRAZEIRO...	-0.2	-0.8	0.8	0.2999E-05	0.3333E 06

CONTRIBUICAO DE CADA ELEMENTO - (SEGUNDO X)

POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACAO		FLEXIBILIDADE	RIGIDEZ	EST.
	PERC.	MICRON	MM/KG	KG/MM	
ARVORE-ENTRE MANCAIS	71.09	35.26	0.1094E-03	0.9139E	04
ARVORE - EM BALANCO.	9.59	4.75	0.1476E-04	0.6774E	05
MANCAL DIANTEIRO.....	12.41	6.15	0.1910E-04	0.5234E	05
MANCAL TRAZEIRO.....	0.18	0.09	0.2872E-06	0.3480E	07
CABECOTE DIANTEIRO..	6.63	3.28	0.1020E-04	0.9796E	05
CABECOTE TRAZEIRO...	0.03	0.03	0.1237E-06	0.8077E	07

CONTRIBUICAO DE CADA ELEMENTO - (SEGUNDO Y)

POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACAO		FLEXIBILIDADE	RIGIDEZ	EST.
	PERC.	MICRON	MM/KG	KG/MM	
ARVORE-ENTRE MANCAIS	79.91	116.97	0.1814E-03	0.5510E	04
ARVORE - EM BALANCO.	8.24	12.06	0.1872E-04	0.5341E	05
MANCAL DIANTEIRO.....	7.50	10.98	0.1704E-04	0.5867E	05
MANCAL TRAZEIRO.....	0.22	0.33	0.5152E-06	0.1940E	07
CABECOTE DIANTEIRO..	4.01	5.67	0.9107E-05	0.1098E	06
CABECOTE TRAZEIRO...	0.09	0.14	0.2220E-06	0.4504E	07

COMPORTAMENTO SOB VARIACAO DE POTENCIA A 75. RPM

POT (CV)	RA (KGF)	RB (KGF)	DXT (MICR.)	DYT (MICR.)	D (MICR.)
0.00	0.0	0.0	0.00	0.00	0.00
0.53	135.4	19.7	3.58	10.50	11.10
1.06	270.8	39.5	7.14	20.98	22.17
1.60	406.2	59.3	10.70	31.44	33.21
2.13	541.6	79.1	14.24	41.87	44.23
2.66	677.0	98.9	17.77	52.30	55.24
3.20	812.4	118.7	21.30	62.71	66.23
3.73	947.9	138.5	24.83	73.11	77.21
4.26	1083.3	158.3	28.34	83.51	88.19
4.80	1218.7	178.1	31.86	93.89	99.15
5.33	1354.1	197.9	35.37	104.27	110.11
5.86	1489.5	217.7	38.87	114.64	121.06
6.40	1624.9	237.5	42.38	125.01	132.00
6.93	1760.3	257.3	45.88	135.37	142.94
7.46	1895.8	277.0	49.37	145.73	153.87
8.00	2031.2	296.8	52.87	156.08	164.79

aplicando o mesmo raciocínio já comentado em 4.1.2 e considerando que os mancais estão montados diretamente sobre o cabeçote.

- os dois blocos deslocáveis, que estão sobre a árvore, não foram considerados como elementos de reforço, já que, devido ao deslocamento dos mesmos, existe uma folga grande que, muito provavelmente, não impedirá a livre deformação de flexão da árvore.

Reunidos todos os dados para processamento, efetuou-se uma série de relatórios estudando o sistema sob diversos aspectos, que serão descritos a seguir:

No relatório 15-A, utilizando a técnica exposta na Nota 2, determinou-se a curva de deformação em função de apenas uma força  $P$  aplicada na ponta da árvore; o resultado obtido foi transferido para o gráfico da figura 46 para posteriormente ser realizada a comparação entre valores calculados e medidos no ensaio.

Nas páginas 61 e 62 mostra-se o relatório 15-B fornecido pela impressora; nesta análise foi estudado o comportamento das deformações na ponta da árvore (em M, Fig. 39) em função do carregamento proveniente de uma usinagem e da transmissão sendo realizada na posição I (Fig. 37) com uma velocidade de 75 rpm. A usinagem especificada simula o torneamento em balanço, de uma peça que ocorre com frequência para um torno deste porte (Fig. 39); a relação entre as forças de corte adotadas estão indicadas na mesma figura.

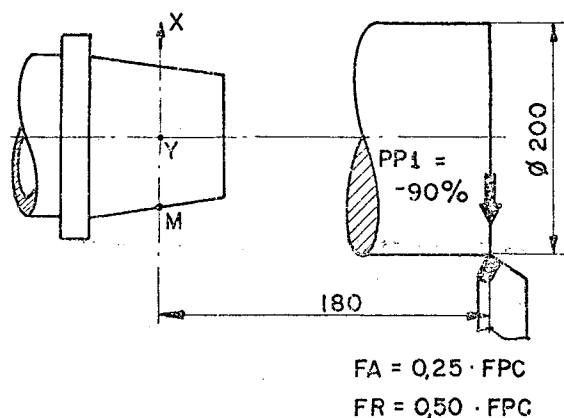


FIG. 39 - Operação de usinagem genérica no torno P-400.

Variando a potência total de acionamento (POT) de 0 a 8 [CV], as deformações que ocorrem no ponto M (Fig. 39) estão tabeladas na página 62 e em forma de gráfico aparecem na Figura 40. Como se observa as deformações segundo X e Y são praticamente lineares, segundo o eixo X as deformações são menores, isto é um aspecto positivo pois ela é a maior responsável pelos erros de u-

usinagem.

Numa segunda etapa do estudo 15-B a transmissão de acionamento foi suposta na posição II ( Fig. 37 ) e a rotação igual a 224 [rpm]. O gráfico obtido está na Figura 41. Variando a potência dentro do campo possível da máquina (0 ÷ 4 [CV]), observa-se que a deformação segundo X é insignificante; isto mostra que a transmissão compensa em parte os esforços segundo X devido à usinagem.

No terceiro estudo, relatório 15-C, interessou conhecer as deformações totais da árvore e mancais da configuração atual do torno. Na Figura 42 está o resultado gráfico. As deformações plotadas correspondem às seguintes condições:

- rotação da árvore: ROT = 250 [rpm]
- potência total: POT = 7,5 [CV]
- transmissão na posição I
- usinagem segundo Figura 39.

Uma das tarefas tentadas foi otimizar este projeto simplesmente determinando a distância ótima entre mancais. Não se chegou a nenhuma solução razoável minimizando segundo X, Y ou mesmo deformação total. Aconteceu que o programa indicou que todas as soluções iniciais propostas, por maiores reduções que tenham sido feitas, a distância ótima sempre foi inferior à configuração mínima especificada. Tendo em vista as análises procedidas no capítulo 2, pode-se verificar que todos os fatores abaixo relacionados e que ocorrem neste projeto, tendem a reduzir a distância entre mancas.

- 1º) elevada rigidez dos apoios.
- 2º) elevada rigidez dos mancais protendidos.
- 3º) comprimento em balanço da árvore relativamente grande.
- 4º) flexibilidade elevada da árvore entre mancais.

Como a solução ótima apresenta uma distância entre mancais muito reduzida, foi especificada uma nova configuração para o sistema árvore-mancais, onde é proposto manter a transmissão de potência na posição atual e tirar de dentro do cabeçote a tomada de movimento para os avanços; com isto o mancal traseiro pode ser aproximado de 244 mm. Nos relatórios seguintes será analisada a nova configuração da árvore e cabeçote do torno P-400.

RELATORIO=15 D

CENTRO TECNOLÓGICO DA UFSC - DEP. MECÂNICA - PROGRAMA CAS-34  
RIGIDEZ ESTATICA DE ARVORES DE MAQUINAS FERRAMENTAS  
OTIMIZACAO  
APLICACAO - CABECOTE DO TORNO UNIVERSAL P-400 - PROJ. OTIMIZADO

DADOS PARA O PROCESSAMENTO (KRP=5 KOT=0 KDES=0 KCAR=2)

\*INFORMACOES PARA CALCULO DO CARREGAMENTO

PP1= -90.000	PP2= 95.000	PP3= 0.000	DMU= 200.000
DTU= 180.000	DMP2= 157.500	DMP3= 0.000	DTT= 0.000
ALFA1= 0.000	ALFA2= 34.500	ALFA3= 0.000	FRF= 0.500
RFR= 0.250	COEF2= 0.000	APR2= 20.000	YDT2= 1.000
COEF3= 0.000	APR3= 0.000	YDT3= 0.000	= 0.000

\*INFORMACOES PARA RELATORIOS ESPECIAIS

POT= 7.500	ROT= 75.000	POTMI= 0.000	POTMA= 8.000
DINF= 0.000	DSUP= 0.000	ESCD= 2.500	

\*MODULO DE ELASTICIDADE - E=21000.0 KG/MM2

\*APOIOS, MANCAIS, GEOMETRIA E CARREGAMENTO

PONTO UNIDADES ( MM - KG - KG\*M - GRAUS )

0	*CARREGAMENTO - PTB= 250.0	MBXZ= 0.000	MBYZ= 0.000
	FX3= 0.0	FY3= 0.0	F3= 0.0
	TETA3= 0.0		
	*MANCAL TRAZEIRO (T1) ALFA=15.0	ELEM.ROL.= 23	DIM.B=17.0
	= ROLAMENTO CONICO TIMKEN - CONE-28682 CAPA 28622 B		
	FLEXIBILIDADE DO ASSENTO DO MANCAL =0.30000E-05 MM/KG		
1	X= 13.0	L= 13.0	DE= 57.0
	DI= 45.0	J=0.3168E 06	
2	X= 102.0	L= 89.0	DE= 62.5
	DI= 45.0	J=0.5477E 06	
3	X= 151.0	L= 49.0	DE= 62.5
	DI= 45.0	J=0.5477E 06	
	*CARREGAMENTO		
	FX2= 533.9	FY2= 748.5	F2= 919.4
	TETA2= 54.4		
4	X= 172.0	L= 21.0	DE= 62.5
	DI= 45.0	J=0.5477E 06	
5	X= 178.5	L= 6.5	DE= 66.0
	DI= 45.0	J=0.7301E 06	
6	X= 200.0	L= 21.5	DE= 73.0
	DI= 45.0	J=0.1192E 07	
	*MANCAL DIANTEIRO (T1) ALFA=18.0	ELEM.ROL.= 27	DIM.B=17.0
	= ROLAMENTO CONICO TIMKEN - CONE-29685 CAPA-29620		
	FLEXIBILIDADE DO ASSENTO DO MANCAL =0.30000E-05 MM/KG		
7	X= 214.0	L= 14.0	DE= 73.0
	DI= 45.0	J=0.1192E 07	
8	X= 225.0	L= 11.0	DE= 90.0
	DI= 45.0	J=0.3019E 07	
9	X= 240.0	L= 15.0	DE= 90.0
	DI= 52.3	J=0.2853E 07	
10	X= 249.0	L= 9.0	DE= 98.0
	DI= 53.0	J=0.4140E 07	
11	X= 279.0	L= 30.0	DE= 80.0
	DI= 54.0	J=0.1593E 07	
	*CARREGAMENTO - PTA= 250.0	MAXZ= 41.897	MAYZ= 116.023
	FX1= 322.2	FY1= 644.5	F1= 720.6
	TETA1= 63.4		

\* RESULTADOS DO PROCESSAMENTO ( MM - KG - KG/MM - MM/KG - GRAUS )

APOS : ITERACOES

DISTANCIA ENTRE MANCAIS = 200.0  
 COMPRIMENTO EM BALANCO = 79.0  
 DEFORMACAO TOTAL (EM MICRONS) - DX= 36.1 DY= 91.4 D= 98.3  
 FLEXIBILIDADE DO SISTEMA= DX/FX1= 0.1120E-03 DY/FY1= 0.1415E-03  
 RIGIDEZ TOTAL DO SISTEMA= FX1/DX= 0.8920E 04 FY1/DY= 0.7048E 04  
 REACOES NOS MANCAIS

\*DIANTEIRO= RAX=-1062.1 RAY=-2044.4 RA=.2303.9 TETA A= 62.5  
 \*TRAZEIRO = RBX= 205.9 RBY= 651.3 RB= 693.1 TETA B= 72.4

DEFORMACOES LOCALIZADAS - COMPORTAMENTO DOS APCIOS

POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACOES (MICRONS)			FLEXIBIL. MM/KG	RIGIDEZ KG/MM	
	X	Y	X+Y			
MANCAL DIANTEIRO.....	5.8	11.3	12.7	0.5537E-05	0.1805E	06
MANCAL TRAZEIRO.....	-1.3	-4.3	4.5	0.6706E-05	0.1491E	06
CABECOTE DIANTEIRO..	3.1	6.1	6.9	0.2999E-05	0.3333E	06
CABECOTE TRAZEIRO...	-0.6	-1.9	2.0	0.3000E-05	0.3333E	06

CONTRIBUICAO DE CADA ELEMENTO - (SEGUNDO X)

POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACAO		FLEXIBILIDADE MM/KG	RIGIDEZ KG/MM	EST.
	PERC.	MICRON			
ARVORE-ENTRE MANCAIS	49.62	17.93	0.5563E-04	0.1797E	05
ARVORE - EM BALANCO.	13.16	4.75	0.1476E-04	0.6774E	05
MANCAL DIANTEIRO.....	22.71	8.20	0.2546E-04	0.3927E	05
MANCAL TRAZEIRO.....	1.51	0.54	0.1692E-05	0.5906E	06
CABECOTE DIANTEIRO..	12.30	4.44	0.1379E-04	0.7250E	05
CABECOTE TRAZEIRO...	0.67	0.24	0.7573E-06	0.1320E	07

CONTRIBUICAO DE CADA ELEMENTO - (SEGUNDO Y)

POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACAO		FLEXIBILIDADE MM/KG	RIGIDEZ KG/MM	EST.
	PERC.	MICRON			
ARVORE-ENTRE MANCAIS	57.44	52.53	0.8150E-04	0.1226E	05
ARVORE - EM BALANCO.	13.19	12.06	0.1872E-04	0.5341E	05
MANCAL DIANTEIRO.....	17.27	15.79	0.2450E-04	0.4081E	05
MANCAL TRAZEIRO.....	1.88	1.72	0.2676E-05	0.3735E	06
CABECOTE DIANTEIRO..	9.35	8.55	0.1327E-04	0.7533E	05
CABECOTE TRAZEIRO...	0.84	0.77	0.1197E-05	0.8251E	06

COMPORTAMENTO SOB VARIACAO DE POTENCIA A 75. RPM

POT(CV)	RA(KGF)	RB(KGF)	DXT(MICR.)	DYT(MICR.)	D (MICR.)
0.00	0.0	0.0	0.00	0.00	0.00
0.53	163.8	48.5	2.65	6.66	7.17
1.06	327.6	97.1	5.27	13.27	14.28
1.50	491.4	145.7	7.88	19.55	21.36
2.13	655.3	194.3	10.47	26.40	28.40
2.66	819.1	242.8	13.05	32.93	35.42
3.20	982.9	291.4	15.62	39.43	42.42
3.73	1146.8	340.0	18.19	45.92	49.40
4.26	1310.6	388.6	20.74	52.40	56.36
4.80	1474.4	437.2	23.29	58.87	63.31
5.33	1638.3	485.7	25.84	65.32	70.25
5.86	1802.1	534.3	28.37	71.76	77.17
6.40	1965.9	582.9	30.91	78.20	84.09
6.93	2129.8	631.5	33.44	84.63	90.99
7.46	2293.6	680.0	35.97	91.04	97.89
8.00	2457.4	728.6	38.49	97.45	104.78

Nas páginas 65 e 66 (relatório 15-D) estão os dados do novo sistema e os resultados para uma igual situação de carga como em 15-B (Pág. 62). O resultado gráfico (curvas II) foi transferido para a Figura 40 e pode ser comparado diretamente com o comportamento do sistema atual (curvas I). Houve uma redução bastante significativa nas deformações; assim: segundo X em média diminuíram de 27%, segundo Y 38% e a deformação total reduziu em 36%.

Numa segunda etapa de 15-D foi analisada a configuração proposta, transmitindo potência na posição II; os valores calculados estão representados na Figura 41 segundo as curvas II, e comparando com a configuração atual do torno (curvas I) observa-se que as deformações segundo Y e totais X+Y praticamente não se alteram, enquanto que reduzindo a distância entre mancais a deformação X cresceu de 760%, ou melhor, da configuração atual para a proposta passou de 0,57  $\mu\text{m}$  a 4,89  $\mu\text{m}$ , respectivamente, quando POT = 4 [CV].

Conclui-se que é importante considerar a posição da transmissão de acionamento; como neste último caso, ela anulou o efeito de redução da distância entre mancais, existem posições onde os efeitos se somam no sentido de reduzir as deformações na ponta da árvore.

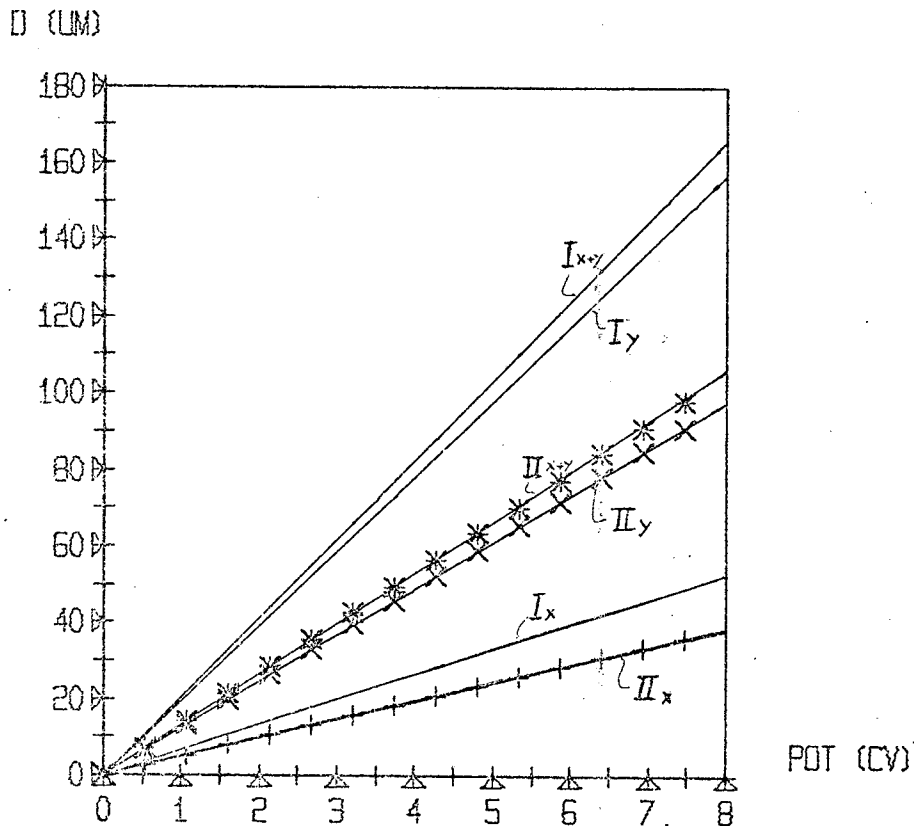
No processamento 15-E foi realizado o desenho e calculada a linha elástica e eixo geométrico para as mesmas condições adotadas em 15-C. Uma confrontação direta das Figuras 42 e 44 evidenciam as melhoras na rigidez do sistema com 200 mm de distância entre mancais.

Uma comparação bastante interessante entre os dois sistemas pode ser vista na Figura 43, onde em forma de histogramas são mostradas as percentagens de contribuição, segundo o eixo X apenas, dos elementos básicos, bem como os respectivos carregamentos e deformações totais na ponta da árvore. Ressalta-se os seguintes aspectos:

- no torneamento a deformação segundo X tem influência básica sobre a precisão de usinagem.
- na configuração atual e posição de transmissão I, vê-se a preponderante influência da deformação da árvore entre mancais;



*	3	DEFORMACAO TOTAL X+Y
X	2	DEFORMACAO SEGUNDO Y
+	1	DEFORMACAO SEGUNDO X



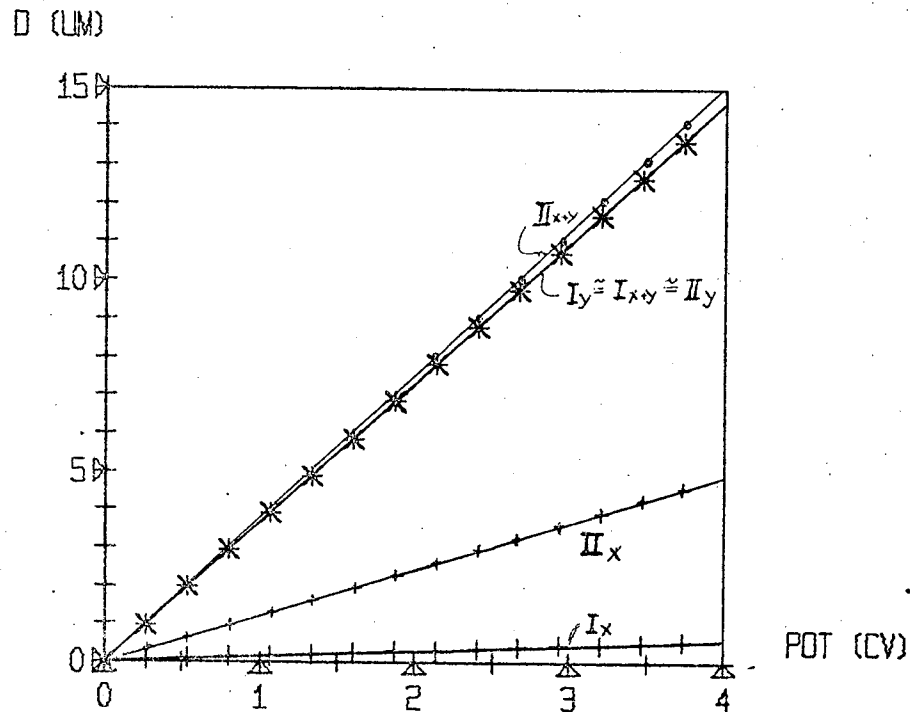
15 D-COMPORTAMENTO SOB VARIACAO DE CARGA

FIG. 40 - TORNO P-400

Deformações no ponto M com a transmissão na posição I.

curvas I - configuração atual  
 curvas II - configuração proposta

*	3	DEFORMACAO TOTAL X+Y
X	2	DEFORMACAO SEGUNDO Y
+	1	DEFORMACAO SEGUNDO X

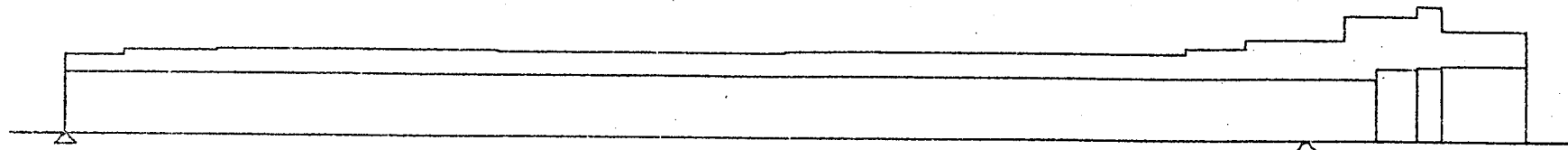


15 B-COMPORTAMENTO SOB VARIACAO DE CARGA

FIG. 41 - TORNO P-400

Deformações no ponto M com a transmissão na posição II.

curvas I - configuração atual  
 curvas II - configuração proposta



ESCALA 1:00 - 2:50 RELATORIO = 15 C

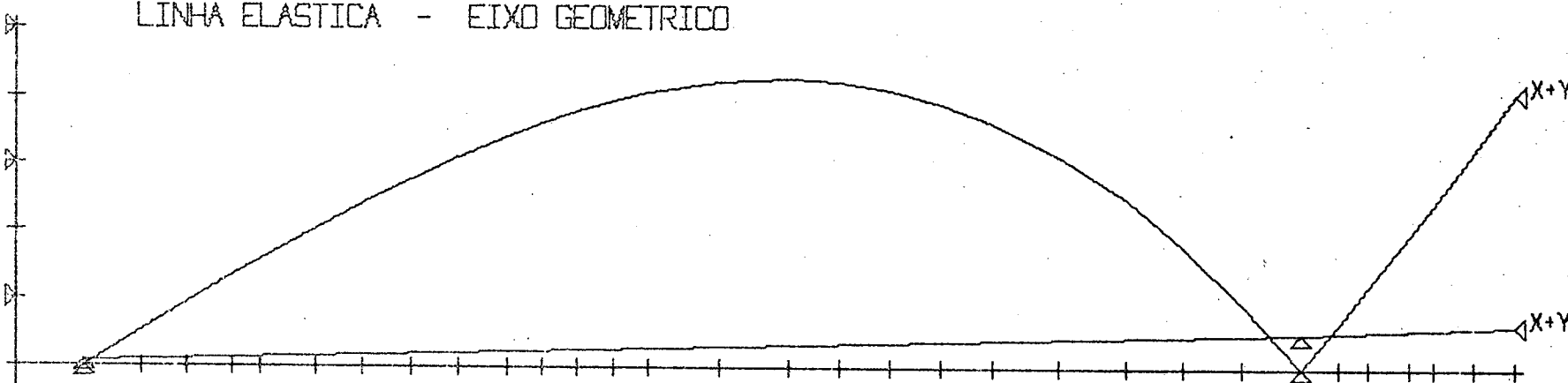
D (UM)

LINHA ELASTICA - EIXO GEOMETRICO

50

30

10



CONFIGURAÇÃO	ATUAL (L=444 mm)	PROPOSTA (L=200 mm)
Transm.= Posição / POT/ROT	I / 7,5 / 75	II / 3,75 / 224
Deformação = X / Y / X+Y	49,5 / 146,3 / 154,5	0,5 / 13,6 / 13,6
Arvore entre mancais	71	-45
Arvore em balanço	10	15
Mancal dianteiro	12	27
Mancal traseiro	0	0
Apoio dianteiro	7	13
Apoio traseiro	0	0

FIG. 42 - Configuração atual da arvore do torno P-400.

FIG.43 - Comparação das deformações parciais das configurações atual e proposta.

o grau de contribuição deste elemento ultrapassaria 83% se o estudo tivesse considerado apenas uma força na ponta da árvore; como a componente FX2 (Fig. 15), devido à transmissão, atua no sentido contrário dos esforços devido a usinagem a porcentagem de responsabilidade reduziu-se a 71%.

- quando a transmissão é na posição II (Fig. 37), o efeito de FX2 chega a ser superior aos esforços de usinagem, fazendo a árvore entre mancais contribuir com - 45%, isto é, reduzindo a deformação total; esta ocorrência explica-se: 1º) devido ao diâmetro primitivo menor as forças de engrenamento são maiores para um mesmo torque resultante. 2º) a posição II está mais afastada do mancal dianteiro.

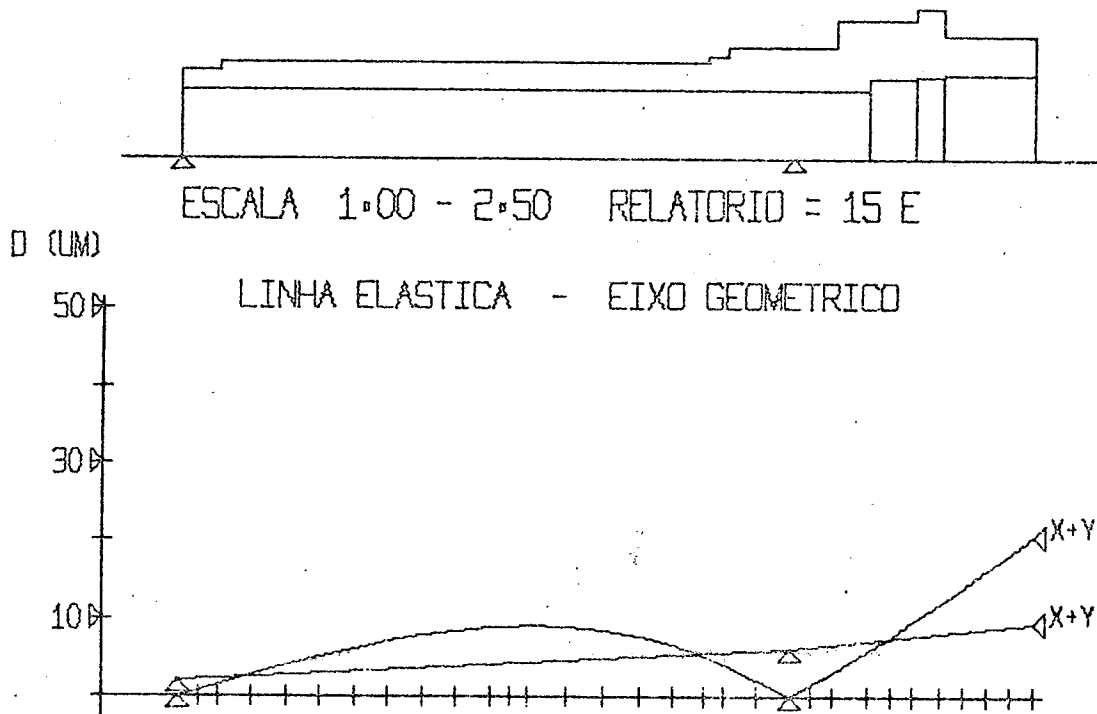


FIG. 44 - Configuração proposta para a árvore do torno P-400. Desenho, linha elástica e eixo geométrico.

- no projeto proposto a árvore reduz seu nível de contribuição a 50%, quando a engrenagem motora está em I. A deformação total segundo X é 27% menor.
- no projeto proposto, funcionando na posição II, ao contrário do esperado, a deformação segundo X aumentou de 0,5  $\mu\text{m}$  para 4,5  $\mu\text{m}$ , mas tem lógica pois com a redução da distância entre mancais a posição II de transmissão ficou próxima ao mancal traseiro, o que impossibilitou em parte o efeito que ocorre na configuração atual.

#### 4.2.3 - Ensaio de rigidez

Um segundo teste de precisão do método estabelecido, foi realizado através da comparação de valores calculados e valores obtidos num ensaio de laboratório do cabeçote P-400. Alguns detalhes do experimento serão descritos a seguir (Figura 45):

- estando o cabeçote do torno independente foi possível aplicar a carga de ensaio com a prensa hidráulica disponível no laboratório de máquinas-ferramenta.
- após uma série de ensaios comparou-se os resultados medidos com os calculados, os quais apresentaram disparidades da ordem de 80%. Após um estudo detalhado das prováveis causas, concluiu-se ser necessário executar novos ensaios, com uma série de providências no sentido de melhorar a precisão.
- conhecer o exato ponto de aplicação da carga é muito importante, porque dele dependerá o valor do comprimento em balanço, especificado para os cálculos teóricos; parâmetro que tem elevado grau de influência nos resultados; a peça ③, conforme esquema, preenche este requisito.
- garantia de que a força aplicada não introduziu esforços secundários foi conseguida pelo emprego da esfera ① e pela verificação do alinhamento vertical (através de um dispositivo com prumo) da esfera, ponta da peça ③ e haste do relógio comparador ⑥.
- o disco ④ teve a função de distribuir melhor a força aplicada e evitar deformações indesejáveis na árvore como achatamento da seção basicamente tubular.
- no ponto de medida, diretamente oposto ao ponto de aplicação da força, foi colado um segmento de anel ⑤, conforme esquema da Figura 45, para evitar indicações

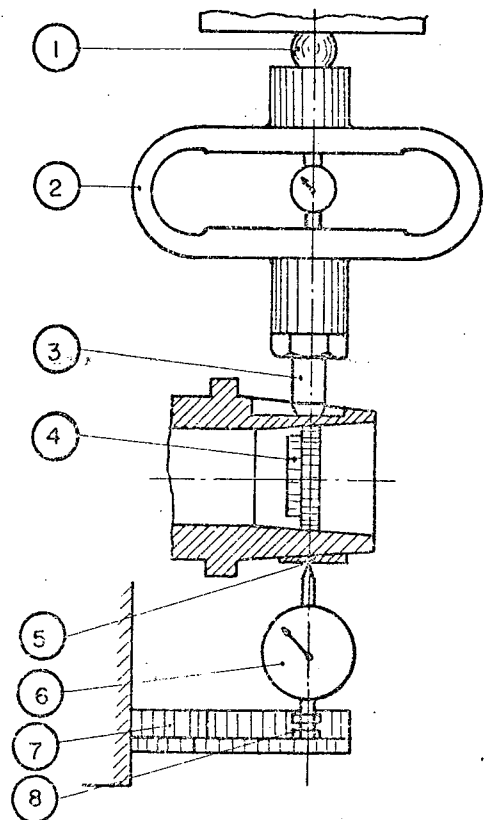


FIG. 45 - Carregamento e deformações - Ensaio árvore torno P-400.

falsas de deformação radial devido a pequeno deslocamento axial do apalpador do relógio comparador sobre o cone da árvore.

- uma das maiores causas prováveis de erros no primeiro experimento foi a montagem pouco rígida do apoio do relógio comparador em relação ao cabeçote; para a segunda série de medidas, além do apoio normal, o relógio comparador em balanço foi calçado ⑧ em relação a uma barra ⑦ rigidamente parafusada no cabeçote.

Nas fotografias das Figuras 46, 47 e 48 mostra-se vistas da montagem do equipamento usado. Para medição de forças aplicou-se o anel dinamométrico WAZAU já descrito no item 4.1.3. A medição das deformações foi efetuada com um relógio comparador, marca CSE, leitura em [ $\mu\text{m}$ ].

Na segunda série de medidas foram realizadas três ciclos de carga, nos quais houve ótima repetibilidade de valores. Na Figura 49 estão plotados os pontos correspondentes ao ciclo de carga e descarga do segundo carregamento efetuado. Observa-se a existência de um pequeno laço de histerese. Outro fator muito interessante é a não linearidade da deformação, porém no sentido de diminuição da rigidez do sistema; isto se verifica com maior nitidez na fase de carga; na fase de descarga a deformação é quase linear. As causas atribuiu-se ao fato que a protensão nos rolamentos oferece aos mesmos uma característica de rigidez maior para pequenas cargas, porém ao que tudo mostra, só este fator não justifica integralmente o fenômeno analisado, pois ao todo a participação dos rolamentos ficam em torno de 10%.

Na Figura 49 tem-se a curva I ajustada aos valores medidos; a curva II corresponde aos valores calculados teoricamente no relatório 15-A. Confrontando os valores destacam-se os seguintes aspectos:

- a deformação teórica é superior àquela realmente medida nos experimentos e é praticamente linear (consequência do alto grau de participação da árvore - cerca de 90%).
- o erro é maior nas pequenas deformações:

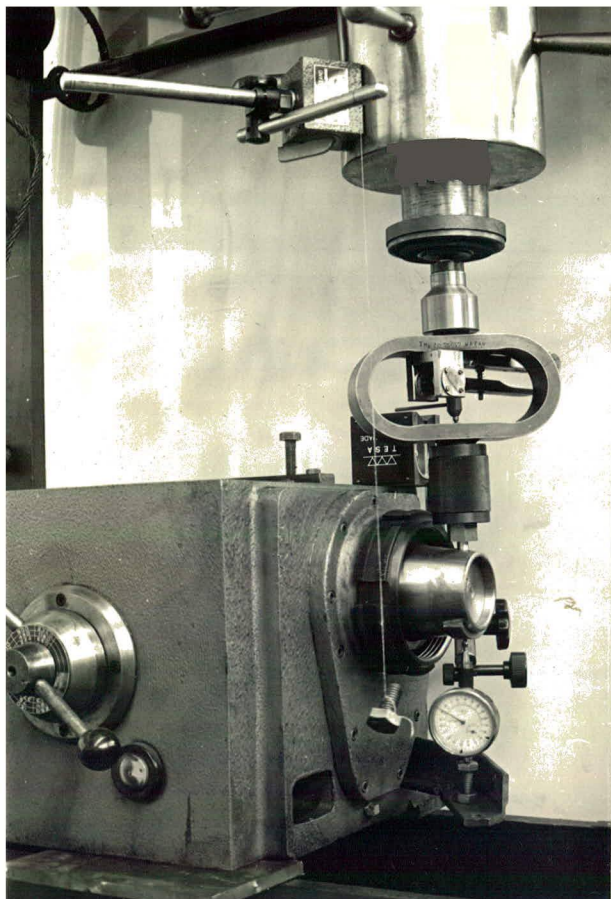


FIG. 46 - Vista geral do ensaio do sistema árvore-mancal do torno P-400.

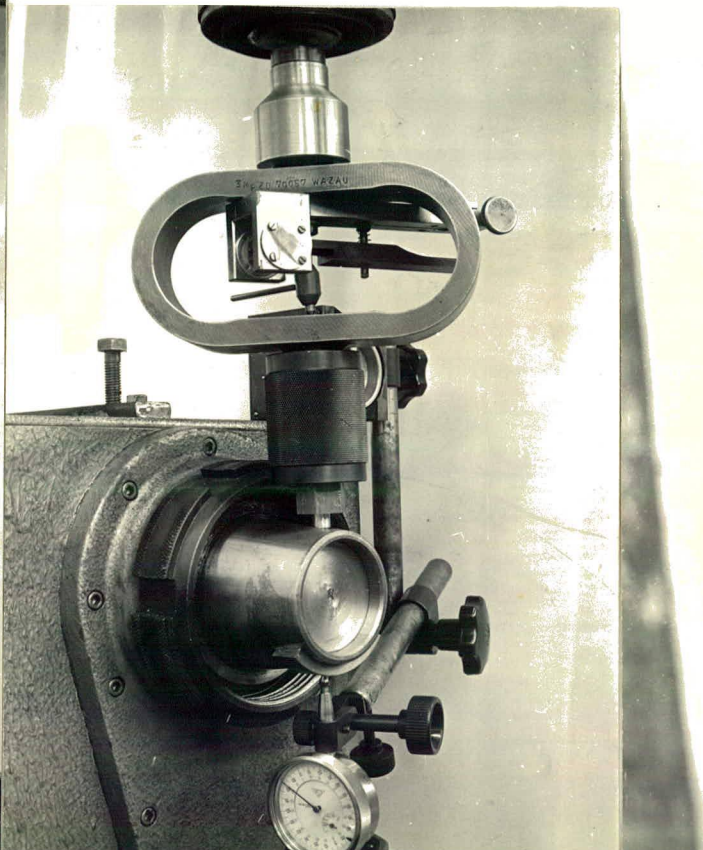


FIG. 47 - Vista da montagem das peças que compõe o conjunto de aplicação de carga e do detalhe da medição.

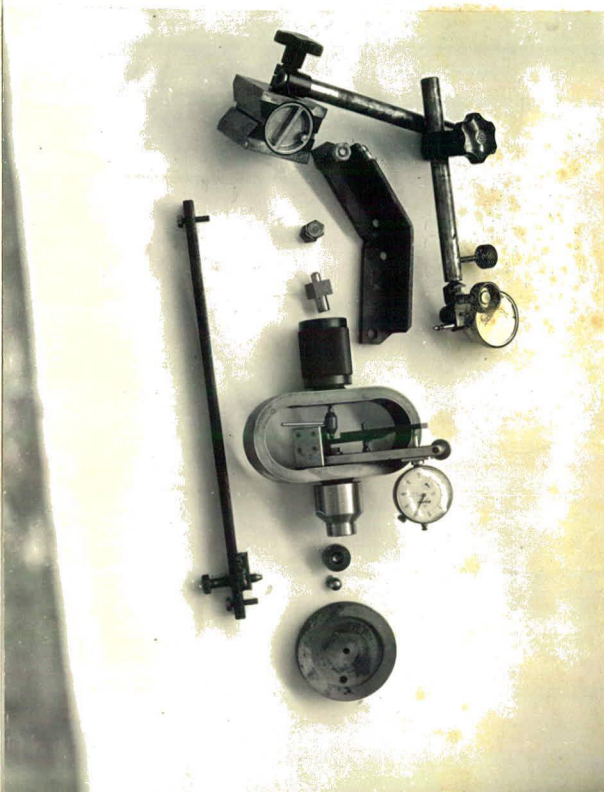
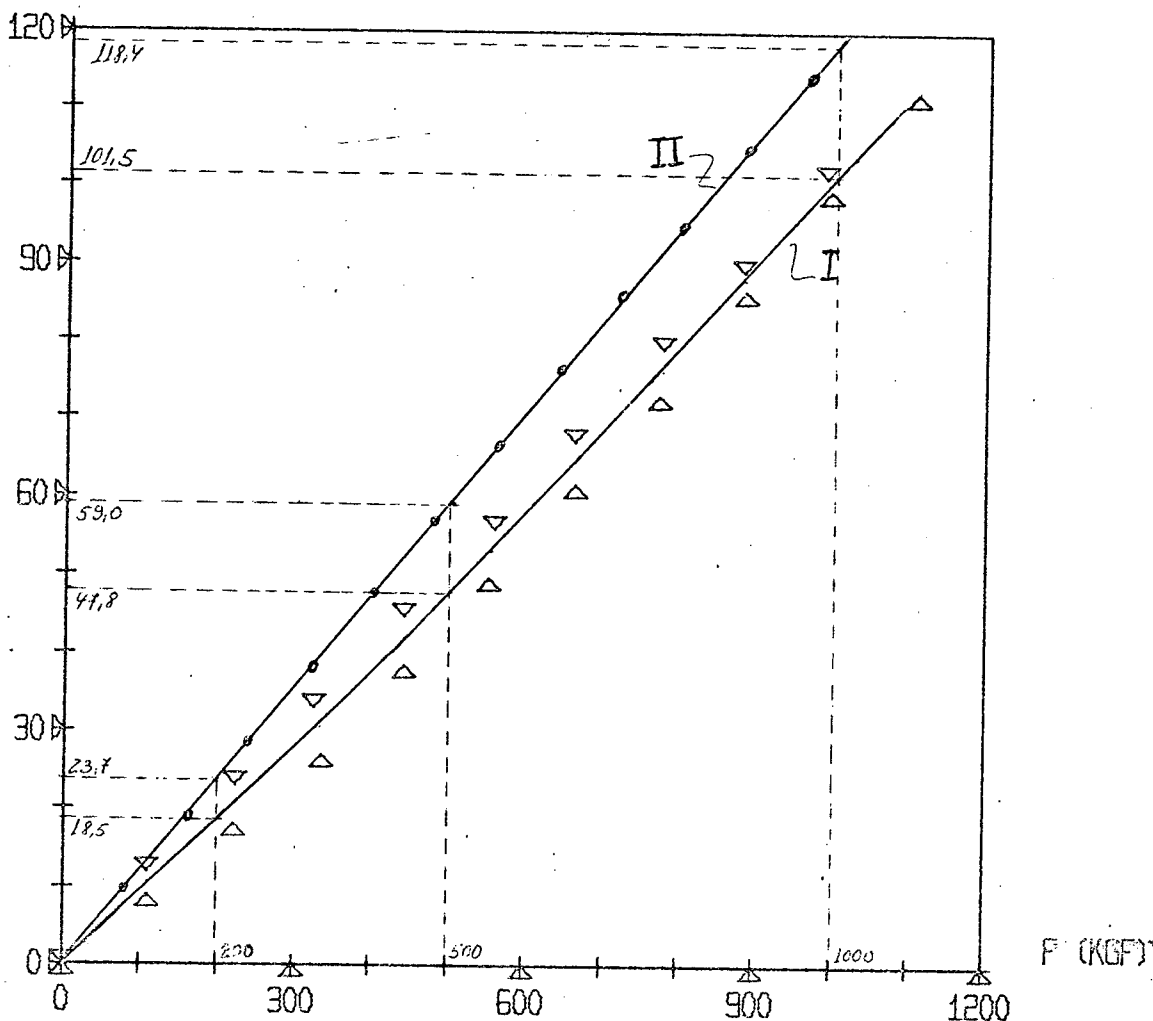


FIG. 48 - Conjunto de peças e dispositivos e instrumentos de medida empregadas.

força P=200kgf	deform. [ $\mu\text{m}$ ]	real=18,5	teórica=23,7	erro=28%
500		47,8	59,0	23%
1000		101,5	118,4	16,6%

▽ 2 FASE DE DESCARGA  
 △ 1 FASE DE CARREGAMENTO

D ( $\mu\text{m}$ )



CARREGAMENTO 2 - CABECOTE TORNO P-400

FIG. 49 - Árvore torno P-400. Deformações medidas e calculadas.

- imprecisão na curva II, devido a dados avaliados incorretamente, pode ser uma causa da disparidade dos valores. Como foi visto na análise (b) do item 2.3.4, o comprimento em balanço é o fator preponderante. Neste caso o comprimento em balanço, foi considerado, do centro do anel interno do rolamento cônico dianteiro ao centro da peça (3) (Fig. 45). É difícil con-

firmar se o centro de aplicação de carga, considerado para o mancal dianteiro, corresponde efetivamente ao centro de carga real.

#### 4.3 - SISTEMA ÁRVORE-MANCAIS DO TORNO EM PROJETO NO CT-UFSC

##### 4.3.1 - Generalidades

No Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da UFSC um dos trabalhos em desenvolvimento é o projeto de um torno de produção para usinagem de peças curtas; os objetivos desta pesquisa são entre outros o de preencher uma lacuna na gama de tornos oferecidos pela indústria brasileira e a contribuição ao desenvolvimento da tecnologia nacional de construção de máquinas-ferramenta.

No projeto do cabeçote deste torno, ou mais especificamente, da árvore e seus mancais, procurou-se dotar este sistema de uma elevada rigidez, por duas razões:

- 1º) colocá-lo na classe de máquinas de precisão.
- 2º) considerando que não existirá contra-pontas (torneamento de peças curtas - tipo flange), todas as usinagens serão executadas em balanço, o que aumenta em muito os esforços sobre a árvore.

Para garantir um bom projeto foram realizados os primeiros estudos teóricos da rigidez estática de árvores; empregando o método descrito por KOZEL [3], foi elaborado o programa CAS-28 (item 2.3.2), que na sua primeira etapa de programação, já ofereceu subsídios para a execução do ante-projeto do cabeçote do torno.

Mais tarde, este estudo foi aperfeiçoado e resultou no trabalho de tese ora apresentado. No meio tempo, entre a elaboração do ante-projeto e início deste trabalho, o projeto do torno teve andamento e a solução proposta para a construção do cabeçote adquiriu a configuração mostrada na Figura 50. Hoje, como terceiro exemplo de aplicação, volta-se a estudar a rigidez deste sistema, já sob novos aspectos possíveis com o programa CAS-34; portanto muitas conclusões aqui expostas eram desconhecidas durante o



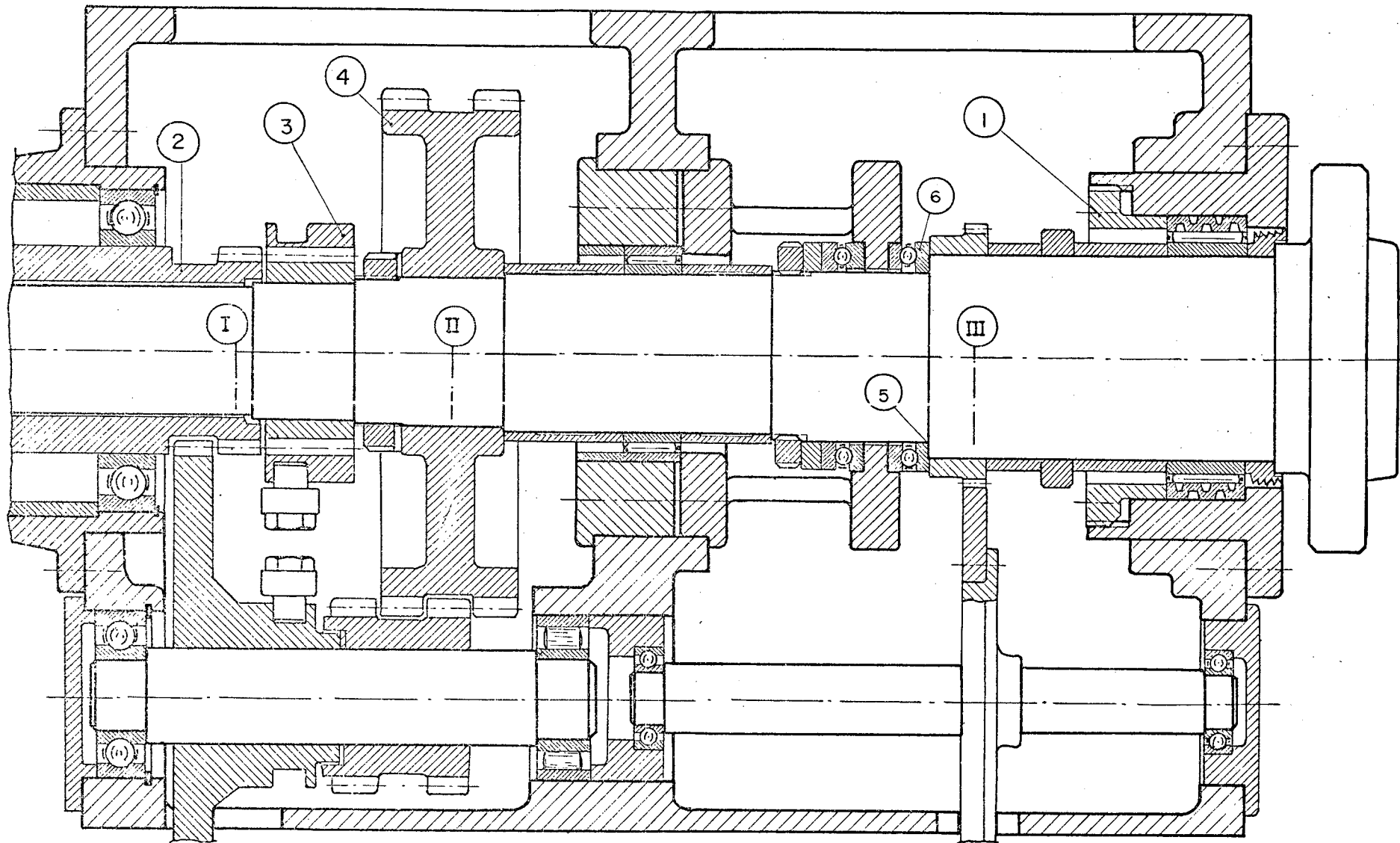


FIG. 50 - Vista em corte longitudinal do cabeçote do torno em projeto no C.T. - U. F. S. C.

projeto do mesmo.

Suas características principais são:

- potência de acionamento: 7,5 CV
- velocidades disponíveis [rpm]; com transmissão direta:  
355 - 450 - 560 - 710 - 900 - 1120 - 1400 - 1800 - 2240
- Com transmissão intermediária:  
45 - 56 - 71 - 90 - 112 - 140 - 180 - 224 - 280

Na Figura 50 o sistema é apresentado num corte longitudinal; em relação ao projeto é interessante ressaltar;

- a árvore é reforçada e a distância em balanço curta, o que foi possível graças a execução do nariz da árvore com cone curto segundo norma DIN 55021.
- a forma construtiva das buchas nos apoios prevê diferentes opções para os mancais, inclusive a colocação de mancais de deslizamento hidrodinâmicos ou hidrostáticos; o primeiro projeto especifica rolamentos de agulhas na posição dianteira e traseira.
- o mancal principal é dotado de um rolamento de agulhas INA NA-4918S de folga radial regulável; isto é conseguido pelo aperto axial do anel externo em forma de "fole", pela porca ①
- o mancal traseiro é constituído de um rolamento INA NKI 75/25 sem possibilidade de ajuste.
- a posição axial é garantida pelos rolamentos de escora de esferas SKF 51115 montados conforme o desenho.
- o acionamento principal, dependendo da velocidade, é feito na posição (Figura 50):
  - I - nas altas velocidades (355 ÷ 2240) a transmissão é direta entre o eixo ② e a árvore através da peça ③; isto evita a introdução de qualquer esforço sobre a árvore além do torque puro de acionamento.
  - II- nas baixas velocidades (45 ÷ 280), utiliza-se a transmissão intermediária; como a engrenagem ④ está montada diretamente na árvore, deverá ocorrer uma influência sobre as deformações na ponta da mesma.
- na posição III encontra-se a tomada de movimento para avanços.

#### 4.3.2 - Análise e Otimização da Rigidez do Sistema

Como nos outros exemplos de aplicação, as análises consistiram de uma série de relatórios de processamento, dos quais transcreveram-se as informações mais importantes. Sobre a compilação dos dados são destacados a seguir alguns aspectos importantes:

- na página 83 está o demonstrativo dos dados fornecidos para o processamento 16-C, que são basicamente os mesmos para todos os outros.
  - a geometria da árvore (dada em 11 seções) e da transmissão, foram obtidas do projeto.
  - a usinagem simulada, considerou uma peça fixada a uma placa de três castanhas e cujas dimensões são 60% das dimensões previstas para a maior peça possível de tornear.
  - os dados sobre rolamentos foram obtidos de catálogos; o rolamento dianteiro permite protensão e esta foi considerada igual a  $PTA = 100 \text{ kgf}$ .
  - as flexibilidades dos apoios foram consideradas lineares e seus valores especificados com orientação na referência [1]. Nas usinagens de precisão trabalha-se com cortes moderados e leves; por isso especificaram-se valores de rigidez relativos à pequenas cargas, onde os apoios apresentam elevada flexibilidade devido aos fenômenos de assentamento; assim, para o apoio dianteiro e traseiro, considerando a existência de buchas com boa precisão de fabricação e um ajuste forçado médio são válidos aproximadamente os valores:
    - apoio dianteiro: flexibilidade:  $FM1 = 0,009 \text{ } \mu\text{m/kgf}$   
rigidez =  $110 \text{ kgf/}\mu\text{m}$
    - apoio traseiro : flexibilidade:  $FM2 = 0,012 \text{ } \mu\text{m/kgf}$   
rigidez =  $83 \text{ kgf/}\mu\text{m}$
- O mancal dianteiro, um pouco mais rígido, considera o fato do anel externo do rolamento ter maiores dimensões e com ajuste de folga radial.
- as buchas de distância não foram consideradas como elementos de reforço.

A distância entre mancais adotada no projeto ( $L=240 \text{ mm}$ )

baseou-se nos estudos realizados com o programa CAS-28 (relatório 16, pág. 80), considerando apenas uma força de 1000 kgf aplicada na ponta da árvore. O primeiro estudo realizado com o novo modelo matemático foi verificar quais os resultados recomendados para a distância entre mancais supondo um carregamento real. No quadro 7 são resumidos os resultados da série de relatórios 16-A; em todos a potência total foi considerada igual a 60% da potência nominal, ou seja,  $POT = 4,5$  [CV].

Relatório da série 16-A	1º	2º	3º	4º	5º
Rotação da árvore [rpm]	280	280	280	355	355
Posição da entrada de potência / valor de PP3	II 90%	II 90%	II 90%	I 0%	I 0%
Minimizar a deformação segundo a direção	X+Y	X	Y	X+Y	X
Distância ótima entre mancais Lot. [mm]	274	<225	284	294	294
Deformação na ponta da árvore segundo X [ $\mu$ m]	4,9	4,7	4,9	4,2	4,2
segundo Y [ $\mu$ m]	11,7	12,1	11,7	9,3	9,3
total X + Y [ $\mu$ m]	12,7	13,0	12,7	10,2	10,2

QUADRO 7 - Resultados dos processamentos de otimização do sistema árvore-mancais do torno CT-UFSC.

Considerando a real geometria e o real carregamento sobre a árvore, em geral a distância ótima se mostrou superior ao valor adotado no projeto; apenas quando é intenção minimizar as deformações na direção X, no sistema com entrada de potência em II (Fig. 50), a tendência é reduzir o L a um valor inclusive inferior a configuração mais compacta projetada (2a. coluna - quadro 7).

Apesar de nenhum valor de Lot. ficar próximo ao  $L=240$ mm, a solução projetada é bastante boa, pois a rigidez do conjunto é pouco dependente da distância entre mancais; em segundo lugar, considerando que as deformações na direção X são as mais prejudiciais no torneamento, pode-se dizer que o projeto apresentado é

CT-UFSC - DEP.MECANICA - PROGRAMA CAS-28 RELATORIO=16  
 APLICACAO - TORNO EM PROJETO NO CT-UFSC - ESTUDO DO CABECOTE  
 MRP=1  
 \*\*DADOS PARA O PROCESSAMENTO - UNIDADES (MM , KG , GRAUS)

ARVORE  
 L= 0.0 OU PESQUISAR ENTRE LMIN= 225.0 A LMAX= 325.0  
 A= 85.0 MODULO DE ELASTICIDADE =21000.0 KG/MM2  
 DEL= 78.0 DIL= 40.0 - ENTRE MANCAIS  
 DEA= 95.0 DIA= 42.0 - EM BALANCO

CARREGAMENTO  
 F= 1000.0 CALCULAR PARA A FAIXA FMIN= 0.0 A FMAX= 0.0

MANCAL DIANTEIRO (T1) ALFA= 0.0 ELEM.ROL.= 51 DIM.B=20.0  
 = ROLAMENTO DE AGULHAS INA NA-4918 S CDIN=5700 KG  
 FLEXIBILIDADE DO ASSENTO DO MANCAL =0.90000E-05 MM/KG

MANCAL TRASEIRO (T1) ALFA= 0.0 ELEM.ROL.= 43 DIM.B=13.5  
 = ROLAMENTO DE AGULHAS INA NKI 75/25 CDIN=3900 KG  
 FLEXIBILIDADE DO ASSENTO DO MANCAL =0.12000E-04 MM/KG

RESULTADOS DO PROCESSAMENTO  
 MODULOS DE RESISTENCIA (MM4) - J1=0.16913E 07 J2=0.38454E 07  
 DISTANCIA ENTRE MANCAIS = 240.0 MM  
 COMPRIMENTO EM BALANCO = 85.0 MM  
 DEFORMACAO TOTAL EM F1 = 43.5 MICRONS  
 FLEXIBILIDADE DO SISTEMA= 0.4359E-04 MM/KG  
 RIGIDEZ TOTAL DO SISTEMA= 0.2293E 05 KG/MM OBS.= FLEXIB.E RIGID.  
 REACOES NOS MANCAIS EM RELACAO A F1  
 RA-DIANTEIRO = 1354.1 KG  
 RB-TRASEIRO = 354.1 KG

#### CONTRIBUICAO DE CADA ELEMENTO

POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACAO		FLEXIBILIDADE MM/KG	RIGIDEZ EST. KG/MM	
	PERC.	MICRON			
ARVORE-ENTRE MANCAIS	37.33	16.27	0.1627E-04	0.6144E	05
ARVORE - EM BALANCO.	5.81	2.53	0.2534E-05	0.3944E	06
MANCAL DIANTEIRO.....	13.81	6.02	0.6022E-05	0.1660E	06
MANCAL TRASEIRO.....	1.72	0.75	0.7521E-06	0.1329E	07
CABECOTE DIANTEIRO..	37.85	16.50	0.1650E-04	0.6059E	05
CABECOTE TRASEIRO...	3.45	1.50	0.1505E-05	0.6643E	06

uma situação que satisfaz em média e da melhor maneira, as 2 possibilidades de acionamento da árvore.

O exposto acima observa-se também no gráfico da Figura 51 obtidos de três processamentos dos relatórios da série 16-B. Os grupos de curvas I, II e III representam as deformações para as situações mostradas no Quadro 8.

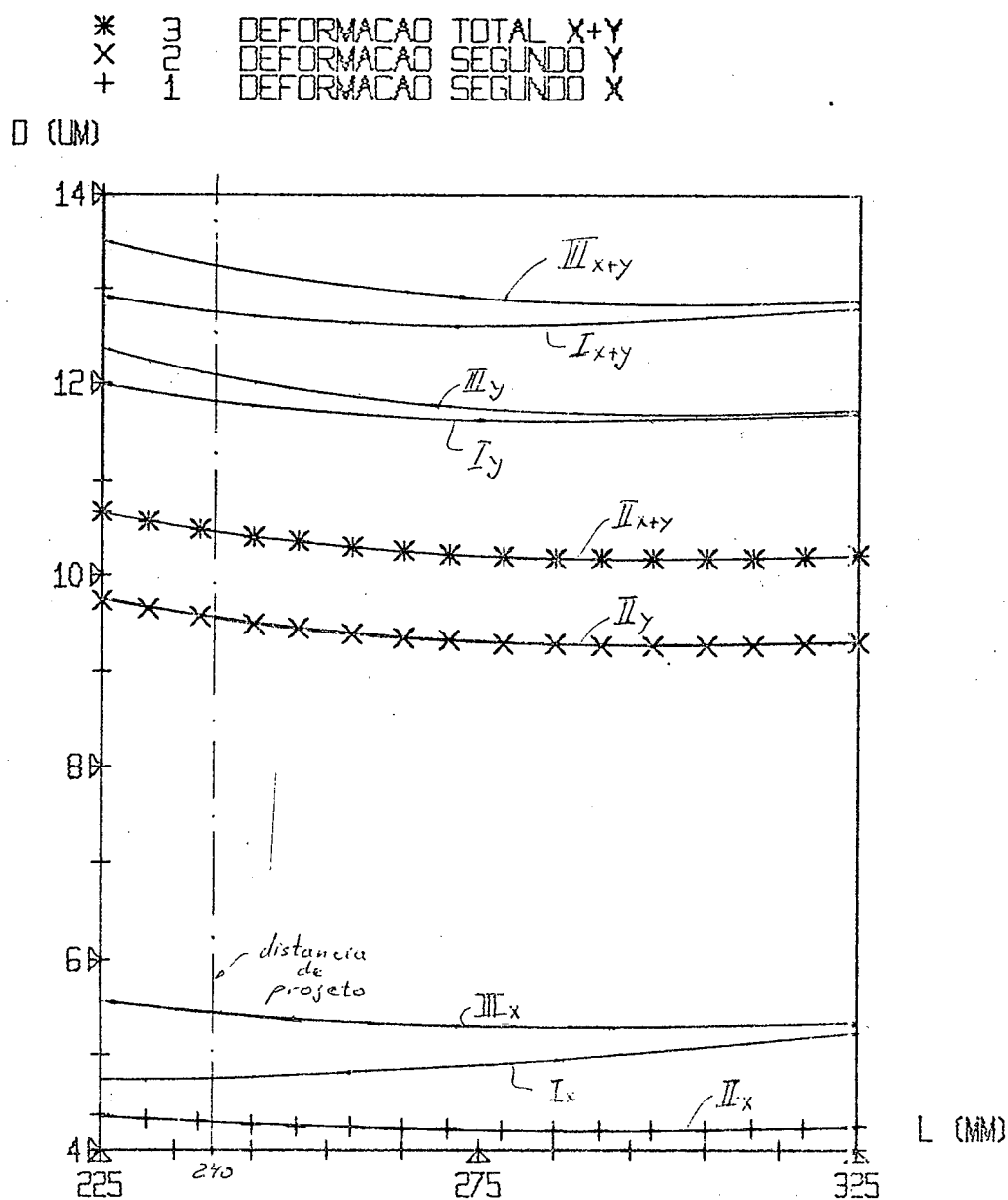
Grupos de curvas	I	II	III
Potência de acionamento CV	4,5	4,5	4,5
Rotação da árvore rpm	280	355	280
Posição de transmissão da potência / valor de PP3	$\frac{II}{90\%}$	$\frac{I}{0\%}$	$\frac{I}{0\%}$

QUADRO 8 - Condições de carregamento estudados nos relatórios das séries 16-B e 16-D.

A situação relativa às curvas III, não é possível ocorrer nesta máquinas, pois a velocidade 280 [rpm] só é alcançada com o auxílio da redução intermediária, mas o objetivo de analisar este ponto foi obter informações sobre a diferença entre a transmissão a ser realizada através da intermediária ou diretamente sem carregar a árvore (posição I, Fig. 50). Ao contrário do que era imaginado, os esforços sobre a árvore devido à transmissão intermediária, tendem a reduzir as deformações na ponta da árvore, principalmente na direção X (reduziria para 87% da deformação que se verifica). Esta situação poderia ser inversa se a árvore fosse mais flexível e os apoios mais rígidos.

No terceiro estudo, relatório 16-C, interessou conhecer as deformações da árvore e do eixo geométrico segundo o plano XZ, YZ e as deformações resultantes (X+Y). Na Figura 52 estão plotadas as informações solicitadas que correspondem aos dados relatados nas páginas 83 e 84.

As deformações com a variação da potência nominal POT comportam-se como mostra a Figura 53; foram plotadas para uma distância entre mancais  $L = 240$  mm. O grupo de curvas I, II e III corresponde às situações definidas no Quadro 8, sendo apenas o valor de POT variável no caso. Novamente os resultados mostram, co-



### 16 B - DEFORMACOES X DIST. ENTRE MANCAIS

FIG. 51 - Torno CT-UFSC - Deformação na ponta da árvore em função da distância entre mancais e posição de acionamento (QUADRO 8).

RELATORIO=16 C

CENTRO TECNOLÓGICO DA UFSC - DEP. MECÂNICA - PROGRAMA CAS-34

RIGIDEZ ESTÁTICA DE ÁRVORES DE MÁQUINAS FERRAMENTAS  
OTIMIZAÇÃO

APLICAÇÃO - TORNO EM PROJETO NO CT-UFSC - ESTUDO DO CABECOTE

DADOS PARA O PROCESSAMENTO (KRP=1 KOT=0 KDES=8 KCAR=2)

\*INFORMAÇÕES PARA CÁLCULO DO CARREGAMENTO

PP1= -80.000	PP2= -5.000	PP3= 0.000	DMU= 150.000
DTU= 230.000	DMP2= 110.000	DMP3= 225.000	DIT= 85.000
ALFA1= 0.000	ALFA2= 0.000	ALFA3= 0.000	RFR= 0.500
RFR= 0.250	COEF2= 0.000	APR2= 20.000	YDT2= 1.000
COEF3= 0.000	APR3= 20.000	YDT3= 1.000	= 0.000

\*INFORMAÇÕES PARA RELATÓRIOS ESPECIAIS

POT= 7.500	ROT= 355.000	POTMI= 1.000	POTMA= 10.000
DINF= -15.000	DSUP= 65.000	ESCD= 1.500	

\*MÓDULO DE ELASTICIDADE - E=21000.0 KG/MM<sup>2</sup>

\*APOIOS, MANCAIS, GEOMETRIA E CARREGAMENTO

PONTO UNIDADES ( MM - KG - KG\*M - GRAUS )

0	*CARREGAMENTO - PTB= 0.0	MBXZ= 0.000	MBYZ= 0.000
	FX3= 0.0	FY3= 0.0	F3= 0.0
	TETA3= 0.0		
	*MANCAL TRAZEIRO (T1)	ALFA= 0.0	ELEM.ROL.= 43
		DIM.B=13.5	
	= ROLAMENTO DE AGULHAS INA NK1 75/25 CDIN=3900 KG		
	FLEXIBILIDADE DO ASSENTO DO MANCAL =0.12000E-04 MM/KG		
1	X= 52.0	L= 52.0	DE= 70.0
	DI= 40.0	J=0.1052E 07	
2	X= 72.0	L= 20.0	DE= 74.0
	DI= 40.0	J=0.1346E 07	
3	X= 120.0	L= 48.0	DE= 75.0
	DI= 40.0	J=0.1427E 07	
4	X= 140.0	L= 20.0	DE= 89.5
	DI= 40.0	J=0.3023E 07	
	*CARREGAMENTO		
	FX2= -13.7	FY2= 5.0	F2= 14.6
	TETA2=-20.0		
5	X= 165.0	L= 25.0	DE= 89.5
	DI= 40.0	J=0.3023E 07	
6	X= 240.0	L= 75.0	DE= 90.0
	DI= 40.0	J=0.3094E 07	
	*MANCAL DIANTEIRO (T1)	ALFA= 0.0	ELEM.ROL.= 51
		DIM.B=20.0	
	= ROLAMENTO DE AGULHAS INA NA-4918 S CDIN=5700 KG		
	FLEXIBILIDADE DO ASSENTO DO MANCAL =0.90000E-05 MM/KG		
7	X= 265.0	L= 25.0	DE= 90.0
	DI= 42.0	J=0.3067E 07	
8	X= 270.0	L= 5.0	DE= 90.0
	DI= 38.0	J=0.3118E 07	
9	X= 286.0	L= 16.0	DE=100.0
	DI= 39.0	J=0.4795E 07	
10	X= 311.0	L= 25.0	DE=170.0
	DI= 41.5	J=0.4085E 08	
11	X= 325.0	L= 14.0	DE=105.0
	DI= 43.5	J=0.5790E 07	
	*CARREGAMENTO - PTA= 100.0	MAXZ= 15.534	MAYZ= 37.121
	FX1= 80.6	FY1= 161.3	F1= 180.4
	TETA1= 63.4		

\* RESULTADOS DO PROCESSAMENTO ( MM - KG - KG/MM - MM/KG - GRAUS )

APOS 1 ITERAÇÕES

DISTÂNCIA ENTRE MANCAIS = 240.0  
 COMPRIMENTO EM BALANÇO = 95.0  
 DEFORMAÇÃO TOTAL (EM MICRONS) - DX= 7.1 DY= 15.9 D= 17.4  
 FLEXIBILIDADE DO SISTEMA= DX/FX1= 0.8881E-04 DY/FY1= 0.9879E-04  
 RIGIDEZ TOTAL DO SISTEMA= FX1/DX= 0.1125E 05 FY1/DY= 0.1012E 05  
 REAÇÕES NOS MANCAIS



\*DIANTEIRO= RAX= -165.9 RAY= -376.1 RA= 411.1 TETA A= 66.1  
 \*TRAZEIRO = RBX= 99.0 RBY= 209.7 RB= 231.9 TETA B= 64.7

DEFORMACOES LOCALIZADAS - COMPORTAMENTO DOS APOIOS

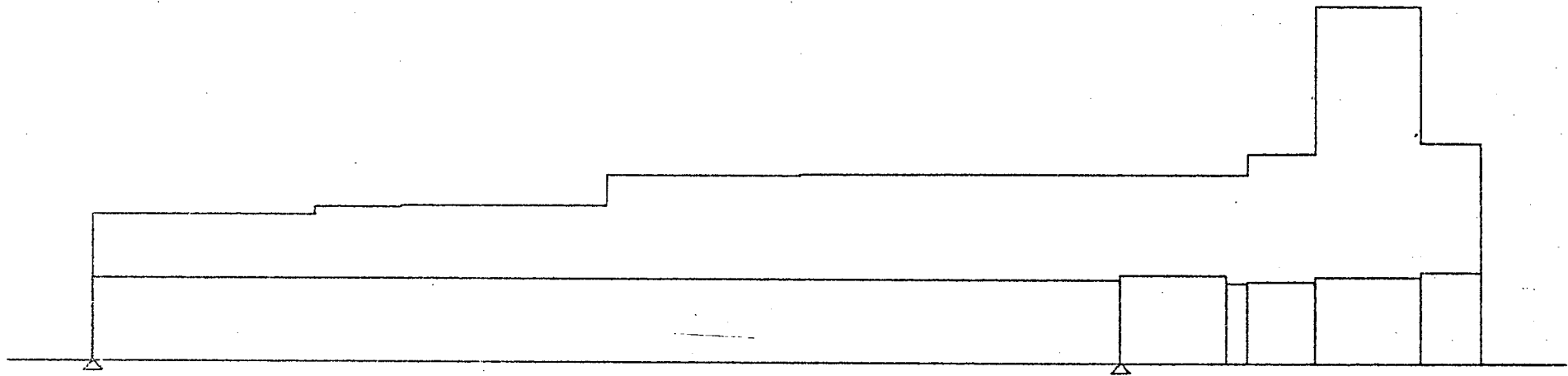
POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACOES (MICRONS)			FLEXIBIL.	RIGIDEZ
	X	Y	X+Y	MM/KG	KG/MM
MANCAL DIANTEIRO.....	0.6	1.3	1.5	0.3699E-05	0.2702E 06
MANCAL TRAZEIRO.....	-0.6	-1.3	1.4	0.6255E-05	0.1598E 06
CABECOTE DIANTEIRO..	1.4	3.3	3.7	0.9000E-05	0.1111E 06
CABECOTE TRAZEIRO...	-1.1	-2.5	2.7	0.1200E-04	0.8333E 05

CONTRIBUICAO DE CADA ELEMENTO - (SEGUNDO X)

POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACAO		FLEXIBILIDADE	RIGIDEZ	EST.
	PERC.	MICRON	MM/KG	KG/MM	
ARVORE-ENTRE MANCAIS	39.19	2.80	0.3480E-04	0.2872E	05
ARVORE - EM BALANCO.	12.04	0.86	0.1069E-04	0.9347E	05
MANCAL DIANTEIRO.....	11.60	0.83	0.1030E-04	0.9703E	05
MANCAL TRAZEIRO.....	3.06	0.21	0.2719E-05	0.3677E	06
CABECOTE DIANTEIRO..	28.22	2.02	0.2506E-04	0.3989E	05
CABECOTE TRAZEIRO...	5.87	0.42	0.5215E-05	0.1917E	06

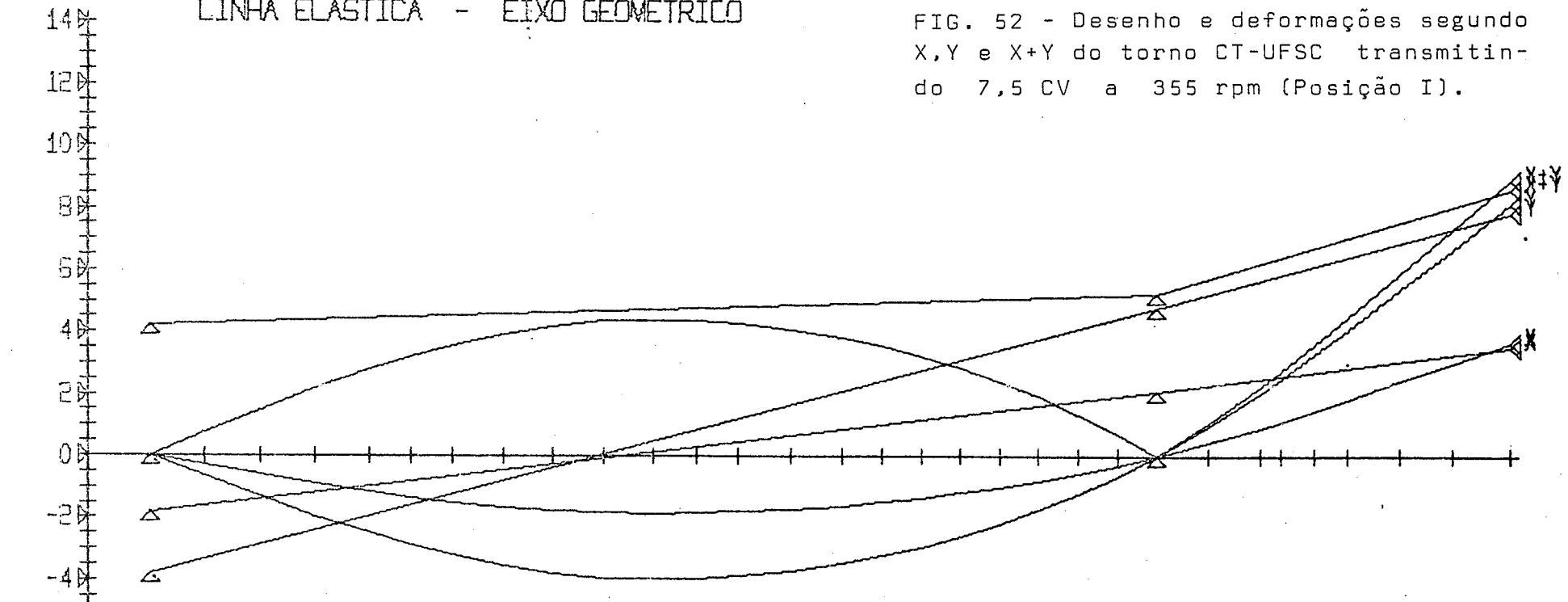
CONTRIBUICAO DE CADA ELEMENTO - (SEGUNDO Y)

POSICAO/ELEMENTO	DEFORMACAO		FLEXIBILIDADE	RIGIDEZ	EST.
	PERC.	MICRON	MM/KG	KG/MM	
ARVORE-ENTRE MANCAIS	38.51	6.14	0.3805E-04	0.2627E	05
ARVORE - EM BALANCO.	12.40	1.97	0.1225E-04	0.8158E	05
MANCAL DIANTEIRO.....	11.81	1.88	0.1167E-04	0.8563E	05
MANCAL TRAZEIRO.....	2.91	0.46	0.2879E-05	0.3472E	06
CABECOTE DIANTEIRO..	28.75	4.58	0.2840E-04	0.3520E	05
CABECOTE TRAZEIRO...	5.59	0.89	0.5523E-05	0.1810E	06



D (UM) ESCALA 1:00 1:50 RELATORIO 16 C  
 LINHA ELASTICA - EIXO GEOMETRICO

FIG. 52 - Desenho e deformações segundo X,Y e X+Y do torno CT-UFSC transmitindo 7,5 CV a 355 rpm (Posição I).



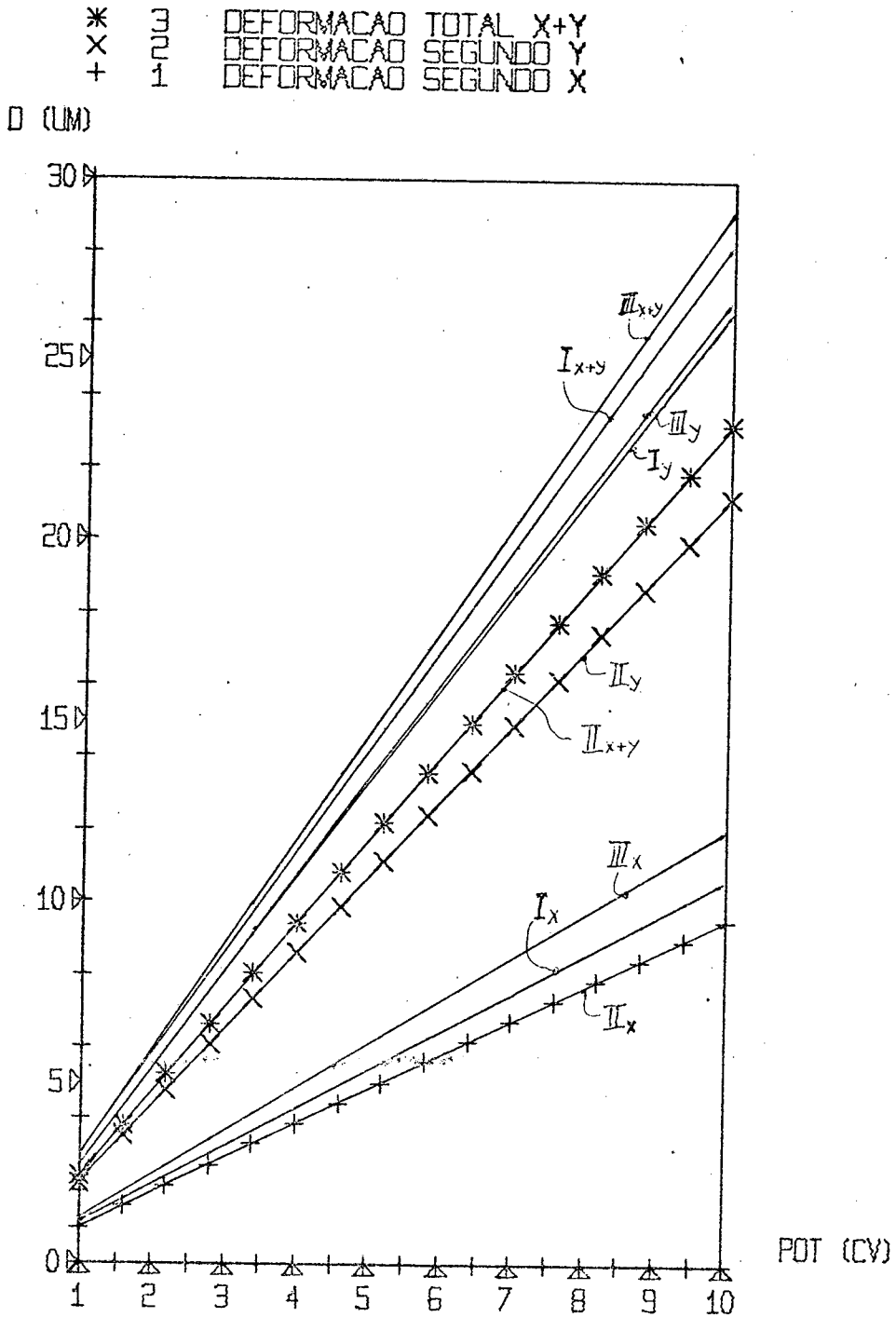


FIG. 53 - Torno CT-UFSC - Deformações na ponta da árvore com diferentes posições de acionamento conforme QUADRO 8.

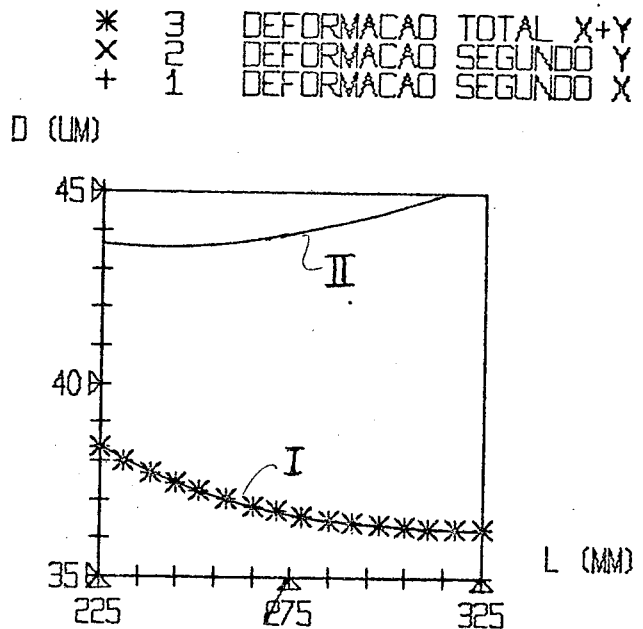
mo era de se esperar, que o uso da intermediária reduz significativamente as deformações na direção X segundo Y, porém são insignificantes.

No relatório 16-E é estudada graficamente a deformação na ponta da árvore em função da distância entre mancais quando aplicada apenas uma força  $F_{X1} = 1000 \text{ kgf}$  (Fig. 15). O objetivo é comparar os resultados entre os gráficos fornecidos (Fig. 54) pelos programas CAS-28 (curva II, relatório 16 - pág. 80) e do novo programa que considera a real geometria da árvore (curva I). A diferença de forma nas curvas provém basicamente do fato da expansão ser rea-

lizada com valor de secção transversal diferente em cada caso. Para a distância L de projeto, considerando a real geometria tem-se uma deformação de  $37,6 \mu\text{m}$ , com o modelo simplificado do programa CAS-28 calcula-se uma deformação de  $43,5 \mu\text{m}$ , ou seja, 15,7% maior.

Com base nos estudos efetuados apresenta-se as seguintes conclusões sobre o projeto proposto para o sistema árvore - mancais do torno em desenvolvimento no CT-UFSC:

- segundo o critério comumente empregado para a verificação comparativa da rigidez da árvore, este torno apresenta o valor de  $26,6 \text{ kgf}/\mu\text{m}$ , enquadrando-se na classe dos tornos de precisão conforme critérios apresentados em [14]. É interessante ressaltar que este desempenho corresponde a situação mais desfavorável, ou seja, com cargas pequenas, quando a flexibilidade dos apoios ainda é elevada.
- a distância entre mancais  $L = 240 \text{ mm}$  está bem dimensionada prevendo usinagens em velocidades obtidas pela transmissão direta e com transmissão intermediária.
- sob o aspecto de deformações estáticas o projeto apresenta uma



16 E - DEFORMAÇÕES X DIST. ENTRE MANCAIS

FIG. 54 - Comparação entre considerar ou não a geometria real.

situação bastante equilibrada como pode ser observado na Figura 52.

- o bom desempenho do torno fica na dependência da rigidez dinâmica do sistema, que talvez ofereça problemas, devido às massas em balanço na parte posterior ao mancal traseiro; se não existisse o detalhe apontado, poderia se assegurar também um bom comportamento dinâmico, conforme verificação de pesquisadores [8] que o relacionam com uma boa rigidez estática.

## 5 - CONCLUSÕES

A realização do projeto de um sistema árvore-mancais , sob o aspecto da rigidez estática, pode agora ser feito com bastante segurança, tendo em vista o conhecimento da importância relativa entre as grandezas básicas e a existência de um método de previsão do comportamento das deformações do sistema em operação.

Com a matéria exposta neste trabalho pode-se propor uma metodologia geral para projeto no sentido de orientar o projetista; os passos básicos seriam:

- a) definir o objetivo a ser alcançado quanto ao critério de rigidez na ponta da árvore; isto será função da máquina em projecto, classe de precisão, etc.. Uma orientação sobre valores normais pode ser encontrada na referência [14].
- b) estipular as dimensões básicas, em princípio, seguindo a sequência adotada na determinação do sistema padrão de análise (item 2.3.3):
  - geometria do trecho entre mancais: o diâmetro interno mínimo da árvore será em geral em função de exigências funcio-nais; o diâmetro externo está relacionado com a ordem de grandeza da máquina.
  - a secção transversal da árvore em balanço é em geral maior que do trecho entre mancais.
  - o comprimento em balanço (A) deve merecer o máximo cuida-do. Para se atingir altos níveis de rigidez procura-se reduzir o comprimento A, exemplos: especificando o nariz da árvore com cone curto, evitando colocação de elementos me-cânicos que tomem um espaço axial significativo, etc..
  - a especificação do tipo de mancal normalmente considera muitos outros fatores além do critério de rigidez. Assim: custo, amortecimento de vibrações, precisão de giro, dispo-nibilidade, velocidades máximas, capacidade de carga, pa-dronização, potência dissipada (atrito e lubrificação) e outros são todos critérios que regerão o selecionamento dos

mancais. As dimensões são baseadas em geral no diâmetro médio (DEL) da parte da árvore entre mancais. O diâmetro característico do mancal principal, faz-se superior ao DEL, primeiro por questões de montagem, em segundo, sua capacidade de carga e rigidez deverá ser superior a do mancal traseiro, cujo diâmetro característico é de valor um pouco inferior ao DEL.

- as flexibilidades dos apoios são especificadas em função da forma construtiva e do carregamento.

c) definido o ante-projeto do sistema, pode ser feito um primeiro estudo da rigidez com auxílio do programa CAS-28:

- a força  $F$  aplicada na ponta da árvore deve ser equivalente aos esforços máximos da usinagem, desta forma os valores que serão indicados, no relatório, para as reações nos apoios, servirão para verificar se a capacidade de carga dos mancais especificados condizem com os esforços.

- a distância ótima calculada, será tomada como orientação para dimensionar os elementos que ficam no espaço entre mancais.

- nesta mesma etapa, como resultado do processamento, é dado o valor da rigidez total na ponta da árvore; caso esta for inferior à pré-estabelecida como objetivo de dimensionamento, deverá o projetista procurar reforçar os elementos básicos, com base nos resultados da análise no item 2.3.4, ou mesmo reiniciar um novo ante-projeto aumentando o diâmetro DEL, característico do sistema.

d) terminado o ante-projeto deve ser realizado o dimensionamento definitivo de todos elementos; o projetista deve estabelecer a forma mais compacta possível. Reunindo todas as informações do projeto, introduz estes dados no computador e com o comando do programa CAS-34; passa a estudar o comportamento real do sistema árvore-mancal projetado. Se é desejo otimizar a distância entre mancais, deve ser definida uma seção (código LC informa o número da seção), que possa ser expandida sem com isso prejudicar o dimensionamento de algum outro elemento, além da distância entre apoios; existindo'

diversas possibilidades, escolher a secção mais reforçada.

Simulando uma usinagem, que ocorre com frequência, é interessante estudar as deformações na ponta da árvore:

- 1º) em função da distância entre mancais: o resultado gráfico dá boas informações sobre a validade de se jogar com o valor de  $L$  para melhorar a característica do sistema; esta decisão deve ser baseada principalmente na deformação que tem maior influência sobre a precisão de usinagem.
- 2º) em função da potência de acionamento (para a distância  $L$  do projeto) e para diferentes posições de entrada de potência se existirem, ou mesmo estudar diversas opções para o posicionamento ótimo dos mesmos. Deverão ser observados os valores calculados para as reações nos apoios e compará-los à capacidade nominal dos mancais.
- 3º) conhecer a linha elástica e deformações que ocorrerão em todo sistema são importantes para analisar os seguintes pontos:
  - desvios angulares nos mancais: tem limites estabelecidos para o bom funcionamento dos rolamentos [14], devem ser mínimos em mancais hidrodinâmicos e hidrostáticos.
  - deformações máximas nas transmissões por engrenagens.
  - valor máximo da flecha.
  - etc.

A melhora das características de rigidez pode ser feita através de inúmeras variáveis; a sequência da forma de atacar este problema não é definida, depende de cada projeto, mas isto não impõe maiores dificuldades considerando que o projetista tem ao seu alcance as principais informações, para estabelecer o próximo passo, pelos relatórios de processamento.

De um modo geral, pelas comparações com os resultados dos experimentos, pode-se afirmar que o método é satisfatório e que as melhoras introduzidas aumentam em muito o valor do modelo matemático.

A precisão dos valores calculados ainda está muito rela



cionada a algumas informações importantes como:

- comprimento real em balanço.
- característica de deformação dos apoios.

O trabalho apresentado não esgota o assunto, mas sim, é uma primeira etapa da simulação total em computador de um sistema árvore-mancais, o que é de grande importância na metodologia atual de projetos.

Ficam evidenciados os próximos passos para a continuação do trabalho:

- a) eliminar a hipótese simplificativa do apoio pontual nos mancais ou pelo menos estabelecer teórica ou experimentalmente os centros reais de carga dos mancais.
- b) prever teoricamente o comportamento das deformações reais nos apoios, em função da sua geometria, acabamento superficial, etc., em suma, a rigidez de contato dos elementos componentes.
- c) estabelecer mais precisamente o efeito de protensão nos mancais.
- d) na parte de programação:
  - seria relativamente fácil estabelecer um sistema de "conversaçoão", porém a configuração do computador disponível ofereceria um pouco de dificuldades na comunicação através do sistema de entrada e saída de dados, sendo o ideal um equipamento de "display" como o usado na RWTH-Aachen [8].
  - estabelecer outras variáveis de otimização, como por exemplo a posição da transmissão de acionamento; porém ao estabelecer a posição da entrada de potência, deve ser considerado o aspecto dinâmico da solução.

Nota Final: A documentação complementar como: resultados dos ensaios, testes dos programas elaborados, roteiros de aplicação, bem como todos relatórios de processamento que foram efetuados para a elaboração deste trabalho, estão em poder do autor e orientador desta tese de mestrado.

6 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 PIEKENBRINK, R. - Die Starrheit von Arbeitsspindeln und deren Lagerung.  
Industrie Anzeiger, Essen - n° 80 - 1956.
- 2 HONRATH, K. - Werkzeugmaschinenspindeln und deren Lagerungen.  
Girardet - 7. Forschungsbericht der RWTH - Aachen - 1957.
- 3 KOZEL, J. - Rigidez Estática  
Centro Tecnológico da UFSC - 1971.
- 4 OPITZ, H. - Untersuchungen an Werkzeugmaschinenspindeln, Wälzlagern und hydrostatischen Lagerungen.  
Forschungsberichte des Landes Nordrhein - Westfalen - N° 1331 - Westdeutscher Verlag - Köln und Opladen - 1964.
- 5 MÖBIUS, W. - Konstruktionsbeispiele von Werkzeugmaschinen - Drehspindeln.  
Industrie - Anzeiger - Essen - N° 80 - 1956.
- 6 SALJÉ, E. - Elemente der Spanenden Werkzeugmaschinen.  
Veb Verlag Technik, Berlin - 1968.
- 7 BRUINS, D.H. - Werkzeuge und Werkzeugmaschinen.  
Carl Hanser Verlag - München - 1966.
- 8 OPITZ, H. - Moderner Werkzeugmaschinenbau.  
Girardet - 1971.
- 9 CHARCHUT, W. - Spanende Werkzeugmaschinen.  
Carl Hanser Verlag - München - 1962.
- 10 KOENIGSBERGER, F. - Design Principles of Metal-Cutting Machine Tools.  
The MacMillan Company - New York - 1964.

- 11 OPITZ, GÜNTHER, KALKERT e KUNKEL - The study of the deflection of rolling bearings for machine tool spindles. MTDR - Machine Tool Design and Research - 1965.
- 12 PALMGREN, A. - Ball and Roller Bearing Engineering. S.H. Burbank & Co. Inc., Philadelphia - 1959.
- 13 HARRIS, T.A. - Rolling Bearing Analysis. John Wiley & Sons, Inc. - New York - 1966.
- 14 ZDENKOVIĆ, R. e DUKOVSKI, V. - Funktionsmässige Steifheit von Werkzeugmaschinen spindeln. Werkstatt und Betrieb - N° 106 - 1973.
- 15 TOSCHEV, I.G. - Steifigkeit von Drehbänken. Werkstatt und Betrieb - 1969.
- 16 SCHNEIDER, C.A. - Programas e Sub-rotinas FORTRAN de utilidade na engenharia. Centro Tecnológico da UFSC - Relatório Interno - 1974.
- 17 TIMOSHENKO, S.P. - Resistência dos Materiais - Vol. I. Ao Livro Técnico S.A. - 1966.
- 18 PROVENZA, F. - Prontuário do Projetista de Máquinas. Escola "PRO-TEC" - 1966.
- 19 SCHNEIDER, C.A. - Mancais Radiais Hidrostáticos - Projeto e Análise. Centro Tecnológico da UFSC - Relatório Interno - 1973.
- 20 HONRATH, K. - Messung von Kräften in Wälzlagern. Industrie-Anzeiger - N° 10 - 1959.
- 21 ELSLÉGR, V. e Outros - Relatório de pesquisa sobre mancal tipo K. VÚOSO - Praga - Instituto de Pesquisa de Usinagem e de Máquinas-Ferramenta.

- 22 HARTSTEIN, H. - Contribuição à análise da rigidez estática da estrutura de tornos universais.  
Tese de Mestrado - Centro Tecnológico da UFSC - 1973.
- 23 SCHNEIDER, C.A. - Grandezas de usinagem no torneamento.  
Centro Tecnológico da UFSC - Relatório Interno - 1973.
- 24 KOENIGSBERGER, F. - Spindle Units and Bearing Configuration.  
Manchester Institute of Science and Technology - 1972.
- 25 BRAMMERTZ, P.H. - Ursachen für Form - und Massfehler beim Innen - Feindreihen.  
Industrie - Anzeiger, Essen - N° 46 - 1960.

7 - ANEXOS

- 7.1 - Planilha de Codificação de dados para programa CAS-28
- 7.2 - Listagem Programa Principal CAS-28
- 7.3 - Planilha de Codificação de dados para programa CAS-34
- 7.4 - Listagem Programa Principal CAS-34



```

// JOB
// FOR
*EXTENDED PRECISION
*ONE WORD INTEGERS
*IOCS(1132PRINTER,CARD,PLOTTER,KEYBOARD,TYPEWRITER)

```

CAS-28

CARLOS A.SCHNEIDER

```

REAL L,LMIN,LMAX,J1,J2
DIMENSION ELAST(101),DIST(101),TROCA(21),COMEN(18),ESPM1(10)
DIMENSION ESPM2(10),NV1(10),NV2(10),V1(10),V2(10),VAR(21),UNID(4)
EQUIVALENCE (TROCA(1),DEL),(TROCA(2),DIL),(TROCA(3),DEA),(TROCA(4)
1,DIA),(TROCA(5),A),(TROCA(6),B1),(TROCA(7),B2),(TROCA(8),CAB1),(TR
2OCA(9),CAB2),(TROCA(10),ER1),(TROCA(11),ER2),(TROCA(12),FM1),(TROC
2A(13),FM2),(TROCA(14),F),(TROCA(15),E)
DATA VAR/' DEL ',' DIL ',' DEA ',' DIA ',' A ',' B1 ',' B2 ','
1 CAB1 ',' CAB2 ',' ER1 ',' ER2 ',' FM1 ',' FM2 ',' F ',' E ','**
2***','*****','*****','*****','*****','*****'/'
98 NG=1
C LEITURA DOS DADOS
23 READ(2,100)NREL,MRP,COMEN
100 FORMAT(2I2,4X,18A4)
READ(2,101)L,LMIN,LMAX,A,DEA,DIA,DEL,DIL,E
101 FORMAT(8F5.1,F10.2)
READ(2,102)F,FMIN,FMAX
102 FORMAT(3F6.1)
READ(2,103)M1,ALFA1,NERJ1,B1,FM1,CAB1,ESPM1
ER1=NERJ1
103 FORMAT(12,F4.1,I3,F5.1,2E8.5,10A5)
READ(2,103)M2,ALFA2,NERJ2,B2,FM2,CAB2,ESPM2
ER2=NERJ2
C RELATORIO DOS VALORES LIDOS
104 WRITE(3,104)NREL,MRP,COMEN
FORMAT('1CT-UFSC - DEP.MECANICA - PROGRAMA CAS-28'7X'RELATORIO
1='12/30X'MRP='11/1X,18A4//' **DADOS PARA O PROCESSAMENTO - UNIDA
2DES (MM , KG , GRAUS)')
WRITE(3,105)L,LMIN,LMAX,A,E,DEL,DIL,DEA,DIA
105 FORMAT(/' ARVORE'/' L='F6.1' OU PESQUISAR ENTRE LMIN='F6.1' A L
1MAX='F4.1/' A='F6.1,15X'MODULO DE ELASTICIDADE ='F7.1' KG/MM2/'
2' DEL='F5.1' DIL='F5.1' - ENTRE MANCAIS'/' DEA='F5.1' DIA
3='F5.1' - EM BALANCO')
WRITE(3,106)F,FMIN,FMAX
106 FORMAT(/' CARREGAMENTO'/' F='F7.1' CALCULAR PARA A FAIXA FMIN
1='F6.1' A FMAX='F6.1)
WRITE(3,107)
107 FORMAT(/' MANCAL DIANTEIRO')
GO TO(30,30,31),M1
30 WRITE(3,108)M1,ALFA1,NERJ1,B1,ESPM1,CAB1
108 FORMAT('+'22X'(T'11') ALFA='F4.1' ELEM.ROL.='13' DIM.B='F4.1/
112X'='10A5/8X'FLEXIBILIDADE DO ASSENTO DO MANCAL ='E11.5' MM/KG')
GO TO 32
31 WRITE(3,118)M1,FM1,ESPM1,CAB1

```

```

118  FORMAT('+'22X'(T'I1')) FLEXIBILIDADE LINEAR ='E12.5' MM/KG'/12X' =
1  10A5/8X'FLEXIBILIDADE DO ASSENTO DO MANCAL ='E11.5' MM/KG')
32  WRITE(3,109)
109  FORMAT( /' MANCAL TRASEIRO')
GO TO(33,33,34),M2
33  WRITE(3,108)M2,ALFA2,NERJ2,B2,ESPM2,CAB2
GO TO 25
34  WRITE(3,118)M2,FM2,ESPM2,CAB2
25  I=0
C    CALCULO DA FLEXIBILIDADE PARA UM COMPRIMENTO L ENTRE MANCAIS
      J1=3.1416/64.*(DEL**4.-DIL**4.)
      J2=3.1416/64.*(DEA**4.-DIA**4.)
      CB=A**3./3./E/J2
      CCA=A**2./3./E/J1
42  GO TO(42,42,42,42,42,43,42),MRP
110  WRITE(3,110)J1,J2
      FORMAT(/16X'RESULTADOS DO PROCESSAMENTO/' MODULOS DE RESISTENCIA
1  (MM4) - J1='E11.5' J2='E11.5')
43  GO TO (1,2,45,1,99,3,4),MRP
45  EMIN=1.
      EMAX=0.
1    CMAX=0.
      CMIN=1.
3    PL=(LMAX-LMIN)/100.
4    L=LMIN
      CA=L*CCA
      CL=(L+A)/L
      AL=A/L
      F1=F*CL
      CALL MANCA(M1,E1,F1,FM1,0.,ALFA1,ER1,B1)
      CC=E1*CL/F
      F2=F*AL
      CALL MANCA (M2,E2,F2,FM2,0.,ALFA2,ER2,B2)
      CD=E2/F*AL
      CE1=CAB1*CL**2.
      CE2=CAB2*AL**2.
      I=I+1
C    C=CA+CB+CC+CD+CE1+CE2
      ANALISE E RELATORIO DOS VALORES CALCULADOS
      GO TO (5,6,5,5,8,7,8,8),MRP
5    IF(CMIN-C)9,9,10
10   CMIN=C
      NFMIN=I
9    IF(CMAX-C)11,7,7
11   CMAX=C
7    ELAST(I)=C
      DIST(I)=L
      L=LMIN+I*PL
      IF(LMAX-L)12,4,4

```



```

12 GO TO (13,99,17,17,99,53),MRP
17 MRP=8
   GO TO 46
13 WRITE(1,111)
111 FORMAT(// 'ATENCAO - COLOQUE A PENA NA ORIGEM DOS EIXOS COORDENADOS
1' )
   XMIN=LMIN
   XMAX=LMAX
   YMIN=CMIN
   YMAX=CMAX
   PAUSE
53 CALL DATSW(10,II)
   GO TO (38,54),II
54 GO TO (55,55,55,55,55,14,99,55),MRP
55 CALL ESCXY(1,XMIN,XMAX,VI,VC,VF,CE,ESCX,5,FCI,UNID)
   X=VI+(CE-75.)/2./ESCX/25.4
   CALL ECHAR(X,-0.75,0.25,0.25,0.)
119 WRITE(7,119)NREL
   FORMAT('RELATORIO' I3)
   CALL EPLOT(0,VC,0.)
   CALL ESCXY(2,YMIN,YMAX,CI,VC,CF,CE,ESCY,2,FCI,UNID)
   CALL SCALE( ESCX,ESCY,VI,CI)
   N=0
14 DO 15 J=1,I
   CALL QUADR(KQ,DIST(J),ELAST(J),VI,VF,CI,CF,0.)
   GO TO (35,15),KQ
35 CALL EPLOT(-2,DIST(J),ELAST(J))
   N=J
15 CONTINUE
   IF(N)36,36,37
36 CALL BERRO (1,FLOAT(NG))
   GO TO 38
37 CALL ECHAR(DIST(N),ELAST(N),0.07,0.1,0.)
   WRITE(7,113)NG
38 GO TO(16,99,28,28,99,28,99,28),MRP
16 MRP=5
46 L=LMIN+PL*NFMIN
   I=I-1
   GO TO 4
2 PF=(FMAX-FMIN)/50.
   F=FMIN
   GO TO 4
6 ELAST(I)=C*F
   DIST(I)=F
   F=FMIN+I*PF
   IF(FMAX-F)18,4,4
18 GO TO (19,20,58),NG
19 WRITE(1,111)
   XMIN=FMIN

```

```

XMAX=FMAX
YMIN=ELAST(1)
YMAX=ELAST(50)
PAUSE
CALL DATSW(10,II)
GO TO (57,56),II
57 NG=3
GO TO 58
56 CALL ESCXY(1,XMIN,XMAX,FI,VC,FS,CE,ESCX,5,FCI,UNID)
CALL ESCXY(2,YMIN,YMAX,FI,VC,ES,CE,ESCY,2,FCI,UNID)
NG=2
20 CALL SCALE(ESCX,ESCY,FI,EI)
DO 21 J=1,I
CALL QUADR(KQ,DIST(J),ELAST(J),FI,FS,EI,ES,0.)
GO TO (27,21),KQ
27 N=J
CALL EPLOT(-2,DIST(J),ELAST(J))
21 CONTINUE
CALL ECHAR(DIST(N),ELAST(N),0.07,0.1,0.)
WRITE(7,112)NREL
112 FORMAT('RELAT.',I3)
CALL EPLOT(0,FI,EI)
58 READ(2,113)IFLAG
113 FORMAT(I2)
IF(IFLAG=99)99,23,99
8 CALL RPROC (L,A,YT,C,F,FI,F2,CA,CB,CC,CD,CE1,CE2,2)
GO TO(99,99,99,99,99,99,99,47),MRP
47 IF(EMIN-CMIN)48,48,49
49 EMIN=CMIN
48 IF(EMAX-CMAX)50,51,51
50 EMAX=CMAX
51 READ(2,115)L1,L2,TROCA1,TROCA2
115 FORMAT(2I2,2E12.5)
IF(L1*L2)52,52,24
52 CMIN=EMIN
CMAX=EMAX
GO TO 15
24 NV1(NG)=L1
NV2(NG)=L2
V1(NG)=TROCA(L1)
V2(NG)=TROCA(L2)
TROCA(L1)=TROCA1
TROCA(L2)=TROCA2
NG=NG+1
WRITE(3,120)
120 FORMAT(/32('='))
WRITE(3,116)NG,VAR(L1),VAR(L2),TROCA(L1),TROCA(L2)
116 FORMAT( /9X'CURVA',I2/9X 'MUDANCA DOS VALORES DAS VARIAVEIS'A5' E '
1A5/9X'PARA 'E12.5' E 'E12.5' RESPECTIVAMENTE.')

```

```
MRP=4
GO TO 25
28 NG=NG-1
   IF(NG)99,99,29
29 L1=Nv1(NG)
   L2=Nv2(NG)
   TROCA(L1)=V1(NG)
   TROCA(L2)=V2(NG)
   MRP=6
   GO TO 25
99 CALL DATSW(0,J)
   GO TO(98,97),J
97 CALL EXIT
   END
// DUP
*DELETE          WS  UA  CAS28
*STORE
```



```
// JOB
// FOR
```

CAS-34

CARLOS A.SCHNEIDER

```
*IOCS(CARD,1132PRINTER,TYPEWRITER,KEYBOARD,PLOTTER)
*ONE WORD INTEGERS
*EXTENDED PRECISION
INTEG P,W,R,DLS,DLE,DLU,T
REAL MAX,MAY,MBX,MBY,MCX,MCY
DIMENSION COMEN(18),ESPM2(10),ESPM1(10),XL(30),DE(30),DI(30),X(30)
1,WR(30),DX(6),DY(6)
DIMENSION XX(48),YY(48),IDC(3),KPT(3),NPT(3),CURVO(15),
1TITO(10),TITP(10),RVAR(20)
DIMENSION ZZ(40),UNID(4),CLE(3)
DIMENSION RR(15),EAD(8),DAD(8),EAT(8),DAT(8)
COMMON VCAR(20)
DATA IDC/1,2,3/,KPT/0,1,6/,NPT/16,16,16/
DATA CURVO/'DEFO','RMAC','AO S','EGUN','DO X','DEFO','RMAC','AO S'
1,'EGUN','DO Y','DEFO','RMAC','AO T','OTAL','X+Y'/
DATA TITO/' ','-D','EFOR','MACO','ES X','DIS','T.EN','TRE ',
1'MANC','AIS '/
DATA TITP/' ','-COM','PORT','AMEN','TO S','OB V','ARIA','CAO ',
1'DE C','ARGA'/
DATA RVAR/' PP1',' PP2',' PP3',' DMU',' DTU',' DMP2',' DMP3',
1' DTT','ALFA1','ALFA2','ALFA3',' RFR',' RFA','COEF2',' APR2',
2 YDT2','COEF3',' APR3',' YDT3',
DATA CLE/'X ','Y ','X+Y'/
EQUIVALENCE (XX(1),COMEN(1)),(YY(1),ESPM1(1)),(ZZ(1),ESPM2(1))
EQUIVALENCE (XX(31),RR(1)),(YY(31),EAD(1)),(YY(39),DAD(1))
VT(Z,Y)=SQRT(Z*Z+Y*Y)
AG(Z)=Z*180./3.1416
R=2
W=3
T=1
PI=3.1416
1 READ(R,100)REL,KRP,KOT,KDES,KCAR,COMEN
100 FORMAT(A4,4I1,18A4)
TITO(1)=REL
TITP(1)=REL
IF(KRP)2,2,3
2 CALL EXIT
3 READ(R,101)NT,LF2,LC,LMA,E,PTA,PTB,ROT,POT,POTMI,POTMA,DINF,DSUP,
1ESCD
101 FORMAT(4I3,3F8.2,F6.1,6F5.2)
KAD=1
KAT=1
READ(R,102)M1,ALFA1,NERJ1,B1,FM1,CAB1,ESPM1
IF(CAB1)152,153,153
152 NLMD=ABS(CAB1)
READ(R,128)(EAD(I),DAD(I),I=1,NLMD)
128 FORMAT(8(F5.1,F5.4))
```

```

KAD=2
153 READ(R,102)M2,ALFA2,NERJ2,B2,FM2,CAB2,ESPM2
IF(CAB2)173,174,174
173 NLMT=ABS(CAB2)
READ(R,128)(EAT(I),DAT(I),I=1,NLMT)
KAT=2
174 ER1=NERJ1
ER2=NERJ2
102 FORMAT(I2,F4.1,I3,F5.1,2E8.5,10A5)
READ(R,103)FX1,FY1,MAX,MAY,FX2,FY2,FX3,FY3,MBX,MBY
103 FORMAT(10F8.3)
READ(R,115)VCAR
115 FORMAT(3F3.0,5F5.1,3F4.1,3F4.3,F4.1,F2.0,F4.3,F4.1,F2.0,F4.2)
GO TO (25,26),KCAR
26 CALL CARGA(POT,ROT ,FX1,FY1,MAX,MAY,FX2,FY2,FX3,FY3,MBX,MBY)
25 F1=VT(FX1,FY1)
F2=VT(FX2,FY2)
F3=VT(FX3,FY3)
TETA1=AG(ATAN(FY1/FX1))
TETA2=AG(ATAN(FY2/FX2))
TETA3=AG(ATAN(FY3/FX3))
DO 20^ I=1,NT
200 READ(R,104)N,XL(N),DE(N),DI(N)
104 FORMAT(I2,3F6.1)
WRITE(W,105)REL,COMEN
105 FORMAT('1'50X'RELATORIO='A4//' CENTRO TECNOLOGICO DA UFSC - DEP.
1MECANICA - PROGRAMA CAS-34'//5X'RIGIDEZ ESTATICA DE ARVORES DE M
2AQUINAS FERRAMENTAS'/27X'OTIMIZACAO'//1X,18A4)
WRITE(W,121)KRP,KOT,KDES,KCAR
121 FORMAT('//6X'DADOS PARA O PROCESSAMENTO (KRP='I1' KOT='I1' KDES=
1'I1' KCAR='I1'))
GO TO (78,79),KCAR
78 GO TO (80,80,80,80,79),KRP
79 WRITE(W,122)
122 FORMAT('/' *INFORMACOES PARA CALCULO DO CARREGAMENTO')
WRITE(W,123)(RVAR(I),VCAR(I),I=1,20)
123 FORMAT(4(2X,A5,'='F8.3))
80 WRITE(W,129)POT,ROT,POTMI,POTMA,DINF,DSUP,ESCD
129 FORMAT('/' *INFORMACOES PARA RELATORIOS ESPECIAIS '/' POT='F8.3'
1 ROT='F8.3' POTMI='F8.3' POTMA='F8.3/' DINF='F8.3' DSUP='F8
2.3' ESCD='F8.3)
WRITE(W,130)E
130 FORMAT('/' *MODULO DE ELASTICIDADE - E='F7.1' KG/MM2'//' *APOIOS,MA
1NCAIS,GEOMETRIA E CARREGAMENTO')
WRITE(W,106) PTB,MBX,MBY,FX3,FY3,F3,TETA3
106 FORMAT(
2)'//3X'O *CARREGAMENTO - PTB='F8.1' MBXZ='F8.3' MBYZ='F8.3/14X'F
3X3='F7.1' FY3='F7.1' F3='F7.1' TETA3='F5.1/5X'*MANCAL TRAZEIRO'
4)

```

```

GO TO (4,4,5),M2
4 WRITE(W,107)M2,ALFA2,NERJ2,B2,ESPM2,CAB2
107 FORMAT('+'22X'(T'I1') ALFA='F4.1' ELEM.ROL.='I3' DIM.B='F4.1/
112X'='10A5/8X'FLEXIBILIDADE DO ASSENTO DO MANCAL ='E11.5' MM/KG')
GO TO 6
5 WRITE(W,108)M2,FM2,ESPM2,CAB2
108 FORMAT('+'22X'(T'I1') FLEXIBILIDADE LINEAR ='E12.5' MM/KG'/12X'=
1'10A5/8X'FLEXIBILIDADE DO ASSENTO DO MANCAL ='E11.5' MM/KG')
6 GO TO (181,182),KAT
182 WRITE(W,131)
131 FORMAT(8X'COMPORTAMENTO NAO LINEAR DO APOIO - CURVA F*DEF (KG*MM)'
1)
WRITE(W,132)(EAT(I),DAT(I),I=1,NLMT)
132 FORMAT(6X'* 'F7.1,F8.4' * 'F7.1,F8.4' * 'F7.1,F8.4' * ')
181 XT=0.
DO 201 I=1,NT
XT=XT+XL(I)
X(I)=XT
WR(I)=PI*(DE(I)**4.-DI(I)**4.)/64.
WRITE(W,109)I,X(I),XL(I),DE(I),DI(I),WR(I)
109 FORMAT(/I4' X='F6.1' L='F6.1' DE='F5.1' DI='F5.1' J='E10
1.4)
IF(I-LF2)8,7,8
7 WRITE(W,110)FX2,FY2,F2,TETA2
110 FORMAT(5X'*CARREGAMENTO'/14X'FX2='F7.1' FY2='F7.1' F2='F7.1' TE
1TA2='F5.1)
8 IF(I-LC)10,9,10
9 WRITE(W,111)I
111 FORMAT(5X'*TRECHO XL'I3' - AUMENTAR ATE DIMENSAO OTIMA')
10 IF(I-LMA)201,11,201
11 CL=XT
WRITE(W,112)
112 FORMAT(5X'*MANCAL DIANTEIRO')
GO TO (13,13,14),M1
13 WRITE(W,107)M1,ALFA1,NERJ1,B1,ESPM1,CAB1
GO TO 183
14 WRITE(W,108)M1,FM1,ESPM1,CAB1
183 GO TO (201,184),KAD
184 WRITE(W,131)
WRITE(W,132)(EAD(J),DAD(J),J=1,NLMD)
201 CONTINUE
A=XT-CL
WRITE(W,114)PTA,MAX,MAY,FX1,FY1,F1,TETA1
114 FORMAT(5X'*CARREGAMENTO - PTA='F8.1' MAXZ'F8.3' MAYZ='F8.3/12X'
1 FX1='F7.1' FY1='F7.1' F1='F7.1' TETA1='F5.1)
J=LMA+1
DO 202 I=J,NT
202 X(I)=X(I)-CL
NI=0

```

```

23 IF (ABS (FX2)+ABS (MBX)+ABS (MAX)+ABS (FX1))63,62,63
62 DX(1)=0.
   KX=2
   GO TO 64
63 KX=1
64 IF (ABS (FY2)+ABS (MBY)+ABS (MAY)+ABS (FY1))66,65,66
65 DY(1)=0.
   KY=2
   GO TO 67
66 KY=1
67 MAX=MAX*1000.
   MAY=MAY*1000.
   MBX=MBX*1000.
   MBY=MBY*1000.
   MCX=MAX+FX1*A
   MCY=MAY+FY1*A
   CRAX=FX1*A+MAX-MBX
   CRAY=FY1*A+MAY-MBY
   CRBX=FX1+FX2+FX3
   CRBY=FY1+FY2+FY3
   VKX=ABS (FX1)+ABS (MAX)
   VKY=ABS (FY1)+ABS (MAY)
   IF (VKX)53,52,53
52 DX(2)=0.
   GO TO 54
53 CALL FLEXB(DX(2),E,J,NT,FX1,MAX,A,X,XL,WR)
54 IF (VKY)56,55,56
55 DY(2)=0.
   GO TO 57
56 CALL FLEXB(DY(2),E,J,NT,FY1,MAY,A,X,XL,WR)
57 DLU=100
   KL=1
   DLE=0
   GO TO(15,16,15,15,15,32),KRP
16 CALL PTMIN(KS,DLE,YT,NI,KL,DLU,DLS,YTT,YTR,YTS)
   GO TO(20,39,22,24),KS
24 WRITE(W,113)
113 FORMAT(// ' ! *A DISTANCIA OTIMA E INFERIOR AO COMPRIMENTO MINIMO E
1SPECIFICADO*')
22 KRP=1
20 DO 203 I=LC,LMA
203 X(I)=X(I)+DLE
15 CL=CL+DLE
   XL(LC)=XL(LC)+DLE
   IF (LF2)29,30,31
29 CALL BERRO(1,FLOAT(LF2))
   GO TO 2
30 XF2=0.
   GO TO 32

```



```

31  XF2=X(LF2)
32  GO TO(58,59),KX
58  CALL FLEXM(LMA,DX2,DA2,E,LF2,LMA,FX2,MBX,MCX,CL,X,XL,WR)
    DX(1)=-A*DA2
59  GO TO(60,61),KY
60  CALL FLEXM(LMA,DY2,DA2,E,LF2,LMA,FY2,MBY,MCY,CL,X,XL,WR)
    DY(1)=-A*DA2
61  RAX=- (FX2*XF2+FX1*CL+CRAX)/CL
    RAY=- (FY2*XF2+FY1*CL+CRAY)/CL
    RA=VT(RAX,RAY)
    RBX=-RAX-CRBX
    RBY=-RAY-CRBY
    RB=VT(RBX,RBY)
    CALL MANCA(M1,DA,RA,FM1,PTA,ALFA1,ER1,B1)
    CALL MANCA(M2,DB,RB,FM2,PTB,ALFA2,ER2,B2)
    TL=(CL+A)/CL
    AL=A/CL
    DX(3)=-DA*RAX*TL/RA
    DY(3)=-DA*RAY*TL/RA
    DX(4)=RBX*DB*AL/RB
    DY(4)=RBY*DB*AL/RB
    GO TO (175,176),KAD
175 CA=CAB1*RA
    GO TO 177
176 CALL INTEL(2,RA,CA,EAD,DAD,NLMD,2,3,I)
177 GO TO (178,179),KAT
178 CB=CAB2*RB
    GO TO 180
179 CALL INTEL(2,RB,CB,EAT,DAT,NLMT,2,3,I)
180 DX(5)=-RAX*CA*TL/RA
    DY(5)=-RAY*CA*TL/RA
    DX(6)=RBX*CB*AL/RB
    DY(6)=RBY*CB*AL/RB
    DXT=0.
    DYT=0.
    DO 204 I=1,6
    DXT=DXT+DX(I)
204 DYT=DYT+DY(I)
    D=VT(DXT,DYT)
    NI=NI+1
    IF(NI-100)34,34,33
33  CALL BERRO(2,DLE)
    GO TO 39
34  GOTO(39,35,39,28,39,76),KRP
35  GO TO (36,37,38),KOT
36  YT=D
    GO TO 16
37  YT=ABS(DXT)
    GO TO 16

```

```

38     YT=ABS(DYT)
      GO TO 16
39     CALL RELP2(NI,CL,A,D,DXT,DYT,DX,DY,FX1,FY1,RAX,RAY,RBX,RBY)
      GO TO(45,45,27,1,75),KRP
27     XD=(DSUP-DINF)/15.
      KRP=4
      DLE=DINF
      CLA=CL+DINF
      N1=0
      N2=16
      N3=32
      GO TO 20
28     N1=N1+1
      N2=N2+1
      N3=N3+1
      XX(N1)=CL
      XX(N2)=CL
      XX(N3)=CL
      YY(N1)=DXT*1000.
      YY(N2)=DYT*1000.
      YY(N3)= D*1000.
      IF(N1-16)42,43,43
42     DLE=(CLA+XD*N1)-CL
      GO TO 20
43     CALL DATSW(10,J)
      GO TO(1,44),J
44     CALL GRAFE(3,TITO,IDC,KPT,NPT,CURVO,XX,YY,48,0.)
      GO TO 1
45     IF(KDES)1,1,46
46     CALL MAXMI(1,1,NT,DE,DE,DEMAX,I,DEMIN,I)
      DEMAX=DEMAX/ESCD/2.+10.
      WRITE(T,116)DEMAX
116    FORMAT(//'DESENHO DA ARVORE'//'POSICIONAR A PENA A 'F4.0' MM DA MA
1RGEM ESQUERDA DO PAPEL'//)
      ESC=1./ESCD/25.4
      J=LMA+1
      DO 205 I=J,NT
205    X(I)=X(I)+CL
      PAUSE
      CALL DATSW(10,J)
      GO TO(149,47),J
47     CALL SCALE(ESC,ESC,0.,0.)
      CALL EPLOT(2,0.,0.)
      CALL POINT(5)
      CALL EPLOT(0,0.,DE(1)/2.)
      CALL EPLOT(0,X(1),DE(1)/2.)
      DO 206 I=2,NT
206    CALL EPLOT(0,X(I-1),DE(I)/2.)
      CALL EPLOT(0,X(I),DE(I)/2.)

```

```

CALL EPLOT(0,X(NT),0.)
CALL EPLOT(0,X(NT)+20.,0.)
CALL EPLOT(0,X(LMA),0.)
CALL POINT(5)
IF(LC)49,49,48
48 CALL EPLOT(0,X(LC),0.)
CALL POINT(1)
49 CALL EPLOT(0,-20.,0.)
CALL EPLOT(0,0.,0.)
CALL EPLOT(0,0.,DI(1)/2.)
CALL EPLOT(0,X(1),DI(1)/2.)
DO 207 I=2,NT
IF(ABS(DI(I-1)-DI(I))-0.25)207,50,50
50 CALL EPLOT(0,X(I-1),0.)
CALL EPLOT(0,X(I-1),DI(I)/2.)
207 CALL EPLOT(0,X(I),DI(I)/2.)
CALL ECHAR(0.,- 8.*ESCD,0.1,0.15,0.)
WRITE(7,117)ESCD,REL
117 FORMAT('ESCALA 1.00 -'F5.2' RELATORIO = 'A4)
CALL EPLOT(0,0.,0.)
149 WRITE(T,118)
118 FORMAT('/'TRACADO DAS LINHAS ELASTICAS - POSICIONAR A PENA')
51 IF(NT=30)69,74,68
68 CALL BERRO(4,FLOAT(NT))
GO TO 1
69 CALL MAXMI(1,1,NT,XL,XL,XLMAX,IMAX,XLMIN,I)
IF(LF2)82,82,81
81 IF(IMAX=LF2)83,83,82
82 IF(IMAX=LMA)84,84,85
83 LF2=LF2+1
84 LMA=LMA+1
85 J=NT+1
70 IF(J=IMAX)71,73,72
71 CALL BERRO(5,FLOAT(J))
GO TO 1
72 I=J-1
X(J)=X(I)
XL(J)=XL(I)
DE(J)=DE(I)
DI(J)=DI(I)
WR(J)=WR(I)
J=J-1
GO TO 70
73 XLM=XLMAX/2.
I=J+1
X(I)=X(J)
X(J)=X(J)-XLM
XL(I)=XLM
XL(J)=XLM

```

```

DE(I)=DE(J)
DI(I)=DI(J)
WR(I)=WR(J)
NT=NT+1
GO TO 51
74 DO 209 I=1,LMA
GO TO(87,86),KX
86 XX(I)=0.
DA1X=0.
GO TO 88
87 CALL FLEXM(I,XX(I),DA1X,E,LF2,LMA,FX2,MBX,MCX,CL,X,XL,WR)
XX(I)=-XX(I)*1000.
88 GO TO (90,89),KY
89 YY(I)=0.
DA1Y=0.
GO TO 209
90 CALL FLEXM(I,YY(I),DA1Y,E,LF2,LMA,FY2,MBY,MCY,CL,X,XL,WR)
YY(I)=-YY(I)*1000.
209 CONTINUE
J=LMA+1
DO 210 I=J,NT
210 X(I)=X(I)-CL
DO 211 I=J,NT
IF(VKX)91,91,92
91 XX(I)=0.
GO TO 93
92 CALL FLEXB(XX(I),E,J,I,FX1,MAX,A,X,XL,WR)
93 XX(I)={-DA1X*X(I)+XX(I)}*1000.
IF(VKY)94,94,95
94 YY(I)=0.
GO TO 96
95 CALL FLEXB(YY(I),E,J,I,FY1,MAY,A,X,XL,WR)
96 YY(I)={-DA1Y*X(I)+YY(I)}*1000.
211 CONTINUE
DO 216 I=J,NT
216 X(I)=X(I)+CL
IF(KDES-8)99,99,98
98 CALL BERRO(3,FLOAT(KDES))
GO TO 1
99 KD=1
IF(KDES-4)151,151,150
150 KD=2
KDES=KDES-4
KKD=KDES
151 DO 212 I=1,NT
212 ZZ(I)=VT(XX(I),YY(I))
CALL MAXMI(1,1,30,XX,XX,RR(1),I,RR(2),I)
CALL MAXMI(1,1,30,YY,YY,RR(3),I,RR(4),I)
CALL MAXMI(1,1,30,ZZ,ZZ,RR(5),I,RR(6),I)

```

```

ZZ(36)=DA+CA
ZZ(33)=DB+CB
ZZ(34)=-ZZ(36)*RAX/RA
ZZ(31)=-ZZ(33)*RBX/RB
ZZ(35)=-ZZ(36)*RAY/RA
ZZ(32)=-ZZ(33)*RBY/RB
ZZ(37)=DX(3)+DX(5)+DX(4)+DX(6)
ZZ(38)=DY(3)+DY(5)+DY(4)+DY(6)
ZZ(39)=VT(ZZ(37),ZZ(38))
DO 213 I=31,39
213 ZZ(I)=ZZ(I)*1000.
RR(I-24)=ZZ(I)
CALL MAXMI(1,1,15,RR,RR,ZMAX,I,ZMIN,I)
PAUSE
CALL DATSW(10,J)
GO TO(154,155),J
154 WRITE(W,124)
124 FORMAT(//' * LINHA ELASTICA DA ARVORE SEGUNDO X , Y , X+Y'//' I'
15X' X'8X'XX'8X'YY'8X'ZZ')
WRITE(W,125)(I,X(I),XX(I),YY(I),ZZ(I),I=1,NT)
125 FORMAT(14,4F10.1)
GO TO 1
155 CALL SCALE(ESC,ESC,0.,0.)
CALL EPLOT(2,-10.*ESCD,0.)
CALL ESCXY(2,ZMIN,ZMAX,VI,VC,VS,CEY,ESCY,2,CIY,UNID)
CALL SCALE(ESC,ESCY,-10.*ESCD,VC)
CALL EPLOT(-2,0.,VC)
CALL POINT(5)
DO 214 I=1,NT
CALL EPLOT(0,X(I),VC)
IF(I-LMA)157,156,157
156 CALL POINT(5)
GO TO 214
157 CALL POINT(0)
214 CONTINUE
KX=1
158 CALL EPLOT(-2,0.,VC)
YZZ=VC
XZZ=X(NT)
DO 215 I=1,NT
GO TO(160,161,162,163),KDES
160 YZ=XX(I)
KX=1
GO TO 164
161 YZ=YY(I)
GO TO 164
162 YZ=ZZ(I)
GO TO 164
163 KX=2

```

```

KDES=KDES-1
GO TO 158
164 CALL QUADR(KS,X(I),YZ,0.,X(NT),VI,VS,10.)
GO TO (165,215),KS
165 CALL EPLOT(0,X(I),YZ)
YZZ=YZ
XZZ=X(I)
215 CONTINUE
170 CALL POINT(4)
CALL ECHAR(XZZ ,YZZ,0.08,0.1,0.)
WRITE(7,126)CLE(KDES)
126 FORMAT(1X,A3)
GO TO (171,163,169),KX
166 KD=1
GO TO(167,168,168,169),KKD
167 KX=1
168 CALL EPLOT(-2,0.,ZZ(KKD+30))
CALL POINT(5)
CALL EPLOT(0,X(LMA),ZZ(KKD+33))
CALL POINT(5)
CALL EPLOT(0,X(NT),ZZ(KKD+36))
YZZ=ZZ(KKD+36)
XZZ=X(NT)
GO TO 170
169 KKD=KKD-1
KX=3
KDES=KKD
GO TO 166
171 GO TO(172,166),KD
172 CALL ECHAR(0.,VS,0.1,0.125,0.)
WRITE(7,127)
127 FORMAT(' LINHA ELASTICA - EIXO GEOMETRICO')
GO TO 1
75 KRP=6
WRITE(W,119)ROT
119 FORMAT(/ /6X'COMPORTAMENTO SOB VARIACAO DE POTENCIA A'F7.0' RPM'//
1' POT(CV) RA(KGF) RB(KGF) DXT(MICR.) DYT(MICR.) D (MICR.)')
DPOT=(POTMA-POTMI)/15.
DO 208 NPOT=1,16
POT=POTMI+DPOT*(NPOT-1)
XX(NPOT)=POT
XX(NPOT+16)=POT
XX(NPOT+32)=POT
CALL CARGA(POT,ROT ,FX1,FY1,MAX,MAY,FX2,FY2,FX3,FY3,MBX,MBY)
GO TO 23
76 YY(NPOT)=DXT*1000.
YY(NPOT+16)=DYT*1000.
YY(NPOT+32)=D*1000.
WRITE(W,120)POT,RA,RB,YY(NPOT),YY(NPOT+16),YY(NPOT+32)

```

```
120  FORMAT(F7.2,F10.1,F9.1,F10.2,F12.2,F11.2)
208  CONTINUE
      PAUSE
      CALL DATSW(10,I)
      GO TO (1,77),I
77   CALL GRAFE(3,TITP, IDC,KPT,NPT,CURVO,XX,YY,48,0.)
      GO TO 1
      END
// DUP
*STORE      WS  UA  CAS34

// XEQ CAS34 1
*LOCALCAS34,REL2,CARGA,GRAFE,BERRO,INTEL,FLEXB
```