

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DO PROJETO DE EIXOS-ÁRVORE
DE MÁQUINAS-FERRAMENTA ASSISTIDO POR COMPUTADOR

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA
CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA

JOÃO BOSCO DE AQUINO SILVA

Florianópolis, novembro de 1987.

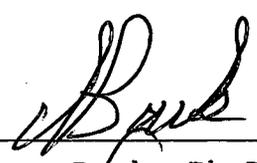
DESENVOLVIMENTO DO PROJETO DE EIXOS-ÁRVORE
DE MÁQUINAS-FERRAMENTA ASSISTIDO POR COMPUTADOR

JOÃO BOSCO DE AQUINO SILVA

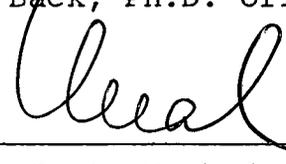
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DE
TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

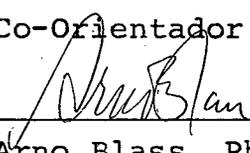
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO
PROJETO, APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE
PÓS-GRADUAÇÃO



Prof. Nelson Back, Ph.D. Orientador

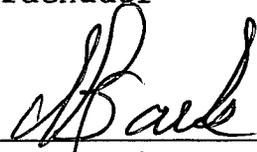


Prof. Longuinho da Costa Machado Leal, Msc.
Co-Orientador

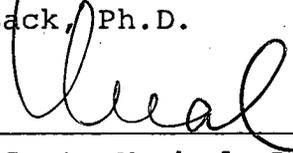


Prof. Arno Blass, Ph.D.
Coordenador

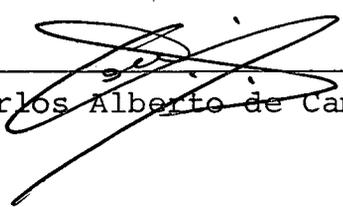
BANCA EXAMINADORA:



Prof. Nelson Back, Ph.D.



Prof. Longuinho da Costa Machado Leal, Msc.



Prof. Carlos Alberto de Campos Selke, Ph.D.

À NÁDIA

Aos meus pais
Aos meus irmãos.

AGRADECIMENTOS

- Aos Professores NELSON BACK e LONGUINHO DA COSTA MACHADO LEAL, pela orientação prestada durante a elaboração deste trabalho, bem como, pela confiança que sempre demonstraram em relação à minha pessoa. Foi muito gratificante trabalhar com estes professores não só por suas competências profissionais, mas, pela visão realista que possuem sobre as pesquisas que devem ser desenvolvidas nas universidades brasileiras.
- Ao Professor CARLOS ALBERTO DE CAMPOS SELKE, pela preciosa contribuição e boa vontade, na elaboração dos programas computacionais ELFEA2 e FRENEA2.
- À UFSC por ter tornado possível a realização deste trabalho.
- À UFPB-CG, em particular aos Professores do Departamento de Engenharia Mecânica, especialmente, José Leopoldo e Theophilo Maciel.
- À CAPES pelo apoio financeiro.
- À Indústria Romi S,A. pelas importantes informações fornecidas na fase inicial deste trabalho.
- À Jorge Alfaro e Roberto pela ótima qualidade dos desenhos.
- À Lúcia Maria Conceição pela excelente qualidade dos trabalhos de datilografia, bem como, pela enorme dedicação e paciência.
- Aos amigos Nicodemus Neto e Ednardo Bezerra pelo companheirismo ao longo destes anos.

- À Vera Lúcia Sodré Teixeira (Verinha), amiga inestimável.
- A todos os amigos do curso de pós-graduação, que felizmente são muitos, e por isso não ousou enumerá-los. A vocês companheiros com quem trabalhei, brinquei e discuti as grandes questões nacionais e da humanidade, meu muito obrigado.
- Ao amigo Francisco Ilo, pelo incentivo e profícuas discussões.
- Aos meus pais e irmãos, pelo apoio e amor dados nestes anos.
- À Nãdia, pela presença, carinho e estímulo.
- A todos que, de uma forma ou de outra, contribuíram para a elaboração deste trabalho.

S U M Á R I O

RESUMO.....	ix
ABSTRACT.....	x
 CAPÍTULOS	
1 - Introdução.	
1.1 - Considerações Preliminares.....	1
1.2 - Objetivos.....	2
2 - Parâmetros de projeto de eixos-árvore.	
2.1 - Introdução.....	4
2.2 - Estrutural funcional do eixo-árvore.....	5
2.3 - Principais forças que agem no eixo-árvore.....	8
2.4 - Deformações térmicas.....	15
2.5 - Precisão de giro.....	20
3 - Método de dimensionamento do eixo-árvore baseado na sua rigidez estática e dinâmica.	
3.1 - Introdução.....	28
3.2 - Deslocamento total da ponta do eixo-árvore.....	29
3.3 - Rigidez estática, flexibilidade e determinação da distância ótima entre apoios.....	35
3.4 - Análise da contribuição dos principais parâmetros do sistema eixo-mancal.....	37
3.5 - Principais critérios de definição da rigidez mínima do eixo-árvore.....	50

3.6 - Recomendações sobre a relação A/DA a ser utilizada.....	52
3.7 - Determinação do deslocamento total, na ponta do eixo-árvore, através do método dos elementos finitos.....	53
3.8 - Considerações sobre o comportamento dinâmico do eixo-árvore.....	59
3.9 - Determinação das frequências naturais.....	61
 4 - Mancais de apoio do eixo-árvore	
4.1 - Introdução.....	67
4.2 - Mancais de rolamento.....	67
4.2.1 - Capacidade de carga, deformações elásticas e rigidez dos mancais de rolamento...	76
4.2.2 - Pré-carga, momento de atrito e temperatura.....	83
4.2.3 - Velocidades permitidas, precisão de giro.	88
4.2.4 - Seleção dos mancais de rolamento.....	91
4.3 - Mancais hidrostáticos.....	94
4.3.1 - Considerações gerais.....	94
4.3.2 - Princípio de funcionamento.....	94
4.3.3 - Principais vantagens dos mancais hidrostáticos.....	96
4.3.4 - Projeto dos mancais radiais hidrostáticos.	97
4.3.5 - Rigidez, capacidade de carga e velocidade n_t de transição entre a predominância hidrostática e hidrodinâmica.....	102

4.3.6 - Sistema hidráulico.....	104
5 - Formas construtivas de apoios de eixos- <u>á</u> rvo <u>r</u> e de m <u>á</u> qui <u>n</u> as-ferramenta.	
5.1 - Introdução.....	108
5.2 - Sinopse dos principais tipos de apoio de eixos- árvore de máquinas-ferramenta.....	108
5.3 - Análise comparativa dos principais tipos de apoios de eixo-árvore.....	120
6 - Descrição do sistema computacional "Projeto de eixo- árvore".	
6.1 - Introdução.....	123
6.2 - Princípio de funcionamento do sistema "Projeto de eixo-árvore".....	124
6.3 - Sub-rotinas que compõem os programas do siste- ma "Projeto de eixo-árvore".....	128
7 - Conclusões e Sugestões.	
7.1 - Conclusões.....	137
7.2 - Sugestões.....	139
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	141
APÊNDICE A - Manual do usuário do sistema "Projeto de Eixo- Árvore".....	150

RESUMO

Neste trabalho é apresentado um sistema computacional que foi desenvolvido no sentido de auxiliar o projetista na execução e otimização do projeto de eixos-árvore. Para dar apoio técnico-científico ao seu usuário, é apresentada uma descrição do "*estado da arte*" do projeto de eixos-árvore. Assim sendo, são abordados os principais parâmetros de projeto, suas influências no comportamento estático e dinâmico do eixo-árvore, e valores, destes parâmetros, mais recomendados para diferentes tipos de máquinas e processos de usinagem.

ABSTRACT

In this work is developed a computational system to aid the designer in the optimization and design of machine tool spindles. To give the user scientific and technic support, a description of the "*state-of-art*" about spindles design is presented. The main parameters of design and their influence in the static and dynamic behavior of the spindle are discussed. Also, the values of the parameters recommended for different machines and machining processes are indicated.

C A P I T U L O 1

INTRODUÇÃO

1.1. Considerações preliminares

As máquinas-ferramenta, desde muito tempo, constituem-se num fator preponderante no desenvolvimento industrial do mundo moderno. Todos os produtos encontrados no dia-a-dia foram produzidos por máquinas, sendo que estas foram fabricadas por máquinas-ferramenta. A indústria de máquinas-ferramenta moderna está passando por uma mudança e desenvolvimento muito rápido, tanto no que diz respeito à concepção de projeto quanto à tecnologia de produção [1]. A existência destes fatos se dá em decorrência de certas exigências que as máquinas-ferramenta modernas devem satisfazer, como por exemplo:

- alta produtividade, tornando-as aptas aos novos materiais de corte e atual tecnologia de usinagem;
- maior automação, no sentido de explorar eficientemente todo o potencial da máquina e da mão-de-obra.

Para satisfazer as exigências acima enumeradas, as máquinas-ferramenta, e conseqüentemente seus principais componentes, devem apresentar alta rigidez estática e dinâmica, capacidade de desenvolver elevadas potências de usinagem, bem como altas velocidades rotacionais. Um dos principais componentes de uma máquina-ferramenta é o eixo-árvore. A qualidade dimensional e geo-

métrica, assim como, o acabamento superficial das peças usinadas dependem das condições de funcionamento do eixo-árvore. O projeto do eixo-árvore envolve uma enorme quantidade de parâmetros. Estes parâmetros estão abordados na literatura especializada de uma forma muito dispersa, não existindo um compêndio que englobe todos eles. Isto dificulta, em muito, o trabalho de elaboração do projeto de eixos-árvore.

1.2. Objetivos

Com base nas observações acima enumeradas foi desenvolvido o presente trabalho com dois objetivos básicos.

a - Apresentar, num mesmo trabalho, os principais parâmetros de projeto de um eixo-árvore destacando suas influências no comportamento funcional do sistema eixo-mancal e, adicionalmente, recomendações de projeto.

b - Desenvolver um sistema computacional, no sentido de auxiliar a elaboração do projeto de eixos-árvore, de forma a facilitar a obtenção da alternativa de projeto que otimize o sistema eixo-mancal.

Este trabalho apresenta, no capítulo dois, uma análise dos principais parâmetros de projeto do eixo-árvore, destacando a influência que estes exercem no funcionamento do sistema. No capítulo três são abordados os comportamentos estático e dinâmico. Ainda nesse capítulo, o deslocamento e a rigidez da ponta do eixo-árvore são determinados através de um método analítico e do método dos elementos finitos.

No capítulo quatro, são apresentadas as principais concepções de apoios para os eixos-árvore, que são os mancais de rolamento e os mancais hidrostáticos. Apresentam-se, também, as principais propriedades e campos de aplicação dessas duas alternativas. É importante ressaltar que, existem outros tipos de mancais de apoio com aplicação mais restrita, como por exemplo os mancais aerostáticos. Estes últimos são utilizados em eixos-árvore que desenvolvem altíssimas velocidades rotacionais, tais como eixos-árvore de retificadoras de precisão. Entretanto, para os casos em que se requerem altas capacidades de carga e de amortecimento, bem como, excelente rigidez radial os mancais aerostáticos não são recomendados.

Já no capítulo cinco, são enumeradas as principais formas construtivas dos apoios dos eixos-árvore de máquinas-ferramenta. São dadas, ainda, recomendações para a utilização de cada forma construtiva, assim como, é feita uma análise comparativa entre elas. O sistema computacional "Projeto de eixos-árvore" é descrito no capítulo seis onde é dado enfoque às funções dos vários programas que o compõem. No capítulo sete, são apresentadas as conclusões deste trabalho e algumas sugestões para futuros estudos nesta área. Por fim, no apêndice A é encontrado o manual do usuário do sistema computacional desenvolvido.

C A P Í T U L O 2

PARÂMETROS DE PROJETO DE EIXOS-ÁRVORE

2.1 - Introdução

Nos últimos anos, o desenvolvimento de novos materiais para as ferramentas de corte, à base de nitreto cúbico de boro, aço rápido e metal duro com revestimentos à base de carboneto, nitreto e óxido de alumínio, diamante policristalino, como também materiais cerâmicos propiciaram um considerável aumento nos limites admissíveis das velocidades e forças de corte [2]. Adicionalmente, exigências de produtividade e alto padrão de acabamento superficial, têm requisitado projeto de máquinas-ferramenta que se coadunem com a atual fase de desenvolvimento tecnológico.

No projeto de máquinas-ferramenta, necessário se faz atender a objetivos de caráter geral e específico [3]. Dentre os objetivos gerais, destacam-se alta taxa de remoção de cavaco, precisão dimensional e geométrica das peças usinadas e um elevado acabamento superficial. No tocante aos objetivos específicos, podem-se enumerar: altas velocidades de corte; rigidez estática e dinâmica altas; pequenas deformações térmicas e baixo custo de projeto e de desenvolvimento.

O eixo-árvore constitui-se no elemento de maior importância em uma máquina-ferramenta, sendo responsável direto pela precisão e acabamento superficial das peças usinadas. Tem como função, centrar e fixar a ferramenta (furadeira, retificadora, fresadora, centro de usinagem) ou a peça a ser usinada (tornos) e está sob os efeitos das forças de corte e de acionamento [4]

(ver item 2.3). O seu movimento operacional pode ser puramente rotacional (tornos, retificadoras), como rotacional adicionado a um movimento axial (furadeira, fresadora, centro de usinagem, mandriladora).

No sentido de minimizar as deformações e garantir um funcionamento apropriado, o projeto do eixo-árvore deve ser desenvolvido considerando um conjunto de parâmetros que, devidamente identificados, garantirão uma considerável precisão de giro e, conseqüentemente, que as peças usinadas atendam às especificações de projeto. A seguir, será feita uma análise dos principais parâmetros de projeto do eixo-árvore, destacando suas contribuições para o comportamento funcional do sistema eixo-mancais. Em função de suas importâncias, os parâmetros rigidez estática e dinâmica serão abordados em separado, no Capítulo 3.

2.2 - Estrutura funcional do eixo-árvore

As máquinas-ferramenta desempenham suas funções de forma eficiente à medida que alcançam alto nível de produtividade. Isto significa que maiores potências de usinagem são requeridas. Para o sistema eixo-mancais corresponde a exigência de transmitir grandes forças de corte com elevadas rotações. A função global do eixo-árvore consiste em conduzir a energia fornecida pelo sistema de acionamento ao par peça-ferramenta, estabelecendo-se, assim, a energia de corte, Fig.2.1.

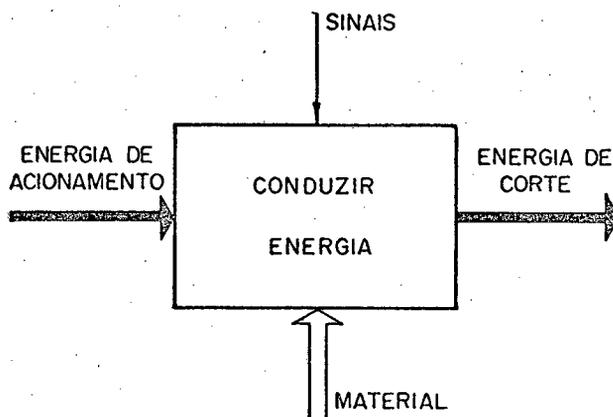


FIG.2.1 - Função global do eixo-árvore

No sistema de produção de uma máquina-ferramenta, o eixo-árvore é, ao mesmo tempo, parte integrante dos sistemas de energia, peça-ferramenta e cinemático. A estrutura funcional do eixo-árvore, Fig.2.2, compreende, além do fluxo principal (fluxo de energia), um fluxo de material e, adicionalmente, um fluxo de sinal [5]. Estes fluxos atuam nos sistemas de energia, peça-ferramenta e cinemático, respectivamente. No processo de condução da energia de acionamento, ocorre nos mancais perda de parte desta energia sob a forma de calor. No sistema energia, esta perda diminui somente quantitativamente o seu estado funcional. Já no sistema cinemático, esta perda de energia corresponde a um parâmetro perturbador do estado funcional, o que proporciona alteração na precisão de posição e de giro do eixo-árvore. O sistema cinemático é, ainda, afetado por parâmetros perturbadores ori-

undos de erros geométricos e de alinhamento dos elementos constituintes do sistema eixo-mancal e das guias da máquina-ferramenta. O processo de usinagem também se constitui num elemento perturbador do sistema cinemático.

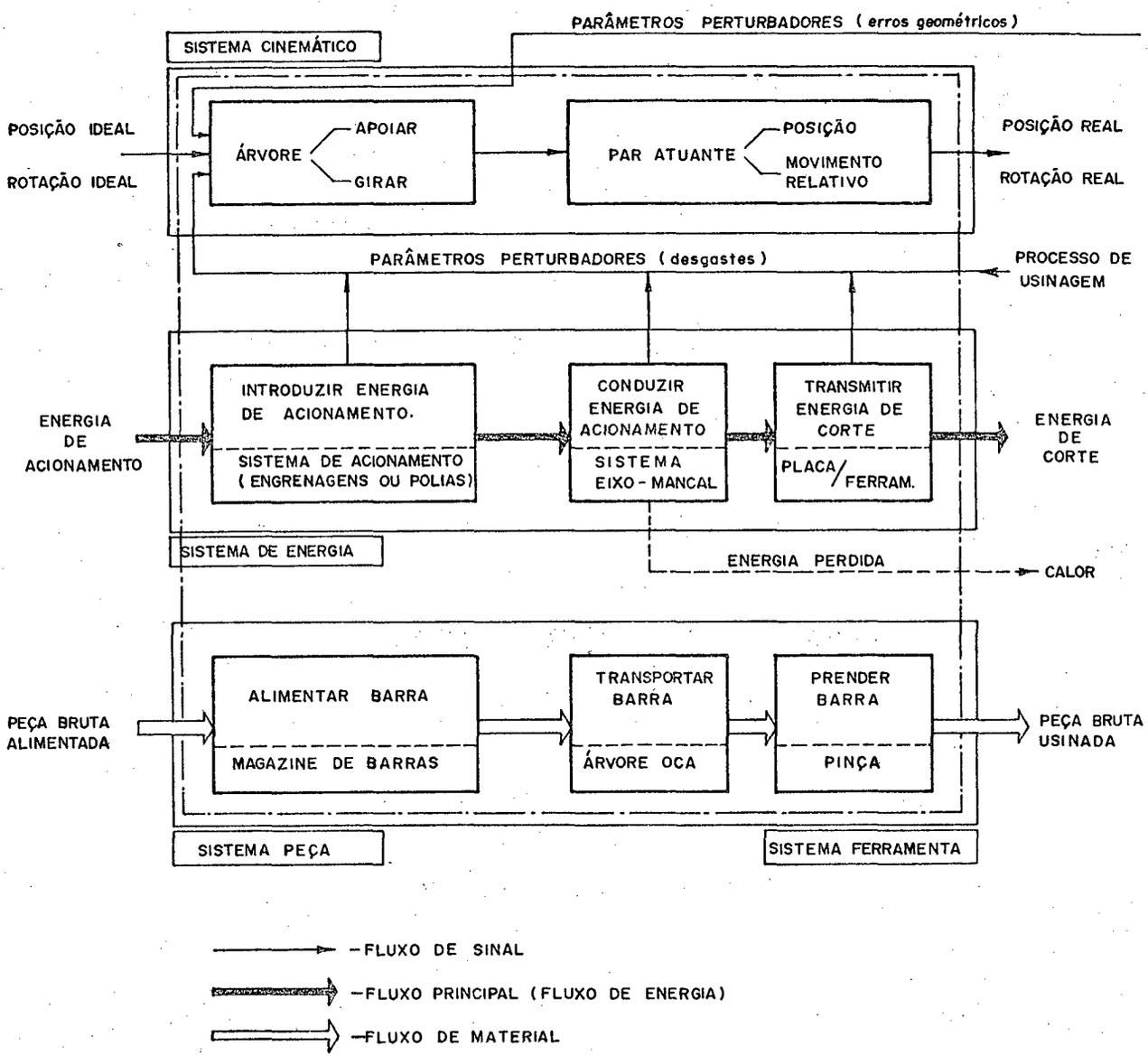


FIG.2.2 - Estrutura funcional do eixo-árvore |5|.

2.3 - Principais forças que agem no eixo-árvore

Durante o processo de usinagem, o eixo-árvore de uma máquina-ferramenta está sujeito a esforços decorrentes dos processos de usinagem e de acionamento, como também, do peso da peça a ser usinada. A Fig.2.3 ilustra as forças produzidas em um eixo-árvore de um torno, durante o processo de usinagem.

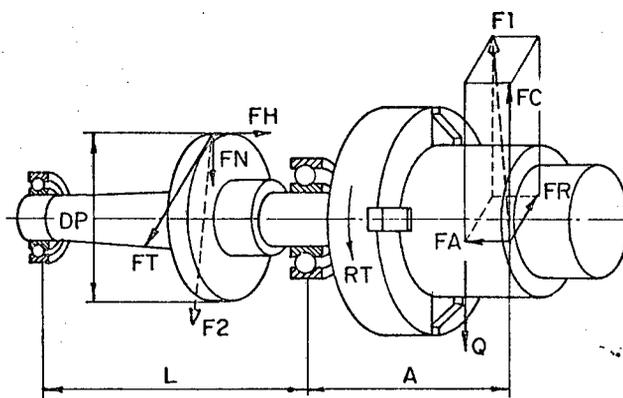


FIG.2.3 - Forças produzidas em um eixo-árvore durante o processo de usinagem.

A seguir, apresenta-se o procedimento de cálculo das principais forças que agem sobre o eixo-árvore, assim como, as suas decomposições sobre os eixos x e y . Convém ressaltar que as equações aqui apresentadas são válidas para qualquer processo de usinagem (torneamento, fresamento, etc).

a) - Forças oriundas do processo de usinagem

A projeção da força de usinagem F_1 sobre as direções de corte, de avanço e perpendicular ao plano de trabalho, correspondem às forças principais de corte, FC , de avanço FA , e de recuo, FR , respectivamente. Como definida na referência [6], ba

seada na teoria de Kienzle, a força principal de corte é dada por:

$$FC = K_{sl.1} h^{1-z} b \quad | N | \quad (2.1)$$

onde:

$K_{sl.1}$ = constante específica do metal para uma seção de corte de 1mm de comprimento por 1mm de largura.

$$| N/mm^2 |$$

$1-z$ = parâmetro função de $K_{sl.1}$.

$$h = a \cdot \text{sen } \chi \quad | \text{ mm } |$$

$$b = p \cdot \frac{1}{\text{sen } \chi} \quad | \text{ mm } |$$

$$a = \text{avanço de corte} \quad | \text{ mm } |$$

$$p = \text{profundidade de corte} \quad | \text{ mm } |$$

$$\chi = \text{ângulo de posição} \quad | \text{ graus } |$$

Os valores de $K_{sl.1}$ e $1-z$ podem ser obtidos nas referências [6,7]. As forças de avanço, FA , e de recuo, FR , são relacionadas com a força principal de corte, FC , através dos coeficientes CA e CR , respectivamente. Estes coeficientes dependem do material da peça, da geometria da ferramenta e da seção de corte, podendo ser obtidos na literatura especializada em usinagem de metais [4,6].

As forças acima descritas são dadas por:

$$FA = CA FC \quad | N | \quad (2.2)$$

$$FR = CR FC \quad | N | \quad (2.3)$$

A força principal de corte pode ser determinada, também, em função da potência de corte e da rotação. Considerando-se a relação percentual entre a potência de corte e a potência da máquina igual a PR1, a força de corte é dada pela equação:

$$FC = \frac{600050}{\pi} \frac{PR1 PT}{DM RT} \quad | N | \quad (2.4)$$

onde:

PT = Potência da máquina |kW|

DM = Diâmetro de trabalho da ferramenta |mm|

PR1 = $\frac{\text{Potência de corte}}{\text{Potência da máquina}} \cdot 100$ | % |

RT = Velocidade de rotação |rpm|

b) - Forças oriundas do processo de acionamento.

Existem dois tipos principais de acionamento dos eixos-árvore de máquinas-ferramenta. Os mesmos serão identificados pela variável ITA.

- 1º Caso, $ITA = 1$, quando o acionamento é desenvolvido através de engrenagens com um diâmetro primitivo, DP , e um ângulo de pressão, $BETA$. Se a engrenagem é helicoidal ou cônica, a força de acionamento, F_2 , atuará numa direção oblíqua proporcionando três componentes, F_N , F_T e F_H , Fig.2.3.. No caso de engrenagem cilíndrica de dentes retos, F_2 será decomposta numa componente tangencial, F_T , e em uma componente normal, F_N , dadas pelas seguintes equações:

$$F_T = \frac{600050}{\pi} \frac{PT \cdot PR_2}{RT \cdot DP} \quad | \text{ N } | \quad (2.5)$$

$$F_N = F_T \cdot \text{Tg} (BETA) \quad | \text{ N } | \quad (2.6)$$

onde:

$$PT = \text{Potência da máquina} \quad | \text{ kW } |$$

$$RT = \text{Velocidade de rotação} \quad | \text{ rpm } |$$

$$DP = \text{Diâmetro primitivo de engrenagem} \quad | \text{ mm } |$$

$$PR_2 = \frac{\text{Potência de acionamento}}{\text{Potência da máquina}} \cdot 100 \quad | \% |$$

$$BETA = \text{Ângulo de pressão} \quad | \text{ grau } |$$

- 2º Caso, $ITA = 2$, quando o acionamento é efetuado através de elementos flexíveis (correias ou correntes) e polias com diâmetro primitivo DP . Neste caso, a força tangencial também é dada pela equação 2.5. A força W , Fig.2.6, que atua sobre a linha que une os centros das polias, é calculada em função de F_T e do coeficiente de carga, $COEF$. Este coeficiente é especifi-

cado nas referências [8,9] em função das condições de trabalho, daí

$$W = \text{COEF FT} \quad | N | \quad (2.7)$$

c) Peso da peça a ser usinada, Q .

Nas máquinas-ferramenta em que as peças a serem usinadas são fixadas na ponta do eixo-árvore, a relação entre a força principal de corte e o peso da peça é consideravelmente alta. Nos casos em que se usinam peças de pesos elevados, estes não agem sobre o eixo-árvore, mas sim sobre a mesa da máquina-ferramenta (tornos verticais, por exemplo). Neste último caso, o peso da peça deve ser considerado somente no dimensionamento da mesa. Por essa razão, não se leva em consideração o peso da peça a ser usinada na determinação dos deslocamentos do eixo-árvore.

d) Decomposição dos esforços de usinagem e de acionamento segundo os eixos de coordenadas X e Y , Fig.2.4.

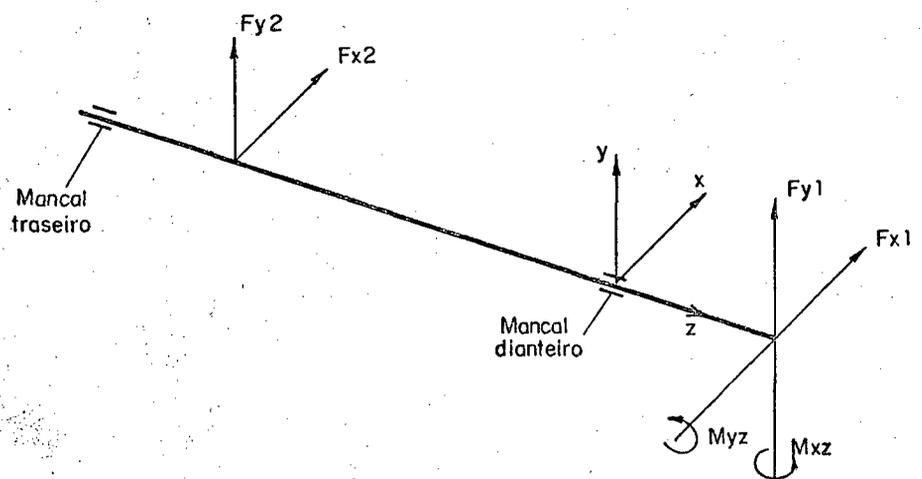


FIG.2.4 - Decomposição dos esforços sobre os eixos X e Y .

A Fig.2.4 mostra as forças que agem sobre o eixo-árvore segundo os eixos de coordenadas X e Y. As forças F_{x1} e F_{y1} são as componentes resultantes dos esforços de usinagem, nas direções X e Y respectivamente. M_{xz} e M_{yz} são os momentos fletores, na ponta do eixo-árvore, devidos aos esforços de usinagem nos planos xz e yz respectivamente. F_{x2} , F_{y2} são as componentes resultantes dos esforços de acionamento, nas direções X e Y respectivamente. O programa computacional PAREA2 (ver capítulo 6) calcula estas componentes para uma posição genérica. A seguir, estão dadas as equações que definem estas componentes.

e) Esforços devidos à usinagem numa posição genérica α_1 e à distância DFA da ponta do eixo-árvore, Fig.2.5.

$$F_{x1} = FR \cos \alpha_1 - FC \sin \alpha_1 \quad | N | \quad (2.8)$$

$$F_{y1} = FC \cos \alpha_1 + FR \sin \alpha_1 \quad | N | \quad (2.9)$$

$$M_{xz} = F_{x1} DFA - FA \frac{DM}{2} \cos \alpha_1 \quad | N.mm | \quad (2.10)$$

$$M_{yz} = F_{y1} DFA - FA \frac{DM}{2} \sin \alpha_1 \quad | N.mm | \quad (2.11)$$

f) Esforços devidos ao acionamento numa posição genérica α_2 , Fig. 2.6.

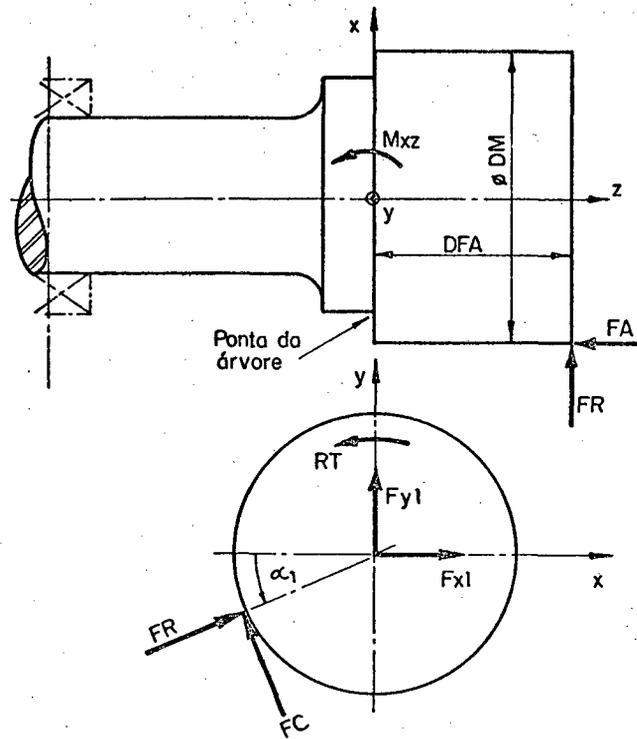


FIG.2.5. - Esforços devidos à usinagem numa posição genérica (α_1)

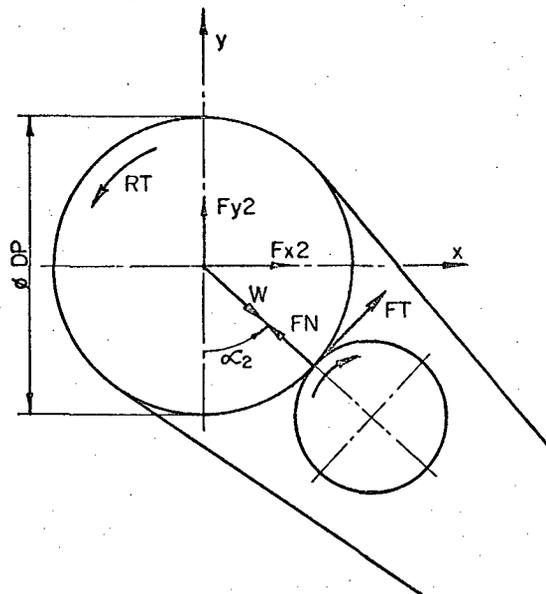


FIG.2.6 - Esforços devidos ao acionamento numa posição genérica (α_2)

- 1º Caso acionamento por engrenagem.

$$F_{x2} = F_T \cos \alpha_2 - F_N \sin \alpha_2 \quad | N | \quad (2.12)$$

$$F_{y2} = F_N \cos \alpha_2 + F_T \sin \alpha_2 \quad | N | \quad (2.13)$$

- 2º Caso acionamento por correias

$$F_{x2} = W \sin \alpha_2 \quad | N | \quad (2.14)$$

$$F_{y2} = -W \cos \alpha_2 \quad | N | \quad (2.15)$$

2.4 - Deformações térmicas

As máquinas-ferramenta, em particular seus eixos-árvo-re, estão sujeitas às deformações térmicas em consequência de determinadas fontes de calor. Essas fontes dividem-se em dois grupos, Fig.2.7. O primeiro deles compreende as fontes que se originam na própria máquina-ferramenta decorrente do processo de usinagem, bem como, do sistema de acionamento. O segundo engloba as fontes de origem externa, ou seja, do ambiente onde está instalada a máquina-ferramenta |10|.

Dos elementos montados no eixo-árvore, os mancais de rolamento constituem-se na principal fonte de calor, apresentando uma temperatura superior aos demais. Esta temperatura é consideravelmente influenciada pela rotação, folga radial e condições de lubrificação a que estão submetidos os mancais (ver item 4.4).

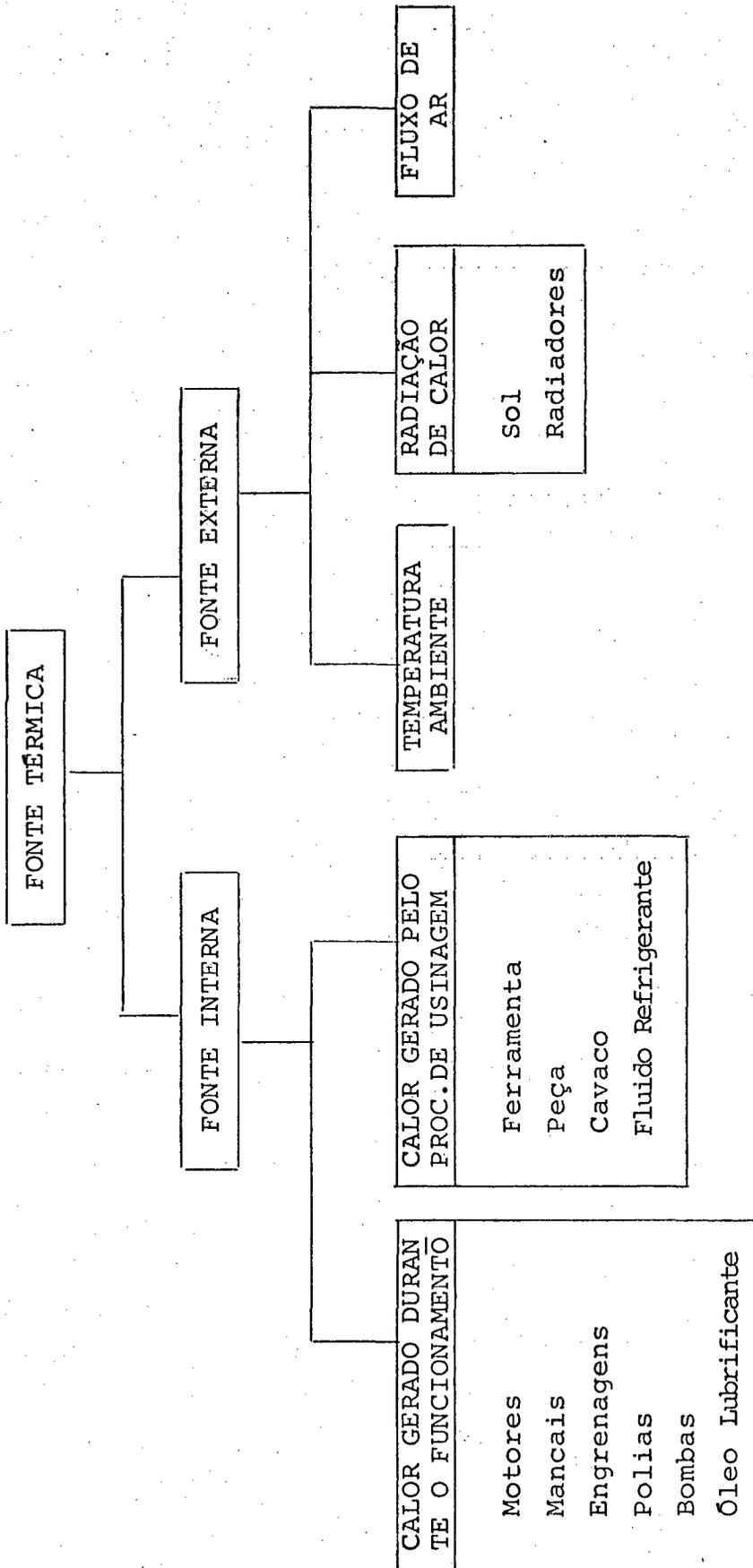


FIG.2.7 - Fontes de calor interna e externa | 10 |.

Parte do calor gerado nos mancais é transmitida para o eixo-árvore e o restante para a estrutura da máquina-ferramenta. Normalmente, considera-se que a parcela do calor gerado nos mancais que é transmitida ao eixo-árvore é, aproximadamente, 30% [11].

Para um melhor entendimento das afirmações acima, pode-se recorrer a um exemplo apresentado na referência [5]. O exemplo constitui-se de resultados experimentais obtidos com um determinado torno funcionando em vazio a uma rotação de 1120 rpm. Como mostra a Fig.2.8, o total de perdas foi igual a 2,2 kW. A Fig.2.8 mostra também a composição percentual das perdas.

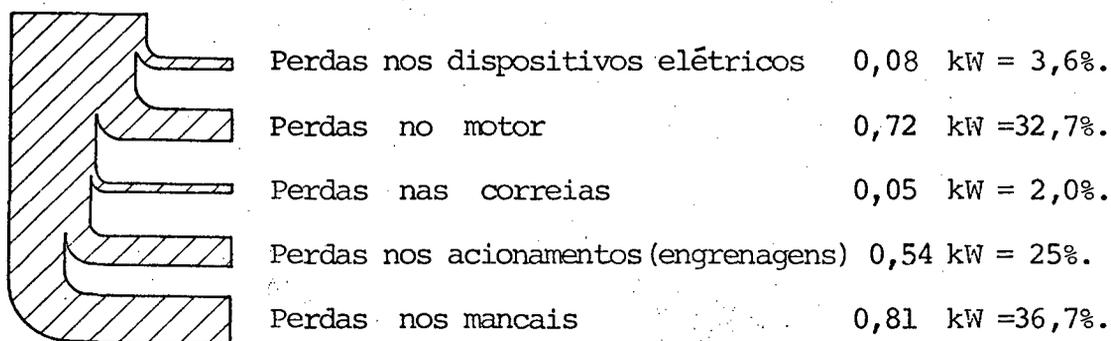


FIG.2.8 - Perdas no funcionamento, em vazio, de um eixo-árvore [5].

Observa-se que as perdas nos mancais constituem-se na principal fonte de calor, seguidas das referentes ao motor de acionamento. É importante destacar que o calor gerado aumenta a temperatura do eixo-árvore proporcionando deformações térmicas. Estas deformações térmicas comprometem a precisão de posicionamento e de giro do sistema eixo-mancais e, conseqüentemente, das peças usinadas.

A relação entre as deformações térmicas e a precisão de usinagem pode ser descrita através de uma cadeia de efeitos térmicos [10], Fig.2.9. A precisão de usinagem é influenciada pela energia de acionamento da máquina ferramenta através de quatro transformações. Na primeira transformação, a energia fornecida ao eixo-árvore é convertida em calor, por motivo de perdas no sistema de acionamento ou no próprio processo de corte. A capacidade de dissipação térmica, para o meio ambiente, da máquina-ferramenta é limitada e, com isto, a segunda transformação proporciona um aumento da temperatura do sistema eixo-mancal. Na terceira transformação, os componentes aquecidos são deformados, em função dos seus coeficientes de dilatação térmica e de suas geometrias. Em decorrência da deformação dos componentes do sistema eixo-mancal, tanto a posição relativa entre o par peça-ferramenta, quanto o sistema cinemático (ver item 2.2) são influenciados. Desta forma, na quarta transformação a precisão da peça usinada é afetada.

Com base nestas análises, conclui-se que no projeto de uma máquina-ferramenta, em particular do eixo-árvore, um conjunto de medidas construtivas devem ser levadas a efeito, no sentido de garantir alta precisão de usinagem. Dentre outras, podem-se enumerar as seguintes:

- minimizar a influência do calor gerado pelos motores de acionamento. Recomenda-se colocá-los numa posição na qual o calor liberado não afete o sistema eixo-mancal;

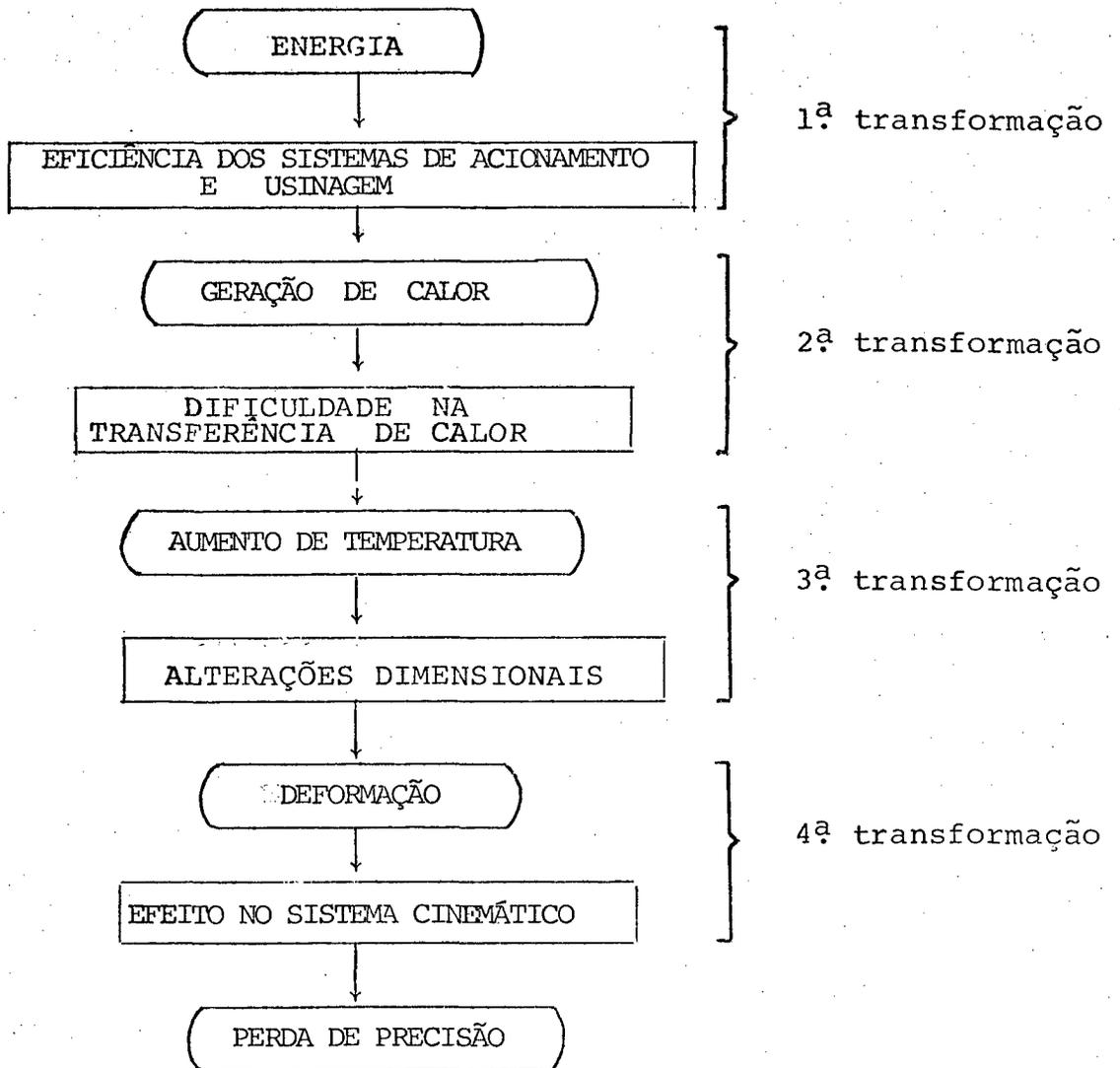


FIG. 2.9 - Cadeia de efeitos térmicos |10| .

- escolher o tipo de mancal que seja compatível com o nível de rotação desenvolvido. Aplicar uma pré-carga coerente com as condições de funcionamento e tipo de mancal empregado (ver item 4.3). Deve-se, também, na medida do possível, utilizar mancais de rolamento que permitam compensação axial sob efeitos da temperatura;

- utilizar eficientes sistemas de lubrificação e de refrigeração de corte. Desta forma, reduz-se a influência do calor gerado pelos componentes do acionamento, bem como, pelo processo de usinagem no sistema eixo-mancal.

2.5 - Precisão de Giro

A precisão de posição e de giro do eixo-árvore, girando em vazio, depende dos erros geométricos apresentados pelos mancais, pelos seus alojamentos na máquina-ferramenta, bem como, pelo próprio eixo-árvore. Estes erros são decorrentes do processo de fabricação dos elementos do sistema eixo-mancal. Pode-se enumerar, para mancais de rolamento, os erros das pistas externa e interna, assim como, os erros de dimensão e de forma dos elementos rolantes. No tocante ao eixo-árvore, destacam-se os erros de cilíndricidade dos trechos onde os mancais serão montados, bem como, assentos cônicos com erros de inclinação e de circularidade. Nas Figs. 2.10a e 2.10b apresentam-se, com base no trabalho de Pittrof e Wiche [12], os erros de forma, de posição e de alinhamento dos componentes do eixo-árvore de máquina-ferramenta. Nestas figuras, também são apresentados os valores de orientação para os desvios permitidos durante o processo de fabricação dos componentes do sistema eixo-mancal. É importante lembrar que estes valores estão de acordo com a norma ISO/R 1101.

FIG.2.10a. Erros de forma dos componentes dos eixos-árvore de máquinas-ferramenta. Valores de orientação para os desvios permitidos.

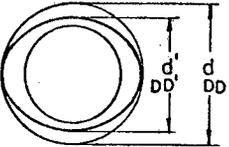
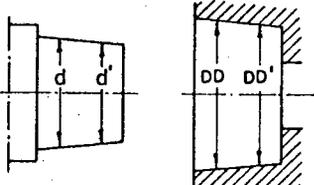
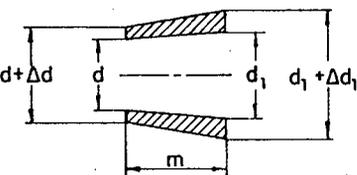
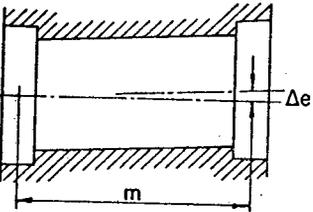
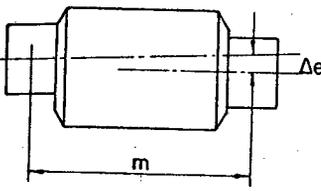
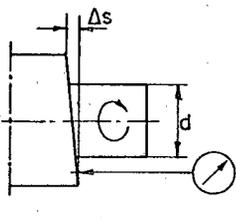
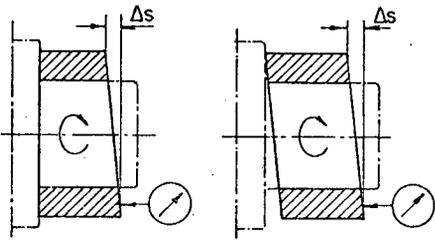
ERROS DE FORMA	PRECISÃO NORMAL	ALTA PRECISÃO
 <p style="text-align: center;"> $d - d' = \Delta d$ $DD - DD' = \Delta DD$ </p> <p>Erro de circularidade do assento do eixo e do alojamento dos mancais.</p>	 <p style="text-align: center;"> $d - d' = \Delta d$ $DD - DD' = \Delta DD$ </p> <p>Desvios de forma cilíndrica do assento do eixo e do alojamento dos mancais.</p>	<p style="text-align: center;"> $\Delta DD = IT3;$ $IT2$ </p> <p style="text-align: center;"> $\Delta d = IT2;$ $IT1.$ </p> <p style="text-align: center;"> $\Delta DD = IT1$ $\Delta d = IT1;$ $IT0.$ </p>
 <p style="text-align: center;"> $d + \Delta d$ d d_1 $d_1 + \Delta d_1$ m </p> <p>Assento cônico com erros de inclinação e circularidade. $\alpha = \text{ângulo do cone normal} = 2^\circ 23' 9,4''$ $\Delta\alpha = \text{variação do ângulo do cone normal} = 1,716 \frac{\Delta d_1 - \Delta d}{B} \text{ min.}$</p>	<p style="text-align: center;"> $\Delta d - \Delta d_1 = IT3$ </p>	<p style="text-align: center;"> DISTÂNCIA $m =$ largura do mancal B </p> <p style="text-align: center;"> $\Delta d - \Delta d_1 = IT2.$ </p>

FIG.2.10b. - Erros de Posição e Alinhamento, dos componentes dos eixos-árvore de máquinas-ferramenta. Valores de orientação para os desvios permitidos.

ERROS DE POSIÇÃO	PRECISÃO NORMAL	ALTA PRECISÃO
 <p data-bbox="58 934 428 1022">Os centros dos alojamentos dos mancais não coincidem.</p>	 <p data-bbox="542 884 771 1022">Os centros dos assentos dos eixos não coincidem.</p> <p data-bbox="885 556 1128 687">Eixos pequenos para altas rotações. $\Delta e = 3 \text{ a } 5 \mu\text{m}$</p> <p data-bbox="856 775 1071 950">Eixos grandes ($d > 80 \text{ mm}$). $\Delta e = 5 \text{ a } 10 \mu\text{m}$ $m = 300 \text{ mm}$</p>	<p data-bbox="1156 556 1385 687">Eixos pequenos para altas rotações. $\Delta e = 2 \text{ a } 3 \mu\text{m}$</p> <p data-bbox="1156 775 1370 950">Eixos grandes ($d > 80 \text{ mm}$). $\Delta e = 3 \text{ a } 5 \mu\text{m}$ $m = 300 \text{ mm}$</p>
ERROS DE ALINHAMENTO	PRECISÃO NORMAL	ALTA PRECISÃO
 <p data-bbox="58 1474 428 1603">Inclinação dos ressaltos de posição para os aneis externo e interno.</p>	 <p data-bbox="578 1430 1099 1603">a) - anel de faces não paralelas b) - anel de faces paralelas mas com erro angular.</p> <p data-bbox="949 1386 1085 1419">$\Delta s = IT3$</p>	<p data-bbox="1013 1124 1356 1255">Medida nominal = diâmetro médio do anel ou do ressalto.</p> <p data-bbox="1178 1386 1292 1419">$\Delta s = IT2$</p>

Convém ressaltar que, para se determinar as tolerâncias dos desvios de forma, de posição e de alinhamento, tanto do eixo-árvore como dos alojamentos dos mancais, os seus diâmetros devem ser usados como dimensões de referências. Por exemplo, para um diâmetro nominal do assento do eixo-árvore igual a 100mm, o grau de tolerância para o desvio permitido é $IT1 = 2,5\mu\text{m}$, entretanto, para um diâmetro igual a 70mm tem-se $IT1 = 2\mu\text{m}$. Nas referências [13,14], os desvios permitidos para os erros de forma, de posição e de alinhamento, apresentados nas Figs. 2.10a e b, são relacionados com a precisão dos mancais utilizados.

Outro importante pré-requisito para que se possa alcançar alta precisão de giro, é o acabamento superficial dos assentos do eixo-árvore e dos alojamentos dos mancais. Os valores da máxima rugosidade admissível, em função da precisão exigida, são recomendados por Pittrof [12], de acordo com a Tabela 2.1.

O valor de R_a indica o grau de acabamento superficial, sendo definido como o desvio médio da rugosidade em relação à linha média, Fig. 2.11, e é representado pela equação:

$$R_a = \frac{1}{L_r} \int_0^{L_r} |Y_r| dx \quad |\mu\text{m}| \quad (2.16)$$

onde:

L_r = comprimento de um trecho da superfície $|\mu\text{m}|$

Y_r = profundidade da rugosidade em cada ponto $|\mu\text{m}|$

TABELA 2.1.1 - Valores recomendados para o acabamento superficial dos eixos e alojamentos. Valor máximo de Ra em μm |12|.

CONDIÇÕES	EIXOS			ALOJAMENTOS			
	DIÂMETROS EM mm						
	<18	18-80	80-200	>200	<30	30-120	>120
Precisão muito alta (Rolamentos UP)	0,25	0,5	0,8	1,25	0,63	1	1,6
Alta precisão Ajuste forçado ou carga pesada.	0,5	1	1,6	2,5	1	2	3,2
Precisão normal Ajuste leve ou carga pequena	1	1,6	2,5	3,2	1,6	3,2	4

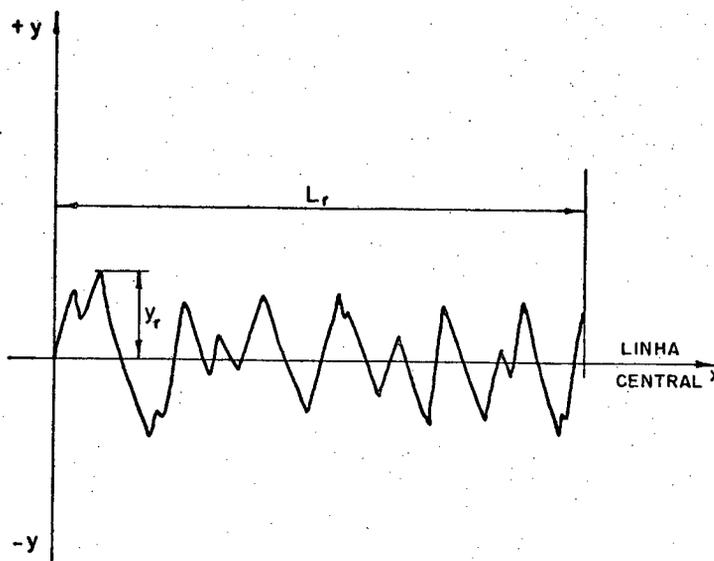


FIG.2.11 - Rugosidade de uma superfície.

É importante destacar que os erros de precisão do sistema eixo-mancal proporcionam sobrecargas nos mancais de rolamento, reduzindo a vida útil destes. Os erros também provocam, durante o funcionamento, vibrações que alteram as condições de giro do eixo-árvore, refletindo no acabamento superficial da peça usinada. As máquinas-ferramenta modernas exigem que os mancais usados nos seus vários componentes apresentem boa precisão de giro. No caso dos mancais de rolamento empregados como apoios do eixo-árvore, exige-se uma precisão especial (ver capítulo 4). Existe, portanto, uma estreita relação entre a precisão e o acabamento superficial da peça usinada com a precisão de giro do sistema eixo-mancal. A Tabela 2.2 [15] mostra este interrelacionamento através dos valores de desvios admissíveis para os diversos componentes, tais como, mancais de rolamento e eixo-árvore, em função da precisão exigida para a peça usinada.

TABELA 2.2. - Correlação dos desvios permitidos | 15 | .

PEÇA USINADA	MANCAIS DE ROLAMENTO						Eixo-Árvore Montado			
	Cilindricidade, μm	Rugosidade, R_a , μm	Erro de cilindridade das pistas de rolamento, μm .		Erro de cilindridade das superfícies de montagem, μm .			Folga radial do Mancais, μm .	Cilindricidade e diferença do tamanho dos elementos rolantes, μm .	Cilindricidade do alojamento do mancais, μm .
Pista Girante			Pista Estacionária	Sup. Girante	Sup. Estacionária					
5,00	2,00	1,30	2,50	1,30	2,50	1,30	4,00	1,30	2,50	4,00
3,00	1,00	0,75	1,30	0,75	1,30	0,80	2,30	0,80	1,30	2,30
2,00	0,80	0,50	1,00	0,50	1,00	0,50	1,60	0,50	1,00	1,60
1,20	0,63	0,30	0,60	0,30	0,60	0,20	0,90	0,30	0,60	0,90
0,70	0,30	0,20	0,40	0,20	0,40	0,10	0,50	0,20	0,40	0,50

É importante para a obtenção de uma precisão de giro aceitável efetivar uma adequada montagem do sistema eixo-mancal. Portanto, testes geométricos devem ser realizados de forma a garantir que os movimentos relativos entre os vários componentes da máquina-ferramenta apresentem desvios máximos dentro dos limites admissíveis. Na referência [16], é apresentada uma metodologia para efetivação de testes geométricos em máquinas de alta precisão.

Finalizando, é importante destacar que os mancais de rolamento de alta precisão têm uma indicação, fornecida pelos fabricantes, do ponto de máxima excentricidade de giro. Portanto, convém, no processo de fabricação do eixo-árvore, determinar o seu ponto de máxima excentricidade de giro e efetivar a montagem do mancal no eixo-árvore com estas excentricidades defasadas de 180° . Esta medida contribui para a melhoria da precisão de giro do sistema eixo-mancal.

CAPÍTULO 3

MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO DO EIXO-ÁRVORE BASEADO NA SUA RIGIDEZ ESTÁTICA E DINÂMICA

3.1 - Introdução

A precisão geométrica e dimensional das peças usinadas, o acabamento superficial, bem como, a capacidade de remoção de cavaco das máquinas-ferramenta são função do comportamento estático e dinâmico do eixo-árvore. Por esse motivo, é imprescindível desenvolver um estudo do comportamento do eixo-árvore quando submetido a esforços oriundos do processo de usinagem e do sistema de acionamento. O principal aspecto a considerar é a rigidez do eixo-árvore. A questão da rigidez é, muitas vezes, mais importante no projeto da máquina-ferramenta do que a questão da capacidade de carga, porque as tensões que correspondem às deformações admissíveis são, geralmente, muito menores do que aquelas admissíveis para os vários materiais |4|.

Convém ressaltar que, para garantir um adequado comportamento do eixo-árvore, tanto do ponto de vista estático como dinâmico, é necessário assegurar que a estrutura da máquina, os elementos de união e fixação (conexões parafusadas, guias, etc), os alojamentos dos mancais, os elementos de acionamento, apresentem uma rigidez que garanta ao eixo-árvore uma flexibilidade mínima, dentro dos limites aceitáveis (ver itens 2.5 e 3.3). Um estudo completo da rigidez estática e dinâmica da estrutura de uma máquina-ferramenta é encontrado nas referências |4,17,18|. À luz

destas observações, apresenta-se a seguir uma metodologia para calcular o deslocamento total da ponta do eixo-árvore, sua rigidez estática, bem como, a distância ótima entre apoios. Encontra-se, também, uma análise da contribuição dos principais parâmetros de projeto na flexibilidade total do eixo-árvore (medida na sua extremidade). Ainda neste capítulo, apresenta-se uma análise do comportamento dinâmico do eixo-árvore.

3.2 - Deslocamento total na ponta do eixo-árvore

Durante a operação de uma máquina-ferramenta o deslocamento na ponta do eixo-árvore, numa determinada direção, não é apenas função da componente da força de corte que age na sua extremidade. Entretanto, a hipótese deste deslocamento ser função apenas da força de corte é adotada pelos autores das referências |18, 19, 20 e 21|. No presente trabalho, assume-se a metodologia apresentada pelas referências |22, 23|, onde admite-se que o deslocamento total é provocado pela força de corte e pela força de acionamento, agindo num determinado ponto do eixo-árvore.

O cálculo do deslocamento na ponta do eixo-árvore, é baseado no modelo simples de uma viga elástica apoiada em dois mancais, também elásticos. Na metodologia aqui adotada, não é considerado o efeito da deformação por cisalhamento no cálculo dos deslocamentos na ponta do eixo-árvore. Os deslocamentos por cisalhamento são pouco significativos, comparados com os deslocamentos por flexão e com os deslocamentos decorrentes da elasticidade dos mancais de apoio. Isto se verifica, basicamente,

quando a relação entre o comprimento do eixo-árvore e seu diâmetro for superior a, aproximadamente, três |24|.

O deslocamento na ponta do eixo-árvore é determinado considerando-se o eixo-árvore com um diâmetro externo, DE, entre os apoios. A parte em balanço tem um diâmetro externo, DA. No tocante à relação entre o diâmetro interno e o diâmetro externo, em ambos os trechos, recomenda-se utilizar um valor igual a 0,7. Segundo enfatizado na referência |24|, baseado na teoria de Honrath, não é compensador se afastar desta relação, pois, para valores superiores a 0,7 o deslocamento cresce rapidamente e para valores inferiores o deslocamento decresce, porém, com um gradiente muito pequeno. Convém também ressaltar que na metodologia aqui seguida considera-se a hipótese dos apoios nos mancais serem pontuais.

No item 2.3, as forças que agem sobre o eixo-árvore em operação, tanto na direção do eixo de coordenadas X como na direção Y, foram esquematizadas e equacionadas. O programa PAREA2 (ver capítulo 6) calcula a magnitude destas forças, como também, a carga aplicada aos mancais e a sua rigidez. Os deslocamentos na ponta do eixo-árvore, segundo os eixos de coordenadas X e Y, proporcionadas pelas forças que atuam nestas direções, são calculadas pelo programa PAREA2. É importante destacar que as equações que definem os deslocamentos na ponta do eixo-árvore são válidas para ambas as direções dos eixos de coordenadas, X e Y. Logicamente, a única diferença consiste na magnitude e sentido das forças consideradas.

Neste trabalho, para efeito de análise do comportamento estático do eixo-árvore em funcionamento, serão apresentadas as equações que definem o deslocamento na ponta do eixo-árvore na direção Y do sistema de coordenadas. As equações que se seguem

estão de acordo com a nomenclatura abaixo.

- A - Comprimento em balanço |mm|
- D₁ - Distância da componente da força de acionamento ao apoio secundário(traseiro) |mm|
- E - Módulo de elasticidade do material do eixo |N/mm²|
- I - Momento de inércia do eixo, entre apoios |mm⁴|
- I_a - Momento de inércia da parte do eixo em balanço |mm⁴|
- R₁ - Rigidez do mancal dianteiro |N/mm|
- R₂ - Rigidez do mancal traseiro |N/mm|
- F_{y1} - Componente da força de corte na direção Y |N|
- F_{y2} - Componente da força de acionamento na direção Y |N|
- L - Distância entre mancais |mm|
- DE - Diâmetro externo do eixo(entre apoios) |mm|
- DA - Diâmetro externo do eixo(parte em balanço) |mm|
- Myz - Momento devido a componente F_{y1}, e aplicado na extremidade do eixo |N.mm|.

O deslocamento total, Y, fig. 3.1g, na ponta do eixo-árvore re é dada por:

$$Y = y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5 \quad |\text{mm}| \quad (3.1)$$

sendo que:

I) y₁, fig.3.1b, é o deslocamento na ponta do eixo-árvore devido à componente da força de corte F_{y1}, onde :

$$y_1 = \frac{F_{y1} L A^2}{3 E I} + \frac{F_{y1} A^3}{3 E I_a} \quad |\text{mm}| \quad (3.2)$$

II) y_2 , fig.3.1c, é o deslocamento na ponta do eixo-árvore como consequência da deformação dos mancais, devido à componente da força de corte F_{y1} , onde :

$$y_2 = F_{y1} \left[\left(\frac{A}{L} \right)^2 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) + \frac{2}{R_1} \left(\frac{A}{L} \right) + \frac{1}{R_1} \right] \quad |\text{mm}| \quad (3.3)$$

III) y_3 , fig.3.1d, é o deslocamento na ponta do eixo-árvore devido à componente da força de acionamento F_{y2} . Aqui ocorrem dois casos.

a) 1º CASO - Para força de acionamento agindo entre apoios, tem-se,

$$y_3 = \frac{F_{y2}}{6 E I} \left(\frac{D_1^3 A}{L} - A L D_1 \right) \quad |\text{mm}| \quad (3.4)$$

b) 2º CASO - Para força de acionamento agindo fora do vão entre apoios, tem-se,

$$y_3 = \frac{F_{y2} L A D_1}{6 E I} \quad |\text{mm}| \quad (3.5)$$

IV) y_4 , fig.3.1e, é o deslocamento na ponta do eixo-árvore como consequência da deformação dos mancais, devido à componente da força de acionamento F_{y2} . Aqui também ocorrem dois casos.

a) 1º CASO - Para força de acionamento agindo entre apoios, tem-se:

$$y_4 = Fy_2 \left[\frac{A D_1}{L^2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) + \frac{1}{L} \left(\frac{D_1}{R_1} - \frac{A}{R_2} \right) \right] \quad |\text{mm}|$$

(3.6)

b) 2º CASO - Para força de acionamento agindo fora do vão entre os apoios, tem-se:

$$y_4 = -\frac{Fy_2 A}{L^2} \left[\frac{D_1+L}{R_2} + \frac{D_1}{R_1} \right] - \frac{Fy_2 D_1}{L R_1} \quad |\text{mm}| \quad (3.7)$$

V) y_5 , fig.3.1f, é o deslocamento na ponta do eixo-árvore devido ao momento fletor M_{yz} , daí

$$y_5 = M_{yz} \left[\frac{A^2}{2 E I_a} + \frac{L A}{3 E I} + \frac{1}{R_1} \frac{(L+A)}{L^2} + \frac{1}{R_2} \frac{A}{L^2} \right] \quad |\text{mm}|$$

(3.8)

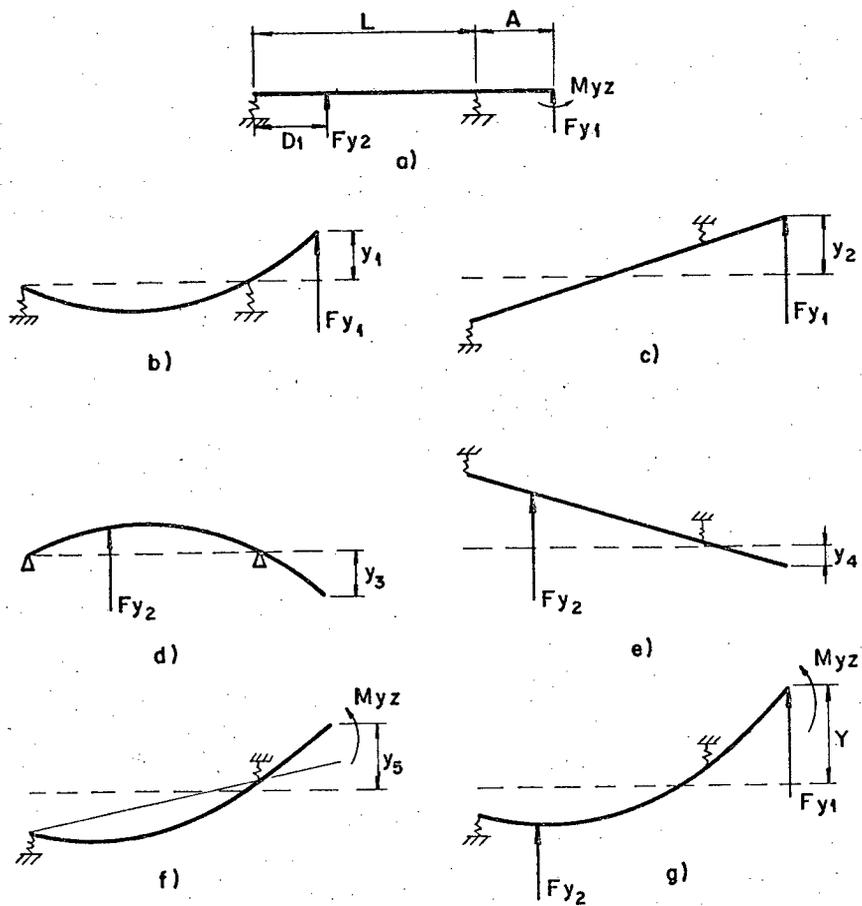


FIG.3.1 - Deslocamento da ponta do eixo-árvore.

3.3 - Rigidez estática, flexibilidade e determinação da distância ótima entre apoios.

A rigidez estática do eixo-árvore de uma máquina-ferramenta, como definida na referência [23], é a sua capacidade de resistir aos deslocamentos sob ação da força de corte. Portanto, se a componente da força de corte, numa determinada direção, é F_{y1} e o deslocamento por ela causada é y_1 , então, a rigidez da ponta do eixo, RE , é dada por:

$$RE = \frac{F_{y1}}{y_1} \quad |N/mm| \quad (3.9a)$$

A flexibilidade, FL , do eixo-árvore é definida como sendo o inverso da sua rigidez, ou seja

$$FL = \frac{y_1}{F_{y1}} \quad |mm/N| \quad (3.9b)$$

Como se pode observar, o deslocamento total, Y , na ponta do eixo-árvore, definido na equação 3.1 não é função apenas da componente F_{y1} mas de todo o carregamento a que está submetido o eixo-árvore quando em funcionamento. Por isso, será definida como rigidez funcional, FR , na ponta do eixo-árvore a relação dada por

$$FR = \frac{F_{y1}}{Y} \quad |N/mm| \quad (3.9c)$$

Conseqüentemente, define-se como flexibilidade funcional, FM, na ponta do eixo-árvore a relação dada por:

$$FM = \frac{Y}{Fy1} \quad |mm/N| \quad (3.9d)$$

Com base nas equações (3.1) a (3.9) tem-se que a flexibilidade funcional, FM, é dada pelas equações abaixo.

i) Para força de acionamento agindo entre os apoios tem-se:

$$\begin{aligned} FM = \frac{Y}{Fy1} = & \frac{1}{6EI} \left(\frac{K D_1^3 A}{L} - K D_1 L A + 2 L A^2 \right) + \\ & + \frac{A^3}{3EI_a} + \frac{K}{L} \left(\frac{D_1}{R_1} - \frac{A}{R_2} \right) + \frac{1}{L^2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \left(K A D_1 + A^2 \right) + \\ & + \frac{1}{R_1} \left(\frac{2A}{L} + 1 \right) + XZ \left(\frac{A^2}{2EI_a} + \frac{LA}{3EI} + \frac{1}{R_1} \frac{(L+A)}{L^2} \right) + \\ & + \frac{1}{R_2} \frac{A}{L^2} \quad |mm/N| \quad (3.10) \end{aligned}$$

onde:

$$K = \frac{Fy2}{Fy1} \quad e \quad XZ = \frac{Myz}{Fy1}$$

ii) Para a força de acionamento agindo fora do vão entre os apoios tem-se:

$$\begin{aligned}
 FM = \frac{Y}{F_{y1}} = & \frac{L A}{6 E I} \left(K D_1 + 2A \right) - \frac{K D_1}{L R_1} \left(1 + \frac{A}{L} \right) + \left(\frac{A}{L} \right)^2 \\
 & \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) + \frac{2A}{L R_1} - \frac{A K (D_1 + L)}{L^2 R_2} + \frac{1}{R_1} + \\
 & + \frac{A^3}{3 E I_a} + XZ \left(\frac{A^2}{2 E I_a} + \frac{L A}{3 E I} + \frac{(L+A)}{R_1 L^2} + \frac{A}{R_2 L^2} \right)
 \end{aligned}$$

|mm/N| (3.11)

A flexibilidade funcional é, portanto, uma função de um conjunto de parâmetros, $FM = f(A, L, DE, DA, K, D_1, XZ, E, R_1, R_2)$. A otimização do projeto do sistema eixo-mancal visa minimizar o valor de FM, isto é, obter uma rigidez funcional máxima na ponta do eixo-árvore. Fazendo $\frac{\partial}{\partial L} (FM) = 0$ determina-se a distância entre apoios, L, que corresponde ao valor mínimo de FM, sendo denominada de distância ótima entre apoios. O programa PAREA2 (ver capítulo 6) determina a distância ótima e a flexibilidade funcional mínima, quando os valores dos demais parâmetros são pré-estabelecidos.

3.4 - Análise da contribuição dos principais parâmetros do sistema eixo-mancal

É imprescindível, durante a fase de projeto, desenvolver uma análise criteriosa da influência de cada parâmetro do sistema eixo-mancal na flexibilidade funcional na ponta do eixo-árvore e,

consequentemente, na distância ótima entre apoios. Esta análise permite, assim, obter uma melhoria na rigidez do eixo-árvore através de modificações nos parâmetros de influência mais significativa. No sentido de facilitar e tornar prática esta avaliação, foi desenvolvido um programa, GDGRF2 (ver capítulo 6), o qual, juntamente com um software gráfico, executa o traçado de vários diagramas. Um destes diagramas, por exemplo, representa a flexibilidade funcional em função da distância entre apoios, variando-se um ou mais parâmetros de projeto.

Na análise aqui desenvolvida, da contribuição dos principais parâmetros do sistema eixo-mancal, considera-se que o eixo-árvore está sujeito a um carregamento típico de operações de desbaste. Na prática, numa operação de desbaste não se exige grande precisão para as peças usinadas. Entretanto, se o deslocamento resultante da ponta do eixo-árvore é mínimo quando o carregamento é oriundo de uma operação de desbaste, menor será este deslocamento quando o carregamento for mais ameno, como é o caso das operações de acabamento. Na presente análise, os esforços sobre o eixo-árvore foram calculados pelo programa PAREA2 (ver capítulo 6) segundo o modelo apresentado na fig.3.2 .

No sentido de analisar a contribuição dos principais parâmetros de projeto, considerou-se um exemplo prático no qual os valores dos vários parâmetros de projeto foram os seguintes:

i) Parâmetros de funcionamento.

- Potência da máquina = 20kW
- Rotação do eixo-árvore = 320 r.p.m
- Diâmetro de trabalho da ferramenta, DM=100mm

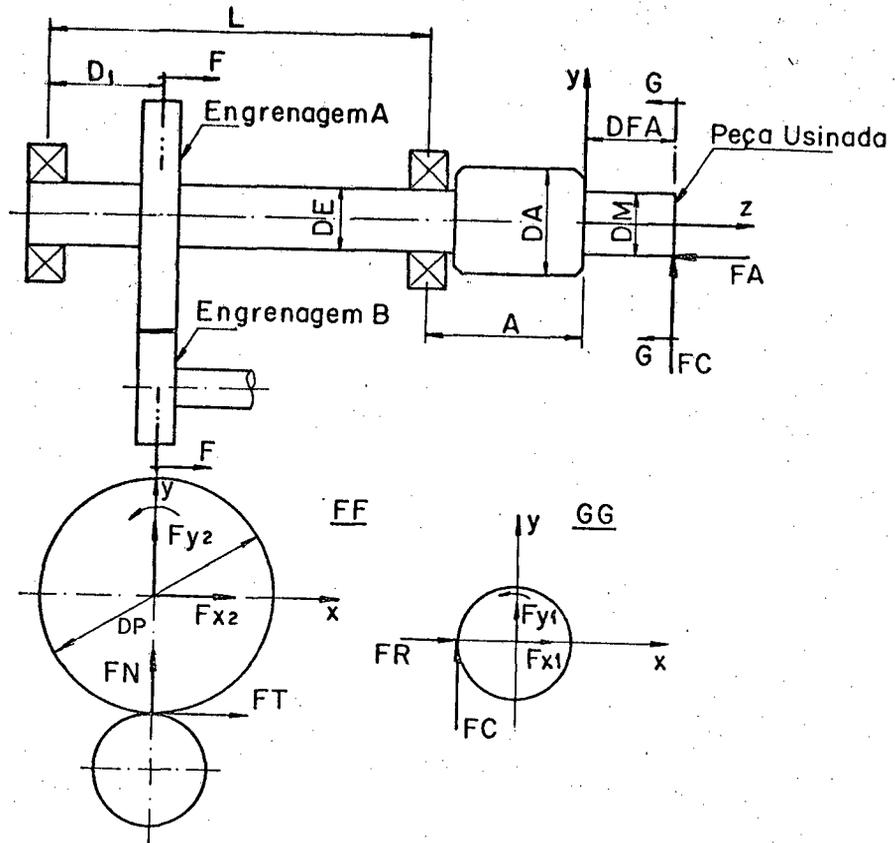


FIG.3.2 - Modelo esquemático para cálculo dos esforços sobre o eixo-árvore.

- Diâmetro da engrenagem de acionamento, $DP = 300 \text{ mm}$
- Distância da posição de acionamento ao mancal traseiro, $D_1 = 40 \text{ mm}$
- Distância da aplicação da força de corte à ponta do eixo-árvore, $D_{FA} = 50 \text{ mm}$.

ii) Esforços sobre o eixo-árvore segundo os eixos de coordenadas X e Y .

$$F_{x1} = 4775 \text{ N}$$

$$F_{y1} = 9550 \text{ N}$$

$$F_{x2} = 3581 \text{ N}$$

$$F_{y2} = 1303 \text{ N}$$

$$M_{xz} = 0$$

$$M_{yz} = 477500 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

iii) Dados do sistema eixo-mancal

$$DE = 100\text{mm}; \quad DA = 125\text{mm}; \quad E = 210000 \text{ N/mm}^2;$$

$$A = 100\text{mm}; \quad R_1 = 1650 \text{ N/}\mu\text{m}; \quad R_2 = 1450 \text{ N/}\mu\text{m}.$$

Na análise que segue os valores acima foram introduzidos no programa GDGRF2, baseado na equação 3.10.

a) Influência do comprimento em balanço A

O comprimento em balanço constitui-se num parâmetro de fundamental importância, no que diz respeito à flexibilidade na ponta do eixo-árvore. A sua influência é ilustrada na fig.3.3. Observa-se que a flexibilidade funcional mínima assume valores maiores a medida que se aumenta o valor de A. Por exemplo, a flexibilidade funcional mínima para $A=50\text{mm}$ (curva 1) é $16 \times 10^{-7} \text{ mm/N}$, enquanto para $A=125\text{mm}$ (curva 4) é de $46 \times 10^{-7} \text{ mm/N}$, representando, assim, um aumento de 180% na flexibilidade funcional na ponta do eixo-árvore. A contribuição do comprimento em balanço na distância ótima entre apoios é pouco significativa, pois para $A=100\text{mm}$ (curva 3) a distância ótima é de 226mm, enquanto para $A=125\text{mm}$ (curva 4) é de 219mm, o que significa uma diferença de apenas 3%. Ainda pela figura 3.3, observa-se que a influência de A na distância ótima entre apoios é menos significativa a medida que A assume valores maiores. Concluiu-se, também, que a flexibilidade funcional na ponta do eixo-árvore cresce mais rapidamente para valores inferiores à distância ótima do que para valores superiores. Por isso, o fato da distância entre apoios, em determinados casos práticos, ser maior do que o valor ótimo calculado não compromete, significativamente, a rigidez funcional na ponta do eixo-árvore.

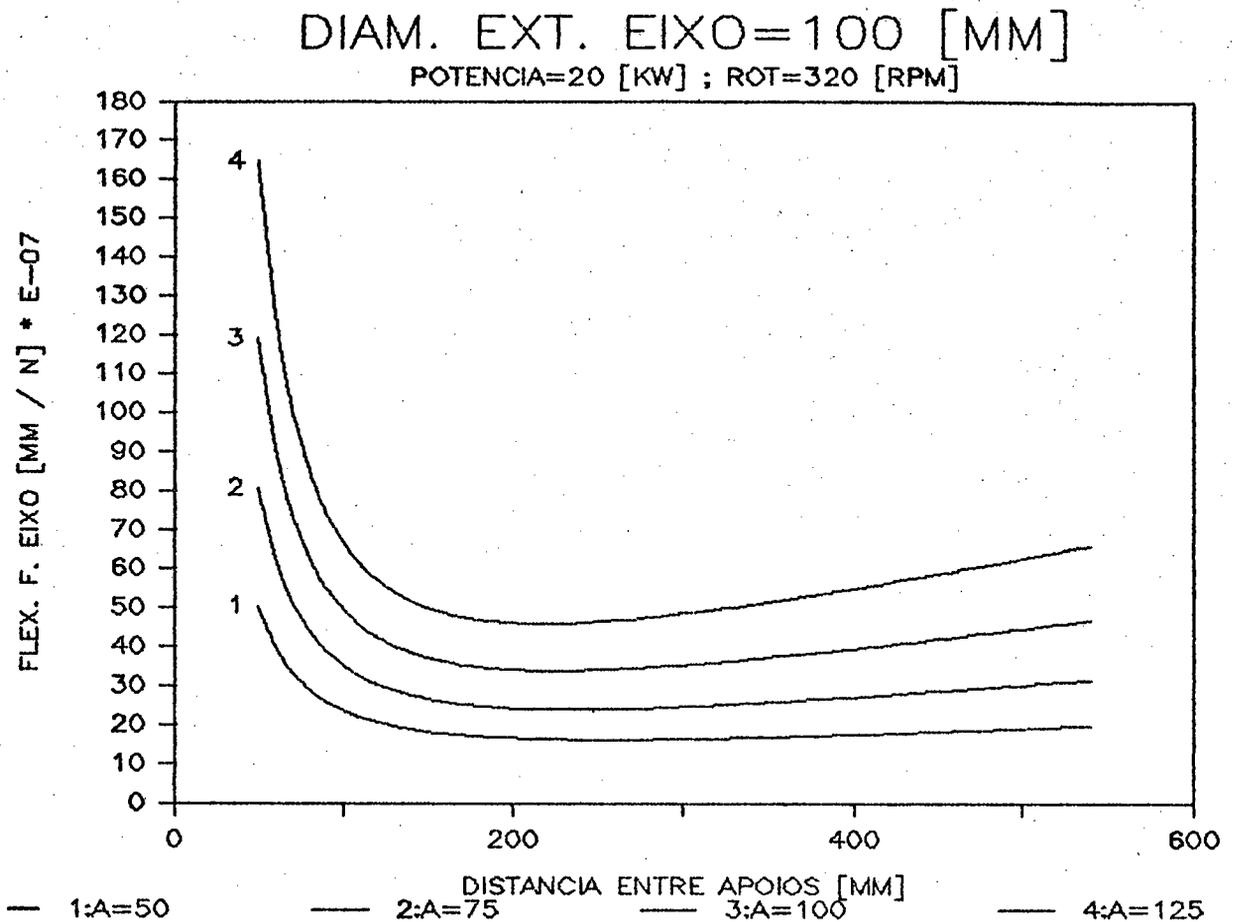


FIG.3.3 - Influência do comprimento em balanço, A

Em algumas máquinas-ferramenta durante a execução das operações de usinagem o comprimento em balanço do eixo-árvore é alterado. Este fato ocorre, por exemplo, em mandriladoras e furadeiras. Nestes casos, o comprimento em balanço constitui-se no parâmetro de projeto mais significativo comparativamente à distância entre apoios. Esta afirmação pode ser constatada através do seguinte exemplo. Nas condições de carregamento e dimensões definidas nesta análise, a distância ótima entre apoios para comprimentos em balanço iguais à 50mm e 250mm são 260mm e 200mm respectivamente. Mantendo estas distâncias e variando o comprimento em balanço a flexibilidade funcional varia como mostrado na fig.3.4. As curvas

1,2 correspondem às distâncias entre apoios de 260mm e 200mm, respectivamente. Através desta figura observa-se, como era esperado, que a flexibilidade funcional aumenta a medida que o comprimento em balanço assume valores cada vez maiores.

Entretanto, o detalhe mais importante extraído desta análise consiste no fato de que a diferença entre os valores da flexibilidade funcional determinados pelas curvas 1 e 2, para um mesmo comprimento em balanço, é pouco significativa. Por isso, nos casos em que o comprimento em balanço é variável a distância entre apoios não se constitui num parâmetro de projeto prioritário.

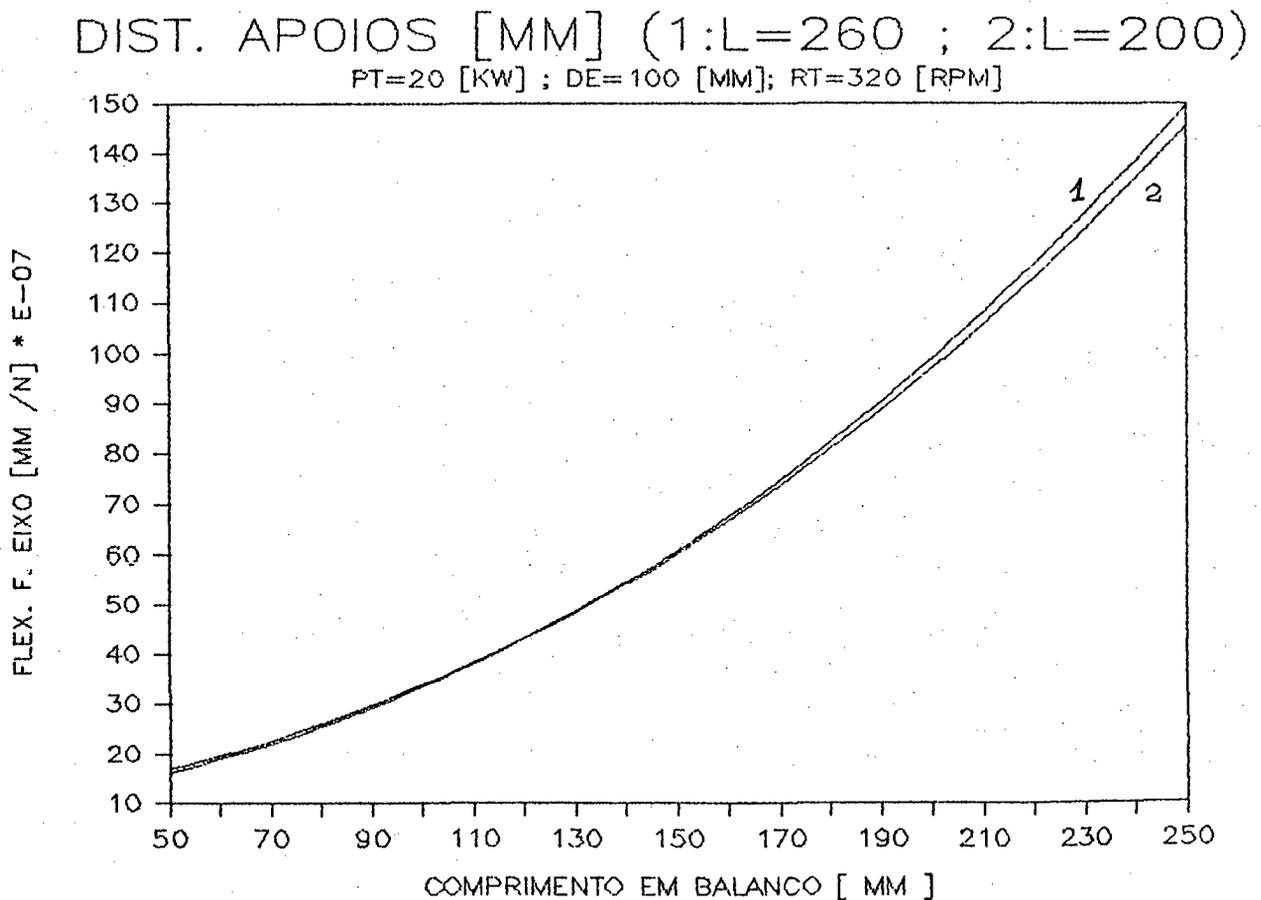


FIG.3.4 - Flexibilidade funcional do eixo-árvore em função do comprimento em balanço.

b - Influência da potência de usinagem.

Como visto no capítulo 2, as forças que agem sobre o eixo-árvore são função da potência e da rotação com as quais a usinagem é desenvolvida. Uma vez que as deformações dos mancais têm um comportamento não linear, sua rigidez varia com a carga aplicada aos mancais e, por consequência, com a potência do processo de usinagem (ver item 4.2.1). A Fig.3.5 mostra a variação da flexibilidade funcional na ponta do eixo-árvore em função da distância entre apoios, para diferentes valores da potência de usinagem. As curvas 1, 2, 3 e 4 desta figura mostram a influência que a potência de usinagem exerce tanto na flexibilidade funcional quanto na distância ótima entre apoios. Verifica-se que a flexibilidade funcional mínima para uma potência de 56kW é 32×10^{-7} mm/N, enquanto para 8kW esta é de 35×10^{-7} mm/N, o que representa uma diferença de 9%. No tocante à distância ótima entre apoios a diferença entre os valores determinados para 8kW e 56kW é aproximadamente 8%. Verifica-se, também, que à medida que a potência aumenta estas diferenças são reduzidas. Isto porque à medida que a carga sobre os mancais aumenta a sua rigidez tende a assumir um comportamento linear (ver item 4.2.1). Com base nestas análises, conclui-se que a potência de usinagem não se constitui num parâmetro prioritário na determinação da distância ótima entre apoios, bem como, da flexibilidade funcional na ponta do eixo-árvore. Convém salientar que, neste caso, a rigidez dos mancais foi recalculada sempre que houve variação de potência (de acordo com o quadro 4.1).

COMP. EM BALAN. (1,2,3,4)=100 [MM]
 DIAM. DO EIXO=100 [MM]; ROT=320 [RPM]

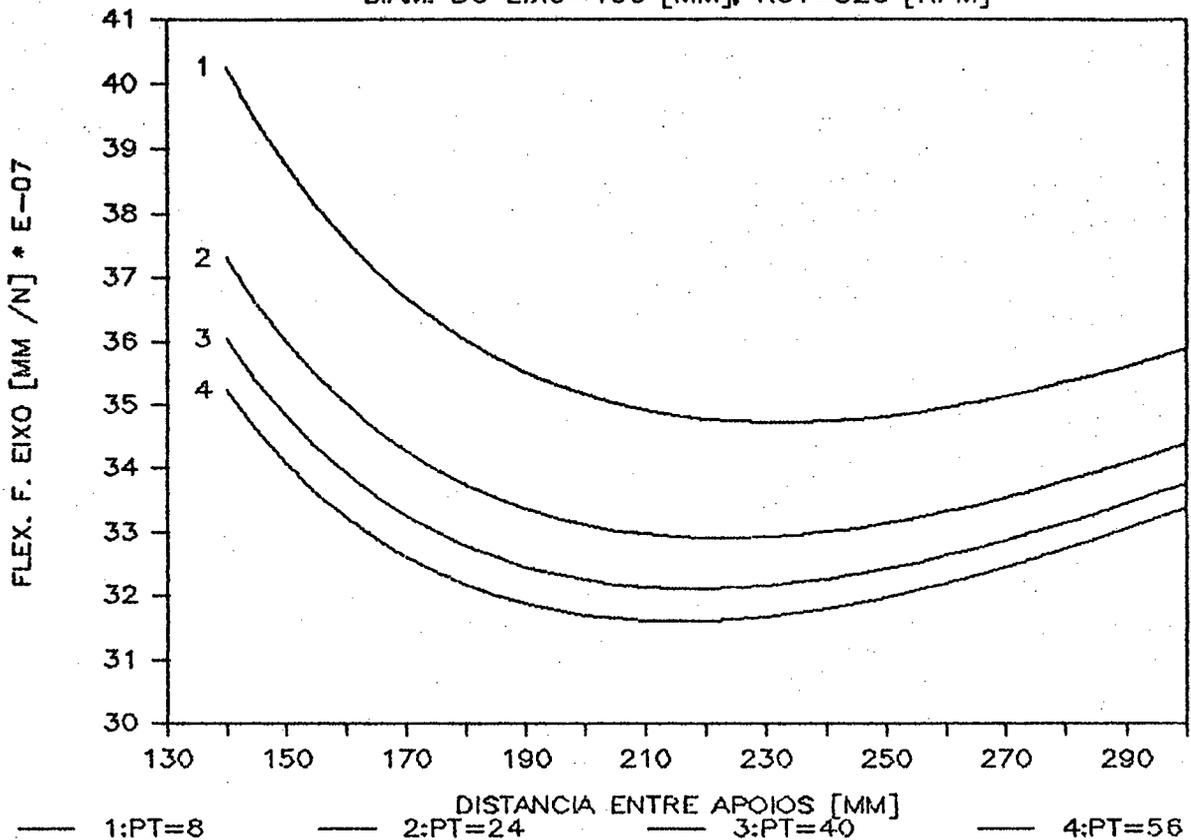


FIG.3.5 - Influência da potência da máquina.

c - Influência da rigidez dos mancais de apoio

A fig.3.6 ilustra a variação da flexibilidade funcional na ponta do eixo-árvore em função da variação da rigidez do mancal traseiro. A rigidez do mancal dianteiro permanece constante, sendo igual a 1500 N/ μ m, curva 1, e 1800 N/ μ m, curva 2. Os demais parâmetros de projeto são considerados constantes. Observe, através da análise das curvas 1 e 2, que a influência da rigidez do mancal traseiro na flexibilidade funcional do eixo-árvore é pouco significativa quando esta assume valores superiores a, aproximadamente, 50% da rigidez do mancal dianteiro. Portanto, no

processo de otimização do sistema eixo-mancal, a rigidez do apoio secundário (traseiro) não se constitui num elemento de alta relevância. O estudo mostra que, para os apoios do eixo-árvore de uma máquina-ferramenta, a relação entre a rigidez do mancal traseiro e a do mancal dianteiro pode situar-se em torno de 0,5. Valores maiores desta relação não contribuem, de forma expressiva, para o aumento da rigidez funcional do eixo-árvore.

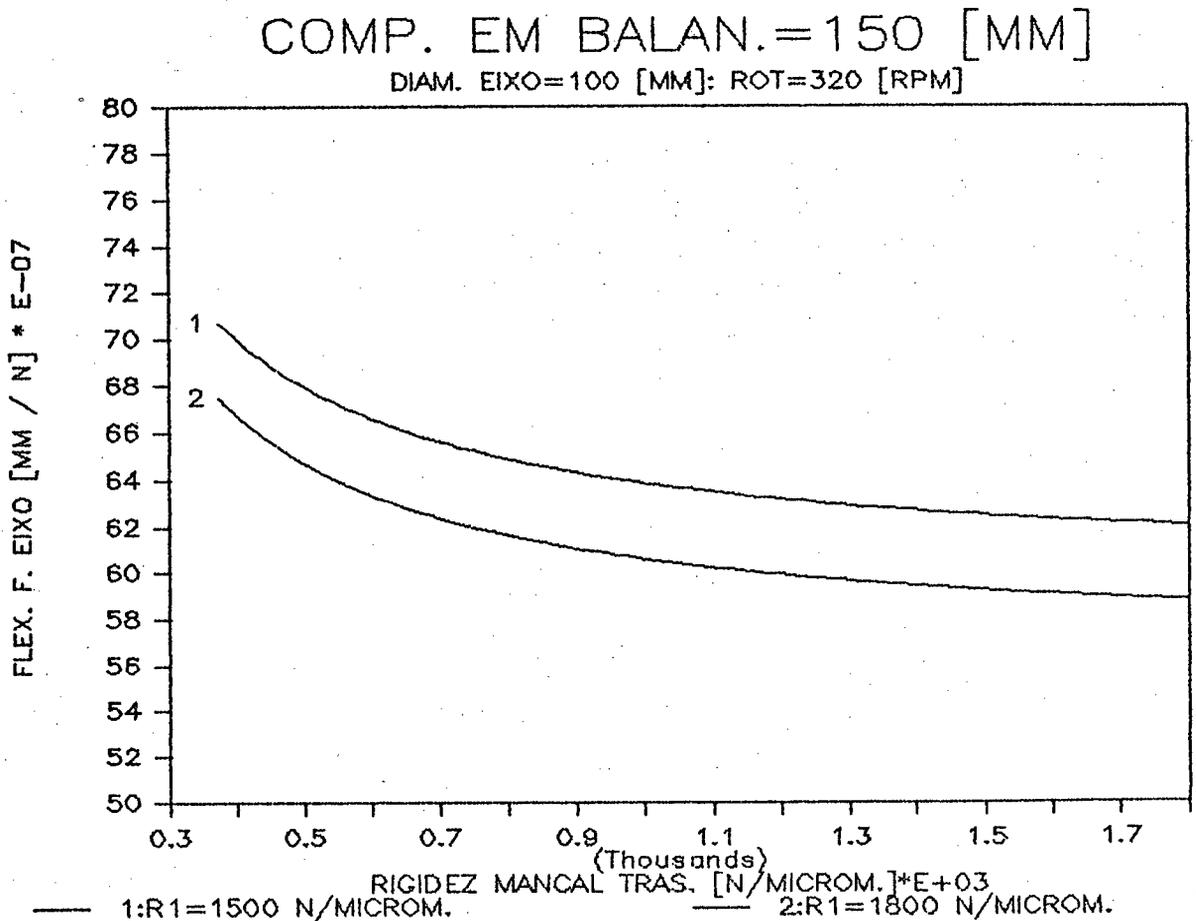


FIG.3.6 - Influência da rigidez do mancal traseiro.

A fig.3.7 mostra a variação da flexibilidade funcional como função da rigidez do mancal do apoio principal (dianteiro). A rigidez do mancal do apoio secundário (traseiro) é constante, sendo igual a $400 \text{ N}/\mu\text{m}$, curva 1, e $500 \text{ N}/\mu\text{m}$, curva 2. Os demais parâmetros permanecem constantes. Através da análise destas curvas, verifica-se que a flexibilidade funcional na ponta do eixo-árvore é acentuadamente reduzida a medida que se aumenta a rigidez do mancal dianteiro. Constata-se, também, que esta redução deixa de ser significativa a partir de determinada faixa de rigidez do mancal dianteiro. Comparando os valores da flexibilidade funcional definidos pelas curvas 1 e 2 observa-se que, como visto na figura 3.6, a influência da rigidez do mancal traseiro é pouco significativa comparada com a do mancal dianteiro.

É importante destacar que para um determinado diâmetro se podem utilizar diversos tipos de mancais de rolamento, sendo que seus preços são tão maiores quanto maior for a rigidez dos mesmos [21]. Com base nestas observações e no resultado das análises feitas nas figuras 3.6 e 3.7, pode-se escolher a faixa de rigidez dos mancais de apoio mais apropriada em cada situação de projeto. Desta forma, contribui-se para a otimização do projeto tanto sob o aspecto técnico (flexibilidade mínima) quanto do ponto de vista econômico (custo dos componentes do eixo).

d - Influência do diâmetro da parte em balanço, DA

A fig. 3.8 mostra a variação da flexibilidade funcional na ponta do eixo-árvore em função da distância entre apoios, para diferentes diâmetros do trecho em balanço (consequentemente diferentes momentos de inércia I_a). Observa-se que a distância ótima

COMP. EM BALAN. (1,2)=150 [MM]
DIAM. EIXO=100 [MM]

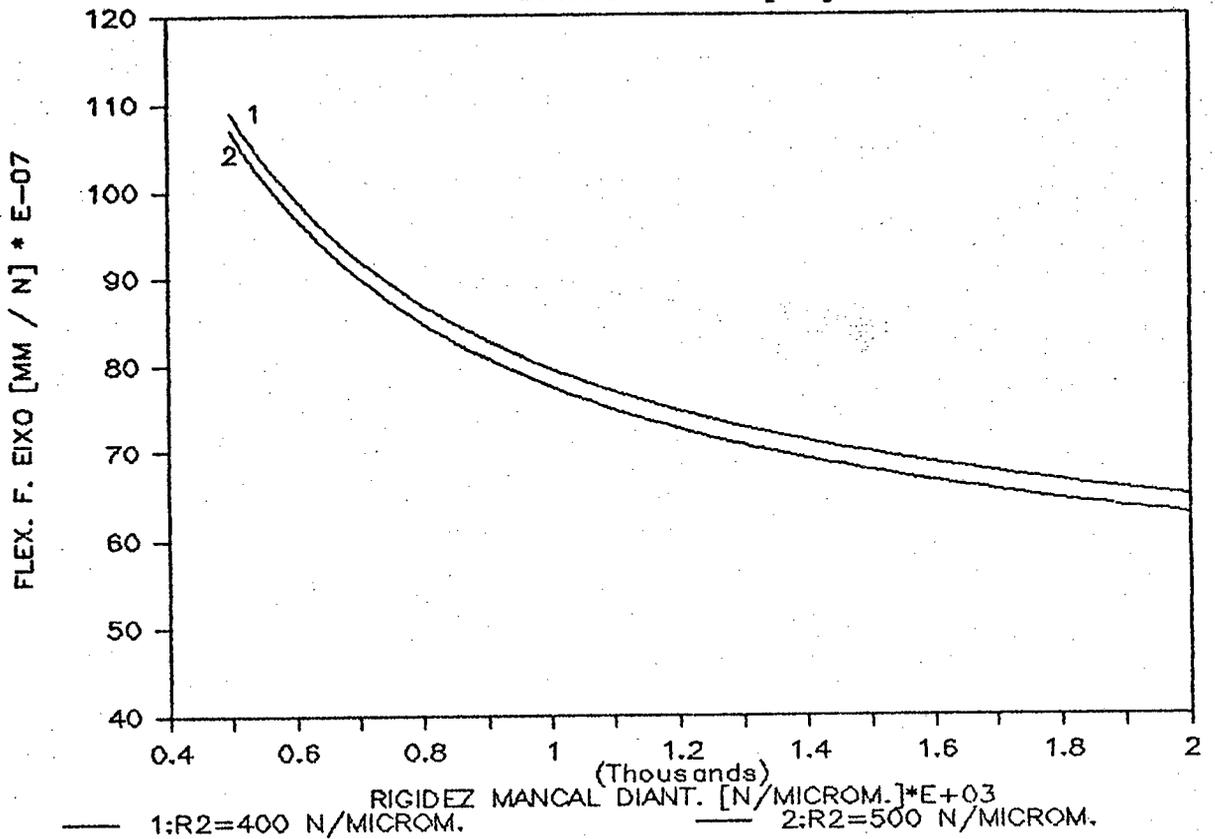


FIG.3.7 - Influência da rigidez do mancal dianteiro.

entre mancais independe completamente do diâmetro da parte em balanço. Este fato pode ser comprovado pelas equações (3.10) e (3.11), pois os termos destas equações em que aparecem o parâmetro I_a são independentes da distância entre apoios, L . A flexibilidade funcional, por sua vez, é acentuadamente influenciada a medida que se varia o diâmetro D_A . Por exemplo, a flexibilidade funcional mínima para um diâmetro $D_A = 120\text{mm}$ (curva 4) é de $34 \times 10^{-7} \text{ mm/N}$, enquanto para $D_A = 75\text{mm}$ (curva 1) esta é de $54 \times 10^{-7} \text{ mm/N}$, o que representa um acréscimo de 60%. Observando-se o comportamento das curvas 1, 2, 3 e 4 constata-se que, a par-

tir de um determinado valor do diâmetro em balanço, a flexibilidade funcional mínima continua diminuindo com maiores valores de DA, entretanto, esta redução se dá numa proporção menor.

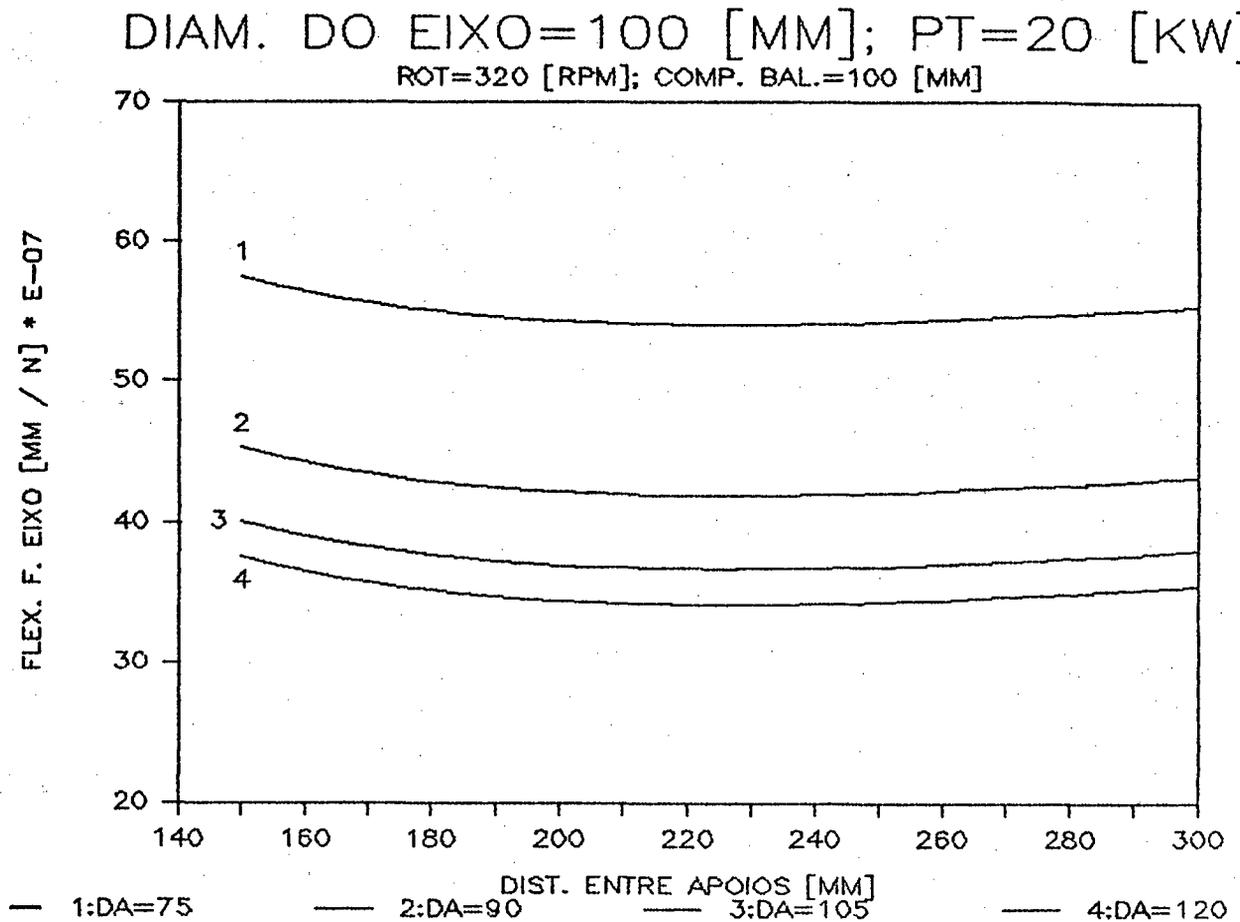


FIG.3.8 - Influência do diâmetro, do trecho em balanço, DA.

E - Influência do diâmetro do eixo entre apoios, DE

A contribuição do momento de inércia da parte do eixo-árvore entre apoios é ilustrada na fig.3.9. Através desta figura, observa-se que a flexibilidade funcional mínima na ponta do eixo-árvore assume valores menores a medida que se utilizam maiores diâmetros DE. A distância ótima entre apoios é maior para valores maiores do diâmetro DE. Comparando as curvas 1 e 4, por exemplo, constata-se que a influência da distância entre apoios na flexibi-

lidade funcional, na ponta do eixo-árvore, é reduzida com o emprego de maiores diâmetros DE. Aqui também, como se verificou no item D, a flexibilidade funcional mínima é sempre menor para maiores diâmetros DE, entretanto, a partir de um certo valor deste diâmetro o gradiente de redução da flexibilidade funcional mínima é mais atenuado.

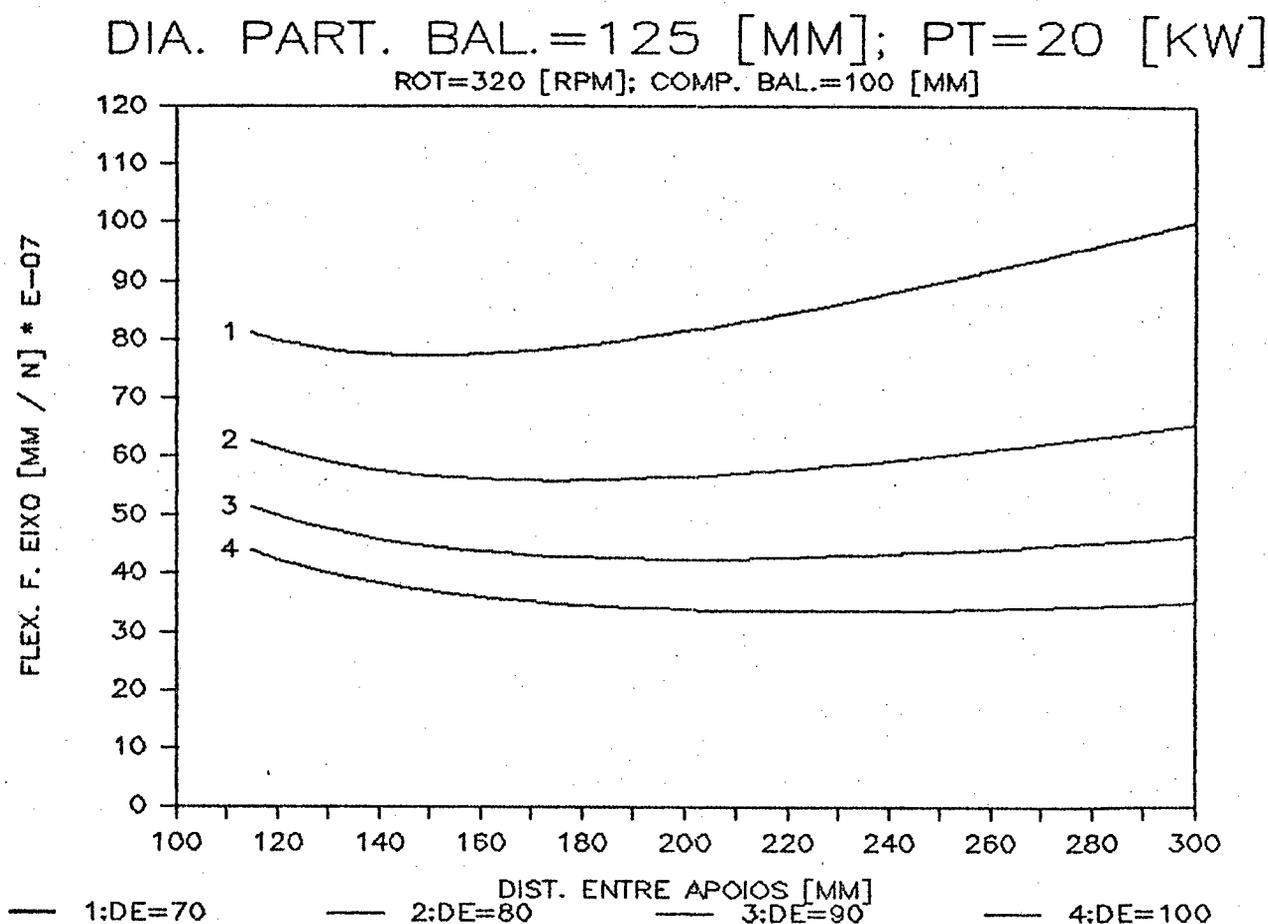


FIG.3.9 - Influência do diâmetro do eixo, entre apoios, DE.

3.5.- Principais critérios de definição da rigidez mínima do eixo-árvore

Apresentam-se agora os vários critérios que definem os valores mínimos de rigidez estática que o eixo-árvore deve apresentar. Estes critérios visam garantir às peças usinadas boa precisão dimensional e geométrica, como também, um bom acabamento superficial. Os valores de rigidez mínima são recomendados tanto para máquinas que se destinam à altas produções, como para aquelas consideradas de alta precisão, Quadro

3.1. O critério de Schenk [25] considera um eixo-árvore apoiado em dois mancais com uma carga aplicada no centro e com deslocamento medido nesse ponto. Já os critérios de Pittrof [25], Zdenkovic [26] e Acherkan [26] consideram um eixo-árvore apoiado em dois mancais, tendo um trecho em balanço e o deslocamento medido na extremidade do eixo. Nestes dois últimos critérios é levado em consideração o efeito da força de acionamento.

Acherkan [27], também, apresenta um critério de verificação baseado na relação entre o deslocamento total Y , na ponta do eixo-árvore, e a distância ótima entre apoios L tal que:

$$Y \leq 0,0002L \quad |mm|$$

QUADRO 3.1 - |25, 26|

CRITÉRIO BASEADO EM:	RIGIDEZ MÍNIMA (N/μm)	
	MÁQUINA DE PRECISÃO	MÁQUINA DE PRODUÇÃO
SCHENK	> 500	> 250
PITTROF/WICHE 1)	Superior ao máximo valor dado pelas expressões (a) e (b)	
	$25 \times 10^{-2} \frac{R_1}{(1 + \lambda)}$	(a)
	$25 \times 10^{-2} \frac{R_1}{\lambda(1 + \lambda) L/DA}$	(b)
ACHERKAN	> 400	> 200
ZDENKOVIC	> 300	> 150

1) Sendo: R_1 = Rigidez do mancal dianteiro |N/μm|

$$\lambda = A/L$$

A = Comprimento em balanço |mm|

L = Distância entre apoios |mm|

DA = Diâmetro trecho em balanço |mm|

3.6 - Recomendações sobre a relação A/DA a ser utilizada

A partir da análise desenvolvida na seção 3.4, comprovou-se a importância que os parâmetros relativos ao trecho em balanço, A e DA, representam na flexibilidade na ponta do eixo-árvore. Abaixo é mostrado o Quadro 3.2 [28] que fornece a relação A/DA a ser empregada (em função do tipo de máquina-ferramenta e das condições de operação).

QUADRO 3.2 [28]

TIPO	A/DA	MÁQUINA: SEGUNDO A CONCEPÇÃO DO EIXO-ÁRVORE E SUA FUNÇÃO
I	0,6 até 1,5	- Tornos universais e de precisão, tornos automáticos e fresadoras, com a ponta do eixo-árvore curta (segundo DIN 812 - ASA B5-9/2570). Quando os apoios são mancais de rolamento. Para exigência de precisão normal e elevada.
II	1,25 até 2,5	- Tornos e fresadoras com a ponta do eixo-árvore média e longa. (DIN 2079, ASA B5-9, DIN 2201), mandriladoras de precisão e retificadoras internas com comprimento em balanço não muito grande, apoiados com mancais de rolamento ou escorregamento. Para exigência, preponderantemente, de produção normal.
III	2,5 até 5	- Máquinas para trabalho de furação em geral. Execução de furos profundos (delgados) na qual se utilizam técnicas de fabricação com comprimento em balanço elevado ou variável. Quando não se exige alta precisão juntamente com grande remoção de cavaco.

3.7 - Determinação do deslocamento total, na ponta do eixo-árvore, através do método dos elementos finitos.

A metodologia apresentada nos itens 3.2 e 3.3 para calcular o deslocamento na ponta do eixo-árvore e sua flexibilidade funcional baseia-se numa formulação analítica. Nessa formulação, considera-se que o eixo-árvore tem as seções transversais constantes, tanto no trecho entre apoios como na parte em balanço. Esta consideração é importante na fase do projeto preliminar para determinação da distância ótima entre apoios, bem como, para analisar a contribuição dos vários parâmetros do sistema eixo-mancal. Entretanto, na prática, a geometria real do eixo-árvore apresenta ao longo do seu comprimento seções transversais variáveis (eixo escalonado). Nesse sentido, foi desenvolvido o programa ELFEA2 (ver capítulo 6), baseado no método dos elementos finitos, para determinar o deslocamento total na ponta do eixo-árvore, segundo sua geometria real e definitiva. A seguir, apresenta-se a metodologia para obtenção das equações de elementos finitos do problema. Estas equações foram obtidas tendo como base as referências [29, 30, 31, 68].

a) Obtenção das equações de elementos finitos.

Seja,

$$\rho \ddot{u} + \frac{\partial^2}{\partial s^2} (EI \frac{\partial^2 u}{\partial s^2}) = q \quad (3.12)$$

a equação que rege o comportamento dinâmico da linha elástica de uma viga sob flexão, fig.3.10, sendo,

$$\ddot{u} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$$

ρ = massa específica |kg/mm³|

I = momento de inércia |mm⁴|

q = carregamento por unidade de comprimento |N/mm|

E = módulo de elasticidade |N/mm²|

u = deslocamento do eixo-árvore na posição s |mm|

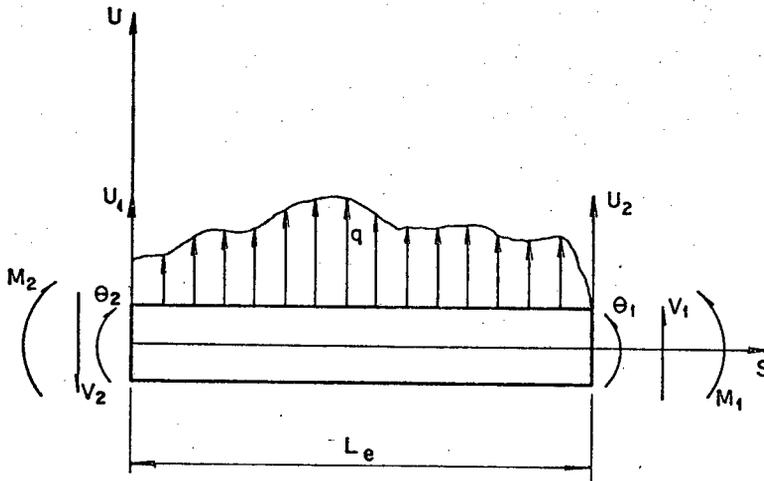


FIG.3.10 - Elemento de viga submetido a um carregamento transversal q .

Multiplicando a equação 3.12 por um deslocamento virtual, δu , e integrando por partes, obtêm-se a forma fraca do problema dada por:

$$\int_0^L \rho \ddot{u} \delta u ds + \int_0^L EI \frac{\partial^2 u}{\partial s^2} \frac{\partial^2 (\delta u)}{\partial s^2} ds = EI \frac{\partial^2 u}{\partial s^2} \frac{\partial (\delta u)}{\partial s} \Big|_0^L - \frac{\partial}{\partial s} \left(EI \frac{\partial^2 u}{\partial s^2} \right) \delta u \Big|_0^L + \int_0^L q \delta u ds \quad (3.13)$$

Utilizando-se funções de interpolação Hermitiana, N_α^1 , N_α^2 , N_β^1 , N_β^2 , pois são considerados deslocamento e rotação (dois graus de liberdade) onde:

$$N_{\alpha}^1 = 1 - 3\xi^2 + 2\xi^3$$

$$N_{\alpha}^2 = L_e \xi (\xi - 1)^2$$

$$N_{\beta}^1 = 3\xi^2 - 2\xi^3$$

$$N_{\beta}^2 = L_e \xi (\xi^2 - \xi)$$

$$\text{sendo, } \xi = \frac{u}{L_e}$$

Após a discretização tem-se:

$$\sum_{e=1}^{ne} \int_0^{L_e} \rho (\delta u_{\alpha} N_{\alpha}^1 + \delta \theta_{\alpha} N_{\alpha}^2) (\ddot{u}_{\beta} N_{\beta}^1 + \theta_{\beta} N_{\beta}^2) ds + \sum_{e=1}^{ne} \int_0^L EI (\delta u_{\alpha} N_{\alpha}^1)_{,ss} +$$

$$+ \delta \theta_{\alpha} N_{\alpha}^2)_{,ss} (u_{\beta} N_{\beta}^1 + \theta_{\beta} N_{\beta}^2) ds =$$

$$= \sum_{e=1}^{ne} \left(\int_0^{L_e} (\delta u_{\alpha} N_{\alpha}^1 + \delta \theta_{\alpha} N_{\alpha}^2) q ds + M_2 \delta \theta_2 + M_1 \delta \theta_1 + V_2 \delta u_2 + V_1 \delta u_1 \right)$$

daí,

$$\sum_{e=1}^{ne} (\delta u_1 \delta \theta_1 \delta u_2 \delta \theta_2) \frac{\rho A L_e}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22L_e & 54 & -13L_e \\ & 4L_e^2 & 13L_e & -3L_e^2 \\ \text{SIM} & & 156 & -22L_e \\ & & & 4L_e^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{u}_2 \\ \ddot{\theta}_2 \end{bmatrix} +$$

$$\sum_{e=1}^{ne} (\delta u_1 \delta \theta_1 \delta u_2 \delta \theta_2) \frac{EI}{L_e^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L_e & -12 & 6L_e \\ & 4L_e^2 & -6L_e & 2L_e^2 \\ \text{SIM} & & 12 & -6L_e \\ & & & 4L_e^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ \theta_1 \\ u_2 \\ \theta_1 \end{bmatrix} =$$

$$= \sum_{e=1}^{ne} (\delta u_1 \delta \theta_1 \delta u_2 \theta_2) \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{bmatrix} + (\delta u_1 \delta \theta_1 \dots \delta u_n \delta \theta_n) \begin{bmatrix} V_1 \\ M_1 \\ \vdots \\ V_n \\ M_n \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

como δu_1 , δu_2 , $\delta \theta_1$ e $\delta \theta_2$ são arbitrários daí,

$$\sum_{e=1}^{ne} M_{ij}^e \ddot{u}_j + \sum_{e=1}^{ne} K_{ij}^e u_j = \sum_{e=1}^{ne} F_i^e \quad (3.16)$$

onde M_{ij}^e e K_{ij}^e são as matrizes de massa e de rigidez do elemento de viga, respectivamente. F_i^e é o vetor de carga do referido elemento. Após a superposição, já indicada na equação 3.16, tem-se a equação de elementos finitos global dada por:

$$M_{IJ} \ddot{U}_J + K_{IJ} U_J = F_I \quad (3.17)$$

para o caso estático tem-se a equação de equilíbrio.

$$K_{IJ} U_J = F_I \quad (3.18)$$

para o caso de vibração livre tem-se a equação de movimento.

$$M_{IJ} \ddot{U}_J + K_{IJ} U_J = 0 \quad (3.19)$$

onde:

M_{IJ} = matriz massa da estrutura

K_{IJ} = matriz rigidez da estrutura

$$U_J = \begin{bmatrix} u_1 \\ \theta_1 \\ \vdots \\ u_n \\ \theta_n \end{bmatrix} = \text{vetor deslocamento da estrutura}$$

F_I = vetor de carga da estrutura.

b) Comparação entre os deslocamentos calculados pelo método analítico e pelo método dos elementos finitos.

No Quadro 3.3 tem-se os valores dos deslocamentos da ponta do eixo-árvore, calculados pelo método analítico e pelo método dos elementos finitos. As dimensões do eixo-árvore, bem como, as condições de carregamento, são idênticas às utilizadas na análise desenvolvida no item 3.4. No método dos elementos finitos utilizaram-se cinco elementos unidimensionais binodais, fig.3.11. As condições de contorno do problema são as cargas aplicadas sobre o eixo-árvore (nós 2 e 6) e as deformações dos mancais (nós 1 e 3).

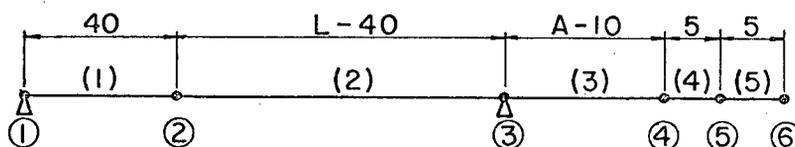


FIG.3.11 - Discretização do eixo-árvore.

convenção: $\bullet \text{---} \bullet$ tipo do elemento usado
 () elemento
 o nó

QUADRO 3.3

Comprimento em balanço A (mm)	Distância entre apoios L (mm)	Deslocamentos na ponta do eixo - árvore (μm)					
		Método Analítico			Método Elementos Finitos		
		Direção x	Direção y	Deslocamento Resultante	Direção x	Direção y	Deslocamento Resultante
50	259	6,0	15,6	16,8	5,6	15,5	16,5
75	239	8,9	23,0	24,7	8,2	22,8	24,2
100	226	12,8	32,4	34,8	11,7	32,1	34,2
125	219	17,6	44,0	47,4	16,2	43,3	46,2

Através do Quadro 3.3 conclui-se que existe uma ótima correlação entre os valores dos deslocamentos na ponta do eixo-árvore calculados pelos dois métodos aqui expostos. Este fato comprova a eficiência do programa ELFEA2 na determinação dos deslocamentos da ponta do eixo-árvore. Assim sendo, espera-se que nos casos onde o eixo-árvore apresentar uma geometria escalonada, os deslocamentos calculados pelo programa ELFEA2 sejam bastante próximos dos valores reais.

3.8 - Considerações sobre o comportamento dinâmico do eixo-árvore

Durante o processo de usinagem, nas máquinas-ferramenta, surgem desvios no ponto de corte devidos aos movimentos de trabalho entre a peça e a ferramenta. Estes desvios têm como causa, além dos erros geométricos e cinemáticos (ver item 2.2), a ação das forças estáticas e dinâmicas que deformam os vários componentes das máquinas-ferramenta tais como, guias, estruturas e, em particular, o eixo-árvore. A precisão dimensional e geométrica das peças usinadas é fortemente influenciada pela magnitude destes desvios. Portanto, é imprescindível, para obtenção de boa precisão de usinagem, que as máquinas-ferramenta apresentem, também, alta rigidez dinâmica. Segundo afirma Koenigsberger [4], as propriedades que uma máquina-ferramenta e seus elementos devem apresentar no sentido de reduzir ou evitar efeitos vibratórios, são determinadas pelos tipos de vibrações que podem ocorrer. Durante o processo de usinagem, uma máquina-ferramenta está submetida a dois tipos básicos de vibrações que são, as vibrações forçadas e as vibrações autoexcitadas [4,32]. As vibrações forçadas são originadas de esforços transmitidos através da fundação da máquina-ferramenta; de forças periódicas originadas de componentes giratórios desbalanceados; de choques no engrenamento dos dentes das engrenagens de acionamento; de mudanças na direção da força de corte (função do tipo de operação de usinagem executada) e de cargas com choque devidas à entrada súbita da ferramenta na peça a ser usinada. No tocante às vibrações autoexcitadas estas se originam, dentre outras fontes, da própria força de corte, da formação da aresta postiça de corte e do efeito regenerativo "Chatter".

Segundo elucidado na referência [32], o efeito regenerativo ocorre quando existe uma vibração entre a peça e a ferramenta durante o i -ésimo corte. Assim sendo, surge uma superfície ondulada fazendo com que o cavaco do i -ésimo mais um corte seja removido de uma superfície também ondulada. Com isso, surge uma força de corte variável e, conseqüentemente, uma vibração no par peça-ferramenta, proporcionando uma superfície ondulada. Portanto, o efeito regenerativo da ondulação prossegue no corte subsequente.

À luz destas observações, é imprescindível desenvolver uma análise e seleção criteriosa dos principais parâmetros de projeto. Procura-se com isto garantir que a máquina-ferramenta, e em particular o eixo-árvore, apresente a alta rigidez dinâmica numa faixa de trabalho tão ampla quanto possível. Conforme é enfatizado na referência [4], os principais parâmetros que influem no comportamento vibratório de um eixo-árvore são: a massa vibratória "m", a rigidez estática e o fator de amortecimento. Koenigsberger [4] apresenta dois procedimentos básicos para aumentar a rigidez dinâmica, são eles:

a) Freqüência excitadora tão longe quanto possível, ou abaixo ou acima, da freqüência natural.

b) Obtenção de um amortecimento tão alto quanto possível.

No presente trabalho não será abordada a influência do amortecimento, podendo este assunto ser encontrado nas referências [17,30,32,33 e 34]. Atenção especial será dada para a determinação das freqüências naturais do eixo-árvore.

3.9 - Determinação das frequências naturais

As velocidades rotacionais do eixo-árvore das máquinas-ferramenta modernas variam de acordo com as condições de corte (usinagem) requeridas. Como, frequentemente, as faixas de velocidades rotacionais são amplas e os limites superiores destas bastante altos seria difícil, senão impossível, ajustar as frequências excitadoras acima ou abaixo da frequência natural de forma que, ao longo de toda a faixa de trabalho, a frequência excitadora nunca atingisse a frequência natural. Entretanto, como recomendado na referência [4], é mais seguro pleitear uma frequência natural, ω_0 , que seja superior à mais alta frequência excitadora, ω . A frequência natural, por sua vez, é proporcional ao fator $\sqrt{\frac{EI}{m}}$ [33, 34]. Isto significa que a frequência natural aumenta com o crescimento da rigidez estática e com o decréscimo da massa.

Os eixos-árvore após serem fabricados são submetidos a um balanceamento de massa. Entretanto, os eixos-árvore têm sempre algum desbalanceamento residual, mesmo que tenham sido submetidos a um adequado balanceamento. Assim sendo, quando a frequência de rotação do eixo-árvore coincide com a sua frequência natural de flexão, o sistema entra em ressonância. As velocidades de rotação iguais às frequências naturais são denominadas por Rao [35], segundo definição de Rankine, de velocidades críticas e, portanto, devem ser estudadas e evitadas, logo na fase de projeto do eixo-árvore. No sentido de calcular as frequências naturais do eixo-árvore e, conseqüentemente, as velocidades rotacionais críticas foi desenvolvido o programa computacional FRENEA2 (ver capítulo 6), baseado no método dos elementos finitos. Considerou-se o eixo-árvore sem amortecimento, bi-apoiado em mancais rígidos e sujeito a vibrações livres. A solução da equação de elementos finitos, $3.19, \ddot{M}\ddot{U} + KU = 0$, é dada por:

$$\{U\} = \{\bar{U}\} e^{i\omega t}, \quad \{\ddot{U}\} = -\omega^2 \{\bar{U}\} e^{i\omega t} \quad (3.20)$$

onde: $\{\bar{U}\}$ = amplitudes nodais

ω = freqüência circular |rad/s|

Após substituir (3.20) em (3.10) tem-se

$$(|K| - \lambda |M|)\{U\} = 0 \quad (3.21)$$

sendo $\lambda = \omega^2$

A solução da equação (3.21), que é a formulação básica do problema de vibração livre não amortecida de um sistema, constitui-se num problema de autovalores e autovetores. Para cada autovalor λ_i existe um autovetor $\{\bar{U}_i\}$ que é chamado de modo natural ou característico. Portanto, o problema de autovalores e autovetores consiste em determinar os pares de solução λ_i e $\{\bar{U}_i\}$. Existem várias soluções técnicas para o problema de autovalores [31], dentre elas o método de Jacobi generalizado o qual foi utilizado no programa FRENEA2. O Quadro 3.4 mostra as 3 (três) primeiras freqüências naturais e as correspondentes velocidades críticas, calculadas por FRENEA2, de um eixo-árvore sob vibração livre não amortecida. Neste exemplo, foram considerados constantes os seguintes dados:

- Módulo de elasticidade do material = $2,1 \times 10^{11}$ N/m²
- Massa específica = $7,8 \times 10^3$ kg/m³
- Diâmetro externo do trecho entre apoios = 100mm
- Diâmetro interno do trecho entre apoios = 70mm
- Diâmetro externo do trecho em balanço = 125mm
- Diâmetro interno do trecho em balanço = 87,5mm

QUADRO 3.4

CASO	COMPRIMENTO EM BALANÇO (mm)	DISTÂNCIA ENTRE APOIOS (mm)	FREQUÊNCIAS NATURAIS (Hz)			VELOCIDADE CRÍTICA REFERENTE A 1ª FREQ. NATURAL (rpm).
			1ª	2ª	3ª	
1	100	400	1430	4.225	8.284	85.810
2	400	760	231	676	2.008	13.834
3	200	1.100	199	706	1.296	11.951

Como pode ser observado através do quadro 3.4, a frequência natural e, por consequência, a velocidade crítica de um eixo-árvore é significativamente influenciada pelo seu comprimento total (parte em balanço mais trecho entre apoios). Por exemplo, no caso 1 para um comprimento total do eixo-árvore igual a 500mm a frequência natural correspondente é de 1430 Hz. Entretanto, no caso 3 para um comprimento total do eixo-árvore de 1300m (2,6 vezes maior) a frequência natural é 199 Hz (7,1 vezes menor). As Figs. 3.12a, 3.12b e 3.12c apresentam os modos de vibração do eixo-árvore referentes ao caso 1 do exemplo apresentado no quadro 3.4. Estes modos de vibração foram calculados por FRENEA2 e a plotagem das curvas foi efetivada com auxílio de um software gráfico. Por fim, convém ressaltar que o programa FRENEA2 constitui-se numa importante ferramenta durante o processo de otimização do projeto de eixos-árvore. Isto porque permite verificar se a rotação máxima a ser desenvolvida está próxima da velocidade crítica. Pode-se assim eliminar, através de modificações ainda na fase de projeto, futuros problemas de ressonância do eixo-árvore.

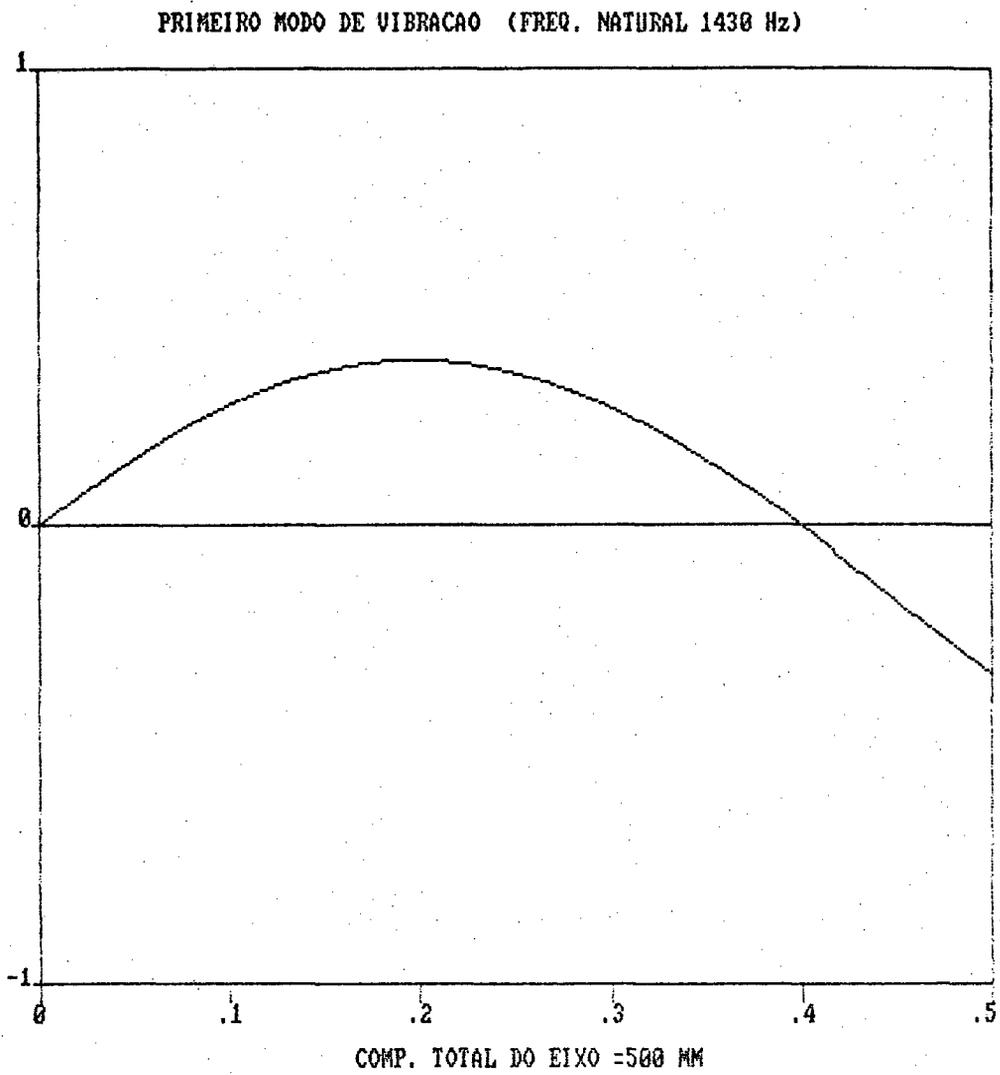


FIG.3.12a - Primeiro modo de vibraçãõ do eixo-ãrvore.

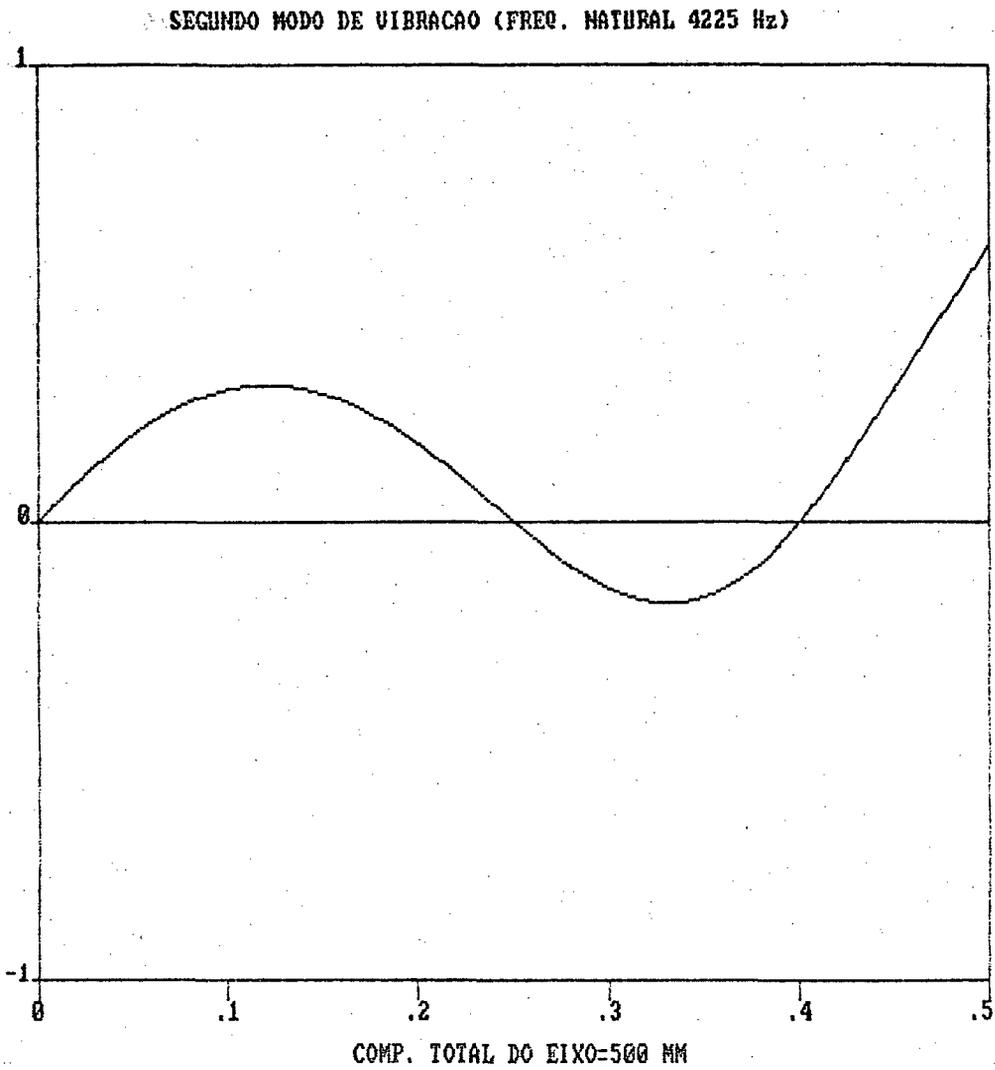


FIG.3.12b - Segundo modo de vibração do eixo-árvore.

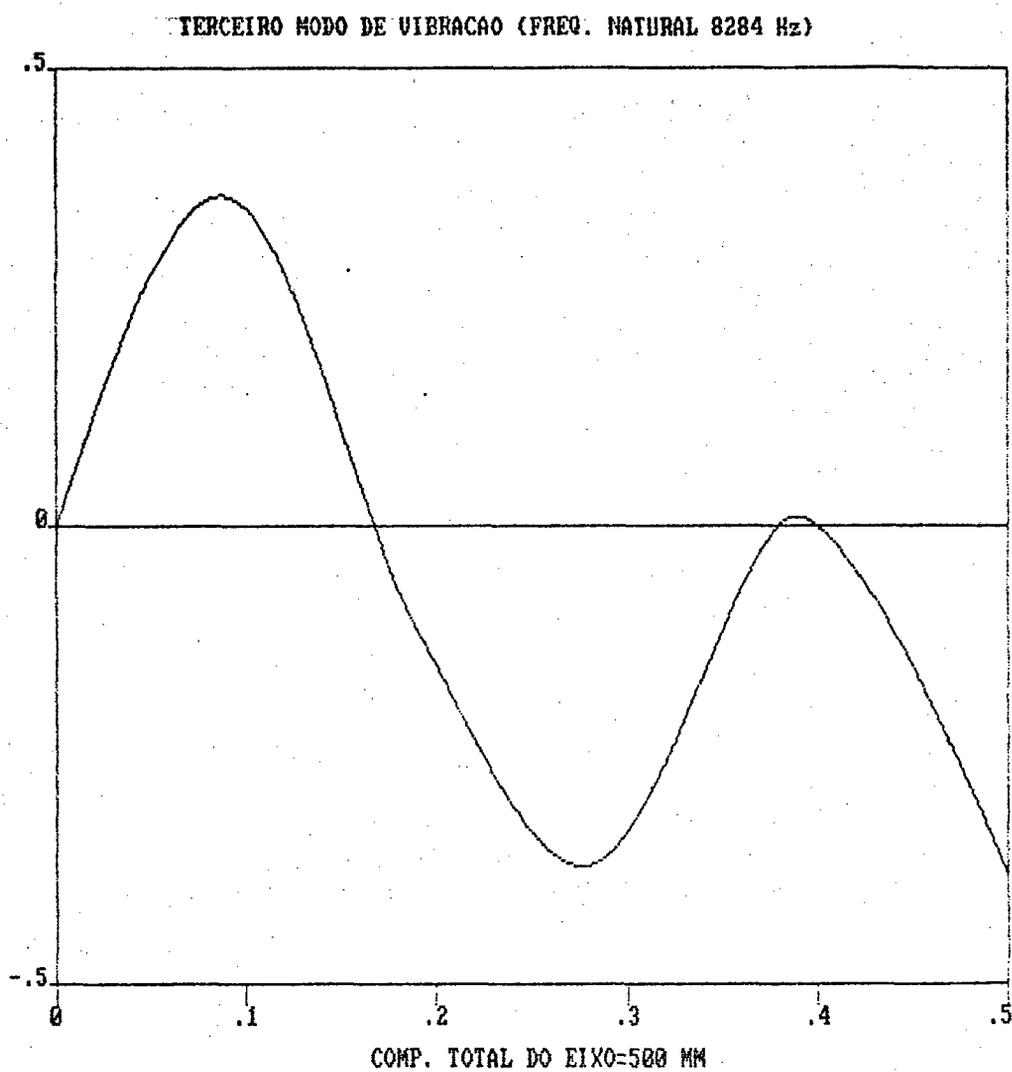


FIG.3.12c - Terceiro modo de vibração do eixo-árvore.

C A P Í T U L O 4

MANCAIS DE APOIO DO EIXO-ÁRVORE

4.1 - Introdução

Nos capítulos anteriores, foram abordados os principais parâmetros de projeto do eixo-árvore de uma máquina-ferramenta, assim como, suas contribuições no comportamento funcional do sistema eixo-mancal. Abordou-se também as influências que estes parâmetros exercem na precisão e acabamento superficial das peças usinadas. A rigidez, o limite de rotação e a precisão de giro de um eixo-árvore são funções das características peculiares de funcionamento dos mancais de apoio. Assim sendo, necessário se faz desenvolver um estudo criterioso sobre os principais tipos de apoios de eixo-árvore, suas propriedades e campos de aplicação. Neste capítulo são apresentadas as duas principais concepções de apoios de eixo-árvore. Estas se baseiam nos mancais de rolamento e nos mancais hidrostáticos que serão abordados a seguir.

4.2 - Mancais de rolamento

Os mancais de rolamento hoje fabricados e à disposição no mercado estão divididos em dois principais grupos. O primeiro deles é relativo aos mancais de esferas e o segundo aos mancais de rolos. Esses mancais se subdividem, ainda, em mancais radiais e axiais. Apesar dos mancais radiais e axiais destinarem-se a suportar somente esforços radiais e axiais, respectivamente, poderão, dependendo da sua geometria interna, ser aplicados com a finalidade de suportar

esforços axiais e radiais simultâneos. Dentro da grande variedade de mancais de rolamento disponível existe um grupo que, em função de seu projeto e características peculiares, se destina à aplicação em eixo-árvore de máquina-ferramenta. As principais propriedades que este grupo de mancais deve apresentar são as seguintes: alta rigidez, elevada precisão de giro, temperatura de trabalho em níveis ínfimos, possibilidade de ajuste da folga interna, condições de trabalhar numa ampla faixa de velocidades e baixo coeficiente de atrito. Os vários tipos de mancais de rolamento utilizados como apoios dos eixos-árvore são constituídos de um conjunto de séries. Estas séries, no entanto, se diferenciam por intermédio de parâmetros tais como: ângulo de contato (ver item 4.4), rigidez radial e axial e limite de rotação. As informações concernentes a estes parâmetros podem ser obtidas nos catálogos dos fabricantes de mancais de rolamento, como também, na literatura especializada [14, 19, 36, 37 e 38]. Convém ressaltar que os mancais de rolamento se constituem como os principais tipos de mancais de apoio dos eixos-árvore de máquinas-ferramenta. Segundo Lizogub [15], mais de 95% (noventa e cinco por cento) das máquinas-ferramenta têm seus eixos-árvore apoiados em mancais de rolamento. Este fato consolida a importância dos mesmos. A seguir, são mostrados os principais tipos de mancais de rolamento utilizados em eixos-árvore, bem como, suas características marcantes.

a) Mancais radiais de esferas

Estes possuem as pistas dos anéis internos e externos, nos quais estão localizadas as esferas, com uma ranhura de profundidade constante ao longo do comprimento circunferencial dos anéis, fig.4.1. O raio de curvatura da ranhura excede levemente

o raio dos elementos rolantes. Este raio de curvatura fornece ao mancal capacidade de suportar solicitações tanto no sentido radial como no axial. Adicionalmente, ele proporciona uma baixa fricção dos elementos rolantes com as pistas o que permite o desenvolvimento de altas velocidades rotacionais. Este tipo de mancal é utilizado em eixos-árvore dos quais se exigem alta precisão de giro e elevadas rotações.

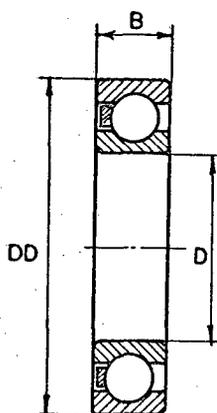


FIG.4.1 - Mancal radial de esferas.

b) Mancais radiais de esferas com contato angular

Nos mancais de esferas com contato angular, as pistas de rolamento são dispostas de tal forma que as forças aplicadas externamente ao mancal são transmitidas de um anel para outro em função do ângulo de contato. Define-se como ângulo de contato aquele formado entre a direção na qual o elemento rolante é carregado e o plano de rotação do mancal [38]. Em função da série deste tipo de mancal, o ângulo de contato assume valores diferentes podendo ser de 15° (séries 719C, 70C e 72C), 25° (séries 719AC, 70AC e 72AC) e em determinados casos 40° (séries 72B e 73B), Fig.4.2. Uma das principais características destes mancais é suportar esforços tanto no sentido radial quanto no sentido axial. Sua rigidez axial cresce à medi-

da que o ângulo de contato assume valores maiores. Entretanto, o limite máximo de rotação permitido a este tipo de mancal diminui a medida que o ângulo de contato aumenta [39]. Este tipo de mancal é frequentemente utilizado em eixos-árvore de retificadoras, furadeiras e fresadoras.

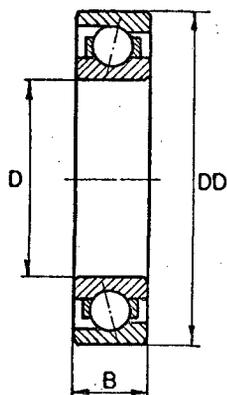


FIG.4.2 - Mancal radial de esferas com contato angular

c) Mancais radiais de dupla carreira de rolos cilíndricos

Estes mancais são fabricados em duas formas construtivas básicas. Nas séries NN30 e NN30K os rolos são guiados por ressaltos localizados no anel interno, enquanto que, nas séries NNU49 e NNU49K estes ressaltos estão localizados no anel externo, fig.4.3. Em ambos os casos, os anéis do rolamento podem ser montados individualmente, o que torna este tipo de mancal de fácil instalação. Os mancais de rolos cilíndricos podem, ainda, ser encontrados apresentando furo cilíndrico ou cônico. O furo cônico permite um ajuste exato da folga do mancal. No tocante à capacidade de carga, estes mancais se destinam, primordialmente, a suportar grandes cargas radiais. Isto em função de apresentarem pequenas deformações elásticas e, conseqüentemente, alta rigidez radial. Em função das características aqui mencionadas e, adicional

mente, da alta precisão de giro, estes mancais têm grande aplicação. São recomendados, especialmente, para eixos-árvore de tornos, fresadoras e furadeiras os quais funcionam a velocidades rotacionais médias |39|.

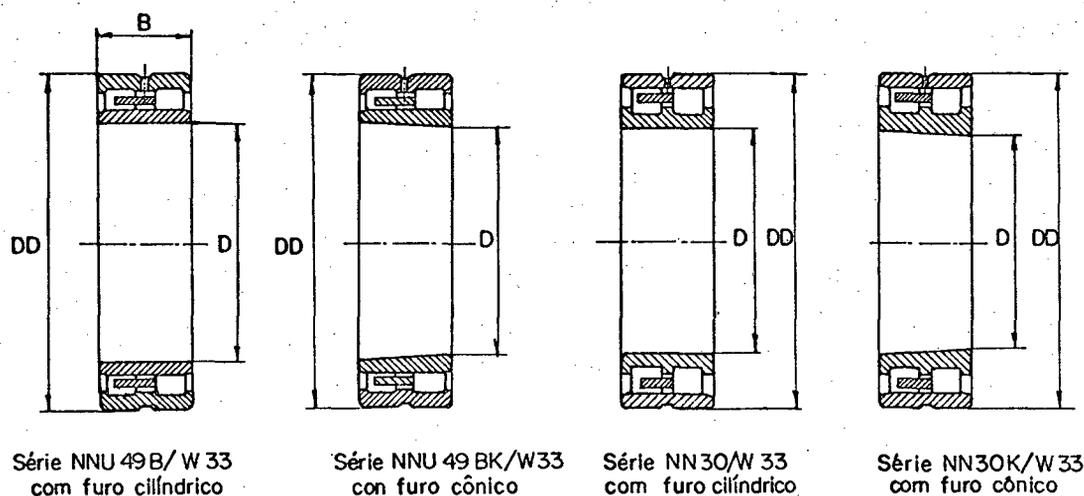


FIG.4.3 - Mancais radiais de dupla carreira de rolos cilíndricos.

c) Mancais de rolos cônicos

Este tipo de mancal apresenta uma forma construtiva na qual os rolos cônicos são guiados por intermédio de ressaltos existentes na pista do anel interno, sendo a pista do anel externo plana, fig.4.4a. Nesta figura, observa-se que os ressaltos têm dimensões distintas. A função do ressalto menor é reter os rolos na pista interna durante a montagem. O ressalto maior, por sua vez, destina-se a suportar a componente axial da força que age sobre o mancal |37|. Uma característica marcante deste tipo de mancal consiste no fato do anel externo ser removível, o que facilita a sua montagem. A maior parte dos mancais de rolos cônicos disponíveis apresentam um ângulo de contato que varia entre 10° e 16° , entretanto,

existem algumas séries com este ângulo entre 28° e 30° . Outro tipo de mancal de rolos cônicos frequentemente utilizado como apoio de eixos-árvore é mostrado na fig.4.4b, destacando-se por apresentar dupla carreira de rolos. Por fim, este tipo de mancal é, frequentemente, utilizado nos apoios dos eixos-árvore que funcionam a baixas velocidades rotacionais e estão submetidos a carregamentos combinados (radial e axial).

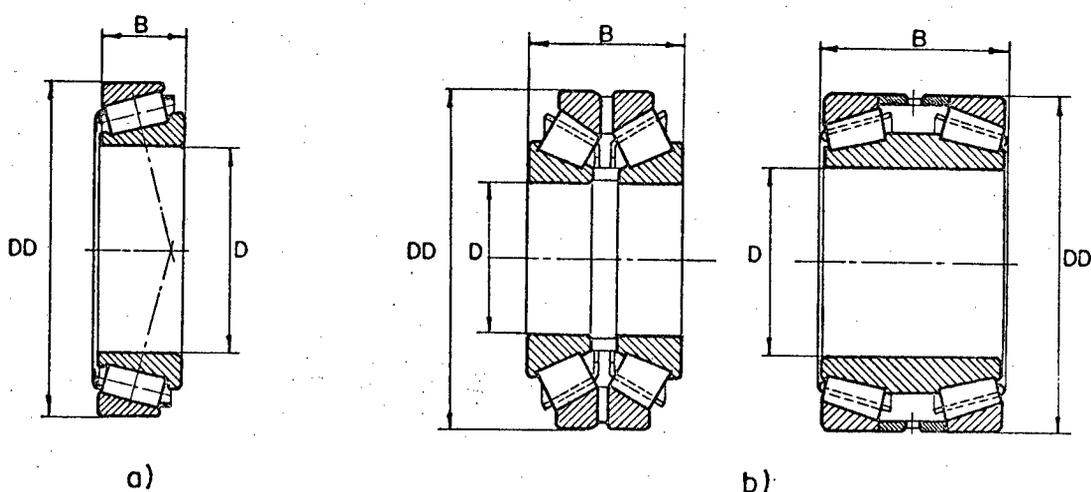


FIG. Mancais de rolos cônicos.

- a) simples carreira de rolos.
- b) dupla carreira de rolos.

e) Mancais axiais de esferas

Estes mancais se dividem em dois principais grupos. O primeiro é constituído pelos mancais axiais de simples e de dupla ação. Os de simples ação, fig.4.5a, são compostos de dois anéis ranhurados e uma carreira de esferas. Os de dupla ação, fig. 4.5b, constituem-se de dois anéis ranhurados, de um anel intermediário e de duas carreiras de esferas.

Quando estes mancais estão funcionando, as suas esferas ficam submetidas à ação de uma força centrífuga e de um momento giroscópico [18, 37, 40]. O momento giroscópico causa um determinado deslizamento das esferas nas pistas de rolamento. De acordo com as referências [18,37], para reduzir o deslizamento das esferas é necessário que seja aplicada uma carga axial com um valor mínimo dado por:

$$F_a \geq M \left(\frac{n}{1000} \right)^2 |N| \quad (4.1)$$

onde:

n = velocidade de rotação do eixo-árvore |rpm|

M = constante função do tipo de mancal

O segundo grupo são os mancais axiais de esferas com contato angular, desenvolvidos especialmente para aplicação em eixo-árvore, fig.4.7. Estes mancais apresentam alta capacidade de carga axial nos dois sentidos. A geometria deste mancal, em decorrência do ângulo de contato, elimina a possibilidade de deslizamento das esferas. Estes mancais são utilizados, frequentemente, em composição com os mancais de rolos cilíndricos, série NN30K, uma vez que seus diâmetros externos e internos são compatíveis [41].

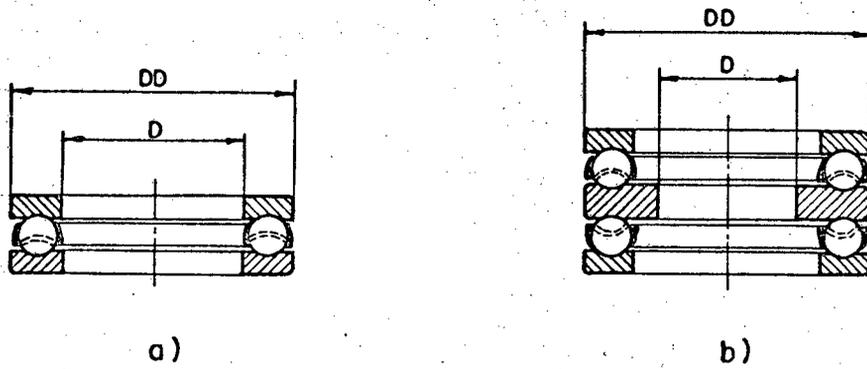


FIG.4.5 - Mancais axiais de esferas

- a) simples ação
- b) dupla ação

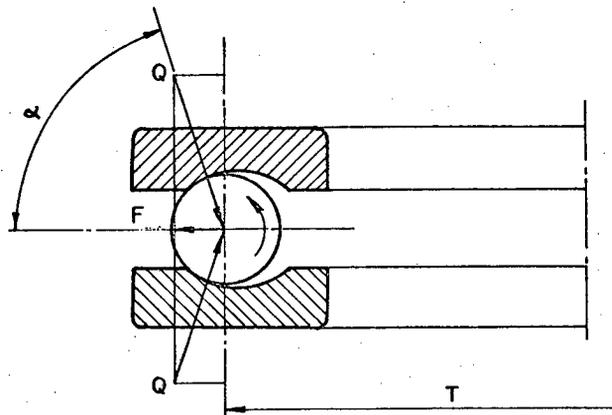


FIG.4.6 - Força centrífuga F e carga Q atuantes na esfera de um mancal axial de esfera.

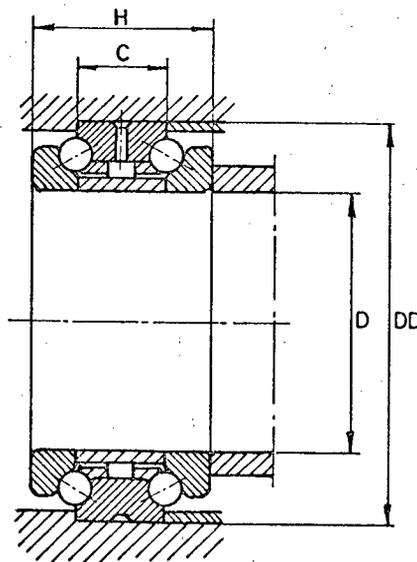


FIG.4.7 - Mancal axial de esfera com contato angular.

f) Análise comparativa dos tipos de mancais de rolamento

A fig.4.8 [18], apresenta um resumo diagramático dos mancais de rolamento mais comumente utilizados em eixos-árvo-re de máquinas-ferramenta. Este diagrama mostra o grau de aplicabilidade de cada tipo de mancal em função das condições de funcionamento a que está submetido. Assim, pode-se fazer uma análise comparativa dos vários tipos de mancal e escolher o que mais convém em cada situação específica. Por exemplo, os mancais de rolos têm uma capacidade de carga radial superior à apresentada pelos mancais de esferas do mesmo tamanho. Entretanto, para carregamentos combinados (radial e axial) ou altas velocidades rotacionais os mancais de esferas são mais eficientes.

Tipo	1	2	3	4	5	6	7	8	Tipo	1	2	3	4	5	6	7	8
	⊙	⊙	○	○	○	⊙	⊙	⊙		⊙	⊙	○	-	⊙	⊙	⊙	-
	⊙	⊙	○	○	○	○	○	○		⊙	⊙	○	○	○	○	○	○
	⊙	⊙	○	○	○	○	○	○		⊙	⊙	○	○	○	○	○	○
	⊙	○	○	-	○	○	○	○		-	⊙	-	-	⊙	○	○	○
	⊙	○	○	-	○	○	○	-		-	⊙	-	-	⊙	○	○	○

CONVENÇÃO

- ⊙ USO SEM RESTRIÇÃO
- ⊙ USO COM RESTRIÇÃO
- NÃO USADO
- NÃO APLICADO

1-CARGA RADIAL

2-CARGA AXIAL

3-AUTO-AJUSTE LINEAR (AXIAL). MANCAIS COM ANÉIS FIXOS.

4-AUTO-AJUSTE LINEAR PARA EIXOS OU ALOJAMENTOS COM ERRO DE CILINDRICIDADE.

5- FACILIDADE DE DESMONTAGEM

6-AUTO-AJUSTES PARA DESALINHAMENTOS

7-RECOMENDADO PARA ULTRA-PRECISSÃO DE GIRO

8-RECOMENDADO PARA VELOCIDADES ROTACIONAIS MUITO ALTAS

FIG.4.8 - Características dos principais mancais de rolamento [18].

4.2.1 - Capacidade de carga, deformações elásticas e rigidez dos mancais de rolamento

No processo de seleção e escolha do tamanho do mancal a ser utilizado como apoios do eixo-árvore, é necessário levar em consideração, dentre outras características, a magnitude do carregamento aplicado ao mancal e sua capacidade de carga. (ver item 4.2.4). Entretanto, é importante a utilização de um coeficiente de segurança no sentido de evitar deformações plásticas excessivas, assim como, fadiga prematura dos elementos rolantes e das pistas de rolamento. Num ponto de contato do elemento rolante de diâmetro d_e com a pista ocorre uma deformação plástica δ_p resultante das deformações dos dois corpos [37]. A relação δ_p/d_e é definida como deformação plástica específica. Segundo ilustrado na referência [37], a deformação plástica específica é função da pressão de contato de Hertz P_c , e da constante C_p que é função da geometria dos corpos em contato. Portanto, a deformação plástica específica é dada por:

$$i) \text{ para mancais de esferas, } \frac{\delta_p}{d_e} = \left(\frac{P_c}{3300 C_p^{3/10}} \right)^5 \quad (4.2)$$

sendo:

$$P_c = C_p \sqrt[3]{\frac{Q}{d_e^2}} \quad |N/mm^2| \quad (4.3)$$

Q = carga que age no elemento rolante mais solicitado [N]

$$ii) \text{ para mancais de rolos, } \frac{\delta_p}{d_e} = \left(\frac{P_c}{2690 C_p^{2/5}} \right)^5 \quad (4.4)$$

sendo:

$$P_c = C_p \sqrt{\frac{Q}{d_e \ell}} \quad |N/mm^2| \quad (4.5)$$

ℓ = comprimento do rolo

Baseando-se na definição de deformação plástica admissível, Eschmann [37] recomenda que a deformação total do elemento rolante e da pista não deve exceder 0,01% do diâmetro do elemento rolante, d_e . Para $\delta_p/d_e = 0.0001$ obtém-se, através das equações (4.2) a (4.5), a carga permitida, Q_{adm} , por elemento rolante:

i) para mancais de esferas

$$Q_{adm} = \left(\frac{P_c}{C_p} \right)^3 d_e^2 = \frac{1,43 \cdot 10^8}{C_p^{2,1}} d_e^2 \quad |N| \quad (4.6)$$

ii) para mancais de rolos

$$Q_{adm} = \left(\frac{P_c}{C_p} \right)^3 d_e \ell = \frac{1,82 \cdot 10^5}{C_p^{1,2}} d_e \ell \quad |N| \quad (4.7)$$

A capacidade de carga estática, C_0 , de um mancal representa a carga em que, sob condições de operação definidas, a máxima carga Q_{max} a que o elemento rolante mais solicitado está submetido é igual a sua carga admissível, Q_{adm} [37]. A carga máxima no elemento rolante mais solicitado é dada pelas equações abaixo:

i) para mancais radiais de esferas ou rolos

$$Q_{\max} = \frac{5C_0}{i Z_e \cos \alpha} \quad |N| \quad (4.8)$$

ii) para mancais axiais de esferas ou rolos

$$Q_{\max} = \frac{C_{0a}}{Z_e \sin \alpha} \quad |N| \quad (4.9)$$

sendo:

C_0 = capacidade de carga estática (mancais radiais) |N|

C_{0a} = capacidade de carga estática (mancais axiais) |N|

i = número de carreiras de esferas ou rolos

α = ângulo de contato

Z_e = número de elementos rolantes.

Igualando Q_{\max} equações (4.8) e (4.9) com Q_{adm} equações (4.6) e (4.7) obtêm-se os valores para a capacidade de carga estática, sendo:

i) para mancais radiais de esferas

$$C_0 = \frac{k_e}{5} i Z_e d_e^2 \cos \alpha \quad |N| \quad (4.10)$$

ii) para mancais radiais de rolos

$$C_0 = \frac{k_r}{5} i Z_e d_e \cos \alpha \quad |N| \quad (4.11)$$

iii) para mancais axiais de esferas

$$C_{0a} = k_e Z_e d_e^2 \sin \alpha \quad |N| \quad (4.12)$$

sendo:

$$k_e = \frac{1,43 \cdot 10^8}{C_p^{2,1}} = 5f_0 \quad |N/mm^2| \quad (4.13a)$$

$$k_r = \frac{1,82 \cdot 10^5}{C_p^{1,2}} = f_{0a} \quad |N/mm^2| \quad (4.13b)$$

onde: f_0 e f_{0a} são funções do tipo e tamanho do mancal |37|.

Outra importante característica dos mancais de rolamento é a sua capacidade de carga dinâmica, C , definida como sendo a carga radial ou axial sob a qual os mancais radial ou axial, respectivamente, atingem uma vida de um milhão de revoluções |37|. A vida de um rolamento é definida, pela recomendação R281 da ISO e pela norma DIN 622, como sendo o número de revoluções ou horas transcorridas antes dos primeiros sinais de fadiga surgirem. A capacidade de carga dinâmica dos mancais de rolamento é definida pelas equações abaixo:

i) para mancais radiais de esferas

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z_e^{2/3} d_e^{1,8} \quad |N| \quad (4.14)$$

ii) para mancais radiais de rolos

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{7/9} z_e^{3/4} d_e^{29/27} \quad |N| \quad (4.15)$$

iii) para mancais axiais de esferas

$$C_a = f_c z_e^{2/3} d_e^{1,8} \quad \text{para } \alpha = 90^\circ \quad |N| \quad (4.16a)$$

$$C_a = f_c (\cos \alpha)^{0,7} \tan \alpha z_e^{2/3} d_e^{1,8} \quad \text{para } \alpha < 90^\circ \quad (4.16b)$$

f_c = constante, função do tipo e tamanho do mancal.

Além das capacidades de carga estática e dinâmica, outra importante característica dos mancais de rolamento é a deformação elástica. Esta deformação é definida como a deformação sofrida pelos componentes do mancal que estão pressionados um contra o outro, ou seja, a deformação do elemento rolan- te adicionada à dos aneis externo e interno.

A deformação elástica depende da carga a que está submetido cada elemento rolante, da geometria do mancal e dos m_o dulos de elasticidade e de Poisson do material. Palmgren [38] define a deformação elástica para os principais mancais de rola- mento através das equações abaixo.

I) para mancais de esferas

$$\delta_r = 0,002 \sqrt[3]{\frac{Q^2}{d_e}} \quad | \text{mm} | \quad (4.17)$$

II) para mancais de esferas com contato angular

$$\delta_r = \frac{0,002}{\cos \alpha} \sqrt[3]{\frac{Q^2}{d_e}} \quad | \text{mm} | \quad (4.18)$$

$$\delta_a = \frac{0,002}{\text{sen} \alpha} \sqrt[3]{\frac{Q^2}{d_e}} \quad | \text{mm} | \quad (4.19)$$

III) para mancais radiais de rolos

$$\delta_r = \frac{0,0006}{\cos\alpha} \frac{Q^{0,9}}{l^{0,8}} \quad [\text{mm}] \quad (4.20)$$

$$\delta_a = \frac{0,0006}{\text{Sen}\alpha} \frac{Q^{0,9}}{l^{0,8}} \quad [\text{mm}] \quad (4.21)$$

Sendo: $Q = \frac{0,5 F_r}{iZ\cos\alpha} \quad (4.22)$

onde: F_r = componente radial da carga aplicada ao mancal $[\text{N}]$

δ_r = deformação na direção radial $[\text{mm}]$

δ_a = deformação na direção axial $[\text{mm}]$

IV) mancais axiais de esferas.

$$\delta_a = \frac{0.0024}{\text{sen}\alpha} \sqrt[3]{\frac{Q^2}{d_e}} \quad [\text{mm}] \quad (4.23)$$

Sendo: $Q = \frac{0,1F_a}{Z_e\text{sen}\alpha} \quad (4.24)$

onde: F_a = componente axial da carga aplicada ao mancal $[\text{N}]$

A rigidez de um eixo-árvore é função das deformações elásticas dos mancais de apoio. Segundo enfatizado na referência [42] as deformações dos mancais de rolamento contribuem em cerca de 30 a 50 por cento no deslocamento total da ponta do eixo-árvore.

A rigidez do mancal é dada pela diferencial $\frac{\partial(Q)}{\partial\delta}$ aplicada às equações 4.18 a 4.23 e representa a tangente da curva $Q=Q(\delta)$. Os mancais de rolamento são fabricados atendendo a uma padronização em suas dimensões, portanto, a rigidez dos mesmos pode ser representada como função além da carga externa dos seus diâmetros externo e interno. O quadro 4.1 [43] apresenta a rigidez dos principais mancais de rolamento utilizados em eixos-árvore.

QUADRO 4.1 [43]

TIPOS DE MANCAIS	SÉRIE	RIGIDEZ (N/mm)							
		Sem pré-carga	Com pré-carga						
Mancais axiais de esferas.	511	6 300	1,5x10 ⁵						
	512			1,35x10 ⁵					
Mancais axiais de esferas com contato angular.	2344 (00)	5 300	1,16x10 ⁵						
Mancais de dupla carreira de rolos	NN30	6 250	35400						
	NNU49			8 350	48700				
Mancais de esferas com contato angular	719C	960	65900						
	70C			860	55200				
	70AC					770	47100		
	72C							860	55200
	72AC								

Sendo:

D - Diâmetro interno do mancal.

DD - Diâmetro externo do mancal.

F_a - Componente axial da carga aplicada
ao mancal |N|

F_r - Componente radial da carga aplicada ao
mancal |N|

Δf_r - Folga radial resultante |mm|

Δf_a - Folga axial resultante |mm|

4.2.2 - Pré-carga, Momento de atrito e Temperatura

Os mancais de rolos e esferas aparentam ter uma configuração de projeto bastante simples, entretanto, a geometria interna destes mancais é consideravelmente complexa. Um mancal radial de esferas submetido a um carregamento axial assume um ângulo de contato entre as esferas e as pistas de rolamento, sendo que este ângulo é função da folga radial, do raio das esferas e da curvatura da pista de rolamento. A maioria dos mancais de rolamento são fabricados com uma determinada folga radial, a qual afeta não somente o ângulo de contato e folga axial mas, também, a distribuição de carga, deformações e vida dos rolamentos [44]. A folga radial de um mancal de esferas livres de cargas é dado pela expressão abaixo:

$$f_r = d_1 - d_2 - 2d_e \quad |mm| \quad (4.2.6)$$

onde:

f_r = folga radial

d_1 = diâmetro interno da pista externa

d_2 = diâmetro externo da pista interna

d_e = diâmetro da esfera.

Para esta folga radial o ângulo de contato α pode ser calculado com o auxílio da fig.4.9. Nesta figura, observa-se que a distância A_1 entre os centros de curvaturas das pistas 0-0' é dada por:

$$A_1 = r_0 + r_i - d_e \quad [\text{mm}] \quad (4.27)$$

onde:

r_0 = raio de curvatura da pista externa

r_i = raio da curvatura da pista interna.

$$\text{mas como, } r_0 + r_i - A_1 \cos \alpha = d_e + \frac{1}{2} f_r \quad (4.28)$$

$$\text{tem-se: } \alpha = \cos^{-1} \left(1 - \frac{f_r}{2A_1} \right) \quad (4.29)$$

onde: α = ângulo de contato.

Nos casos em que a montagem do mancal se processar com ajuste de interferência, Δf_r , o ângulo de contato será dado por:

$$\alpha = \cos^{-1} \left(1 - \frac{f_r + \Delta f_r}{2A_1} \right) \quad (4.30)$$

Os mancais de esferas livres de carga, também apresentam uma folga axial, fig.4.9, dada por:

$$f_a = 2A_1 \operatorname{sen} \alpha \quad [\text{mm}] \quad (4.31)$$

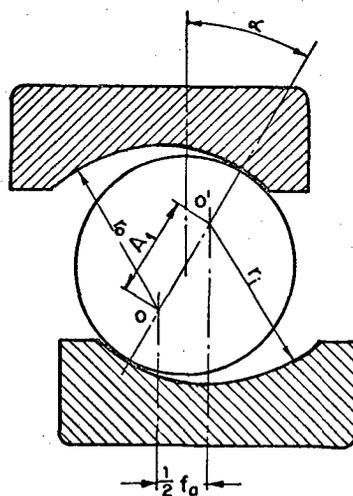


FIG.4.9 - Ângulo de contato α e folga axial f_a

Quando um mancal está em funcionamento ocorre uma redução na folga radial em consequência da expansão térmica do anel interno. Neste caso, a folga resultante é, então, denominada folga de trabalho. Nos casos em que a folga resultante for negativa, diz-se que o mancal está com uma pré-carga. A distribuição de carga sob os elementos de um mancal varia consideravelmente quando é aplicada uma pré-carga, fig.4.10. Quando a folga é positiva a zona de carga do mancal é inferior a 360° , com isto, apenas parte dos elementos rolantes suportam a carga externa, proporcionando desta forma grandes deformações do mancal. Caso o mancal seja submetido a uma pré-carga (folga negativa) os elementos rolantes sofrem uma deformação elástica antes mesmo da apli-

cação da carga externa. Uma vez que todos os elementos contribuem para suportar o esforço externo, a deformação resultante é bastante inferior àquela ocorrida com folga positiva.

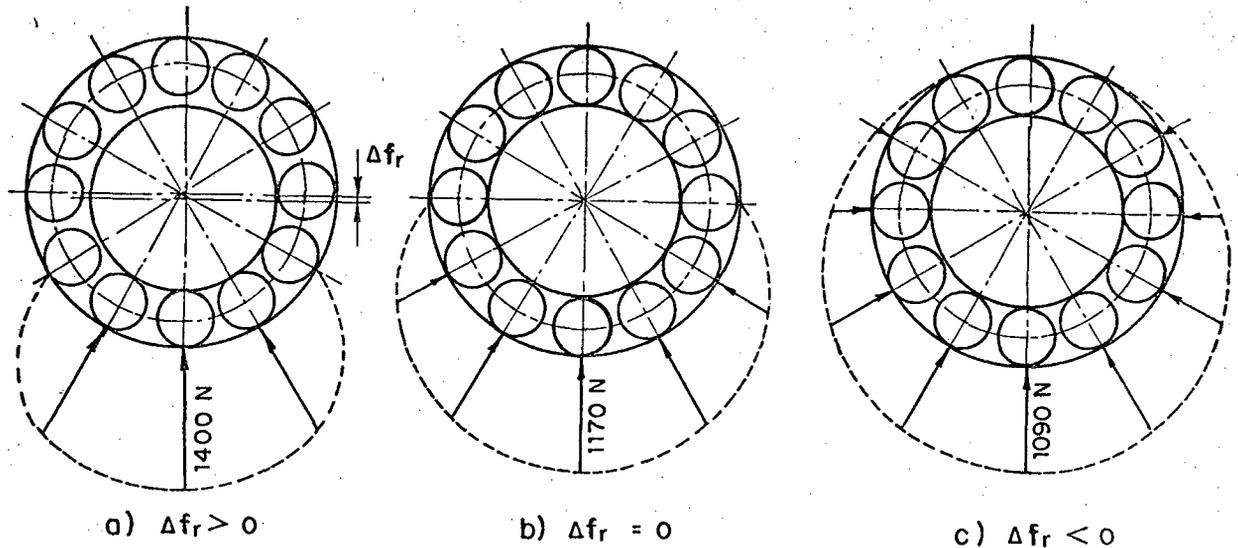


FIG.4.10 - Influência da folga radial na carga sobre os elementos rolantes para uma carga radial de 3500N. [45]

A pré-carga, portanto, aumenta a rigidez dos mancais de apoio tendo, também, um efeito favorável na sua precisão de giro. Tlustý [45] recomenda que os mancais radiais de esferas sejam montados com uma folga negativa (pré-carga) enquanto os mancais de rolos devem, preferivelmente, trabalhar com folga radial zero.

Apesar das vantagens acima enumeradas, a pré-carga tem uma influência negativa uma vez que promove um aumento do momento de atrito do mancal e conseqüentemente da sua temperatura. A seguir, apresentam-se considerações sobre o momento de atrito dos mancais.

Palmgren [38] afirma que além do material do mancal e do acabamento superficial dos elementos rolantes existe um conjunto de fatores que, em maior ou menor escala, influi no momento de atrito dos mancais. Dentre outros destacam-se: a velocidade de rotação, quantidade e tipo de lubrificante, projeto e dimensões dos mancais e a pré-carga. Uma vez que a pré-carga influi no momento de atrito, existe um fator que limita a pré-carga nos mancais. O momento de atrito é composto de duas parcelas, uma relativa ao mancal funcionando em vazio e outra referente ao mancal submetido a esforços externos. Segundo enfatizado nas referências [19,37,38] o momento de atrito é definido pela equação abaixo:

$$M = M_0 + M_1 \quad |N \text{ mm}| \quad (4.32)$$

$$\text{onde: } M_0 = f_0 \cdot 10^{-7} (nv)^{2/3} d_m^3 \quad |N \text{ mm}| \text{ para } nv \geq 2000 \quad (4.33)$$

$$M_0 = f_0 \cdot 160 \cdot 10^{-7} d_m^3 \quad |N \text{ mm}| \text{ para } nv \leq 2000 \quad (4.34)$$

$$M_1 = f_1 F d_m \quad |N \text{ mm}| \quad (4.35)$$

Sendo: M = momento de atrito total.

M_0 = momento de atrito do mancal livre de carga.

M_1 = momento de atrito do mancal sob carga.

f_0 e f_1 = constantes que dependem do tipo de mancal e do lubrificante utilizado [17,19].

n = velocidade de rotação [rpm]

d_m = diâmetro médio do rolamento [mm]

F = carga resultante sobre o mancal [N]

ν = viscosidade cinemática do lubrificante na temperatura de funcionamento $|\text{mm}^2/\text{s}|$

Uma maneira alternativa de analisar a energia perdida pela fricção dos elementos rolantes dos mancais é apresentada por Pruvot [46]. Nesta análise, a energia perdida por fricção, E_p , é definida como sendo igual à perda de energia por convecção. E_c , mais a variação da energia interna dos elementos rolantes, E_i , ou seja:

$$E_p = E_c + E_i \quad |W| \quad (4.36)$$

$$\text{onde: } E_c = \alpha_c S \Delta T \quad |W| \quad \text{e} \quad E_i = m c \frac{d(\Delta T)}{dt} \quad |W| \quad (4.37)$$

$$\text{sendo: } \alpha_c = \text{coeficiente de convecção} \quad \left| \frac{\text{J}}{\text{m}^2 \text{Ks}} \right|$$

S = área da superfície externa do elemento rolante $|\text{m}^2|$

ΔT = diferença entre a temperatura do elemento rolante e o ambiente $|K|$

m = massa do elemento rolante $|Kg|$

c = calor específico de massa $\left| \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} \right|$

4.2.3 - Velocidades permitidas, Precisão de giro

A faixa de velocidades rotacionais de um eixo-árvore é bastante ampla, especialmente daqueles de máquinas comandadas numericamente, por exemplo retificadoras de alta precisão.

Para atender as altas rotações dos eixos-árvore, os mancais de rolamento, utilizados nos seus apoios, devem ser capazes de funcionar a altas velocidades rotacionais, sem entretanto, sofrerem grandes deformações térmicas. O limite de velocidade de um mancal de rolamento não é facilmente determinado, pois depende de um conjunto de parâmetros. Os parâmetros mais importantes são o tipo e tamanho do mancal, tipo e quantidade do lubrificante, método de lubrificação e a magnitude e direção do carregamento. Experiências realizadas em diversos campos de aplicação demonstram que, comparando mancais de rolamento de uma mesma série, a velocidade rotacional máxima permitida é inversamente proporcional ao diâmetro médio do rolamento [19]. A figura 4.11, mostra os limites de rotações, n , para mancais radiais em função do diâmetro médio, d_m . Através desta figura, observa-se que os mancais de esferas bem como os de rolos cilíndricos permitem níveis de rotações superiores aos permitidos pelos mancais de rolos cônicos do mesmo tamanho. Os mancais axiais, por sua vez, apresentam limite de rotação máximo inferior ao dos mancais radiais do mesmo tamanho. Por isso, são os mancais axiais que determinam a máxima velocidade rotacional permitida ao eixo-árvore. Segundo enfatizado na referência [19] dentre os mancais axiais os de contato angular apresentam limites de rotação superiores, sendo por este motivo recomendados para eixos-árvore.

Outra importante característica que os mancais de rolamento devem apresentar é uma alta precisão de giro numa ampla faixa de velocidades rotacionais. Porém, a precisão de giro é função de um conjunto de fatores, por exemplo os erros dimensionais e geométricos dos elementos rolantes e os erros de forma das pistas de rolamento. Na referência [37] encontra-se uma análise de-

$$A = n \cdot d_m$$

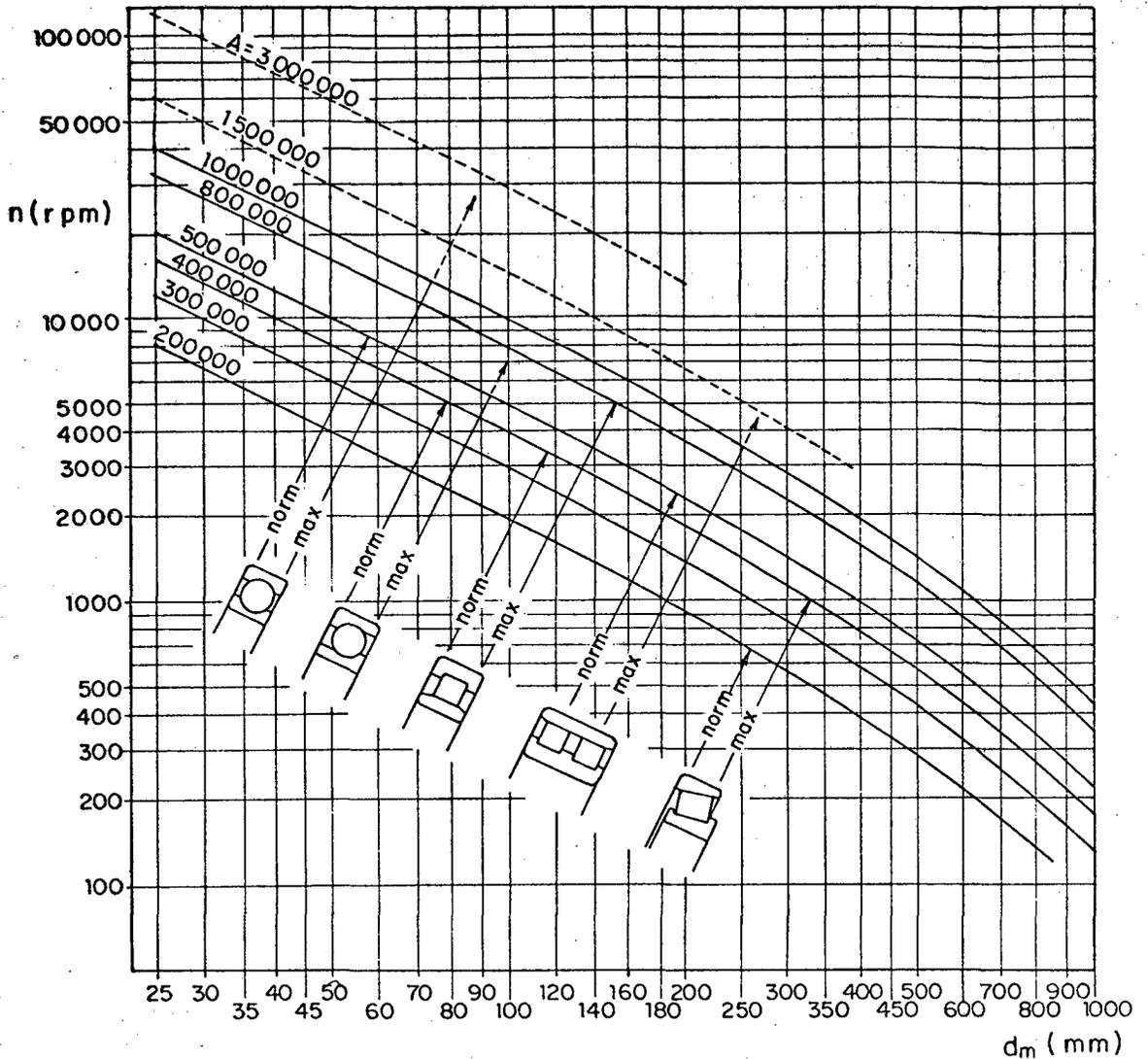


FIG.4.11 - Limites de velocidades rotacionais para mancais de rolamento radiais [19].

talhada destes fatores. Em função destas razões, têm sido desenvolvidos mancais de rolamento com precisão especial para apoios de eixo-árvore. A precisão destes mancais é adotada pela maioria dos fabricantes segundo as recomendações ISO R492 e ISO 577 (classes P5 e P4) [14,45]. Nos casos de máquinas-ferramenta de alta precisão, os principais fabricantes de mancais de rolamento têm desenvolvido suas próprias classes de precisão. Por exemplo, a SKF (classes SP e UP) e a TIMKEN (classes "3", "0" e

"00") sendo que:

- SP = Super precisão. Corresponde à classe de precisão P5 da ISO.
- UP = Ultra precisão. Apresenta precisão superior à classe P4 da ISO.
- "3" = Corresponde à precisão das classes P4 e P5 da ISO.
- "0" = Precisão superior à classe P4 da ISO.
- "00" - Precisão bastante superior à classe P4 da ISO.

É importante destacar que os componentes montados juntamente com os mancais devem apresentar precisão compatível com os mesmos.

4.2.4 - Seleção dos mancais de rolamento

A seleção do tipo e tamanho dos mancais de rolamento, utilizados em eixos-árvore, deve levar em consideração a precisão de giro e a faixa de velocidades rotacionais exigidas. A magnitude, a direção (radial e/ou axial) e o tipo (contínuo ou intermitente) do carregamento a que está submetido o sistema eixo-mancais são outros importantes parâmetros a serem considerados. A análise destes parâmetros deve ser desenvolvida no sentido de assegurar que a capacidade máxima de carga do mancal (ver item 4.2.1) atenda aos requisitos de projeto do sistema eixo-mancais. A escolha da classe de precisão do mancal é fundamental para a obtenção de um ótimo acabamento superficial das peças usinadas. Normalmente selecionam-se as classes de precisão P5, SP (super precisão) ou UP (alta precisão) para eixo-árvore de máquinas que executam operações de acabamento.

O processo de seleção dos mancais de rolamento deve ser baseado nas exigências de projeto e nas propriedades apresentadas por cada tipo de mancal. No sentido de atender a requisitos específicos, os mancais de esferas com contato angular podem ser montados aos pares, sendo as principais disposições chamadas de X, TANDEM e O. Em todas essas disposições a carga radial é suportada por todos os mancais. A disposição em O, fig.4.12a é capaz de suportar esforços axiais nos dois sentidos e absorve bem momentos de carga. Já a disposição em X, fig. 4.12b, também admite cargas axiais em ambos sentido, porém, sua capacidade de suportar momentos de carga é inferior àquela permitida pela disposição em O. A disposição TANDEM, fig.4.12c, fornece uma capacidade de carga axial superior às apresentadas pelas disposições em O e em X, entretanto, esta capacidade de carga se verifica em apenas um sentido. Normalmente, utilizam-se nos apoios de eixos-árvore composições destas disposições acima enumeradas. As principais são chamadas de X-TANDEM e O-TANDEM, figs.4.13a e 4.13b, respectivamente. Desta forma, aumenta-se a eficiência dos apoios do eixo-árvore.

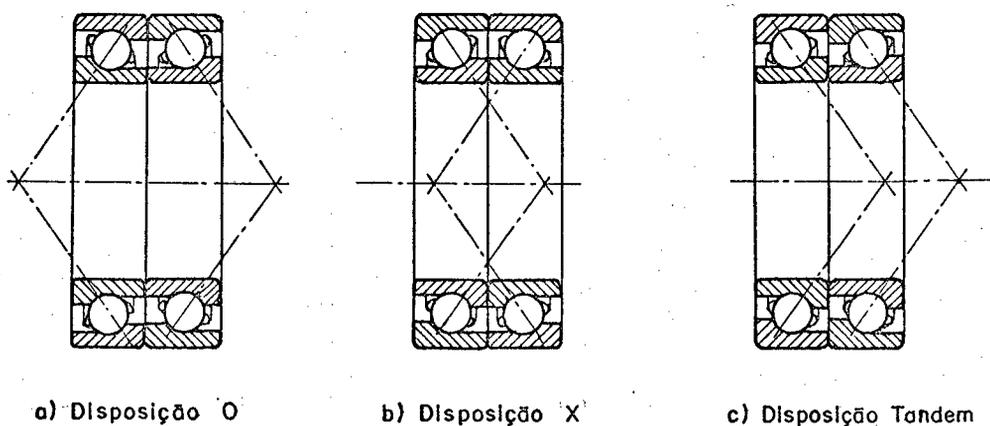


FIG.4.12 - Disposição dos mancais de esferas com contato angular.

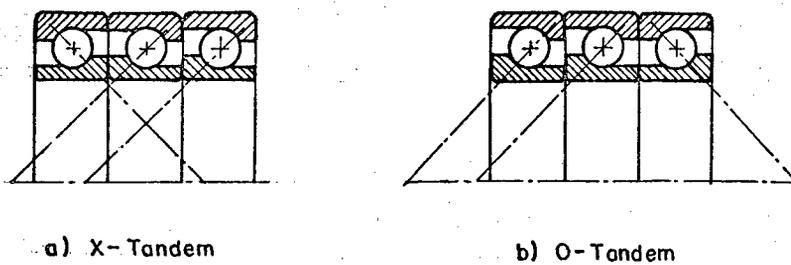


FIG.4.13 - Composição das disposições dos mancais em X, O e TANDEM.

4.3 - Mancais hidrostáticos

4.3.1 - Considerações Gerais

Como abordado no item 2.1, o desenvolvimento de novos materiais para ferramentas de corte tem aumentado significativamente os limites de velocidades de corte no processo de usinagem. Por esse motivo, é imprescindível desenvolver o projeto das máquinas-ferramenta, em particular do eixo-árvore, levando em consideração o atual avanço de tecnologia de corte dos metais. Procura-se, assim, garantir ao sistema eixo-mancal uma elevada rigidez, boa precisão de giro e capacidade de desenvolver altas velocidades rotacionais juntamente com grandes potências de usinagem. Estas propriedades dependem principalmente do tipo de mancal de apoio utilizado. O eixo-árvore na maioria dos casos é apoiado em mancais de rolamento. Convém ressaltar que estes mancais, quando submetidos a grandes forças em elevadas rotações, apresentam elevado momento de atrito (ver item 4.2.2), com conseqüente prejuízo de sua vida útil [47].

Para os eixos-árvore de máquinas-ferramenta de alta precisão, recomenda-se a utilização de mancais hidrostáticos. Estes mancais têm como principal característica uma elevada precisão de giro. A seguir, serão feitas considerações sobre o princípio de funcionamento e as principais características deste importante tipo de mancal.

4.3.2 - Princípio de funcionamento

Os mancais hidrostáticos utilizados nos apoios dos eixos-árvore apresentam, na sua superfície interna, bolsas separa-

das por bordas, como pode ser observado através da fig.4.14.

Nesta figura, está representado um mancal radial hidrostático de quatro bolsas com suas dimensões características.

sendo:

D = diâmetro do mancal

L_u = largura da borda circunferencial

L_a = largura da borda axial

b_a = comprimento de escoamento perpendicular ao fluxo

L_m = largura do mancal

L_{ef} = largura efetiva do mancal

h_o = espessura da película de óleo, nas condições de projeto, que corresponde à folga do mancal.

t_b = profundidade da bolsa.

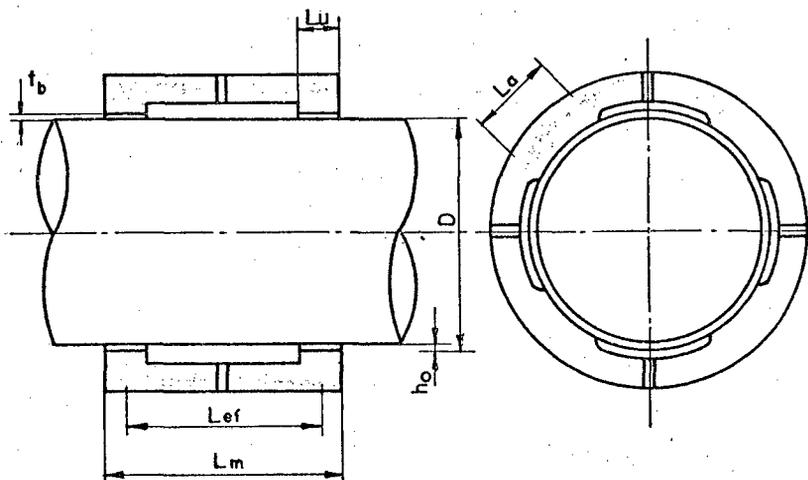


FIG.4.14 - Mancal radial hidrostático com 4 bolsas.

Nos mancais hidrostáticos, a película de óleo de espessura h_o , fig.4.14, tem a função de manter separadas as superfícies que apresentam movimento relativo. O estabelecimento desta película se dá através da pressão do óleo que é fornecida por

um sistema hidráulico. A fig.4.15 ilustra de forma simplificada o funcionamento de um mancal hidrostático. Esta figura mostra a distribuição de pressão da bolsa e a folga resultante do mancal, h . A pressão da bolsa cai ao longo das bordas para o valor da pressão exterior que, em geral, é a pressão atmosférica [48,49]. A alimentação do óleo para a bolsa se dá através de um conduto de alimentação.

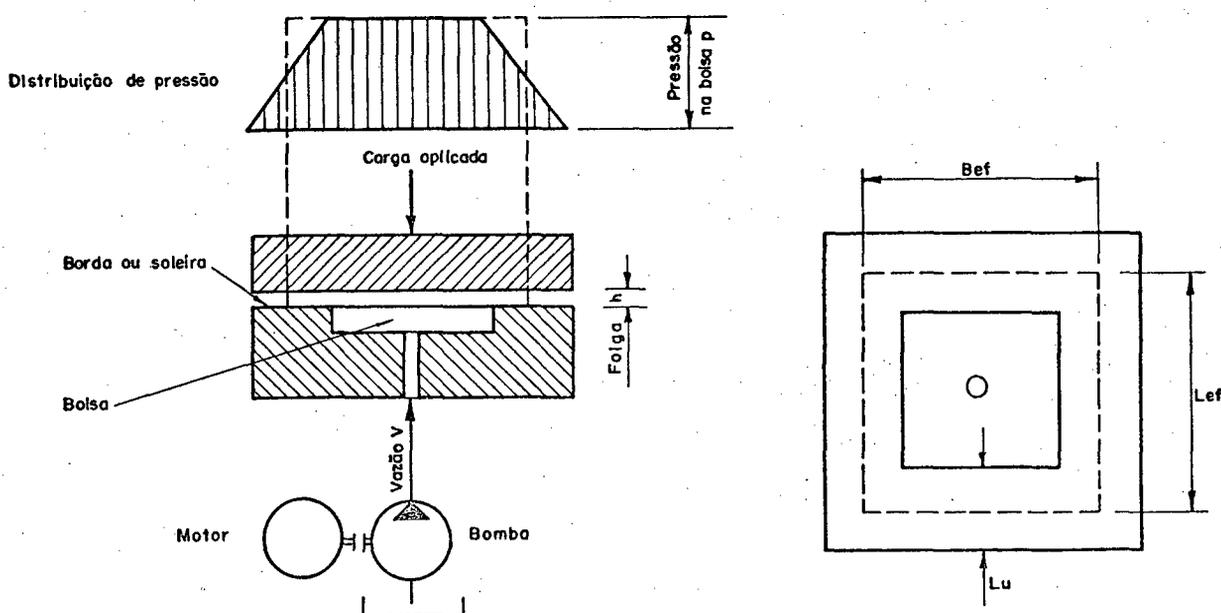


FIG.4.15 - Princípio de funcionamento de um mancal hidrostático.

4.3.3 - Principais vantagens dos mancais hidrostáticos

Nos mancais hidrostáticos, a película tem a capacidade de reduzir, consideravelmente, a influência dos erros de forma do eixo-árvore, dos mancais e de seus alojamentos (ver item 2.5) [18]. Esta característica contribui para a precisão de giro do sistema eixo-mancal. Abaixo, estão relacionadas as principais vantagens dos mancais hidrostáticos conforme enfati

zadas nas referências [50,51,52,53,54,55,56,57].

- Alta capacidade de carga
- Alta rigidez
- Vida dos mancais praticamente ilimitada (não há contato metálico entre as superfícies e, por conseqüência, não há desgaste).
- Excelente característica de amortecimento. Contribui para reduzir vibrações no sistema eixo-mancal.
- Capacidade de compensar e corrigir erros.
- Alta precisão de giro.

Convém ressaltar que, apesar das vantagens acima enumeradas, este tipo de mancal apresenta alto custo de instalação, uma vez que necessita de equipamentos especiais no sistema hidráulico (ver item 4.3.6). No quadro 4.2 [18,48] é apresentada uma análise comparativa das propriedades dos mancais hidrostáticos, hidrodinâmicos e de rolamento. Constata-se, através deste quadro, a superioridade dos mancais hidrostáticos frente aos demais, no que diz respeito à aplicação em eixos-árvore.

4.3.4 - Projeto dos mancais radiais hidrostáticos

Para o projeto dos mancais radiais hidrostáticos, é necessário considerar um número muito grande de variáveis, como por exemplo, número de bolsas, pressão de alimentação do óleo, diâmetro do mancal, largura do mancal, viscosidade do óleo, etc [58]. Os valores atribuídos a estas variáveis

QUADRO 4.2 - |18,48|

PROPRIEDADE	MANCAIS HIDRODINÂMICOS	MANCAIS DE ROLAMENTO	MANCAIS HIDROSTÁTICOS
AMORTECIMENTO	●	○	●
PRECISÃO DE GIRO	●	◐	●
CAMPO DE ROTAÇÕES	○	◐	●
DESGASTE	◐	◐	○
POSSIBILIDADE DE REFRIGERAÇÃO	◐	◐	●
CUSTOS INICIAIS	◐	○	●
SEGURANÇA DE SERVIÇO	●	●	◐

- Alto
- ◐ Médio
- Baixo

deverão ser tais que forneçam valores satisfatórios às seguintes propriedades dos mancais: Rigidez radial, capacidade de carga, vazão de óleo, potência de atrito e velocidade n_t de transição entre a predominância hidrostática e hidrodinâmica [58]. É de suma importância a aplicação de uma metodologia de projeto simples e eficaz no sentido de otimizar o projeto do mancal com relativa facilidade. Na referência [48] o autor faz um estudo minucioso sobre três metodologias de projeto, bem como, uma análise comparativa entre as mesmas. Estas metodologias de projeto são baseadas nos estudos desenvolvidos por pesquisadores alemães, no método adotado por Stansfield e no método descrito por Rowe e O'Donoghue. A seguir, são apresentadas algumas recomendações para o projeto de um mancal hidrostático e a definição matemática para os principais parâmetros.

Para a utilização de mancais hidrostáticos, deve-se, a priori, escolher um sistema hidráulico conveniente. Existem duas principais alternativas. A primeira delas consiste na utilização de uma bomba para cada bolsa, sendo chamada de vazão constante. Apesar desta alternativa fornecer alta capacidade de carga, torna-se bastante onerosa quando o número de bolsas é grande. Por isso, recomenda-se efetuar a alimentação do óleo através de um sistema hidráulico com uma bomba comum e restritores por bolsa (também chamado de pressão constante) [48,49]. Os restritores podem ser de orifício ou de capilar. Os restritores de capilar são na maioria dos casos utilizados em mancais hidrostáticos. Isto porque a característica de escoamento do fluido depende da viscosidade, tanto através do capilar quanto da folga do mancal, de forma que mudanças na temperatura não proporcionam variações na folga do mancal, o que não ocorre com os restritores de orifício [48].

A resistência hidráulica do capilar, R_C , e a resistência hidráulica da bolsa (nas condições de projeto), R_b , são dadas pelas equações abaixo.

$$R_C = \frac{128\mu L_c}{\pi d_c^4} \quad |Ns/m^5| \quad (4.38)$$

$$R_b = \frac{12\mu L_u}{b_a} \frac{1}{h_o^3} \quad |Ns/m^5| \quad (4.39)$$

sendo: $b_a = \frac{1}{z} 2\pi D$

onde:

d_c = diâmetro do capilar |m|

L_c = comprimento do capilar |m|

μ = viscosidade dinâmica do fluido |Ns/m²|

L_u = largura da borda circunferencial |m|

b_a = comprimento de escoamento na direção perpendicular ao fluxo (em uma bolsa) |m|

Z = número de bolsas do mancal

D = diâmetro interno do mancal |m|

A vazão total de óleo no mancal, V , é dada por:

$$V = \frac{(P_0 - P_s) b h_0^3}{12\mu L_u} \quad |m^3/s| \quad (4.40)$$

onde: P_0 = pressão do óleo na entrada da bolsa nas condições de projeto |N/m²|

$b = b_a \cdot Z$ = comprimento de escoamento na direção perpendicular ao fluxo.

P_s = pressão do óleo na saída da bolsa |N/m²|

Em um mancal hidrostático, a pressão de saída P_s é, normalmente, nula, enquanto que a pressão de entrada é aquela existente no interior da bolsa, daí tem-se:

$$V = \frac{P_0 b h_0^3}{12\mu L_u} \quad |m^3/s| \quad (4.41)$$

A potência de bombeamento, N_b , é calculada em função da vazão da bomba V , da pressão da bomba P_b e do rendimento da bomba η_b .

$$N_b = \frac{VP_b}{\eta_b} = \frac{P_b P_0 b h_0^3}{12 \mu L_u \eta_b} \quad |W| \quad (4.42)$$

A potência de atrito, N_A , é definida como o produto da força de atrito, F_{at} , pela velocidade de escorregamento v , daí,

$$N_A = F_{at} v = S_A \mu \frac{v^2}{h_0} \quad |W| \quad (4.43)$$

onde, $S_A = 2\pi D L_u + Z L_a (L_m - 2L_u)$

A potência total perdida em um mancal radial hidrostático é determinada somando as equações (4.42) e (4.43) daí,

$$N_T = \frac{P_b P_0 b h_0^3}{12 \mu L_u \eta_b} + S_A v^2 \frac{\mu}{h_0} \quad |W| \quad (4.44)$$

Fazendo $\frac{\partial N_T}{\partial \mu} = 0$ e $\frac{\partial N_T}{\partial h_0} = 0$ determina-se, respectivamente, os valores de μ e h_0 que minimizam a perda de potência, sendo chamados de valores ótimos. Segundo enfatizado nas referências [48, 49, 55], após a determinação dos valores ótimos de μ e h conclui-se que a potência total será mínima quando a relação $1 < N_A/N_b < 3$ for satisfeita.

A potência total perdida é transformada em calor provocando deformações térmicas na máquina-ferramenta, como também, um aumento da temperatura do óleo. Considerando que toda energia transformada em calor é acumulada no óleo, o aumento de temperatura é dada por:

$$\Delta T = \frac{N_T}{V C \rho} \quad |K| \quad (4.45)$$

onde:

ΔT = variação da temperatura do óleo |K|

C = calor específico do óleo |Nm/KgK|

N_T = potência total perdida |W|

ρ = peso específico do óleo |Kg/m³|

V = vazão total de óleo |m³/s|

4.3.5 - Rigidez, capacidade de carga e velocidade n_t de transição entre a predominância hidrostática e hidrodinâmica.

A rigidez radial dos mancais hidrostáticos, segundo a metodologia de projeto adotada pelos pesquisadores alemães |48|, é dada pela equação abaixo:

$$R_m = \frac{0,24}{h_0} \sqrt[3]{\frac{Z^2}{R_0}} P_b D L_{ef} \quad |N/m| \quad (4.46)$$

onde:

Z = número de bolsas

D = diâmetro do mancal |m|

$L_{ef} = L_m - 2L_u$ = largura efetiva do mancal |m|

$$R_0 = \frac{L_u Z L_{ef}}{L_a \pi D}$$

Para a utilização da equação (4.46) as seguintes condições devem ser satisfeitas.

a - A relação entre as resistências do capilar e da bolsa deve ser igual a 1.

$$\varepsilon = \frac{R_c}{R_b} = 1$$

b - Número de bolsas igual ou superior a 4.

c - A relação entre o deslocamento radial do eixo-árvore e a folga do mancal h_0 deve ser menor ou igual a 0,6

$$x = \frac{e}{h_0} \leq 0,6$$

sendo:

x = deslocamento relativo

e = deslocamento radial do eixo (excentricidade)

d - O valor de R_0 deve ser tal que, $\frac{z^2}{100} < R_0 < \frac{z^2}{5}$

Outra alternativa de cálculo da rigidez dos mancais hidrostáticos é apresentada na referência [14], sendo dada por:

$$R_m = \frac{10 K P_b}{h_0} \quad |N/\mu m| \quad (4.47)$$

onde: K = fator de rigidez, função do tipo de mancal e de suas dimensões. (encontrado nos catálogos dos fabricantes [14]).

A capacidade de carga, $C_{m\acute{a}x}$, é definida como sendo o carregamento que um mancal pode suportar sem que ocorra contato metálico. Na prática, devido às deformações e imprecisões do eixo, limita-se o deslocamento relativo, x , em 0,8. Dessa forma, a capacidade de carga do mancal pode ser dada por:

$$C_{m\acute{a}x} = 0,8 h_0 R_m \quad |N| \quad (4.48)$$

Outro importante parâmetro dos mancais hidrostáticos é a velocidade de transição entre a predominância hidrostática e hidrodinâmica, n_t . Convém ressaltar que para velocidades de rotação bem abaixo do valor de n_t a rigidez do mancal independe da rotação, sendo que para velocidades maiores que n_t a rigidez cresce com a rotação [58]. O valor de n_t é dado por:

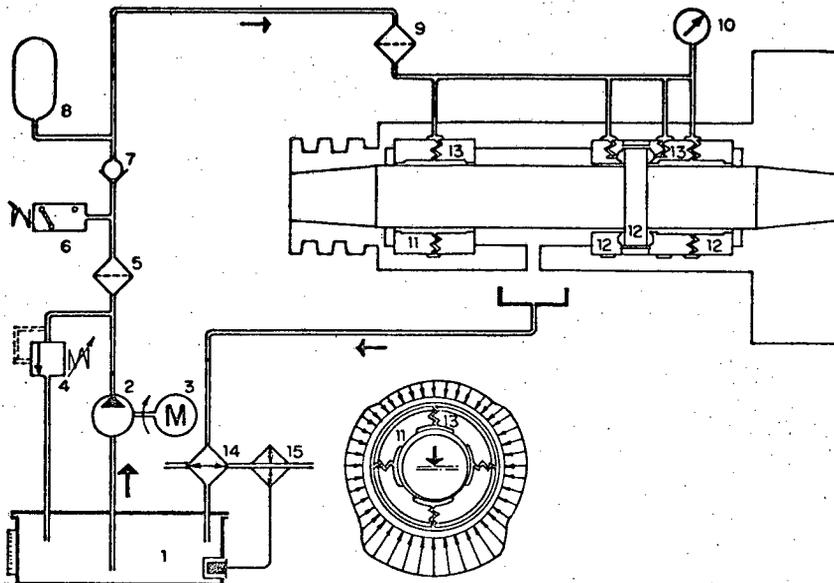
$$n_t = \frac{3l P_b h_0^2}{(1+\epsilon)F_1^2 F_3 (1-F_3)D^2\mu} \quad | \text{rpm} | \quad (4.49)$$

sendo: $F_1 = \frac{4L_m}{\pi D}$; $F_3 = 1 - \frac{2L_u}{L_m}$; $F_2 = 1 - \frac{4L_a}{\pi D}$

$$\epsilon = 1 / \sqrt{\frac{1 + F_1^2 F_3 (1-F_3)}{2 (1-F_2)}}$$

4.3.6 - Sistema Hidráulico

Na figura 4.16, é ilustrado um sistema hidráulico frequentemente utilizado nas máquinas-ferramenta que usam mancais hidrostáticos. Abaixo estão descritos os principais componentes do sistema



- | | |
|--|--|
| 1. Reservatório de óleo | 9 Filtro de pressão
(malha de 5 a 10 μ m) |
| 2. Bombo | 10 Manômetro |
| 3. Motor | 11 Mancal hidrostático radial |
| 4. Válvula limitadora de pressão | 12 Mancal hidrostático combinado |
| 5. Filtro de pressão
(malha de 15 a 70 μ m) | 13 Restritor |
| 6. Pressostato | 14 Sistema de refrigeração |
| 7. Válvula de retenção | 15 Termostato |
| 8. Acumulador de óleo | |

FIG.4.16 - Sistema hidráulico de um mancal hidrostático |14|.

e suas respectivas funções.

- a - Uma bomba com pressão constante, 2. Normalmente a pressão da bomba requerida pelos mancais hidrostáticos está entre 3 a 7 MPa. [14,48,50]
- b - Válvula limitadora de pressão, 4, tendo como função manter a pressão do circuito constante.
- c - Pressostato, 6. Tem a função de impedir o funcionamento do eixo-árvore antes que a pressão do óleo alcance determinado valor. Além disso, desconecta automaticamente o acionamento do eixo-árvore quando ocorre qualquer irregularidade no circuito hidráulico.
- d - Acumulador, 8. Tem a função de manter uma determinada pressão do óleo quando ocorre um defeito no sistema hidráulico, até que a rotação do eixo seja nula.
- e - Sistema de refrigeração, 14. Tem a função de manter a temperatura do óleo num determinado valor.

Por fim, é importante registrar que já existem à disposição dos fabricantes de máquinas-ferramenta mancais hidrostáticos para eixo-árvore. De acordo com as referências [14,50], os mancais hidrostáticos disponíveis no mercado fornecedor são de três tipos. Mancal hidrostático radial, fig.4.17a, mancal hidrostático axial, fig.4.17b e mancal hidrostático combinado (axial e radial), fig. 4.17c.

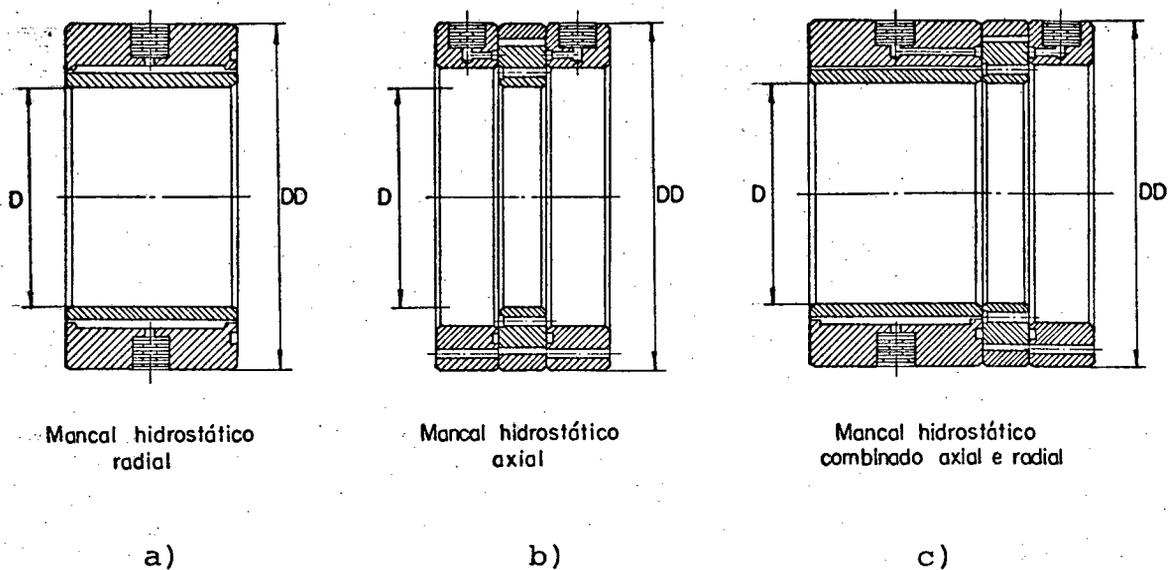


FIG.4.17 - Tipos de mancais hidrostáticos.

Os mancais hidrostáticos também podem ser encontrados sem o anel interno. Este fato contribui para a precisão de giro uma vez que os possíveis erros de forma do anel interno são eliminados [50]. Entretanto, os erros de forma dos trechos do eixo-árvore onde serão montados os mancais devem ser os mínimos possíveis.

CAPÍTULO 5

FORMAS CONSTRUTIVAS DE APOIOS DE EIXOS-ÁRVORE DE MÁQUINAS-FERRAMENTA

5.1. Introdução

No capítulo quatro, foram apresentados os principais tipos de mancais de rolamento utilizados em eixos-árvore de máquinas-ferramenta, bem como, mancais hidrostáticos, hoje bastante empregados nas máquinas-ferramenta de alta precisão. Neste capítulo, são apresentadas as principais formas construtivas de apoios de eixo-árvore. Estas formas construtivas consistem em diferentes composições dos diversos tipos de mancais. Cada uma das formas construtivas aqui apresentadas atende aos requisitos de rigidez, precisão de giro e velocidade rotacional de um determinado grupo de máquinas-ferramenta. Neste capítulo, é feita uma análise comparativa entre as principais formas construtivas de apoios de eixos-árvore. Apresenta-se, também, um conjunto de critérios que são, frequentemente, utilizados no processo de escolha do tipo de apoio a ser empregado. Ao longo deste capítulo, os termos apoio principal e apoio secundário correspondem aos mancais dianteiro e traseiro, respectivamente.

5.2. Sinopse dos principais tipos de apoio de eixos-árvore de máquinas-ferramenta

a) Tipo de apoio I

É uma disposição bastante simples e econômica, sendo composta de um mancal de rolos cônicos, da série 320 XC, em cada um dos apoios do eixo-árvore |39,41,45,59,61|, fig.5.1. A deter

minação da distância entre apoios desta forma construtiva deve levar em consideração, além dos requisitos de rigidez estática, a dilatação longitudinal do eixo-árvore, que ocorre em função de sua temperatura de funcionamento. Então, a distância entre os mancais deve ser escolhida de forma que os eixos de giro de todos os elementos rolantes, coincidam em um ponto comum sobre o eixo de giro do eixo-árvore [18,39]. Desta forma, a variação do comprimento do eixo-árvore, devida à temperatura de funcionamento, não altera as condições de trabalho dos mancais (pré-carga). Este tipo de apoio é indicado para eixos-árvore que trabalham a baixas velocidades rotacionais e sob carregamentos combinados (axial e radial). É, portanto, recomendado para o apoio de eixos-árvore de máquinas de alta produção, tais como, tornos e fresadoras [41,59]. Convém ressaltar que, para os casos nos quais se requer uma rigidez superior à fornecida por este tipo de apoio, tem-se como uma alternativa de projeto a forma construtiva apresentada no item seguinte.

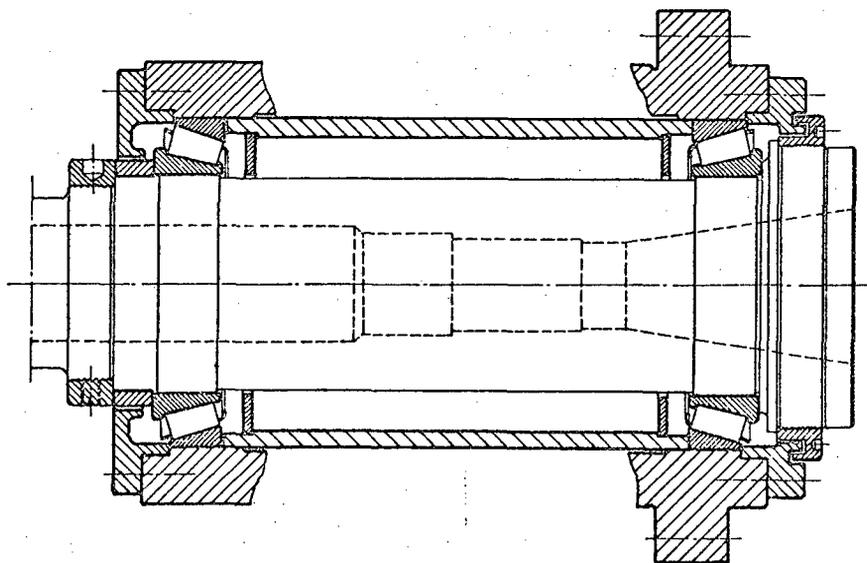


FIG.5.1 - Tipo de apoio I.

b) Tipo de apoio II

É caracterizado por apresentar, tanto no apoio principal como no apoio secundário, mancais de dupla carreira de rolos cônicos [4,45,59], fig.5.2, ou dois mancais de rolos cônicos simples. Este tipo de apoio apresenta uma rigidez superior à apresentada pelo tipo I. Porém, a máxima velocidade rotacional permitida é inferior àquela desenvolvida pelo tipo I, em decorrência da maior geração de calor. No tipo de apoio II, os anéis externos dos mancais do apoio secundário são montados com ajuste deslizante evitando, assim, sobrecargas nos mancais quando o eixo-árvore sofre dilatações térmicas. É aplicado em eixo-árvore de tornos e fresadoras submetidos a cargas elevadas [4,59]. Em algumas aplicações, este tipo de apoio utiliza um mancal de uma carreira de rolos cônicos no apoio secundário, sendo que, neste caso, a sua capacidade de carga axial é, ainda, superior à apresentada pelo tipo I.

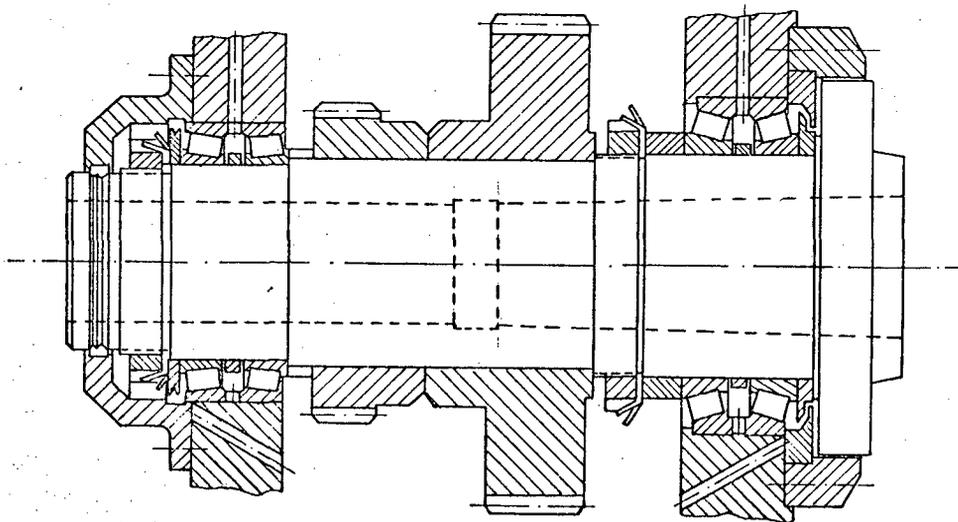


FIG.5.2 - Tipo de apoio II.

c) Tipo de apoio III

Constitui-se em uma forma construtiva que se diferencia do tipo II pela utilização de um mancal de dupla carreira de rolos cilíndricos, no apoio secundário, em lugar dos mancais de rolos cônicos [4,45,59], fig.5.3. Este tipo de apoio é utilizado para baixas velocidades rotacionais, sendo que os valores máximos permitidos são inferiores àqueles desenvolvidos pelo tipo I e equivalentes aos desenvolvidos pelo tipo II. As velocidades rotacionais permitidas pela forma construtiva III dependem da folga axial dos mancais de rolos cônicos. Para que os mancais de rolos cônicos permitam altas velocidades rotacionais se faz necessário que apresentem folgas axiais cada vez maiores [39]. Convém ressaltar que uma boa precisão de giro requer dos mancais de rolos cônicos folgas nulas ou bastante pequenas.

Neste tipo de apoio, os mancais de rolos cônicos são responsáveis por suportar os esforços nos sentidos radial e axial. Este tipo de forma construtiva apresenta boa rigidez radial e axial, sendo estas equivalentes às apresentadas pelo tipo II e superiores às fornecidas pelo tipo I. Sua utilização é recomendada, principalmente, para tornos e fresadoras [18,63].

d) Tipo de apoio IV

É caracterizado por apresentar, tanto no apoio principal quanto no apoio secundário, mancais de dupla carreira de rolos cilíndricos, da série NN30K. Também se utilizam os mancais da série NNU49. No apoio principal, monta-se, adicionalmente, um par de mancais axiais de esferas das séries 511 ou 512 [4, 19, 45, 63], fig.5.4. Estes mancais axiais

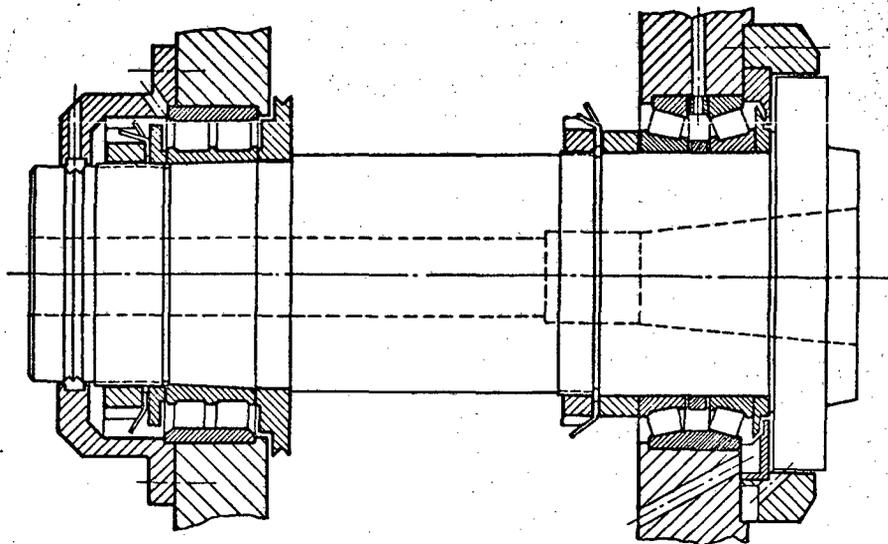


FIG.5.3 - Tipo de apoio III.

apresentam limites de rotações baixos. Em consequência, este tipo de apoio não é utilizado em eixos-árvore que necessitam desenvolver altas velocidades rotacionais. Apresenta alta capacidade de carga axial e uma elevada rigidez radial. Nos casos em que se requerem velocidades rotacionais mais altas, para uma mesma condição de carregamento, pode-se substituí-lo, eficientemente, pelo tipo de apoio V apresentado a seguir. A forma construtiva IV é recomendada para eixos-árvore de tornos e fresadoras destinados a operações de desbaste com grande capacidade de remoção de cavaco [19,45].

c) Tipo de apoio V.

É considerado um dos principais tipos de apoio de eixo-árvore de máquinas-ferramenta. É constituído de dois mancais de dupla carreira de rolos cilíndricos da série NN30K, sendo um montado no apoio principal e outro no apoio secundário. Ao lado do mancal de rolos cilíndricos localizado no apoio principal, é montado um mancal axial de esferas com contato angular da série 2344 [13,19,25,39,41,59,60,61,62], fig.5.5. Este mancal axial permite maiores velocidades rotacionais comparativa-

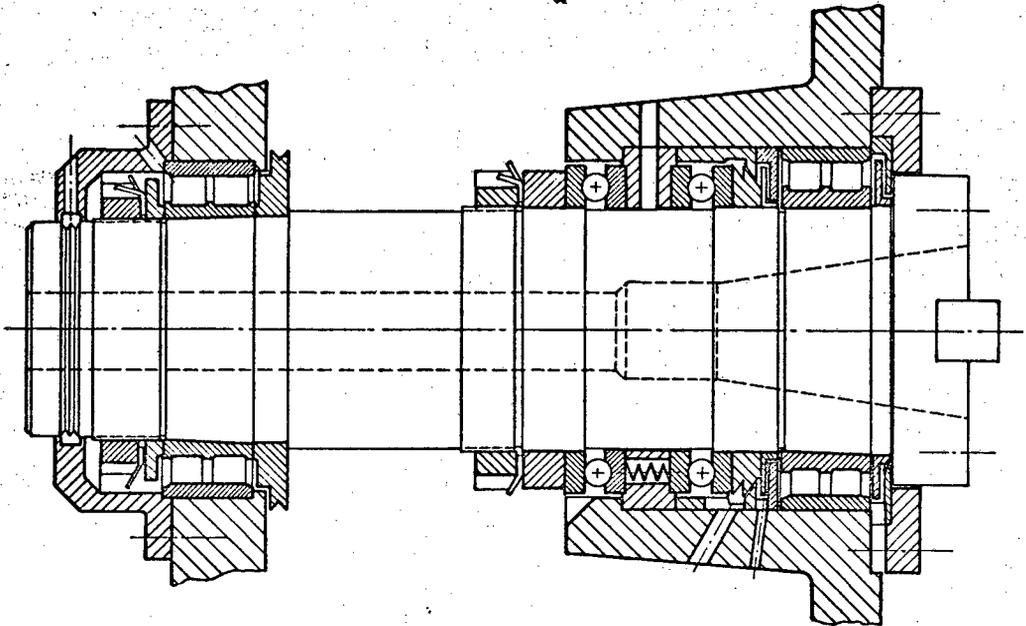


FIG.5.4 - Tipo de apoio IV.

mente aos da série 511 ou 512, assim sendo, esta forma construtiva é capaz de desenvolver rotações superiores àquelas permitidas pelo tipo de apoio IV.

Na forma construtiva V, o carregamento radial é suportado pelos mancais de rolos cilíndricos, enquanto que o carregamento na direção axial é suportado pelo mancal de esferas. Como enfatizado nas referências [61,65], apesar do mancal axial de esferas com contato angular não ser projetado com o objetivo de suportar cargas na direção radial, o mesmo contribui para a rigidez radial do sistema, uma vez que absorve bem os momentos de carga aplicados sobre o eixo-árvore. Outra característica deste tipo construtivo consiste no fato das dilatações térmicas do eixo-árvore, no sentido axial serem permitidas pelo mancal do apoio secundário, não prejudicando portanto o posicionamento do par ferramenta-peça. Desta forma, os mancais de apoios do eixo-árvore não serão submetidos a carregamentos adi-

cionais e, por conseguinte, não haverá modificações nas condições normais de funcionamento. Finalmente, este tipo de apoio suporta cargas elevadas sendo recomendado para máquinas que se destinam a grande capacidade de remoção de cavaco, como por exemplo, tornos, fresadoras e furadeiras [41,59].

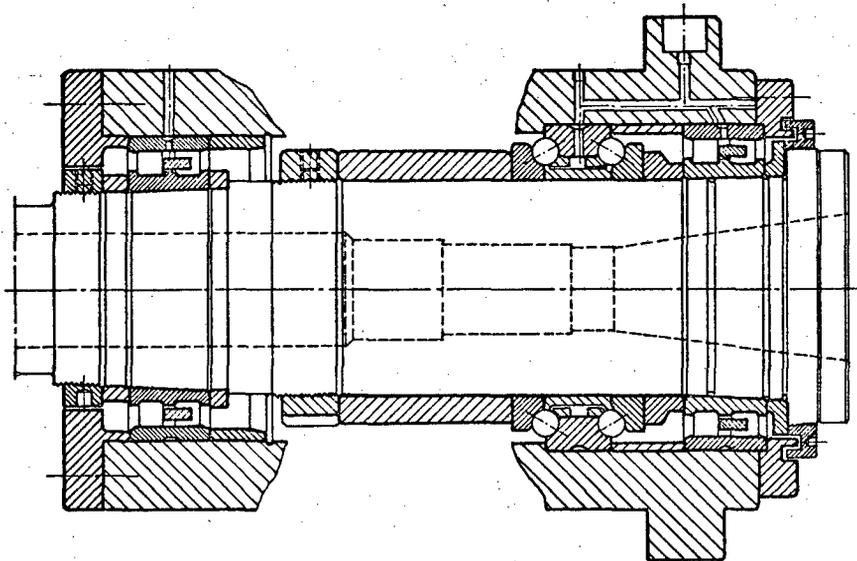


FIG.5.5 - Tipo de apoio V.

f) Tipo de apoio VI

É constituído de um mancal de dupla carreira de rolos cilíndricos, da série NN30K, no apoio principal e de um par de mancais de esferas com contato angular, da série 70C, montados em disposição 0 no apoio secundário [18,19,39,45], fig.5.6. Os esforços axiais que agem sobre o eixo-árvore são suportados pelos mancais de esferas do apoio secundário. Esta forma construtiva apresenta uma rigidez praticamente equivalente à obtida com os tipos IV e V, porém, sua velocidade rotacional não é limitada pelo emprego de rolamentos axiais (séries 511, 512 ou 2344). Outra característica deste tipo de apoio consiste no fato dos mancais de rolos cilíndricos admitirem deslocamento

axial, permitindo, assim, ao eixo-árvore se expandir quando ocorrem dilatações térmicas. Desta forma, a dilatação do eixo-árvore não proporciona carregamentos adicionais aos mancais. Este tipo de apoio apresenta a pequena desvantagem da dilatação axial do eixo-árvore afetar o posicionamento do par ferramenta-peça [45]. Esta forma construtiva é recomendada para os casos em que se requer alta rigidez combinada com elevadas velocidades rotacionais. É empregada em tornos, fresadoras e furadeiras [18,19].

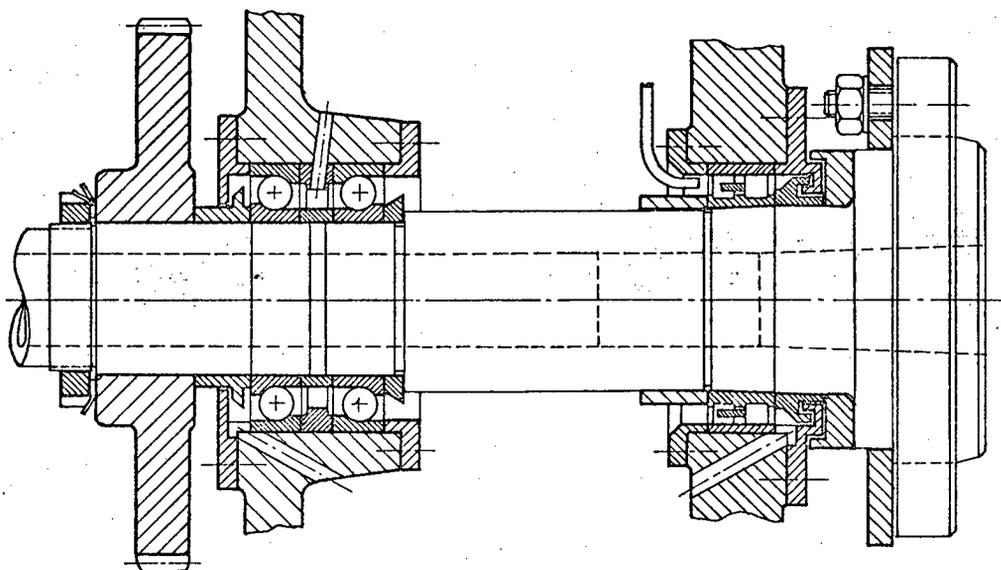


FIG.5.6 - Tipo de apoio VI.

g) Tipo de apoio VII

É caracterizado por apresentar no apoio principal três mancais radiais de esferas de contato angular da série 70AC (ou da série 70C) [13,39,41,59,60,61,62], fig.5.7. Os mancais de esferas são montados em disposição TANDEM-O (ver item 4.2.4). Os carregamentos que agem sobre o apoio principal na direção radial são suportados pelo conjunto dos três mancais de esfe-

ras, enquanto que, os carregamentos na direção axial, mais solicitada, são suportados pelos mancais de esferas em disposição TANDEM. No apoio secundário é montado um mancal de dupla carreira de rolos cilíndricos da série NN30K, que admite deslocamento axial, quando o eixo-árvore sofre dilatações térmicas. Este tipo de apoio permite altas velocidades rotacionais, sendo estas superiores às desenvolvidas pelos tipos de I a IV e praticamente equivalentes às permitidas pelos tipos V e VI. No que diz respeito à rigidez radial, a forma construtiva VII apresenta valores inferiores àqueles fornecidos pelos tipos de apoios de I a VI. Por fim, esta forma construtiva é recomendada para tornos, fresadoras, retificadoras e mandriladoras [39,41,59].

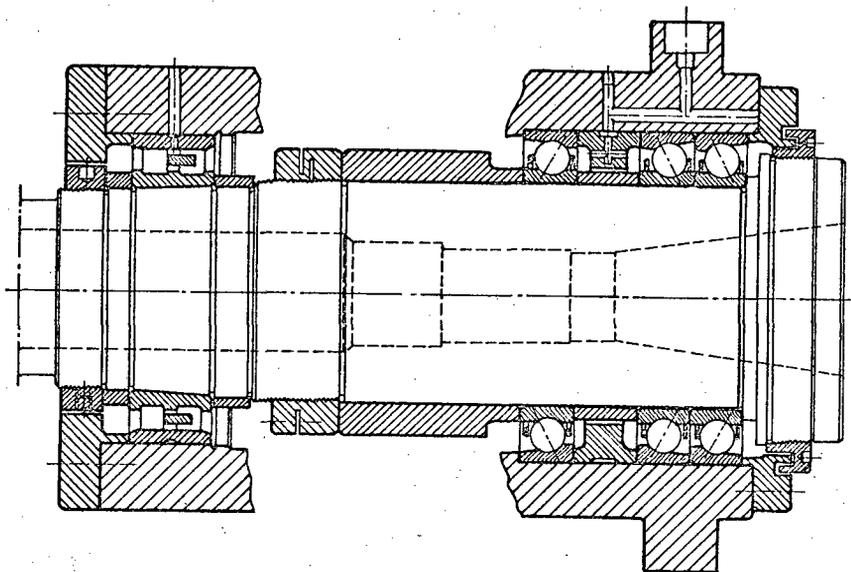


FIG.5.7 - Tipo de apoio VII.

h) Tipo de apoio VIII

Este tipo de apoio de eixo-árvore é composto de três mancais de esferas, da série 70C, montados em disposição TANDEM-O no apoio principal e, no apoio secundário, é montado um par de

mancais de esferas, também da série 70C, em disposição 0 [61, 64], fig.5.8. Esta forma construtiva apresenta uma rigidez radial e axial equivalentes àquelas apresentadas pelo tipo VII. A dilatação axial do eixo-árvore é permitida pelo assento deslizante do anel externo do apoio secundário. Este tipo de apoio pode, também, ser constituído, alternativamente, com mancais de esferas da série 70AC. Esta alternativa de projeto possibilita uma maior capacidade de carga axial, entretanto, a máxima velocidade de rotação permitida é reduzida. Este fato se dá por motivo dos mancais da série 70AC apresentarem um maior ângulo de contato (ver item 4.2). Por fim, esta forma construtiva de apoio é recomendada para aplicações que requerem médias e altas velocidades rotacionais, sendo comumente empregada em retificadoras e em tornos NC [64].

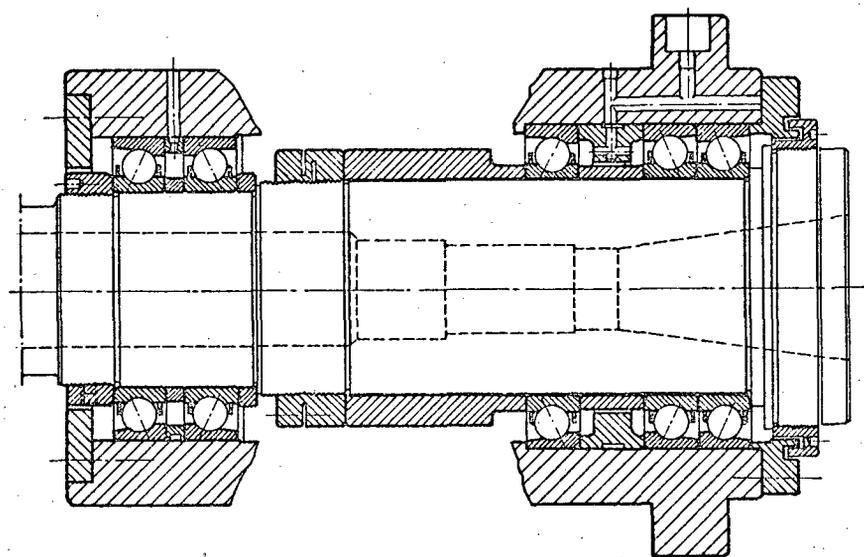


FIG.5.8 - Tipo de apoio VIII.

i) Tipo de apoio IX

É constituído por um par de mancais de esferas com contato

angular da série 70AC (podendo ser também da série 70C) no apoio principal e outro no apoio secundário |13,19,25,39,41,45,59, 60, 61,62,63|, fig.5.9. Neste tipo de apoio, os mancais são montados em disposição TANDEM ou O. Quando em O o efeito de engaste do eixo-árvore, que influi positivamente na sua rigidez, é aumentado, entretanto, para compensar dilatações térmicas desse eixo, o assento dos anéis externos do apoio secundário deve ser deslizante.

Este tipo de apoio é indicado para eixo-árvore que durante o seu funcionamento necessita desenvolver velocidades rotacionais bastante altas (superiores às permitidas aos tipos de I a VIII). Sua rigidez assume valores inferiores aos fornecidos pelos tipo de I a VIII. Para aqueles casos em que as forças de corte são pequenas, e as velocidades rotacionais são altas, a rigidez deste tipo de apoio atende às exigências de projeto. As principais aplicações deste tipo de apoio se dão em eixos-árvore de centros de usinagem, de furadeiras de precisão, de mandriladoras de acabamento e, principalmente, de retificadoras |19,39,41,59|.

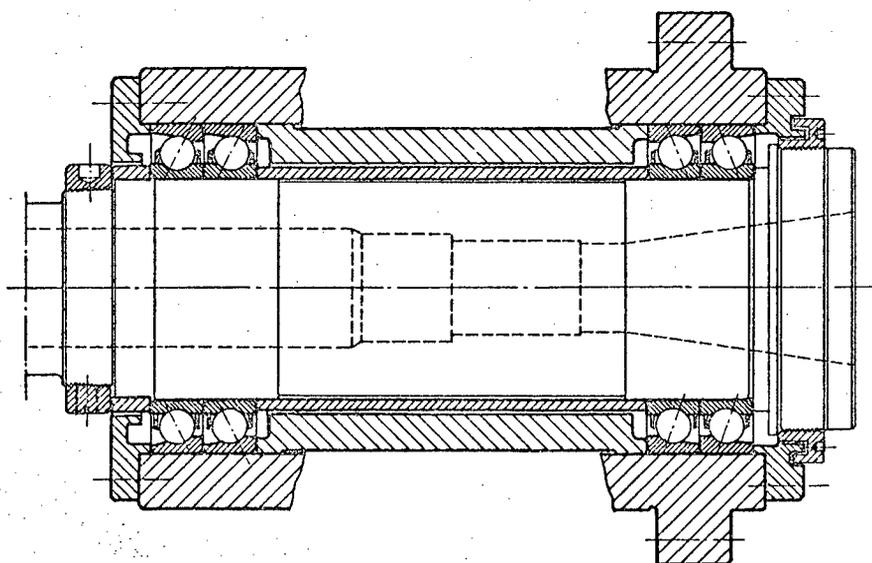


FIG.5.9 - Tipo de apoio IX.

j) Tipo de apoio X

Este tipo de apoio é constituído de dois mancais hidrostáticos (ver item 4.3), fig.5.10. É empregado como apoio dos eixos-árvore de máquinas-ferramenta de alta precisão de giro, por exemplo, máquinas para fabricação de componentes para instrumentos de medição. Convém ressaltar que os mancais hidrostáticos podem fornecer uma precisão de giro da ordem de $0,1\mu\text{m}$ o que consolida a importância deste tipo de apoio para as máquinas de alta precisão [25,39,50]. Por fim, este tipo de forma construtiva apresenta uma precisão de giro superior àquelas apresentadas pelos tipos de I a IX.

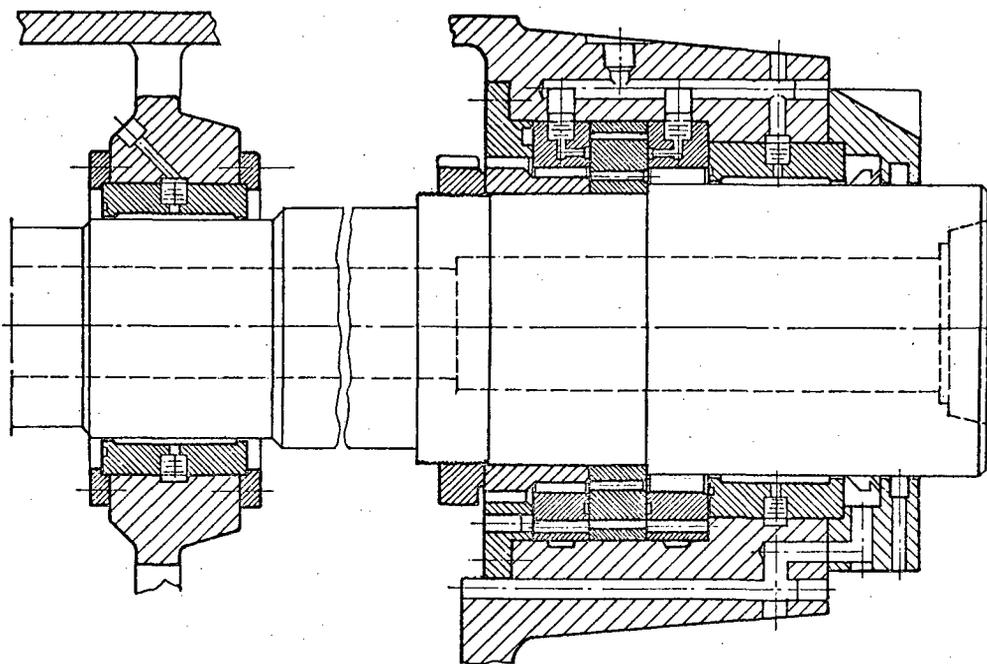
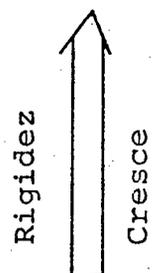


FIG.5.10 - Tipo de apoio X.

5.3 - Análise comparativa dos principais tipos de apoios de eixo-árvore

Como abordado no capítulo 2, o eixo-árvore de uma máquina-ferramenta deve apresentar alta precisão de giro e, ao mesmo tempo, uma elevada rigidez. Além disso, deve permitir um amplo campo de rotações, conjuntamente com baixos níveis de temperatura de funcionamento. Através do quadro 5.1, verifica-se que a rigidez e o limite de velocidade rotacional dos vários tipos de apoio têm um comportamento oposto. Neste quadro, é apresentada uma análise comparativa entre cinco dos dez tipos de apoios de eixos-árvore apresentados no item 5.2. Observa-se que os tipos IX e III apresentam, respectivamente, os maiores e menores limites de velocidades rotacionais, bem como, rigidez mínima e máxima, comparativamente aos demais tipos de apoio. Estes limites de rotações são definidos como o produto da rotação desenvolvida, n [rpm], pelo diâmetro médio do mancal de rolamento, d_m [mm] [18, 39].

QUADRO 5.1. Limites de velocidade rotacional

TIPO DE APOIO	LIMITE DE VELOCIDADE ROTACIONAL ($d_m \cdot n$) = mm.rpm	ANÁLISE COMPARATIVA DA RIGIDEZ DOS APOIOS
III	< 250.000	
V	< 500.000	
VI	< 600.000	
VII	< 500.000	
IX	< 1.000.000	

O quadro 5.1 se constitui numa importante ferramenta no processo de escolha do tipo de apoio a ser utilizado em um eixo-árvore de uma determinada máquina-ferramenta. Para assegurar que a escolha do tipo de apoio preencha todos os pré-requisitos de projeto, é necessário levar em consideração, também, outros critérios de decisão antes de efetivar a escolha. Os critérios mais importantes estão ilustrados no quadro 5.2, os quais são recomendados por Pittroff [39]. Estes critérios estão agrupados em três classes de grandezas influentes, que são: as funções que o tipo de apoio deve apresentar (por exemplo, precisão de giro e rigidez), o comportamento do apoio em serviço (por exemplo, volume de lubrificante e temperatura) e fatores econômicos (por exemplo, preços dos mandais e custo de montagem).

Através deste quadro, pode-se determinar que tipos de apoios melhor atendem aos vários critérios de decisão. O processo de escolha de um determinado tipo de apoio, com auxílio deste quadro, consiste em três etapas. Em primeiro lugar, deve ser observado como os vários critérios são atendidos pelos diferentes tipos de apoios. Na segunda etapa, são atribuídos pesos para os vários critérios e valores para os limites "*particularmente favoráveis*" e "*menos favoráveis*". Aquele tipo de apoio que alcançar maior número de pontos deverá ser escolhido. Na última etapa, a forma construtiva escolhida será submetida a uma análise minuciosa no sentido de identificar suas possíveis desvantagens. Convém ressaltar que as três etapas acima enumeradas fazem parte do processo de análise de valores de cada alternativa de apoio do eixo-árvore. Os conceitos básicos e procedimentos para efetivar esta análise de valores podem ser encontrados na referência [66].

QUADRO 5.2 - Critérios de decisão para a escolha dos tipos de apoios dos eixos-árvore de máquinas-ferramenta.

GRANDEZAS INFLUENTES	PRINCIPAIS TIPOS DE APOIOS									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
<u>FUNÇÕES</u>										
.Precisão de giro				X	X	X	X	X	X	X
.Precisão de posicionamento				X	X		X	X	X	X
.Rigidez	O	X	X	X	X	X				X
.Amortecimento		O	O	X	X	X	X			X
.Campo de rotações			O	X	X	X	X	X	X	X
.Limite de rotações						X			X	
<u>COMPORTAMENTO EM SERVIÇO</u>										
.Volume de lubrificante	O	O	O	X	X	X	X	X	X	O
.Temperatura de funcionamento					X	X			X	X
.Modificação do comprimento do eixo pela temperatura.	X	X	X	X	X	O	X	X	X	X
<u>FATORES ECONÔMICOS DOS APOIOS</u>										
.Preço dos apoios	X			O	O		O	O		X
.Custo total (apoios + instalação)	X			O	O		O	O	X	O

CONVENÇÃO: X - Características particularmente favoráveis.

O - Características menos favoráveis.

C A P Í T U L O 6

DESCRIÇÃO DO SISTEMA COMPUTACIONAL "PROJETO DE EIXO-ÁRVORE"

6.1. Introdução

A utilização de computadores para o projeto de máquinas-ferramenta, em particular dos eixos-árvore, é importante não apenas por vantagens técnicas mas também sob o ponto de vista econômico, uma vez que possibilita reduzir o tempo e os custos de sua execução. Entretanto, o desenvolvimento de um sistema computacional, a ser aplicado no projeto de máquinas-ferramenta, deve ser altamente orientado para o usuário no que diz respeito à entrada de dados, à apresentação dos resultados e à facilidade com o qual o mesmo pode ser integrado no processo normal do projeto. Sob esta ótica é que foi desenvolvido o sistema computacional "Projeto de eixo-árvore" aqui descrito. Uma das principais vantagens deste sistema computacional consiste no fato de permitir ao seu usuário analisar um conjunto de alternativas de projeto, identificar quais os parâmetros de influência mais expressiva e escolher a alternativa que otimize o funcionamento do sistema eixo-mancal. O sistema "Projeto de eixo-árvore" opera em computadores do tipo IBM-PC e seus compatíveis, sob o ambiente MS-DOS versão 2-10 ou mais recente, que apresentem 256 kbytes de memória RAM. O sistema foi desenvolvido nas linguagens PASCAL (entrada de dados) e FORTRAN 77 (subrotinas numéricas). A seguir é mostrado o princípio de funcionamento do sistema.

6.2. Princípio de funcionamento do sistema "Projeto de Eixo-Árvore"

A fig.6.1 mostra o diagrama de blocos do sistema e sua interação com o usuário. Para que o usuário coloque o sistema em funcionamento, é necessário, apenas, acionar o programa supervisor o qual contém todas as instruções necessárias (ver manual do usuário no apêndice A). No sentido de facilitar a entrada de dados, foram desenvolvidos os programas conversacionais PAREAL, GDGRF1, ELFEAL e FRENEAL. Estes programas geram em disco os arquivos PAREA2.DT1, GDGRF2.DT5, FRENEA2.DT5 que serão lidos pelos programas PAREA2, GDGRF2 e FRENEA2, respectivamente, e os arquivos ELFEA2.DT1, ELFEA2.DT2, e ELFEA2.DT5 lidos pelo programa ELFEA2.

Os programas que constituem o sistema "Projeto de eixo-árvore" e suas respectivas funções são apresentados no Quadro 6.1.

É importante ressaltar que qualquer programa do sistema pode ser acionado sem, necessariamente, ter sido executado qualquer outro. Quando se tratar do desenvolvimento de um novo projeto de um eixo-árvore recomenda-se seguir os seguintes passos.

- 1 - Acionar o programa PAREAL para entrar com os dados que são necessários à execução do programa PAREA2.
(ver manual do usuário no apêndice A).
- 2 - Executar o programa PAREA2.
- 3 - Comparar os valores da rigidez e do deslocamento da ponta do eixo-árvore obtidos no passo 2 com os valores recomendados no item 3.5.

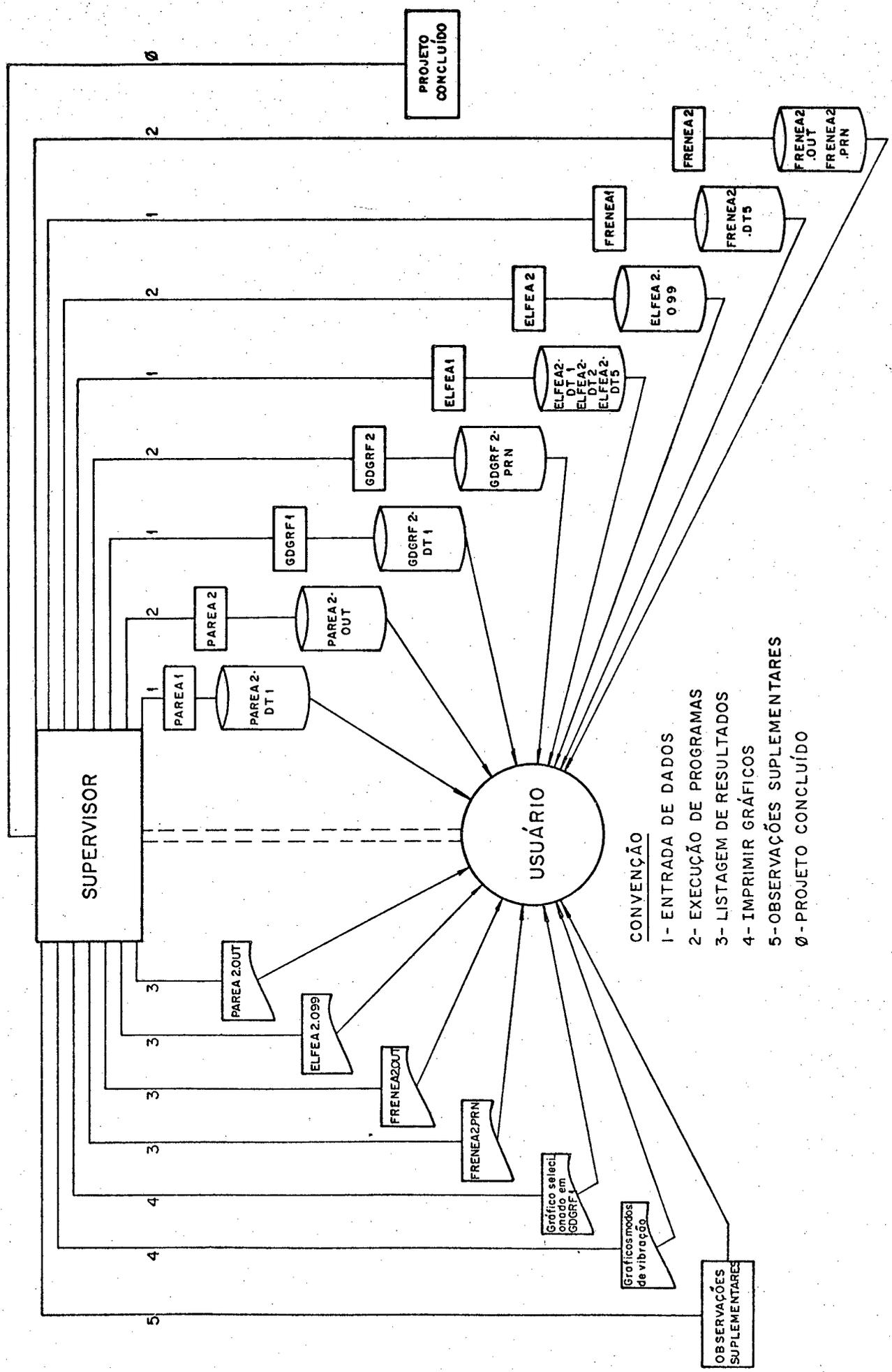


FIG.6.1 - Diagrama de Blocos do Sistema "PROJETO DE EIXO-ÁRVORE".

PROGRAMA	FUNÇÃO	OBSERVAÇÃO
PAREAL	Entrar com os dados para executar o Programa PAREA2.	Ver manual do usuário no apêndice A.
PAREA2	<p>Determinar:</p> <p>Esforços sobre o eixo-árvore</p> <p>Deslocamento total da ponta do eixo-árvore</p> <p>Rigidez e flexibilidade funcional</p> <p>Distância ótima entre apoios</p> <p>Rigidez dos mancais de apoio</p>	<p>Este programa é baseado nas formulações apresentadas.</p> <p>no item 2.3</p> <p>no item 3.2</p> <p>no item 3.3</p> <p>nos itens 4.2.1 e 4.3.5.</p>
GDGRF1	Entrar com os dados para executar o programa GDGRF2.	Ver manual do usuário no apêndice A.
GDGRF2	Criar arquivos para elaboração de gráficos.	Este programa é baseado nas formulações apresentadas no item 3.3
ELFEA1	Entrar com os dados para executar o programa ELFEA2.	Ver manual do usuário no apêndice A.
ELFEA2	<p>Determinar: os deslocamentos da linha elástica do eixo-árvore (com sua geometria real), os deslocamentos nas direções X e Y na ponta do eixo-árvore levando em consideração as contribuições dos mancais. Rigidez do eixo-árvore.</p>	Este programa é baseado nas formulações apresentadas no item 3.7.
FRENEAL	Entrar com os dados para executar o programa FRENEA2.	Ver manual do usuário no apêndice A.
FRENEA2	<p>Determinar: As frequências naturais, os modos de vibração e as velocidades críticas do eixo-árvore.</p> <p>Criar arquivo FRENEA2.PRN para elaboração dos gráficos dos modos de vibração.</p>	Este programa é baseado nas formulações apresentadas nos itens 3.8 e 3.9.

- 4 - Caso os valores da rigidez e do deslocamento da ponta do eixo-árvore não satisfaçam às recomendações do item 3.5, deve-se acionar o programa GDGRF1 para entrar com os dados necessários à execução do programa GDGRF2 (ver manual do usuário no apêndice A). Com auxílio destes programas, é possível fazer uma análise da contribuição dos vários parâmetros de projeto, semelhante à desenvolvida no item 3.4. Recomenda-se efetuar esta análise mesmo que os valores da rigidez e do deslocamento da ponta do eixo-árvore atendam às recomendações do item 3.5.

- 5 - Voltar ao programa PAREAL, modificar os dados que se fizerem necessários e executar o programa PAREA2.

- 6 - Comparar os valores da rigidez e do deslocamento da ponta do eixo-árvore obtidos no passo 5 com os valores recomendados no item 3.5. Caso os valores recomendados não sejam satisfeitos voltar ao passo 4.

- 7 - Após a determinação das dimensões e geometria final do eixo-árvore, deve-se:
 - Acionar o programa PAREAL, entrar com os novos valores da distância entre apoios, do comprimento em balanço e dos diâmetros externo e interno dos mancais.
 - Executar o Programa PAREA2.
 - Uma vez que o programa PAREA2 é baseado numa formulação analítica a qual não permite calcular o deslocamento na ponta do eixo-árvore com seções transversais variáveis, deve-se acionar o programa ELFEAL.

- Acionar o programa ELFEA1 para entrar com os dados que são necessários à execução do programa ELFEA2 (ver manual do usuário no apêndice A).
- Executar o programa ELFEA2.
- 8 - Se os valores da rigidez e do deslocamento da ponta do eixo-árvore obtidos através do programa ELFEA2 satisfazem aos valores recomendados no item 3.5 ir ao passo 9, caso contrário voltar ao passo 4.
- 9 - Acionar o programa FRENEA1 para entrar com os dados que são necessários à execução do programa FRENEA2 (ver manual do usuário no apêndice A).
- 10 - Executar o programa FRENEA2.
- 11 - Se a velocidade crítica obtida através do programa FRENEA2 é bastante superior à máxima rotação a ser desenvolvida pelo eixo-árvore, o projeto está concluído, caso contrário voltar ao passo 1.

6.3. Sub-rotinas que compõem os programas do sistema "Projeto de eixo-árvore"

a) Programa PAREA2

Este programa é uma importante ferramenta no projeto preliminar do eixo-árvore sendo constituído das seguintes sub-rotinas.

- CABEC. Responsável pelo cabeçalho da listagem de saída dos resultados deste programa.
- CONST. Contém constantes utilizadas no cálculo da rigidez dos mancais. (ver item 4.2.1)

- DADOS. Lê o arquivo PAREA2.DT1 gerado pelo programa PAREAL. Calcula, também, o momento de inércia do eixo-árvore para os trechos entre apoios e em balanço.
- FCORT. Calcula a força principal de corte, a força de avanço e a força de recuo desenvolvidas no processo de usinagem especificado. Calcula, também, os esforços aplicados na ponta do eixo-árvore nos eixos de coordenadas X e Y. (ver item 2.3)
- FACI. Calcula, dependendo do tipo de acionamento previamente escolhido, as forças de acionamento. Através destas, calcula os esforços sobre o eixo-árvore no ponto de aplicação do acionamento segundo os eixos de coordenadas X e Y. Ainda nesta sub-rotina se determinam as relações $XK(1)=FY2/FY1$ e $XK(2)=FX2/FX1$ (ver item 2.3).
- MOMENT. Calcula o momento fletor, na ponta do eixo-árvore, devido aos esforços de usinagem nos planos XZ e YZ. Calcula, também, as relações $XZ(1) = MYZ/FY1$ e $ZX(2) = MXZ/FX1$ (ver item 2.3)
- CMANC. Calcula a carga radial que age sobre o mancal de apoio dianteiro, assim como, a referente ao mancal traseiro.
- RMANC. Esta sub-rotina calcula a rigidez dos mancais de apoio do eixo-árvore. Nos casos de mancais de rolamento, esta sub-rotina aciona as sub-rotinas FORM1

e FORM2. FORM1 para mancais de rolamento montados sem pré-carga e FORM2 quando estes forem montados com pré-carga (ver item 4.2.1). Nos casos em que a rigidez dos mancais é fornecida manualmente, os valores da rigidez dos mancais são lidos, no arquivo PAREA2.DTL, através da sub-rotina RMANC.

- PARAM. Calcula os coeficientes da equação $\frac{\partial}{\partial L}(FM)=0$ (ver item 3.3).
- PROOT. Esta sub-rotina usa o método de BARSTOW [67] para polinômio e calcula a raiz real do polinômio $\frac{\partial}{\partial L}(FM)=0$ (ver item 3.3). Esta raiz representa o valor de L (Distância entre apoios) que minimiza a função FM (Flexibilidade funcional) e denomina-se de distância ótima entre apoios.
- FMIN. Calcula a flexibilidade funcional mínima, a rigidez funcional e os deslocamentos na ponta do eixo-árvore tanto no eixo X como no eixo Y de coordenadas. (ver item 3.3)
- SAID1. Escreve no arquivo PAREA2.OUT os seguintes parâmetros (calculados pelas sub-rotinas anteriores).
 - Carga radial nos mancais de apoio.
 - Esforços a que está submetido o eixo-árvore tanto no eixo X como no eixo Y de coordenadas, ou seja, FX1, FX2, FY1 e FY2.
 - Momento fletor aplicado na ponta do eixo-árvore nos planos XY e XZ.

- Momento de inércia dos trechos entre apoios e em balanço.
- SAID2. Escreve no arquivo PAREA2.OUT os seguintes parâmetros.
 - Dados do arquivo PAREA2.DT1.
 - Rigidez dos mancais de apoios.
 - Flexibilidade funcional mínima e rigidez funcional na ponta do eixo-árvore.
 - Distância ótima entre apoios.
 - Deslocamentos na ponta do eixo-árvore nas direções X e Y dos eixos de coordenadas.
- SAID3. Calcula e escreve no arquivo PAREA2.OUT os deslocamentos na ponta do eixo-árvore devidos às deformações dos mancais tanto na direção X como na direção Y do eixo de coordenadas.

b) Programa GDGRF2.

Este programa gera o arquivo GDGRF2.PRN para o traçado de um gráfico previamente selecionado no programa GDGRF1. As sub-rotinas que compõem este programa são descritas abaixo. (ver item 3.3).

- FMIN1. É acionada quando o gráfico a ser traçado for um dos abaixo relacionados.
 - 1 - Flexibilidade funcional x distância entre apoios (para diferentes comprimentos em balanço).
 - 2 - Flexibilidade funcional x distância entre apoios (para diferentes potências de usinagem).

3 - Flexibilidade funcional x distância entre apoios
(para diferentes diâmetros entre apoios).

4 - Flexibilidade funcional x distância entre apoios
(para diferentes diâmetros em balanço)

- FMIN2 - É acionada quando o gráfico a ser traçado for:

1 - Flexibilidade funcional x rigidez do mancal tra-
seiro.

- FMIN3 - É acionada quando o gráfico a ser traçado for:

1 - Flexibilidade funcional x rigidez do mancal
dianteiro.

- FMIN4 - É acionada quando o gráfico a ser traçado for:

1 - Flexibilidade funcional x comprimento em ba-
lanço.

- SAÍDA - Esta sub-rotina gera o arquivo GDGRF2.PRN que será
utilizada pelo sistema gráfico LOTUS 1.2.3.

c) Programa ELFEA2.

Este programa desempenha um importante papel na fase do projeto final do eixo-árvore. Calcula os deslocamentos na ponta do eixo-árvore através do método dos Elementos Finitos. As sub-rotinas que compõem este programa são descritas a seguir.

- DADOS - Ler o arquivo ELFEA2.DT5 gerado pelo programa ELFEA1. Imprime, também, todo o conteúdo do arquivo ELFEA2.DT5, no arquivo ELFEA2.099.

- CONST. Esta sub-rotina calcula para cada elemento da discretização do modelo os seguintes parâmetros:

- 1 - Momento de inércia I .
- 2 - Área da seção transversal, A .
- 3 - $XK = \frac{EI}{L^3}$

sendo:

L = comprimento do elemento

E = módulo de elasticidade do material.

- SUPER. Esta sub-rotina aciona as sub-rotinas ESTIFO e VECTO as quais geram a matriz de rigidez de cada elemento (matriz de rigidez local) e o vetor de carga local, respectivamente. Após esta etapa, a sub-rotina SUPER [68] efetua a superposição destas matrizes obtendo, assim, a matriz de rigidez global e o vetor de carga global. (ver item 3.7)

- LECON. Esta sub-rotina lê as condições de contorno do problema e suas respectivas posições nos vetores de carga e de deslocamento.

- CONCON. Esta sub-rotina implementa as condições de contorno do problema através do método da penalização [29].

- SOLUCO. Esta sub-rotina utiliza o método de Eliminação de GAUSS (Forward Elimination e Back Substitution) [68] para resolver o sistema de equações lineares

$\{K\} \{U\} = \{F\}$, obtido através do método dos elementos finitos. (ver item 3.7)

sendo: $\{K\}$ = matriz de rigidez global.

$\{F\}$ = vetor de carga global.

$\{U\}$ = vetor deslocamento a ser determinado.

- DESLC. Esta sub-rotina armazena os vetores deslocamentos (direções X e Y dos eixos de coordenadas) calculados pela sub-rotina SOLUCO para posterior impressão.
- SAIDA. Esta sub-rotina gera o arquivo ELFEA2.099 contendo os vetores deslocamentos nas direções X e Y dos eixos de coordenadas. O arquivo ELFEA2 .099 especifica, também, as componentes dos deslocamentos correspondentes à ponta do eixo-árvore, adicionadas às contribuições dos mancais de apoio. Nesta sub-rotina é calculada a rigidez da ponta do eixo-árvore.

d) Programa FRENEA2.

Este programa tem como função calcular as frequências naturais do eixo-árvore e as correspondentes velocidades críticas. O mesmo é composto das seguintes sub-rotinas.

- DADOS. Ler o arquivo FRENEA2.DT5 gerado pelo programa FRENEA1. Esta sub-rotina também imprime os dados do problema no arquivo FRENEA2.OUT.

- CONST. Esta sub-rotina calcula para cada elemento da discretização do modelo os seguintes parâmetros.

1 - Momento de inércia, I

2 - Área da seção transversal, A

$$3 - XK = \frac{EI}{L^3}$$

$$4 - YK = \frac{\rho AL}{420}$$

sendo:

L = comprimento do elemento

E = módulo de elasticidade do material

ρ = massa específica do material.

- SUPER. Esta sub-rotina aciona as sub-rotinas ESTIF01 e ESTIF02 as quais geram para cada elemento as matrizes de rigidez e de massa respectivamente (matrizes de rigidez e de massa locais). Após esta etapa, a sub-rotina SUPER [68] efetua a superposição destas matrizes obtendo, assim, a matriz de rigidez global e a matriz de massa global do problema (ver item 3.7). A sub-rotina SUPER é, também, responsável pela implementação das condições de contorno do problema.

- SOLUCO. Esta sub-rotina utiliza o método de JACOB Generalizado [68] para resolver o problema de autovalores $[K - \lambda M] \bar{U} = 0$ (ver item 3.9).

sendo:

K = matriz de rigidez

M = matriz de massa

$\lambda = \omega^2$

ω = freqüência natural

\bar{U} = amplitudes nodais

A sub-rotina SOLUCO imprime no arquivo FRENEA2.OUT os valores das freqüências naturais e as correspondentes velocidades críticas do eixo-árvore. Esta sub-rotina gera, também, o arquivo FRENEA2.PRN que será utilizado na construção dos gráficos dos modos de vibrações do eixo-árvore, através do sistema gráfico ENERGRAPHICS.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

7.1. Conclusões

Apesar de todos os capítulos descritos anteriormente terem sido conclusivos, assim como, terem sido destacadas várias recomendações de projeto, convém fazer algumas considerações finais ressaltando a importância deste trabalho. Também serão apresentadas algumas sugestões no tocante à continuidade deste estudo.

As três principais propriedades que um eixo-árvore de uma máquina-ferramenta deve apresentar são: boa precisão de giro, alta rigidez estática e dinâmica e capacidade de desenvolver altas velocidades rotacionais. Para que estes objetivos possam ser alcançados, é de fundamental importância que as recomendações de projeto destacadas nos capítulos anteriores sejam consideradas. Estas recomendações se referem aos principais parâmetros de projeto de um eixo-árvore. Assim sendo, este trabalho oferece uma contribuição ao processo de elaboração e otimização do projeto deste sistema. Esta contribuição se dá tanto sob o aspecto técnico quanto do ponto de vista econômico.

Para que se obtenha uma boa precisão de giro do eixo-árvore e assim bom acabamento superficial e alta precisão geométrica e dimensional das peças usinadas, é necessário seguir as recomendações enfatizadas no capítulo dois. Estas se referem aos erros de forma, de alinhamento e de posição dos elementos

constituintes do sistema. É, também, imprescindível considerar as deformações térmicas a que está submetido o conjunto eixo-árvore, quando em funcionamento. Convém ressaltar que é de grande importância procurar-se reduzir as fontes de calor interna e externa.

Este trabalho além de fornecer um ferramental para a determinação dos esforços que agem sobre o eixo-árvore, possibilita ao projetista desenvolver uma análise da contribuição dos vários parâmetros de projeto e, desta forma, especificar as suas dimensões finais. Ainda, utilizando o método dos elementos finitos para a determinação do deslocamento e da rigidez da ponta do eixo-árvore, bem como, das frequências naturais e das respectivas velocidades críticas consegue-se uma otimização do referido sistema.

Os mancais de apoio têm grande influência na precisão de giro, no deslocamento e, principalmente, no limite de rotação do eixo-árvore. Neste trabalho, foram apresentados os principais tipos de mancais de apoio e suas propriedades. Este conjunto de informações contribui para que se escolha o tipo de mancal de forma a atender aos requisitos técnicos e econômicos. Adicionalmente, a discussão sobre as várias formas construtivas de apoios possibilita ao projetista empregar um apoio que se coadune com o tipo de máquina e com as condições de usinagem.

Pelo exposto acima, são diversos os parâmetros de projeto que devem ser levados em consideração. Apesar destes parâmetros terem sido abordados de uma forma bastante objetiva, seria muito difícil para o projetista comparar várias alternativas, no sentido de escolher aquela que otimize o projeto do eixo-árvore, sem a ajuda de um sistema computacional. Por isso, a principal

vantagem deste trabalho consiste na disponibilidade do sistema computacional "PROJETO DE EIXO-ÁRVORE" que foi desenvolvido com base nas informações técnicas aqui enumeradas.

O sistema computacional "PROJETO DE EIXO-ÁRVORE" tem como objetivo auxiliar o projetista durante a elaboração do projeto. Sua utilização, por parte do usuário, é muito simples uma vez que não requer conhecimentos de nenhuma das duas linguagens computacionais (FORTRAN 77 e PASCAL) nos quais o sistema foi desenvolvido. A entrada dos dados é feita de forma conversacional o que facilita a utilização do referido sistema.

Por fim, este sistema computacional pode ser utilizado por profissionais da área de projeto de máquinas-ferramenta, como também, por aqueles que desenvolvem estudos nesta área. Foi desenvolvido para operar em computadores IBM-PC e seus compatíveis o que comprova a sua portabilidade.

7.2. Sugestões

Neste trabalho, foram estudados os principais parâmetros de projeto de um eixo-árvore. No sentido de ampliar este estudo, é importante implementar o sistema computacional "PROJETO DE EIXO-ÁRVORE" com outros parâmetros, de forma a aumentar a sua abrangência. Sugere-se os seguintes pontos:

- Integrar ao sistema desenvolvido, um programa computacional para projetar mancais hidrostáticos e aerostáticos a serem utilizados em eixos-árvores.

- Fazer um estudo do comportamento dinâmico do eixo-árvore

e a relação com a sua precisão de giro, considerando:

- i) As forças que agem sobre o eixo-árvore.
- ii) A flexibilidade dos mancais de apoio.
- iii) O amortecimento dos mancais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- |01| - WECK,M. "Machine tools, current position and trends". Ball Bearing Journal, nº 208. Ago.1981, pp.1-3.
- |02| - LIMA,G.B. "Usinagem em alta velocidade". Máquinas e metais. Março 1986, pp.20-27.
- |03| - STANSFIELD,F.M. "The role of computers in machine tool design", Proceedings 14^o international MTDR, Manchester 1973, pp.512-527.
- |04| - KOENIGSBERGER, F. "Design principles of metal cutting machine tools". The Macmillan Company. New York, 1964.
- |05| - FINDEISEN,D. "Methodisches Konstruieren Von Hauptspindeln in Werkzeugmaschinen (Teil I)". Konstruktion 28 (1976), H.10, pp.377-385.
- |06| - FERRARESI,Dino. "Fundamentos da Usinagem dos Metais". Vol.1. Editora Edgard Blücher Ltda. 5^a edição, 1985.
- |07| - KÖNIG,W; ESSEL,K; WITTE,L. "Spezifische Schnittkraftwerte für die Zerspanung Metallischer Werkstoffe". Herausgegeben Vom/Published by Verein Deutscher Eisenhüttenleute, 1982.
- |08| - PROVENZA,F. "Projetista de Máquinas. Escola Pro-tec. 6^a edição, 1978.

- |09| - DUGGAN, T.V. "Power transmission and vibration considerations in design". ILIFFI BOOKS, LONDON, 1971.
- |10| - SPUR, G; FISCHER, H. "Thermal behaviour of machine tools". 9th. MTDR. 1969, pp.147-160.
- |11| - JENDRZEJWSKI, J. "The effect of thermal changes in roller Bearing Clearance on spindle assembly stiffness". Machines & Tooling. vol.48, 1977, pp.14-19.
- |12| - PITTROF, H; WICHE, E. "Laufgüte von Werkzeugmaschinen spindeln Werkstatt und betrieb, 102. Jan.1969, Helf 8, pp.547-560.
- |13| - BETSCH, H. "How fast can machine tool spindles operate". Ball Bearing Journal, nº 214, 1983, pp.1-4.
- |14| - SKF. "Rolamientos de Precisión". Catálogo do fabricante nº 3055 sp. 1978.
- |15| - LIZOGUB, V.A. "Design and Calculation of Spindle Assemblies with Rolling Contact Bearings". Eng. Soviet, Vol 51, Nº 5, 1980, pp.23-25.
- |16| - SCHLESINGER, G. Rev. for KOENIGSBERGER, F. "Testing Machine Tools". 8ª edição, Oxford, 1978.
- |17| - TLUSTY, J; KOENIGSBERGER, F. "Machine Tool Structures", Vol.1, Pergamon Press. London, 1970.

- |18| - WECK, M. "Handbook of Machine Tools. Construction and Mathematical analysis". Vol.2. John Wiley & Sons. New York, 1984.
- |19| - SKF, "Rodamientos em Máquinas-Ferramenta". Catálogo do fabricante. Suécia, 1971.
- |20| - EL-SAYED, H.R. "Bearing Stiffness and optimum design of machine tool spindles". Machinery and production engineering. 1974, pp.519-524.
- |21| - HEBEL, R. "Auslegung von hauptspindeln in Werkzeugmaschinen". Werkstatt und betrieb, 108. 1975, pp.305-315.
- |22| - SINGHVI, C.S. "Functional optimization of spindle bearing systems". Annals of the CIRP, Vol.29/1. 1980, pp. 263-268.
- |23| - SHUZI, Y. "A Study of the Static Stiffness of Machine Tool Spindles". Mach. tool Des. Res. Vol. 21, nº 1, 1981, pp.23-40.
- |24| - SCHNEIDER, C.A. "Rigidez Estática de Árvores de Máquinas-ferramenta". Dissertação de Mestrado, UFSC, 1974.
- |25| - PITTROF, H. "Werkzeugmaschinenspindeln. Konstruktion und Laufgenauigkeit". Werkstatt und betrieb 106 (1973)2, pp.117-123.

- |26| - ZDENKOVIC,R; DUKOUSKI,V. "Die steifigkeit von Werkzeugmaschinen spindeln unter Einwirkung der Antriebskräfte". Werkstatt und betrieb 111(1978)2, pp.78-84.
- |27| - ACHERKAN,N.S. "Machine Tool Design". 3^a edição. Vol. 2. Mir Publishers, Moscow, 1982.
- |28| - ZDENKOVIC,R; DUKOUSKI,V. "Funktionsmässige steifheit von Werkzeugmaschinen spindeln". Werkstatt und betrieb 106, 1973, pp.645-751.
- |29| - CHUNG,T.J. "Finite element analysis in fluid Dynamics". McGraw-Hill, London, 1978.
- |30| - PRZEMIENIECKI,J.S. "Theory of Matrix Structural Analysis". McGraw-Hill, London, 1969.
- |31| - COOK,R.D. "Concepts and Applications of Finite element Analysis". John Wiley & Sons, New York, 2^a edição, 1981.
- |32| - WECK,M. "Handbook of Machine Tools. Metrological Analysis and Performance Tests", Vol.4. John Wiley & Sons, New York, 1984.
- |33| - MEIROVITCH,L. "Analytical Methods in Vibrations". The Macmillan Company". New York, 1967.
- |34| - HURTY,C.W; RUBINSTEIN,M.F. "Dynamics of structures". Prentice Hall. Inc. New Jersey, 1964.

- [35] - RAO, J.S. "Rotor Dynamics". Wiley eastern limited. New Delhi, 1983.
- [36] - TIMKEN, "Tapped roller Bearings". "Engineering Journal Timken. 1972.
- [37] - ESCHMANN, P; HASBARGEN, L; WEIGAND, K. "Ball and roller Bearings. Theory, Design and application". John Wiley and sons. New York, 1985.
- [38] - PALMGREN, A. "Ball and roller Bearing engineering". S.H. Burbank & Co. Inc. Philadelphia, 3^a edição, 1959.
- [39] - PITROFF, H. "Gestaltungsrichtlinien für Werkzeugmaschinen-spindeln". Wt-Z ind. Fertig, nº 64, 1974, pp. 598-673.
- [40] - SAWAMOTO, T.; KONISHI, K. "Development of machine tools spindles with higher rotational speeds". Tribology international. 10(1982), pp.159-207.
- [41] - BETSCH, H. "Spindellagerungen und spindeleinheiten für werkzeugmaschinen". Werkstatt und Betrieb, nº 116, Vol.11. 1983, pp-671-673.
- [42] - TAHA, M.M.A; CROOKALL, J.R. "Rolling Bearings for machine tools. Comparative evaluation by a new experimental technique and by finite-element analysis". Int. J. mach. tool des., vol.17. 1977, pp.179-190.

- |43| - GIEBNER, E. "Bearing Arrangement design for machine tool spindles". Ball Bearing Journal, nº 216. 1983, pp. 1-13.
- |44| - HARRIS, T.A. "Rolling Bearing Analysis". John Wiley & Sons, Inc., New York, 1966.
- |45| - TLUSTY, J. "Construção de eixo-árvore de máquinas-ferramenta". IPT, 1975.
- |46| - PRUVOT, F.C. "High Speed Bearings for machine tool spindles". Annals of the CIRP. Vol.29/1. 1980, pp.293-297.
- |47| - PARSIEGLA, K. "Die Hydrostatisch Gelagerte Spindel". Konstruktion nº 27. 1975, pp.422-426.
- |48| - LEAL, L.C. "Mancais Hidrostáticos. Métodos de Cálculo e Verificações Experimentais". Dissertação de Mestrado. UFSC, 1975.
- |49| - KUNKEL, H; HALLSTEDT, G. "Cojinetes hidrostáticos". La Revista de rolamientos nº 171. 1972, pp.1-9.
- |50| - KUNKEL, H; ARSENIUS, T. "Cojinetes Hidrostáticos". La Revista de rolamientos nº 173. 1972, pp. 1-8.
- |51| - MAHEUS, D; BANNA, R.F. "Sistemas de mancais hidrostáticos em máquinas-ferramenta". Anais II COBEM. 1973, pp.443-462.

- |52| - PUSH,A.V. "Improving The Accuracy of Spindles With Hydrostatic Bearings". Machines & Tooling nº 49. 1978, pp.17-19.
- |53| - SAGILA,L; MARINE,G. "Plano-grinding machine With Hydrostatic Bearings". Ball Bearing Journal nº 185. 1975, pp.16-18.
- |54| - GELJON,H.C; HIRS,G.G. "A Bearing With Adjustable Stiffness for application in machine tools". Annals of the CIRP. Vol.27. 1978, pp.311-314.
- |55| - ROWE,W.B; STOUT,K.J. "Design of Hydrostatic Bearings for exating applications". Proceedings 13^a INT. MTRD. 1972, pp.119-124.
- |56| - GOODUV,A.F; IOLGIN,A.I. "Experience With Hydrostatic Spindle Bearings". Machines & Tooling. Vol.47. 1976, pp.18-20.
- |57| - STANSFIELD,F.M. "Hydrostatic Bearings". The machinery Publishing Co. LTD.London, 1970.
- |58| - BACK,N. "Teoria da lubrificação". Centro Tecnológico, UFSC. 1975.
- |59| - FIGATNER,A.M. "Developments in Spindle Assembly Designs Incorporating Anti-Friction Bearings". Machines & Tooling vol.49. 1978, pp.20-23.

- |60| - BONI,R; PITTROF,H. "Standard bearing arrangements for machine tool spindles". Ball Bearing Journal nº 186. 1976, pp.25-30.
- |61| - WALECKX,J. "Best Compromise Stiffness/speed for precision machine tool spindles". Ball Bearing journal nº 208 . 1981, pp.18-21.
- |62| - KATOH,A; OHTSUBO,H. "Compact Multi-operational for Small Workpieces". Ball Bearing Journal nº 221. 1984, pp.9-11.
- |63| - FAG. "The Design of Rolling Bearing Mountings". Publicação do fabricante nº 00200EA.
- |64| - LUCOTTI,V. "Spindle bearing calculations for a numerically controlled lathe. Ball bearing journal , nº 208. 1981, pp.22-24.
- |65| - BYKHOVSKÜ,A.N; LEVINA,Z.M. "Angular stiffness of thrust bearings of machine tool spindles and its influence on radial stiffness". Machines & tooling Vol.48. 1977, pp.23-24.
- |66| - BACK,N. "Metodologia de projeto de produtos industriais". Guanabara Dois. Rio de Janeiro, 1983.

- [67] - MELSA, J.L; JONES, S.K. "Computer Programs for Computational Assistance in the study of Linear Control Theory". McGraw-Hill Book Company. London, 1970.
- [68] - KIKUCHI, N. "Finite Element Methods in Mechanics". Cambridge University Press. Cambridge, 1986.

APÊNDICE A

MANUAL DO USUÁRIO DO SISTEMA "PROJETO DE EIXO-ÁRVORE" (VERSÃO 1.0)

No sentido de facilitar a utilização do sistema "Projeto de Eixo-Árvore" foi elaborado este manual o qual contém os seguintes itens.

- A1 - Procedimento para a utilização do sistema.
- A2 - Entrada de dados para executar o programa PAREA2.
- A3 - Entrada de dados para executar o programa GDGRF2.
- A4 - Entrada de dados para executar o programa ELFEA2.
- A5 - Entrada de dados para executar o programa FRENEA2.

Em cada um dos itens A2, A4 e A5 é apresentado um exemplo de aplicação e os resultados do processamento dos programas PAREA2, ELFEA2 e FRENEA2, respectivamente.

NOTA: O sistema "Projeto de Eixo-Árvore" é armazenado em 2 discos designados por A e B.

A1 - Procedimento para a utilização do sistema "Projeto de Eixo-Árvore".

Para a utilização do sistema, o usuário deve apenas inserir o disco A e digitar o comando SP<ENTER>. Com isto, será acionado o programa SUPERVISOR que contém as instruções necessárias. Abaixo estão os MENUS do programa SUPERVISOR.

- 1 - Entrada de dados
- 2 - Execução de programas
- 3 - Listagem de resultados
- 4 - Imprimir gráficos
- 5 - Observações suplementares
- 0 - Trabalhos concluídos

> escolha sua opção:

1 - *** ENTRADA DE DADOS ***

- * Dados para PAREA2 : INSIRA DISCO A ; DIGITE PAREA1 <ENTER>
- * Dados para GDGRF2 : INSIRA DISCO A ; DIGITE GDGRF1 <ENTER>
- * Dados para ELFEA2 : INSIRA DISCO B ; DIGITE ELFEA1 <ENTER>
- * Dados para FRENEA2 : INSIRA DISCO B ; DIGITE FRENEA1 <ENTER>
- * Retornar ao menu principal : DIGITE SP <ENTER>

2 - *** EXECUÇÃO DE PROGRAMAS ***

CASO NÃO TENHA GERADO ARQUIVO DE DADOS : DIGITE "SP"

- * Para executar PAREA2 : INSIRA DISCO A; DIGITE PAREA2 <ENTER>
- * Para executar GDGRF2 : INSIRA DISCO A; DIGITE GDGRF2 <ENTER>
- * Para executar ELEFA2 : INSIRA DISCO B; DIGITE ELFEA2 <ENTER>
- * Para executar FRENEA1 : INSIRA DISCO B; DIGITE FRENEA2 <ENTER>
- * Após a mensagem "Stop-program terminated"
: DIGITE SP <ENTER> PARA RETORNAR AO MENU PRINCIPAL

3 - *** LISTAGENS DE RESULTADOS ***

CASO NÃO TENHA EXECUTADO O REFERIDO PROGRAMA : DIGITE SP <ENTER>

* Para listar saída de PAREA2

** (VIDEO) : INSIRA DISCO A; DIGITE TYPE PAREA2.OUT<ENTER>

** (IMPRESSORA): INSIRA DISCO A; DIGITE COPY PAREA2.OUT PRN<ENTER>

* Para listar saída de ELFEA2

** (VIDEO) : INSIRA DISCO B; DIGITE TYPE ELEFA2.099<ENTER>

** (IMPRESSORA): INSIRA DISCO B; DIGITE COPY ELFEA2.099 PRN<ENTER>

* Para listar saída de FRENEA2

** (VIDEO) : INSIRA DISCO B; DIGITE TYPE FRENEA2.OUT<ENTER>

** (IMPRESSORA): INSIRA DISCO B; DIGITE COPY FRENEA2.OUT PRN<ENTER>

* Retornar ao menu principal: DIGITE SP <ENTER>

4 - *** IMPRESSÃO DE GRÁFICOS ***

CASO NÃO TENHA EXECUTADO GDGRF1 ou FRENEA2 : DIGITE SP<ENTER>

* Para imprimir os gráficos selecionados em GDGRF1

** (VIDEO) : INSIRA DISCO C; DIGITE 123 <ENTER>

: INSIRA DISCO A; PRESSIONE QUALQUER TECLA

** (IMPRESSORA): INSIRA DISCO C; DIGITE 123 <ENTER>

; INSIRA DISCO A; PRESSIONE QUALQUER TECLA

: APÓS a execução DO GRÁFICO

: INSIRA DISCO D; SALVE O GRÁFICO, DIGITE GRAPH <ENTER>

* Para imprimir gráficos "modos de vibração"

** (VIDEO/IMPRESSORA)

a - : INSIRA DISCO B; DIGITE COPY FRENEA2.PRN <ENTER>

b - : INSIRA DISCO E; DIGITE ENG <ENTER>

c - : ENTRE COM OS DADOS OBTIDOS NO PASSSO "a"

* Retornar ao menu principal : DIGITE SP <ENTER>

5 - *** OBSERVAÇÕES SUPLEMENTARES ***

* Na obtenção de listagem [VÍDEO] após digitar "TYPE ..." acione:

a) "Ctrl S" para manter um trecho da listagem no vídeo

b) ENTER para continuar a apresentação da listagem.

*Para reimprimir a listagem no VID 0/IMPRESSORA acione F3

*Retornar ao menu principal digite SP <ENTER>

A2 - Entrada de dados para executar o programa PAREA2.

É necessário apenas que o usuário insira o disco A e digite PAREAL <ENTER>. A seqüência dos menus do programa pareal está descrita abaixo.

*** PROJETO DE EIXO-ÁRVORE ***

- 1 - Criar arquivo de dados
- 2 - Modificar arquivo de dados

> escolha sua opção:

*** A DISTÂNCIA ENTRE APOIOS SERÁ:

- 1 - Calculada Automaticamente
- 2 - Fornecida Manualmente
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída

> escolha sua opção:

→ Se a opção escolhida for:

- 1 - Passa-se ao menu I
- 2 - Passa-se ao menu abaixo e em seguida ao menu I.

*** INICIALIZAÇÃO DE DADOS ***

- 1 - Distância entre apoios [MM]
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 1: A distância entre apoios será calculada automaticamente.

I - CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO

- 1 - Potência da máquina |kW|
- 2 - Rotação do eixo-árvore |RPM|
- 3 - Relação entre a potência de acionamento e a
potência da máquina |%|
- 4 - Relação entre a potência de usinagem e a
potência da máquina |%|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 1:

<u>Variável</u>	<u>Valor</u>
1	20
2	320
3	90
4	85

Obs.: Os valores das variáveis 3 e 4 do menu I foram tomadas apenas como exemplo. Os valores corretos, destas variáveis, devem ser calculados para cada caso específico.

II - CONDIÇÕES DE USINAGEM

- 1 - Diâmetro de trabalho da ferramenta |MM|
- 2 - Distância da aplicação da força de corte à
ponta do eixo-árvore |MM|
- 3 - Posição angular "genérica" da usinagem |grau|
- 4 - Coeficiente de avanço
- 5 - Coeficiente de recuo
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 1: A distância entre apoios será calculada automaticamente.

I - CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO

- 1 - Potência da máquina |kW|
- 2 - Rotação do eixo-árvore |RPM|
- 3 - Relação entre a potência de acionamento e a potência da máquina |%|
- 4 - Relação entre a potência de usinagem e a potência da máquina |%|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 1:

<u>Variável</u>	<u>Valor</u>
1	20
2	320
3	90
4	85

Obs.: Os valores das variáveis 3 e 4 do menu I foram tomadas apenas como exemplo. Os valores corretos, destas variáveis, devem ser calculados para cada caso específico.

II - CONDIÇÕES DE USINAGEM

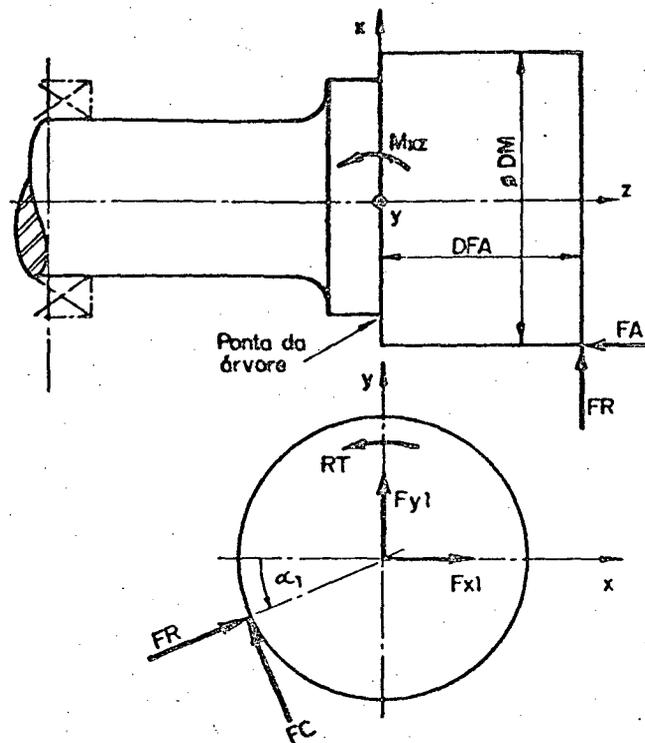
- 1 - Diâmetro de trabalho da ferramenta |MM|
- 2 - Distância da aplicação da força de corte à ponta do eixo-árvore |MM|
- 3 - Posição angular "genérica" da usinagem |grau|
- 4 - Coeficiente de avanço
- 5 - Coeficiente de recuo
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 1:

<u>Variável</u>	<u>Valor</u>
1	100
2	50
3	0 (ângulo α_1 , ver fig.A.1)
4	0,3
5	0,5

(obtidos na literatura sobre usinagem dos metais)

FIG.A.1 - Posição genérica da usinagem (α_1)

III - LOCALIZAÇÃO DO ACIONAMENTO

- 1 - Acionamento entre mancais
- 2 - Acionamento fora do vão dos mancais
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> escolha sua opção:

Exemplo 1: Acionamento entre mancais.

IV - TIPO DE ACIONAMENTO

- 1 - Por engrenagem
- 2 - Por polias/correias
- 3 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> escolha sua opção:

→ se a opção escolhida for 1 tem-se:

V - DADOS DO SISTEMA DE ACIONAMENTO

- 1 - Ângulo de pressão da engrenagem |grau|
- 2 - Diâmetro primitivo da engrenagem |MM|
- 3 - Posição angular "genérica" do acionamento |grau|
- 4 - Distância do acionamento ao mancal traseiro |MM|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> variável a ser inicializada/modificada:

→ se a opção escolhida for 2 têm-se:

V - DADOS DO SISTEMA DE ACIONAMENTO

- 1 - Diâmetro primitivo da polia | MM |
- 2 - Posição angular "genérica" do acionamento | grau |
- 3 - Distância do acionamento ao mancal traseiro | MM |
- 4 - Coeficiente de transmissão (eq. 2.7)
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

→ *variável a ser inicializada/modificada:*

Exemplo 1: Acionamento por engrenagens

<u>Variável</u> (menu V)	<u>Valor</u>
1	20
2	300
3	0 (ângulo α_2 , ver fig. A.2)
4	40

II - Dados para o traçado das curvas

- 1 - Número de curvas
- 2 - Ponto inicial
- 3 - Ponto final
- 4 - Incremento entre pontos consecutivos
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída

> variável a ser inicializada/modificada:

III - Localização do acionamento do eixo

- 1 - Acionamento entre mancais
- 2 - Acionamento fora do vão dos mancais
- 3 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> escolha sua opção:

IV - Dados do eixo-árvore

- 1 - Distância da força de acionamento ao mancal traseiro |MM|
- 2 - Módulo de elasticidade do material |N/MM**2|

> variável a ser inicializada/modificada:

V - Dados para traçar a 1 curva

- 1 - Comprimento em balanço |MM|
- 2 - Componente da força de corte |N|
- 3 - Componente da força de acionamento |N|
- 4 - Momento fletor devido à comp. da força de corte |NMM|
- 5 - Diâmetro externo do trecho entre apoios |MM|
- 6 - Diâmetro externo do trecho em balanço |MM|
- 7 - Rigidez do mancal dianteiro |N/MICROM.|
- 8 - Rigidez do mancal traseiro |N/MICROM.|
- 9 - Comprimento ótimo entre apoios |MM|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplos de todos os gráficos que podem ser traçados com auxílio destes programas são ilustrados no item 3.4, bem como uma análise objetivando a melhoria da concepção do eixo-árvore.

A4 - Entrada de dados para executar o Programa ELFEAL2.

É necessário apenas que o usuário insira o Disco B e digite ELFEAL<ENTER>. A seqüência dos menus do programa ELFEAL está descrita abaixo.

*** PROJETO DE EIXO-ÁRVORE ***

- 1 - Criar arquivo de dados
- 2 - Modificar arquivo de dados

> escolha sua opção:

I - Dados para o processamento

- 1 - Módulo de elasticidade |N/MM**2|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 2:

<u>Variável</u>	<u>Valor</u>
1	$2,1 \times 10^5$

II - Deslocamento na ponta do eixo-árvore devido às deformações dos mancais.

- 1 - Na direção Y |micrometros|
- 2 - Na direção X |micrometros|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 2:

<u>Variável</u>	<u>Valor</u>
1	7,31
2	3,75

Obs.: Estes valores foram calculados por PAREA2 levando em consideração as dimensões dos mancais a serem utilizados (DEXT MD=165, DINT MD=120; DEXT MT=150, DINT MT=100).

III - Localização das condições de contorno nos vetores deslocamento/carga.

- 1 - Mancal traseiro (deslocamento nulo)
- 2 - Mancal dianteiro (deslocamento nulo)
- 3 - Força de acionamento
- 4 - Força de corte
- 5 - Momento fletor devido à força de corte
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 2:

<u>Variável</u>	<u>Nº do nó</u>
1	1
2	9
3	3
4	15
5	16

(Ver fig.A.3)

Neste passo são fornecidos os nós do modelo discretizado onde se conhecem as condições de contorno. Cada nó é representado por dois números. Os números ímpares referem-se a deslo

camentos ou forças e os números pares a rotações ou momentos. Para os mancais, as condições de contorno são os deslocamentos considerados nulos pelo programa.

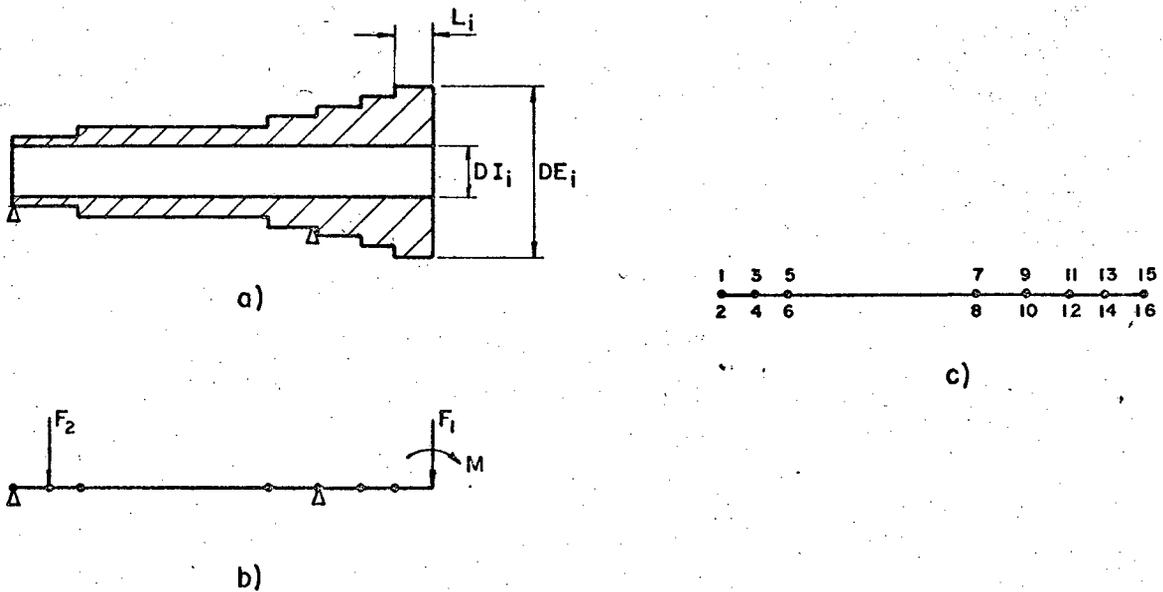


FIG.A.3 - Discretização de um eixo-árvore.

- Dimensões do i -ésimo elemento (Ver fig.A.3a).

L_i = Comprimento do i -ésimo elemento

DI_i = Diâmetro interno do i -ésimo elemento.

DE_i = Diâmetro externo do i -ésimo elemento.

- Condições de contorno (Ver fig.A.3b).

F_2 = Componente devido à força de acionamento.

F_1 = Componente devido à força de corte.

M = Momento fletor devido à força de corte.

IV - Valores das condições de contorno na direção Y

- 1 - Referente à força de acionamento |N|
- 2 - Referente à força de corte |N|
- 3 - Referente ao momento fletor |N * MM|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 2:

<u>Variável</u>	<u>Valor</u>
1	1303
2	10150
3	507300

V - Valores das condições de contorno na direção X

- 1 - Referente à força de acionamento |N|
- 2 - Referente à força de corte |N|
- 3 - Referente ao momento fletor |N * MM|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 2:

<u>Variável</u>	<u>Valor</u>
1	3581
2	5073
3	101500

VI - Dados da discretização do modelo

- 1 - Número de elementos
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 2: 7 elementos (ver fig.A.3)

VII - Dimensões do i -ésimo elemento

1 - Comprimento |MM|

2 - Diâmetro externo |MM|

3 - Diâmetro interno |MM|

0 - Entrada ou modificação de dados concluída

> Variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 2: No quadro A.1 estão enumeradas as dimensões dos 7 elementos considerados na discretização do eixo-ârvore (ver fig.A.3).

QUADRO A.1 - Dimensões dos elementos |mm| (Ver fig.A.3).

ELEMENTO	COMPRIMENTO	DIÂMETRO EXTERNO	DIÂMETRO INTERNO
1	40	100	70
2	40	110	70
3	260	115	70
4	60	120	70
5	40	122	70
6	5	124	70
7	5	125	70

Com estes dados deve-se executar o programa ELFEA2. Para isto digite SP<ENTER> para retornar ao menu principal.

O resultado do processamento dos dados referentes ao exemplo 2, através do programa ELFEA2, é mostrado a seguir.

* SISTEMA *

* PROJETO DE EIXO-ARVORE *

* PROGRAMA ELFEA2 *

***** DADOS DO PROBLEMA *****

NELEMS= 7

NNOS= 8

NDF= 2

MOD. ELAST. (N/MM*2)= 21000

DIMENSOES DO ELEMENTO DISCRETIZADO (MM)

	COMP. ELEMENTO	DIA. EXT.	DIA. INT.
1	40.00	100.00	70.00
2	40.00	110.00	70.00
3	260.00	115.00	70.00
4	60.00	120.00	70.00
5	40.00	122.00	70.00
6	5.00	124.00	70.00
7	5.00	125.00	70.00

* DESLOCAMENTOS DO EIXO-ARVORE (MM) *
 (CONSIDERANDO MANCAIS RIGIDOS)

DIRECAO Y	DIRECAO X
U(1) = -.2399E-21	U(1) = .4089E-21
U(2) = -.4049E-04	U(2) = -.3137E-05
U(3) = -.1601E-02	U(3) = -.1573E-03
U(4) = -.3909E-04	U(4) = -.5520E-05
U(5) = -.3107E-02	U(5) = -.4267E-03
U(6) = -.3566E-04	U(6) = -.7688E-05
U(7) = -.3833E-02	U(7) = -.1021E-02
U(8) = .4943E-04	U(8) = .1216E-04
U(9) = .2254E-20	U(9) = .1109E-20
U(10) = .7917E-04	U(10) = .2226E-04
U(11) = .3513E-02	U(11) = .1004E-02
U(12) = .9514E-04	U(12) = .2725E-04
U(13) = .3992E-02	U(13) = .1141E-02
U(14) = .9647E-04	U(14) = .2757E-04
U(15) = .4477E-02	U(15) = .1279E-02
U(16) = .9765E-04	U(16) = .2782E-04

**DESLOCAMENTOS RESULTANTES NA PONTA DO EIXO (MICROM) **
 (CONSIDERANDO AS DERFORMACOES DOS MANCAIS)

DIRECAO Y	DIRECAO X	DESLOCAMENTO TOTAL
11.79	5.03	12.82

RIGIDEZ DO EIXO ARVORE (N/MICROM)

DIRECAO X	DIRECAO Y
1008.729	861.099

A.5 - Entrada de dados para executar o programa FRENEA2.

É necessário apenas que o usuário insira o Disco B e digite FRENEA1<ENTER>. A seqüência dos menus do programa FRENEA1 está descrita abaixo.

*** PROJETO DE EIXO-ÁRVORE ***

- 1 - Criar arquivo de dados
- 2 - Modificar arquivo de dados

> escolha sua opção:

I - Dados para o processamento

- 1 - Número de frequências naturais a serem calculadas
- 2 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> variáveis a ser inicializada/modificada:

Exemplo 3:

<u>Variável</u>	<u>Valor</u>
1	3

II - Localização das condições de contorno

- 1 - Primeira condição
- 2 - Segunda condição
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 3:

<u>Variável</u>	<u>Valor</u>
1	1 (ver fig.A.3)
2	9

Obs.: As frequências naturais são calculadas considerando o eixo-árvore livre de carregamentos e apoiado em mancais rígidos. As condições de contorno são deslocamentos (números ímpares, fig.A.3c) que o programa FRENEA2 considera nulos.

III - Dados do material do eixo

- 1 - Módulo de elasticidade |N/M**2|
- 2 - Massa específica |Kg / M**3|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplos 3:

<u>Variável</u>	<u>Valor</u>
1	$2,1 \times 10^{11}$
2	$7,8 \times 10^3$

IV - Dados da discretização do Modelo

- 1 - Número de elementos
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 3: 7 elementos. (ver fig.A.3).

V - Dimensões do i -ésimo elemento

- 1 - Comprimento |M|
- 2 - Diâmetro externo |M|
- 3 - Diâmetro interno |M|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 3: No quadro A.1 estão enumeradas as dimensões dos 7 elementos considerados na discretização do elemento-árvore. (Ver fig.A.3)

Com estes dados deve-se executar o programa FRENEA2. Para isto digite SP<ENTER> para retornar ao menu principal.

O resultado do processamento dos dados referentes ao exemplo 3, através do programa FRENEA2, é mostrado a seguir.

* SISTEMA *

* PROJETO DE EIXO-ARVORE *

* PROGRAMA FRENEA2 *

***** DADOS DO PROBLEMA *****

NELEMS= 7 NNDS= 8

GRAUS DE LIB.= 2

MOD. ELAST. (N/M**2)= .21E+12 MASSA ESP. (KG/M**3)= .7800E+04

LOCALIZACAO DAS CONDS. DE CONT. NO MOD. DISCRET.

MANCAL TRASEIRO : 1

MANCAL DIANTEIRO : 9

DIMENSÕES DO ELEMENTO DISCRETIZADO (M)

	COMP. ELEMENTO	DIA. EXT. ELEM.	DIA. INT. ELEM.
1	.040	.100	.070
2	.040	.110	.070
3	.260	.115	.070
4	.060	.120	.070
5	.040	.122	.070
6	.005	.124	.070
7	.005	.125	.070

** RESULTADOS DAS 3 PRIMEIRAS FREQS. NAT. EM ORDEM CRESCENTE **

AUTOVALOR= .116441800E+09

FREQ. NATURAL (Hz)= 1717.4

ROT. CRIT. (RPM)= 103045.

AUTOVETORES

1	.264204000E+01
2	.102530000E+00
3	.240653000E+01
4	.191130000E+00
5	.197895000E+01
6	.143990000E+00
7	-.224145000E+01
8	-.248652000E+01
9	-.996500000E-01
10	-.249394000E+01
11	-.112120000E+00
12	-.249402000E+01
13	-.124590000E+00
14	-.249403000E+01

AUTOVALOR= .177281100E+10

FREQ. NATURAL (Hz)= 6701.2

ROT. CRIT. (RPM)= 402070.

AUTOVETORES

1	-.558298000E+01
2	-.201080000E+00
3	-.393190000E+01
4	-.307850000E+00
5	-.118616000E+01
6	.253560000E+00
7	-.288437000E+01
8	-.512015000E+01
9	-.210880000E+00
10	-.534616000E+01
11	-.237610000E+00
12	-.534814000E+01
13	-.264350000E+00
14	-.534843000E+01

AUTOVALOR= .141362100E+11

FREQ. NATURAL (Hz)= 18922.8

ROT. CRIT. (RPM)= 1135369.

AUTOVETORES

1	.106589700E+02
2	.322500000E+00
3	.310716000E+01
4	.251480000E+00
5	-.676986000E+01
6	.150640000E+00
7	.483977000E+01
8	-.104044200E+02
9	-.538880000E+00
10	-.149780300E+02
11	-.613890000E+00
12	-.150181400E+02
13	-.689000000E+00
14	-.150239000E+02

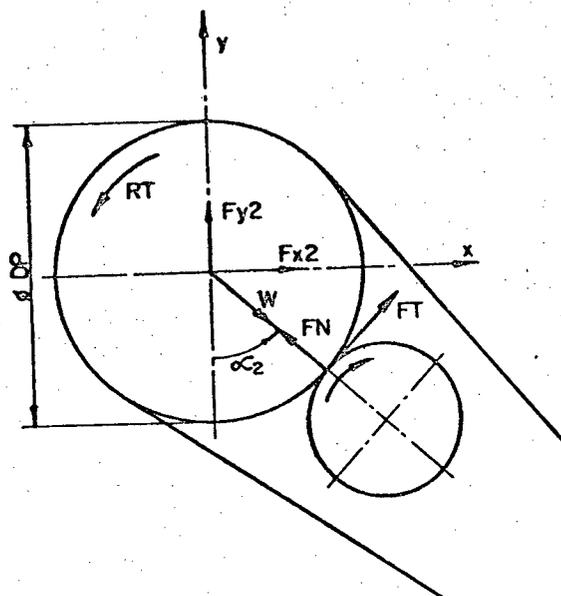


FIG.A.2 - Posição genérica do acionamento (α_2)

VI - DADOS DO EIXO-ÁRVORE

- 1 - Comprimento em balanço |MM|
- 2 - Diâmetro entre apoios |MM|
- 3 - Diâmetro da parte em balanço |MM|
- 4 - Módulo de elasticidade do material |N/MM**2|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

>variável a ser inicializada/modificação:

Exemplo 1:

<u>Variável</u>	<u>Valor</u>
1	50
2	100
3	125
4	$2,1 \times 10^5$

VII - OPÇÕES PARA O MANCAL PRINCIPAL (DIANTEIRO)

- 1 - NN30
- 2 - NNU49
- 3 - 320X
- 4 - 719C
- 5 - 70C
- 6 - 70AC
- 7 - 72C
- 8 - 72AC
- 9 - MANCAL HIDROSTÁTICO
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída

> escolha sua opção:

Exemplo 1: Mancal NN30

VIII - OPÇÕES PARA O MANCAL SECUNDÁRIO (TRASEIRO)

- 1 - NN30
- 2 - NNU49
- 3 - 320X
- 4 - 719C
- 5 - 70C
- 6 - 70AC
- 7 - 72C
- 8 - 72AC
- 9 - MANCAL HIDROSTÁTICO
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída

> escolha sua opção:

Exemplo 1: Mancal NN30.

Obs.: Se a opção escolhida, tanto no menu VII como no VIII, for entre 4 e 8 a rigidez dos mancais é calculada, pelo programa PAREA2, levando em consideração apenas um mancal em cada um dos apoios.

IX - A MONTAGEM DOS MANCAIS SERÁ

- 1 - Com prē-carga em ambos mancais
- 2 - Com prē-carga apenas no mancal dianteiro
- 3 - Com prē-carga apenas no mancal traseiro
- 4 - Sem prē-carga.

> escolha sua opção:

→ Se a opção escolhida for 1 tem-se:

X - SELEÇÃO DA PRÉ-CARGA

- 1 - Para o mancal dianteiro |mm|
- 2 - Para o mancal traseiro |mm|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída

> variável a ser inicializada/modificada:

→ Se a opção escolhida for 2 tem-se:

X - SELEÇÃO DA PRÉ-CARGA

- 1 - Para o mancal dianteiro |mm|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> variável a ser inicializada/modificada:

→ Se a opção escolhida for 3 tem-se:

X - SELEÇÃO DA PRÉ-CARGA

- 1 - Para o mancal traseiro |mm|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 1: A montagem dos mancais será sem pré-carga.

XI - DIMENSÕES DOS MANCAIS

- 1 - Diâmetro externo do mancal dianteiro |MM|
- 2 - Diâmetro interno do mancal dianteiro |MM|
- 3 - Diâmetro externo do mancal traseiro |MM|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 1:

<u>Variável</u>	<u>Valor</u>
1	150
2	100
3	150
4	100

XII - CÁLCULO DA RIGIDEZ DOS MANCAIS

- 1 - Automática
- 2 - Manual

> escolha sua opção:

→ Se a opção escolhida for 2 tem-se:

XIII - VALORES DA RIGIDEZ DOS MANCAIS (Quadro 4.1)

- 1 - Mancal dianteiro |N / MICRÔM|
- 2 - Mancal traseiro |N / MICRÔM|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> variável a ser inicializada/modificada:

Exemplo 1: A rigidez será calculada automaticamente.

→ Se os mancais de apoio são hidrostáticos e a rigidez destes for calculada automaticamente tem-se:

XIV - DADOS DOS MANCAIS HIDROSTÁTICOS

- 1 - Pressão da bomba |MPa|
- 2 - Fator de rigidez do mancal dianteiro
- 3 - Fator de rigidez do mancal traseiro
- 4 - Espessura da película de óleo no mancal dianteiro |MICROM|
- 5 - Espessura da película de óleo no mancal traseiro |MICROM|
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> variável a ser inicializada/modificada:

Obs.: Os valores das variáveis do menu XIV podem ser encontradas, para cada tipo de mancal, no catálogo do fabricante SKF. "Rolamentos de Precison", 1978.

Com estes dados deve-se executar o Programa PAREA2. Para isto digite SP <ENTER> para retornar ao meu principal.

O resultado do processamento dos dados referentes ao exemplo 1, através do Programa PAREA2, é mostrado a seguir.

Obs.: Para analisar a contribuição dos vários parâmetros de projeto na rigidez do sistema eixo-árvore deve-se ir ao item A3; não havendo necessidade, passa-se ao item A4.

* SISTEMA *

* PROJETO DE EIXO-ARVORE *

* PROGRAMA PAREA2 *

***** ALTERNATIVAS DE PROJETO *****

TIPOS DE CASOS

TIPOS DE ACIONAMENTO

1-ACION. ENTRE MANCAIS

1-POR ENGRENAGEM

2-ACION. FORA DO VAO DOS MANCAIS

2-POR CORREIAS

****TIPOS DE MANCAIS RECOMENDADOS****

SEM PRE-CARGA

COM PRE-CARGA

1-NN30

10-NN30

2-NNU49

11-NNU49

3-320X

12-320X

4-719C

13-719C

5-70C

14-70C

6-70AC

15-70AC

7-72C

16-72C

8-72AC

17-72AC

18-MANCAL HIDROSTATICO

* DADOS DA MAQUINA *

POTENCIA DA MAQUINA(KW)= 20.00

ROT. DO EIXO-ARVORE(RPM)= 320.00

* CARGA NOS MANCAIS DE APOIO (N) "VAL. ABS." *

MANCAL	DIRECAO X	DIRECAO Y
DIANTEIRO	.7005E+04	.1428E+05
TRASEIRO	.1650E+04	.2831E+04

* FORÇAS SOBRE O EIXO-ARVORE(N) *

DEVIDO A:	DIRECAO X	DIRECAO Y
USINAGEM	.5073E+04	.1015E+05
ACIONAMENTO	.3581E+04	.1303E+04

MOM. FLETOR DEVIDO A FORÇA DE USINAGEM(N.MM)

PLANO XZ= .1015E+06

PLANO YZ= .5073E+06

RECOMENDACOES PARA O PROJETO DE EIXO-ARVORE

TIPO DE CASO 1

TIPO DE ACIONAMENTO 1

DADOS DO EIXO

COMP. EM BALANCO (MM) = 50.000

DIAM. DO EIXO ENTRE APOIOS (MM) = 100.000

DIAM. DO EIXO EM BALANCO (MM) = 125.000

DIST. APL. CARGA ACIONAMENTO DX (MM) = 40.000

MOD. DE ELAST. (N/MM**2) = 210000.

DADOS DOS MANCAIS DE APOIOS

TIPO MD	TIPO MT	PCR MD (MM)	PCR MT (MM)
1	1	.00000	.00000

DEXT. MD (MM) = 150.00 DINT. MD (MM) = 100.00

DEXT. MT (MM) = 150.00 DINT. MT (MM) = 100.00

RIGIDEZ MANCAL DIANT. (N/MICROM.) = 1626.88

RIGIDEZ MANCAL TRAS. (N/MICROM.) = 1383.79

***** VALORES OTIMOS *****

DISTANCIA OTIMA ENTRE MANCAIS L OTIMO(MM)= .2581E+03

	DIRECAO X	DIRECAO Y
FLEXIBILIDADE NA PONTA DA ARVORE FM(MM/N)=	.1461E-05	.1676E-05

RIGIDEZ DO EIXO ARVORE	(N/MICROM)=	684.477	596.695
------------------------	-------------	---------	---------

DESLOCAMENTOS NA PONTA DO EIXO (MICROM)

DIRECAO X	DIRECAO Y	DEF. TOTAL
7.41	17.01	18.55

DESLOC. NA PTA. DO EIXO DEVIDO DEF. DOS MANCAIS (MICROM.)

DIRECAO X	DIRECAO Y
5.28	10.88

A3 -- Entrada de dados para executar o Programa GDGRF2.

É necessário apenas que o usuário insira o Disco A e digite <ENTER>. A seqüência dos menus do Programa GDGRF1 está descrita abaixo.

*** PROJETO DE EIXO-ÁRVORE ***

- 1 - Criar arquivo de dados
- 2 - Modificar arquivo de dados

> escolha sua opção:

I - Seleção do tipo de gráfico

- 1 - Flexibilidade funcional X distância entre apoios (para diferentes comprimentos em balanço)
- 2 - Flexibilidade funcional X rigidez do mancal traseiro
- 3 - Flexibilidade funcional X rigidez do mancal dianteiro.
- 4 - Flexibilidade funcional X comprimento em balanço
- 5 - Flexibilidade funcional X distância entre apoios (para diferentes potências de usinagem)
- 6 - Flexibilidade funcional X distância entre apoios (para diferentes diâmetros entre apoios)
- 7 - Flexibilidade funcional X distância entre apoios (para diferentes diâmetros em balanço)
- 0 - Entrada ou modificação de dados concluída.

> escolha sua opção: