



UNESP

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”

FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA RIGIDEZ DO SISTEMA NOS
ERROS DIMENSIONAIS E GEOMÉTRICOS NO PROCESSO
DE TORNEAMENTO**

Marcelo Antonio Teixeira Dória

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – UNESP, como parte dos requisitos para obtenção do título de **Mestre em Engenharia Mecânica**.

Orientador: Prof. Dr. Hidekasu Matsumoto

Ilha Solteira – SP, Janeiro de 2005.

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA RIGIDEZ DO SISTEMA NOS ERROS
DIMENSIONAIS E GEOMÉTRICOS NO PROCESSO DE
TORNEAMENTO**

MARCELO ANTONIO TEIXEIRA DÓRIA

Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA** na área de concentração **Materiais e Processos de Fabricação** e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica

Prof. Dr. Gilberto Pechoto de Melo – Coordenador
UNESP – Ilha Solteira

COMISSÃO EXAMINADORA:

Prof. Dr. Hidekasu Matsumoto – Orientador
UNESP – Ilha Solteira

Prof. Dr. Amauri Hassui
USP – Escola Politécnica da USP

Prof. Dr. Wyser José Yamakami
UNESP – Ilha Solteira

DEDICATÓRIA

AOS MEUS PAIS

Antonio Teixeira Doria (in memorian) e Maria Evanilda Marcioreto Dória, pelo grande incentivo para ingressar no mestrado e pelo exemplo de vida e caráter que me acompanha a cada dia.

A MINHA ESPOSA

Cínara Santos Sakaguti Dória, companheira de todas as horas, pela grande compreensão e colaboração que teve durante este trabalho.

AO MEU FILHO

Marcelinho, pela felicidade e alegria que proporciona em todos os momentos.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Hidekasu Matsumoto, como orientador e pelo incentivo por acreditar na minha pessoa no desenvolvimento deste trabalho.

Ao programa de PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA DA UNESP – FEIS E AO DEM (Departamento de Engenharia Mecânica), pela oportunidade de realizar este trabalho.

Aos amigos e funcionários da UNESP que direta ou indiretamente colaboraram na realização deste trabalho.

SUMÁRIO

APROVAÇÃO.....	ii
DEDICATÓRIA.....	iii
AGRADECIMENTOS.....	vi
SUMÁRIO.....	v
LISTA DE FIGURAS.....	vii
LISTAS DE TABELAS.....	ix
LISTAS DE SÍMBOLOS	x
RESUMO.....	xiv
ABSTRACT.....	xv

CAPÍTULO 1

1. Introdução.....	01
---------------------------	-----------

CAPÍTULO 2

2. Revisão Bibliográfica.....	04
2.1 Principais fatores que influem na formação dos desvios dimensionais e geométricos no processo de torneamento.....	04
2.1.1 Influência da montagem da peça.....	04
2.1.2 Influência dos fatores que ocorrem durante a operação de usinagem.....	08
2.2 Influência da rigidez do sistema MFDP na formação dos desvios dimensionais e geométricos.....	16
2.2.1 Deflexão dos componentes da máquina – ferramenta.....	21
2.2.2 Deflexão da peça.....	29
2.2.3 Cálculo da deflexão da peça fixada entre placa e ponto.....	29
2.3 Deflexão total do sistema MFDP.....	34
2.3.1 Deflexão total do sistema MFDP para peça fixada entre placa e ponto.....	34

CAPÍTULO 3

3. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS, MATERIAS E EQUIPAMENTOS.....	35
3.1 Procedimento experimental.....	35
3.2 Características da máquina – ferramenta, dos instrumentos de medida e dos corpos de prova utilizados.....	39
3.3 Montagem dos instrumentos para aplicação da força na direção Y (P_y) e procedimento experimental.....	39

CAPÍTULO 4

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	43
4.1 – Resultados experimentais.....	44
4.2 – Resultados Teóricos	49
4.3 – Ensaio dinâmico.....	53
4.4 – Comparação entre os valores teóricos, experimentais e usado da deflexão do sistema MFD.....	54

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS.....	55
5.1 Conclusões.....	55
5.2 Sugestões para trabalhos futuros.....	55

CAPÍTULO 6

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	56
---	-----------

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 2

Figura 2.1 - Fixação de uma peça entre pontos (KOVAN, 1973).....	05
Figura 2.2 - Variação dimensional da peça devido à variação das dimensões dos furos de centro (KOVAN, 1973).....	05
Figura 2.3 - Fixação da peça utilizando um ponto flutuante (KOVAN, 1973).....	06
Figura 2.4 - Desvio de fixação na usinagem de uma peça de parede fina por deformação.....	07
Figura 2.5 - Desvio de fixação na usinagem de eixos esbeltos, por flambagem.....	07
Figura 2.6 - Decomposição da força de usinagem, para operação de torneamento, segundo a Norma DIN6584 (FERRARESI, 1970).....	09
Figura 2.7 - Seção de corte para operação de torneamento (FERRARESI, 1970).....	11
Figura 2.8 - Desgaste dimensional da ferramenta (FERRARESI, 1970).....	14
Figura 2.9 - Gráfico $Y = f(P)$	18
Figura 2.10 - Ação exercida na peça pelas forças, P_a , P_c e P_p (FERRARESI, 1970).....	19
Figura 2.11 - Esforços a que se submete um eixo torneado entre pontos (AGOSTINHO, 1977).....	20
Figura 2.12 - Deformações elásticas do sistema MFDP no torneamento entre pontos e um eixo liso (MATSUMOTO, 1994).....	21
Figura 2.13 -Variação típica das deflexões Y_m no sistema MFDP, para diferentes valores da relação W_c / W_{cp} e uma força $P = 980 \text{ N}$, e $W_{pf} = 10,58.10^{-2} \mu\text{m} / \text{N}$ (MATSUMOTO, 1992)....	26
Figura 2.14 - a) esquema da peça fixada entre placa e ponto; b) esquema simplificado; c) esforços atuantes	29
Figura 2.15 - Deflexão para peça fixada entre placa e ponto, $I_1 \neq I_2$ (MATSUMOTO, 1992).....	33
Figura 2.16 - Deflexão para peça fixada entre placa e ponto, $I_1 = I_2$ (MATSUMOTO, 1992).....	34

CAPÍTULO 3

Figura 3.1 - Fonte do dinamômetro extensométrico.....	36
Figura 3.2 - Esquema de montagem.....	36
Figura 3.3 - Esquema de montagem.....	37
Figura 3.4 - Célula de carga.....	37
Figura 3.5 - Pontos de aplicação da força e medição das deflexões da peça fixada entre placa e ponto.....	38
Figura 3.6 - Sistema de referência para aplicação da força P_y	38
Figura 3.7 - Contraponto rotativo montado no cabeçote móvel.....	41
Figura 3.8 - Esquema da montagem dos instrumentos para aplicação da força na direção y ...	42

CAPÍTULO 4

Figura 4.1 - Gráfico Força (N) x Deflexão (μm) em cada posição Y_i , peça com diâmetro de 35 mm.....	47
Figura 4.2 - Gráfico Força (N) x Deflexão (μm) em cada posição Y_i , peça com diâmetro 17 mm.....	47
Figura 4.3 - Resultados práticos (peça estática), peça com diâmetro de 35 mm.....	48
Figura 4.4 - Resultados práticos (peça estática), peça com diâmetro de 17 mm.....	49
Figura 4.5 - Resultados teóricos, peça com diâmetro de 35 mm.....	51
Figura 4.6 - Resultados teóricos, peça com diâmetro de 17 mm.....	51
Figura 4.7 - Perfil da peça usinada, peça com diâmetro de 35 mm.....	53
Figura 4.8 - Perfil da peça usinada, peça com diâmetro de 17 mm.....	53
Figura 4.9 - Comparações entre os perfis, peça com diâmetro de 35 mm.....	55
Figura 4.10 - Comparações entre os perfis, peça com diâmetro de 17 mm.....	55

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 2

Tabela 2.1 - Casos particulares para o valor mínimo da deflexão.....28

Tabela 2.2 - Casos particulares para o valor máximo da deflexão.....28

CAPÍTULO 4

Tabela 4.1 - Valores das deflexões nas posições 1, 2, 3, 4 e 5 da peça de diâmetro 35 mm.....45

Tabela 4.2 - Valores das deflexões nas posições 1, 2, 3, 4 e 5 da peça de diâmetro 17 mm.....46

Tabela 4.3 - Rigidez e flexibilidade dos componentes do sistema MFDP, da peça de diâmetro de 35 mm.....50

Tabela 4.4 - Rigidez e flexibilidade dos componentes do sistema MFDP, da peça de diâmetro de 17 mm.....50

LISTA DE SÍMBOLOS

MFDP - Conjunto Máquina – Ferramenta – Ferramenta de Corte – Dispositivo de Fixação e Localização da Peça e Peça em Bruto.

a_p - profundidade de corte.

b - largura de corte.

D - diâmetro da peça usinada.

$D\gamma$ - deslocamento da aresta cortante da ferramenta, medido segundo a interseção da superfície de saída com o plano de medida.

D_1 - diâmetro da peça no trecho a ser usinada (diâmetro maior).

D_2 - diâmetro da peça no trecho a ser usinada (diâmetro menor).

$\mathcal{E}$ - Desvio de Montagem.

$\mathcal{E}$ - módulo de Young.

$\mathcal{E}_F$ - Desvios de Fixação.

$\mathcal{E}_l$ - Desvios de Localização.

f - avanço.

h - espessura de corte – $h = a \sin x$.

I - momento de inércia.

I_1 - largura de desgaste da ferramenta medida na superfície de incidência.

I_1 - momento de inércia do trecho de diâmetro d_1 .

I_2 - momento de inércia do trecho de diâmetro d_2 .

j - rigidez.

j_m - rigidez da máquina – ferramenta.

K_a - pressão específica de avanço.

K_{a1} - constante específica do material, para a força de avanço.

K_p - pressão específica de profundidade.

K_{p1} - constante específica do material. Para a força de profundidade.

K_s - pressão específica de corte.

K_{s1} - constante específica de corte do material, para um determinado par ferramenta – peça, para uma seção de arte de 1 mm de espessura e 1 mm de largura, em condições de usinagem especificadas.

l - comprimento do eixo.

P - força atuante no sistema.

P_a - Força de Avanço.

P_c - Força de Corte.

P_p - Força de Profundidade ou força passiva.

P_u - Força Total de Usinagem.

P_y - força aplicada no sentido y.

P_z - força aplicada no sentido z.

S - área da seção de corte – $s = a \cdot p = h \cdot b$.

χ - angulo de posição da ferramenta.

W - flexibilidade.

W_m - flexibilidade da maquina – ferramenta.

W_p - flexibilidade da peça.

Y - deflexão do sistema devido a ação da força P.

Y_c - deflexão do cabeçote.

Y_{cp} - deflexão do contraponto.

Y_m - deflexão total das unidades da maquina para qualquer posição da ferramenta ao longo da peça.

Y_p - deflexão da peça sob a ação de uma ferramenta de corte .

Y_{pf} - deflexão do carro porta – ferramenta.

Y_{px} - deflexão da linha de centro da peça.

$$Y_s = Y_m + Y_p$$

z - coeficiente responsável pela variação da pressão específica de corte com a espessura de corte h .

RESUMO

Realizou-se um estudo da influência da rigidez estática do sistema Máquina-Ferramenta / Ferramenta de Corte / Dispositivo de Fixação / Peças (MFDP), na formação dos erros dimensionais e geométricos no processo de torneamento. Foi determinado a deflexão do sistema através de valores obtidos experimentalmente com a aplicação de forças estáticas em cinco pontos da peça de diâmetro 17 e 35 mm e comprimento 240 mm. Foi calculado a flexibilidade do carro porta ferramenta, da placa e do porta ferramenta, e a deflexão em todos os pontos de aplicação da força que variou de 49.05 N à 981 N. Usinou-se essas peças e estimou-se a força de corte atuante nas mesmas. Efetuou-se um comparativo entre os valores prático, teórico e usinado, com a peça fixa entre a placa e o ponto. Constatou-se que a rigidez do sistema, em especial a da peça tem grande influência na formação de erros das peças torneadas, e que com a equação que foi utilizada para os cálculos é possível prever os erros dimensionais e de forma de uma peça torneada.

Palavras - Chave: Erros Dimensionais e Geométricos.

ABSTRACT

This study aimed to verify the influence of the Machine-Tool/ Cutting Tool/ Fixing Device and Parts rigidness on the causing of geographic and dimension errors in the process of tilting.

It was determined the defluxion of the system through experimental values obtained by applying statistic forces in 5 points of the part. The shape has 17 and 35mm diameter and 240mm of length. It was calculated the flexibility of the tilting component tool, plate and the modifying tool, and the defluxion in all points of the applying forces varied from 49,05 N to 981981 N.

There was an estimative of the cutting power of these parts, and a comparison was made between practical, theoretical and factored values with the part fixed between place and point.

It concluded that the rigidness of the system, in special in the part, has a great influence in the causing of errors of the tilted parts. The equation used for the calculation is possible for predicting dimensional errors and the shape of a tilted part.

Keywords: Geographic and Dimension Errors.

CAPÍTULO – 1

1. INTRODUÇÃO

A produção de uma peça, ou de um objeto qualquer, parte sempre de um corpo bruto para, passo a passo, chegar ao estado acabado. Durante o processo de fabricação, o material bruto sofre transformações de forma, de tamanho, e de propriedades. A peça pronta deve ficar de acordo com seu tamanho teórico.

Apesar do alto nível de desenvolvimento tecnológico, ainda não é possível obter superfícies perfeitamente exatas. Por isso, sempre se mantém um limite de tolerância das medições. Mesmo assim é comum aparecerem peças com dimensões e geometrias foras do limite de tolerância, devido a várias falhas no processo de usinagem, nos instrumentos ou nos procedimentos de medidas.

Mas com o advento da intercambiabilidade, tornou-se necessário que as peças fossem fabricadas dentro de uma certa tolerância, tanto dimensional como geométrica. Para que isso fosse possível foi necessário que todas as peças e máquinas comesçassem a serem fabricadas a partir de desenhos que indicassem as suas formas e dimensões, assim como as tolerâncias permitidas.

Entende-se por tolerância dimensional a diferença entre as medidas máximas e mínimas admissíveis de uma peça.

As medidas máximas e mínimas devem ser determinadas com o auxílio de uma norma que permita a escolha racional de tolerâncias para a produção econômica de peças mecânicas intercambiáveis.

As tolerâncias geométricas são representadas pelas tolerâncias de forma e posição, sendo que a tolerância de forma corresponde à variação permissível da forma realmente obtida na operação com relação a sua forma geométrica ideal, enquanto que a tolerância de posição é a variação permissível da posição entre as formas obtidas na operação com relação ao seu posicionamento teórico.

Para se confeccionar uma peça, além de especificar as tolerâncias de acordo com as necessidades de projeto, é preciso dispor de máquinas, ferramentas e instrumentos de medida capazes de executar e controlar as operações dentro dos limites das tolerâncias especificadas.

Durante a usinagem de uma determinada peça, ocorrerá sempre um desvio dimensional ou geométrico em relação às indicações nominais do desenho. Para minimizar os erros à necessidade de se especificar as tolerâncias de acordo com as necessidades de projeto, e dispor de máquinas, ferramentas e instrumentos de medida capazes de executar e controlar as operações dentro dos limites das tolerâncias especificadas.

Vários são os fatores que influenciam na formação da peça, dentre os quais pode-se citar:

- a falta de rigidez da máquina ferramenta;
- a fixação da peça no dispositivo da fixação
- o desgaste da ferramenta de corte
- a falta de estabilidade dinâmica (vibrações) das variações nas propriedades mecânicas do material a ser usinado
- outros fatores que podem influenciar diretamente na qualidade final de uma peça usinada.
- fixação da ferramenta de corte

Para determinar os limites dos desvios e enquadrá-los em tolerâncias que não prejudiquem o funcionamento, montagem ou resistência da peça a ser usinada, é necessário conhecer a influência de cada fator causador de desvios, de maneira que seja possível prever aproximadamente o desvio final da peça real com relação às indicações nominais do desenho.

Recentemente, poucos autores tem pesquisado sobre os fatores que influenciam na formação dos desvios dimensionais e geométricos. As bibliografias disponíveis são bastante antigas, podendo-se destacar KOVAN, (1973) que analisou os principais fatores causadores de erros e propôs uma equação com os valores obtidos experimentalmente em ensaios estáticos; MURTHY, (1970) que estudou a relação entre a rigidez da máquina ferramenta e da peça; AGOSTINHO, (1981) que abordou os aspectos da formação da tolerância através de um tratamento estático e MATSUMOTO, (1994) que estudou a influência dos dispositivos de fixação nos erros de torneamento e propôs uma equação baseada na equação de KOVAN, (1973).

Em função da crescente preocupação da qualidade dos produtos, a qualidade de fabricação das peças se torna cada vez mais importante. Assim, várias melhorias em termo de projetos das máquinas-ferramenta visam aumentar a qualidade dos produtos. Porém, a possibilidade de previsão de erros de fabricação das peças, poderia melhorar ainda mais a qualidade de projetos das máquinas-ferramenta.

Tendo em vista o que foi descrito acima, fica evidente a importância de se realizar um estudo dos principais fatores que influenciam na formação dos desvios dimensionais e

geométricos. Em especial, analisar a influencia da rigidez do conjunto Máquina/Ferramenta/Dispositivos de Fixação/Peça (MFDP) no processo de torneamento, por ser esta a grande responsável pela formação destes desvios.

Assim sendo, a pesquisa tem como objetivos: 1. estudar os principais fatores que influenciam na formação dos desvios dimensionais e geométricos, 2. analisar a influência da rigidez do conjunto Máquina-Ferramenta/ Ferramenta de Corte/ Dispositivo de Fixação/ Peça (conjunto MFDP) no erro dimensional e geométrico da peça no processo de torneamento; e 3. propor um método de determinação da rigidez estática do conjunto MFDP para determinar as dimensões e formas teóricas da peça e compará-las com valores experimentais obtidos com a usinagem da peça.

CAPÍTULO – 2

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Principais fatores que influem na formação dos desvios dimensionais e geométricos no processo de torneamento

A seguir serão descritos os principais fatores que influem na formação dos desvios dimensionais e geométricos.

Por conveniência e para seguir a terminologia usada por outros pesquisadores, será denominado de MFDP, o conjunto Máquina - Ferramenta, Ferramenta de Corte, Dispositivo de Fixação e Localização da Peça, e Peça em Bruto.

2.1.1. Influência da montagem da peça

A montagem da peça na máquina-ferramenta pode causar desvios dimensionais e geométricos na peça usinada, devido à localização (posicionamento) e fixação, a seguir descritos.

Desvios de Localização (ε_L)- Ocorrem quando na usinagem de um lote de peças, a máquina ferramenta é ajustada previamente, ou seja, as posições da peça e da ferramenta são ajustadas antes de se iniciar a operação de usinagem e permanecem assim, até que seja feita um reajuste, devido ao desgaste da ferramenta ou para substituir uma ferramenta sem corte. Nesse caso, se a peça a ser usinada tiver variação dimensional ou geométrica causadas pelas operações de usinagem anteriores, ou ainda, se o sistema de localização apresentar algum defeito, ocorrem os desvios de localização.

Por exemplo, na montagem da peça para torneamento entre pontos mostrada na Figura 2.1 as faces que devem ser paralelas são aquelas que limitam a dimensão “A” . Os desvios de localização não afetam a dimensão “A” , mas afetam a tolerância da dimensão “B” , porque as ferramentas são montadas com as dimensões “C” e “A” constantes. Se todos os furos de centro

fossem, iguais para todas as peças do lote, a dimensão “B” poderia ser mantida constante para todas as peças do lote. Porém, devido a diferença na profundidade dos furos de centro das diferentes peças, como mostrada na Figura 2.2 os diâmetros dos furos de centro podem variar de D_{max} a D_{min} , e consequentemente afetar a dimensão “C”. O valor do desvio de localização para a dimensão “B”, pode ser determinada pela relação geométrica.

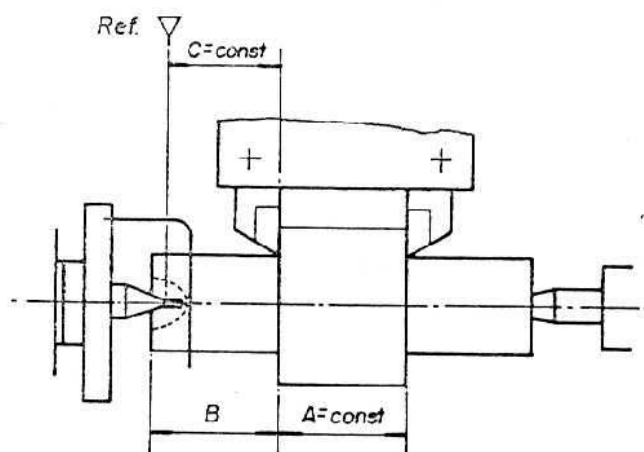


Figura 2.1 Fixação de uma peça entre pontos (KOVAN, 1973).

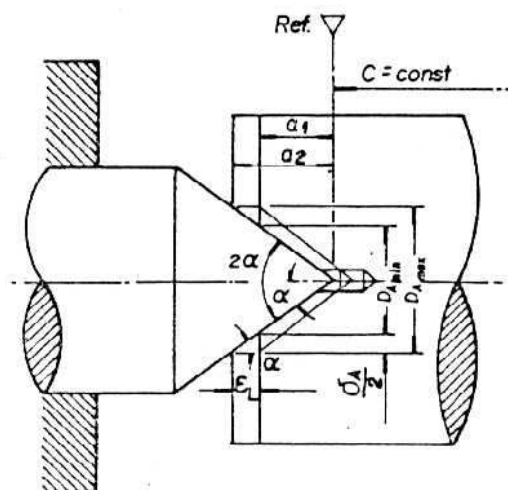


Figura 2.2 Variação dimensional da peça devido à variação das dimensões dos furos de centro (KOVAN, 1973).

$$\varepsilon_L = \frac{\delta A}{2 \tan \alpha} \quad (2.1)$$

Onde:

$$\varepsilon_L = a_2 - a_1 = \text{desvio de localização};$$

$$\delta A = \text{tolerância diametral do furo}.$$

Esse tipo de desvio pode ser solucionado através da utilização de um ponto com movimento no sentido longitudinal, conforme Figura 2.3 (KOVAN, 1973). Neste caso, a posição da extremidade esquerda do eixo pode ser determinada por um limitador (referencial) que mantém constante a medida “B” para todas as peças do lote, zerando assim, o desvio de localização.

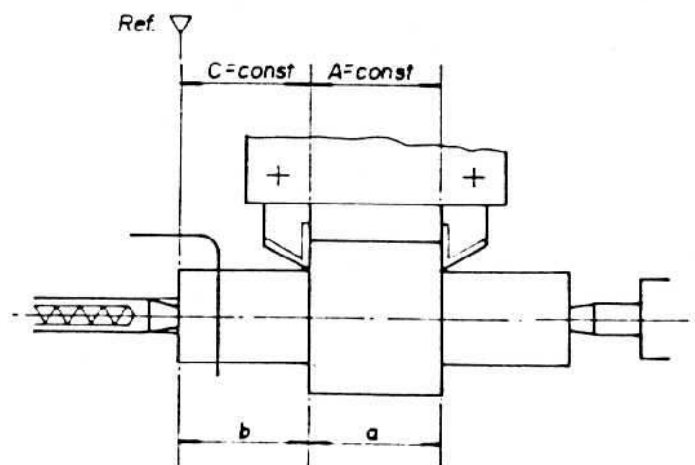


Figura 2.3 Fixação da peça utilizando um ponto flutuante (KOVAN, 1973).

Desvios de Fixação (ε_F)- estes desvios ocorrem na fixação da peça na máquina-ferramenta, devido as forças exercidas pelos dispositivos de fixação na superfície da peça. Estas forças causam deformações, principalmente na usinagem de peças com pouca rigidez, causando deformações da peça da posição de centragem, resultando geralmente em desvios de forma e posição. Seria, por exemplo, o caso da usinagem de peças de paredes finas com fixação em uma placa de três castanhas conforme Figura 2.4 ou na fixação entre pontos de eixos esbeltos conforme a Figura 2.5.

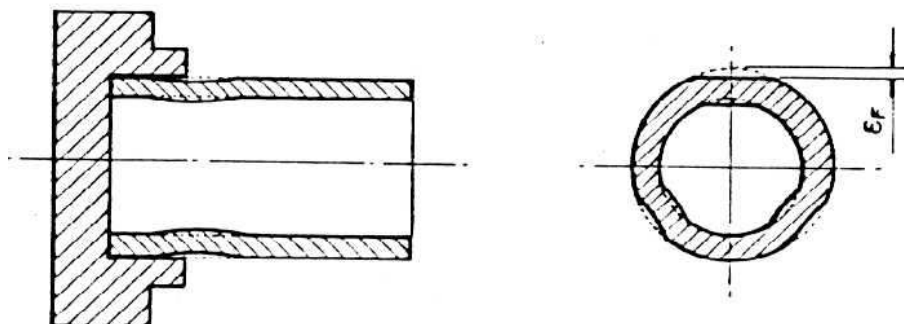


Figura 2.4 Desvio de fixação na usinagem de uma peça de parede fina por deformação. (FERRARESI, 1970)

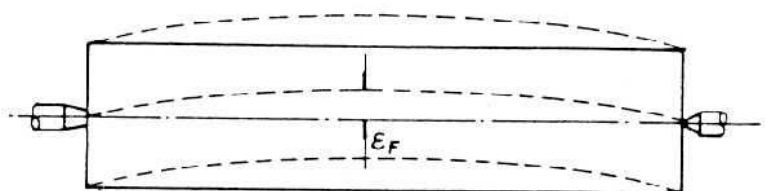


Figura 2.5 Desvio de fixação na usinagem de eixos esbeltos, por flambagem. (FERRARESI, 1970)

O desvio total de montagem da peça, representado por ε , de uma maneira simplificada, é a soma vetorial dos desvios de localização ε_L e dos desvios de fixação ε_F , ou seja:

$$\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_F^2 + \varepsilon_L^2} \quad (2.2)$$

2.1.2. Influência dos fatores que ocorrem durante a operação de usinagem

Durante a operação de usinagem de uma peça ocorrem vários fatores que contribuem na formação dos desvios dimensionais e geométricos da peça final. Dentre estes fatores, podem ser citados:

- 1 - a ação da força de usinagem
- 2 - vibrações, dentre outros.
- 3 - o desgaste das ferramentas de corte
- 4 - o aumento de temperatura do sistema MDFP durante a operação
- 5 - a rigidez do sistema MFD

A seguir serão analisados de uma maneira sucinta, cada um dos principais fatores causadores de desvios durante uma operação de usinagem.

1 - Força de Usinagem - denomina-se força de usinagem a força total P_u , que atua sobre a cunha cortante de uma ferramenta. A força de usinagem é considerada agindo em direção e sentido sobre a ferramenta.

A Figura 2.6, apresenta os componentes da força de usinagem, para a operação de torneamento. As principais componentes que nos interessam são: força de corte, força de avanço e força de profundidade. As direções destes componentes definem as arestas de um triedro triortogonal, cujo vértice constitui o ponto de referência da ferramenta, onde a força é aplicada (FERRARESI, 1970). Assim, obtêm-se:

$$P_u = \sqrt{P_c^2 + P_a^2 + P_p^2} \quad (2.3)$$

Onde:

- a) Força de corte P_c – também chamada força principal de corte, é a projeção da força de usinagem P_u sobre a direção de corte, definida pela velocidade de corte V .
- b) Força de avanço P_a – é a projeção da força de usinagem P_u sobre a direção de avanço, definida pela velocidade de avanço V_a .
- c) Força de profundidade P_p – também chamada de força passiva P_p , é a projeção da força de usinagem P_u sobre uma direção perpendicular ao plano de trabalho.

Define-se como plano de trabalho, o plano que contém a direção de corte e avanço, passando pelo ponto de referência da ferramenta. Logo, as forças de corte e avanço encontram-se

no plano de trabalho. Para a operação de torneamento cilíndrico, este plano é paralelo ao eixo de rotação da peça.

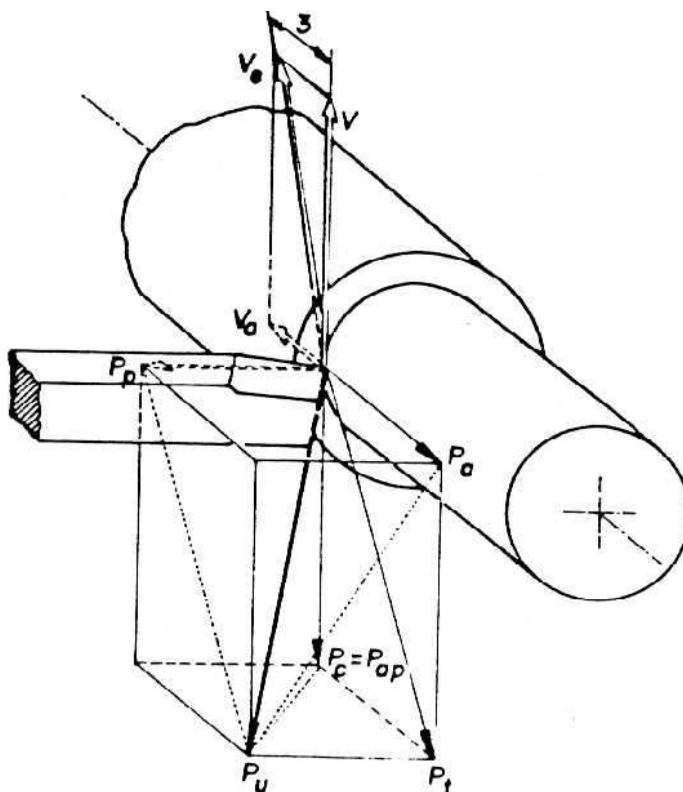


Figura 2.6 Decomposição da força de usinagem, para operação de torneamento, segundo o projeto de Norma ABNT (FERRARESI, 1970).

Na operação de torneamento cilíndrico, a força de profundidade é perpendicular ao eixo de rotação da peça.

As componentes da força de usinagem são as principais responsáveis pela formação dos desvios dimensionais e geométricos de uma peça usinada. Elas causam deformações elásticas nos componentes do sistema MFDP, assim como nos deslocamentos de certos elementos deste sistema, devido as folgas nos ajustes e nas peças acopladas. O grau da deformação elástica e da deflexão dependem tanto da força de usinagem como da rigidez do sistema, ou seja, da capacidade de resistir a ação de uma força. Uma força de usinagem variável causa variações na deformação e na deflexão do sistema MFDP, resultando desvios na forma geométrica das superfícies e consequentemente, na variação das dimensões. (KOVAN, 1973).

A força de usinagem P_u depende de uma série de fatores, tais como:

- material da peça;
- área da seção de corte;
- espessura de corte;
- geometria de corte;
- geometria da ferramenta e ângulo de posição;
- estado de afiação da ferramenta;
- material da ferramenta;
- lubrificação;
- velocidade de corte;
- avanço.

Devido a este grande número de variáveis, a determinação das componentes da força de usinagem são relativamente complexas. Vários pesquisadores, dentre eles, (TAYLOR; FRIEDRICH HIPPLE AWF, ASME; HUCKS, KIENZLE; MAYER; PANKINE; CASLER; RUFFINO; LIRANI) e outros, procuraram estabelecer fórmulas analíticas, baseadas em ensaios experimentais, para exprimir a pressão específica de corte, e, conseqüentemente, a força de usinagem. Infelizmente, as equações mais precisas apresentam um grande número de coeficientes que necessitam serem determinados experimentalmente, limitando assim as suas aplicações científicas, pois estes coeficientes só foram determinados para alguns materiais. Além disso, foi verificado experimentalmente que, materiais especificados como iguais pelas normas ABNT, ou DIN, apenas com pequenas variações no tratamento térmico, originam forças de usinagem diferentes, com erros que podem chegar a 15% (FERRARESI, 1980).

Na obra “Valores das Características de Corte de Diferentes Materiais, para Operação de Torneamento” (FERRARESI, 1980) fez uma coletânea dos valores das características de usinagem, para diferentes materiais, baseados nos ensaios experimentais de Konig e Essel, Ferraresi e Araújo, Ruffino, Kienzle e Victor, Meyer, Victor e Zeille, e apresentou os resultados na forma de tabelas, onde se tem as características químicas e mecânicas do material ensaiado, com o seu tratamento térmico especificado. E ainda os valores das constantes da formula de Kienzle (para força de corte, avanço e profundidade), para uma determinada velocidade de corte e geometria da ferramenta. As tabelas fornecem ainda o material da ferramenta, a geometria da ferramenta e a velocidade de corte utilizadas nos ensaios. A obra de FERRARESI, (1970) fornece também as correções dos componentes da força de usinagem devido aos vários fatores que influem nas suas magnitudes.

Segundo Kienzle, a força de corte pode ser determinada pela seguinte expressão:

$$P_c = K_{s1} \cdot h^{1-z} \cdot b \quad (2.4)$$

Onde:

P_c = força de corte;

K_{s1} = constante específica de corte do material, para um determinado par ferramenta-peça, para uma seção de corte de 1 mm de espessura e 1 mm de largura, em condições de usinagem específicas;

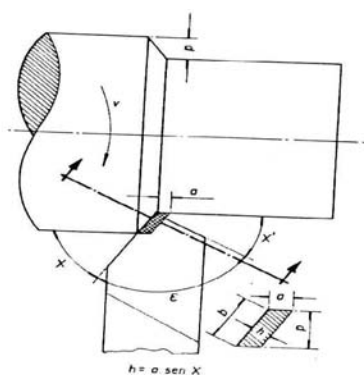
h = espessura de corte, dada pela relação $h = a \cdot \sin x$, em mm;

z = coeficiente responsável pela variação da pressão específica de corte com a espessura de corte h ;

b = largura de corte, em mm, dada pela relação $b = P / \sin x$

x = ângulo de posição da ferramenta.

Para melhor entendimento destas definições, a Figura 2.7, apresenta o esquema da seção de corte para operação de torneamento, onde devem ser observadas algumas das relações



geométricas.

Figura 2.7 Seção de corte para operação de torneamento (FERRARESI, 1970).

Ainda da Figura 2.7, tem-se:

a = avanço, espaço percorrido pela ferramenta, segundo a direção de avanço, durante uma volta da peça;

b = profundidade de corte, largura de penetração da aresta principal de corte da ferramenta, medida numa direção perpendicular ao plano de trabalho.

s = área da seção de corte, $s = a \cdot p = h \cdot b$

Com relação à força de avanço P_a e a força de profundidade P_p , podem ser estabelecidas equações semelhantes:

$$P_a = K_{a1} \cdot h^{1-x} \cdot b \quad (2.5)$$

$$P_p = K_{p1} \cdot h^{1-y} \cdot b \quad (2.6)$$

Aplicando-se estas fórmulas os valores dos coeficientes das tabelas da obra de FERRARESI, (1970) os valores de P_c , P_a e P_p podem ser facilmente calculados.

2 - Vibrações na usinagem - As vibrações do sistema MFDP, podem causar alterações, tanto na forma das superfícies, como em suas dimensões. Estas vibrações são produzidas pelas vibrações dos elementos de transmissão de potência (vibração torcional das engrenagens, vibração torcional e transversal de eixo e fusos), vibrações em guias pneumáticas e rolamentos, que se combinam e criam um sistema vibracional complexo. Além disso, mesmo nas operações de usinagem mais simples, a força de usinagem é pulsante, devido ao processo de formação do cavaco. As variações na profundidade de corte, a geometria da ferramenta, as variações nas propriedades físicas do material, e outros fatores que poderão causar deformações elásticas da peça, da ferramenta e da máquina, geram vibrações.

Assim, por exemplo, a variação periódica da profundidade de corte causada pelas vibrações da ferramenta de corte criam irregularidades na forma das superfícies e conseqüentemente variações dimensionais.

O estudo teórico e prático das vibrações em máquinas-ferramenta e sua influência na variação das formas e das dimensões das superfícies usinadas é de grande complexidade, conforme estudos desenvolvidos por vários autores (AGOSTINHO, 1981).

3 - Desgaste dimensional da ferramenta - o desgaste dimensional da ferramenta de corte, pode causar desvio dimensional nas peças usinadas, principalmente na usinagem de um lote de peças utilizando a mesma ferramenta.

As ferramentas de corte estão sujeitas a desgaste na usinagem devido a vários fatores, dentre os quais podem ser citados:

- material a ser usinado;
- material da ferramenta de corte;
- geometria do gume cortante da ferramenta;
- Revestimento;
- velocidade de corte;
- força de corte;
- vibração;
- propriedades dos fluidos de corte.

Apesar da tentativa de alguns autores de estabelecer uma relação entre os desgastes convencionais da ferramenta, não existe ainda uma fórmula que apresente resultados suficientemente precisos. Assim, restam os dados experimentais coletados por alguns autores, como por exemplo, (KOVAN, 1973) que fornece alguns valores do desgaste da ferramenta comparado às tolerâncias a serem obtidas na operação. Segundo este autor o desgaste D_γ , como pode ser visto na Figura 2.8, é da ordem de 40% da tolerância (T) a ser mantida, podendo chegar a atingir 250 μm nas operações de desbaste. Assim:

$$D_\gamma = 0,4T \quad (2.7)$$

Na usinagem de superfícies de revolução, a variação dimensional Δg devido ao desgaste dimensional da ferramenta de corte, deve ser o dobro do desgaste dimensional da ferramenta, ou seja:

$$\Delta g = 2D_\gamma \quad (2.8)$$

Onde:

Δg - variação no diâmetro da peça

D_γ - desgaste da aresta cortante da ferramenta.

Mesmo nas operações de desbaste, não se recomenda um valor muito grande de desgaste, porque esse pode alterar substancialmente as condições de usinagem.

Nas operações de acabamento, KOVAN, (1973) sugere que o desgaste dimensional da ferramenta pode ser tomado como sendo a metade (50%) da tolerância a ser mantida quando a dimensão da peça for pequena, e aproximadamente um quarto (25%) da tolerância para dimensões grandes.

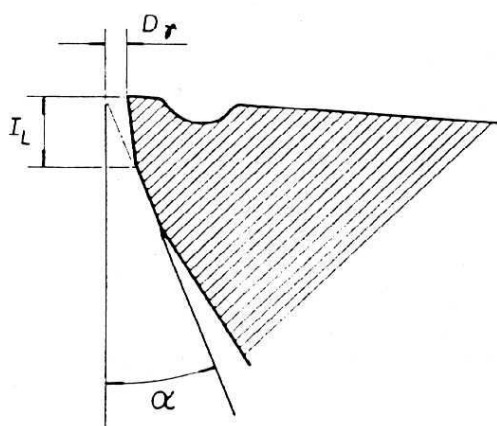


Figura 2.8 Desgaste Dimensional da Ferramenta (FERRARESI, 1970).

FERRARESI, (1970) também fornece alguns dados. Segundo este autor, tolerâncias inferiores a 0,01mm no diâmetro da peça implicam geralmente em vidas antieconômicas da ferramenta, principalmente quando o material a ser usinado for aço ou ferro fundido. Deslocamentos da aresta cortante em relação à peça da ordem de 0,005 mm são atingidos com grande facilidade.

De uma maneira geral, pode-se concluir que o equacionamento da variação dimensional das peças a serem usinadas, devido ao desgaste dimensional das ferramentas de corte, é bastante complexo devido aos vários fatores que influem no desgaste, e mesmo porque o próprio desgaste dimensional da ferramenta de corte pode alterar as condições de usinagem, mudando assim, todos os parâmetros iniciais de referência.

4 - Temperatura do sistema MFDP - Durante a operação de usinagem, a temperatura do sistema MFDP não permanece constante, provocando deformações térmicas nos elementos do sistema e deslocamentos relativos de um componente em relação a outro. Em consequência, aparecem desvios da posição teórica entre as superfícies usinadas, além da variação das formas respectivas comparadas às formas teóricas.

As principais fontes de geração de calor no sistema MFDP são:

- trabalho mecânico desenvolvido no corte;

- força de atrito entre as peças móveis da máquina ferramenta;
- o calor gerado pelos sistemas hidráulico e elétrico da máquina.
- calor gerado por outras máquinas vizinhas.

Cada um destes fatores podem afetar a precisão da peça de uma maneira diferente:

- a) o calor dissipado através da ferramenta de corte altera sua temperatura, e, conseqüentemente, suas dimensões e posição relativa à peça;
- b) o calor dissipado ao ar através da peça, provoca a sua deformação;
- c) o calor gerado pelo atrito entre as diversas partes da máquina-ferramenta aumenta a temperatura destas peças, mudando suas posições relativas.

Todos estes fatores, atuando juntos, são a causa das deformações térmicas do sistema MFDP que podem afetar a precisão dimensional e de forma da peça a ser usinada (AGOSTINHO, 1981).

O efeito das deformações térmicas são mais acentuadas no período inicial da usinagem, principalmente após uma longa interrupção. Depois de algum tempo de operação, ocorre o equilíbrio térmico e as deformações térmicas mantêm-se aproximadamente constantes (KOVAN, 1973).

Os estudos que levam em conta a variação da precisão dimensional com a variação da temperatura do sistema MFDP, não chegaram a formulações teóricas confiáveis, devido à ocorrência de fenômenos muito complexos durante o corte, provenientes da interação de diversos fluxos térmicos de diferentes intensidades, tempo de duração e variação. Os resultados neste campo de pesquisa são basicamente experimentais e particulares (AGOSTINHO, 1981).

Sabe-se, porém, que a deformação térmica é função do tempo de trabalho do sistema (AGOSTINHO, 1981), e que a quantidade de calor gerada depende principalmente da velocidade de corte, do avanço e da profundidade de corte, ou seja, que a expansão térmica aumenta com o aumento destas variáveis.

Na prática, o que se tem aplicado são certas medidas para diminuir os efeitos da deformação térmica do sistema MFDP, utilizando por exemplo, fluidos de corte (FERRARESI, 1970) deixando-se um intervalo de tempo entre a usinagem de desbaste e a de acabamento, estabilizando-se a temperatura de usinagem.

Em muitos casos não se necessita tomar nenhuma medida de precaução, por serem as deformações muito pequenas.

As experiências indicam que mesmo sob as condições mais desfavoráveis de usinagem, o efeito da deformação térmica na precisão da peça, normalmente não excede a 15% da soma dos outros fatores (KOVAN, 1973).

5 - Rigidez do sistema MFDP - a rigidez do sistema MFDP é de fundamental importância na formação dos desvios dimensionais e geométricos na usinagem de uma peça. Devido a esta sua importância, este assunto será estudado separadamente.

2.2. Influência da rigidez do sistema MFDP na formação dos desvios dimensionais e geométricos

A ação das componentes da força de usinagem na peça, na ferramenta e na máquina, causam deformação e deflexões elásticas nos componentes do sistema MFDP, assim como deslocamentos de certos elementos do sistema, devido às folgas nos ajustes e nas peças acopladas.

Como as deformações elásticas e as deflexões dos componentes do sistema, pode-se notar a importância da rigidez na formação dos desvios dimensionais e geométricos na usinagem de uma peça. A rigidez de um sistema mecânico pode ser definida como sendo a capacidade de resistir à ocorrência de deflexão elástica, ou ainda, como sendo a relação entre a ação de uma força e a deflexão a esta força.

Geometricamente, a rigidez (j) pode ser expressa pela relação:

$$j = \frac{P}{y} \quad (2.9)$$

onde: j = rigidez [N/mm];

P = força atuante no sistema [N];

y = deflexão do sistema devido à ação da força P [mm].

A rigidez pode ainda ser definida como:

$$j = \frac{\Delta P}{\Delta Y} \quad (2.10)$$

onde:

ΔP = incremento da força P ;

ΔY = incremento da deflexão Y devido a ΔP .

Aplicando-se esta definição a um sistema MFDP, pode-se concluir que, sob a ação das componentes da força de usinagem, as peças componentes (eixos, rolamentos, guias, buchas, suportes, etc.), além de deformadas, são também deslocadas umas em relação às outras. Este fato pode causar uma variação muito grande na rigidez do sistema total, dificultando a previsão por cálculos técnicos. Por isso, a rigidez do sistema não é calculada, mas determinada experimentalmente através da aplicação de cargas e da medição de suas respectivas deflexões.

Uma vez que experiências de vários pesquisadores (KOVAN, 1973);(AGOSTINHO, 1981) mostraram que, quando se submete uma unidade de máquina ferramenta à aplicação discreta de uma carga (P), sendo as cargas retiradas, após atingirem o seu valor máximo, a deflexão (Y), pode ser determinada por uma relação do tipo $Y = f(P)$.

Se esta relação for relacionada no gráfico para o carregamento e descarregamento das forças, geralmente as curvas de carregamento e descarregamento não coincidem, isto é, ocorre o fenômeno de histerese devido à perda de energia provenientes das forças de atrito nas juntas, deformações no contato entre as peças.

De maneira geral, as curvas de deslocamento devidos a ação das cargas não são retas, podendo variar bastante na sua forma. Isto ocorre principalmente no início, quando as cargas aplicadas ainda são insuficientes para eliminar totalmente as folgas entre os diversos componentes do sistema conforme mostra a Figura 2.9.

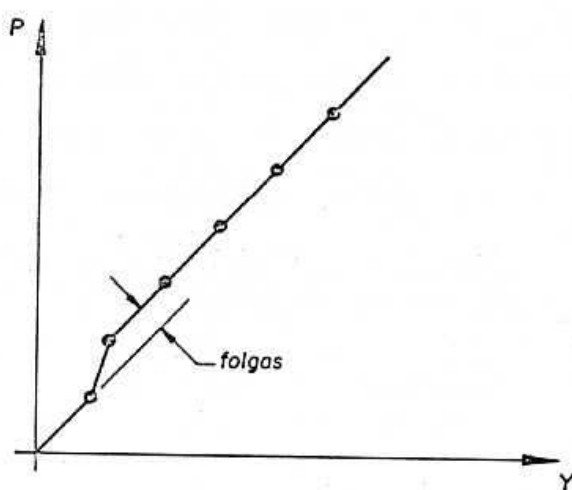


Figura 2.9 Gráfico $Y = f(P)$.

Assim, a rigidez dos componentes da máquina ferramenta são determinadas por uma aplicação progressiva de cargas, aumentando-se a sua magnitude do zero até um determinado valor. As deflexões dos componentes da máquina são medidos, para cada carga, na direção normal à superfície usinada.

A rigidez total da máquina-ferramenta pode ser calculada com base na rigidez dos seus componentes, determinados experimentalmente. Após as conceituações teóricas sobre a rigidez das unidades correspondentes do sistema MFDP, torna-se possível analisar a sua influência na variação provocada em uma característica.

A acuracidade do diâmetro de um eixo liso, quando torneado entre centros, depende de sua deflexão devido à ação da força de usinagem. Para se compreender melhor o aparecimento de deflexões nas peças usinadas, tem-se que verificar quais as forças e momentos que agem

sobre o sistema MFDP. De acordo com a Figura 2.10, tem-se que, com o aparecimento da força de corte P_c .

Na ferramenta, haverá também na peça uma força P_c para o centro da peça, bem como um momento resistente (M_r) ao corte:

$$M_r = \frac{P_c \cdot D}{2} \text{ [N.mm]} \quad (2.11)$$

onde “ D ” é o diâmetro da peça usinada.

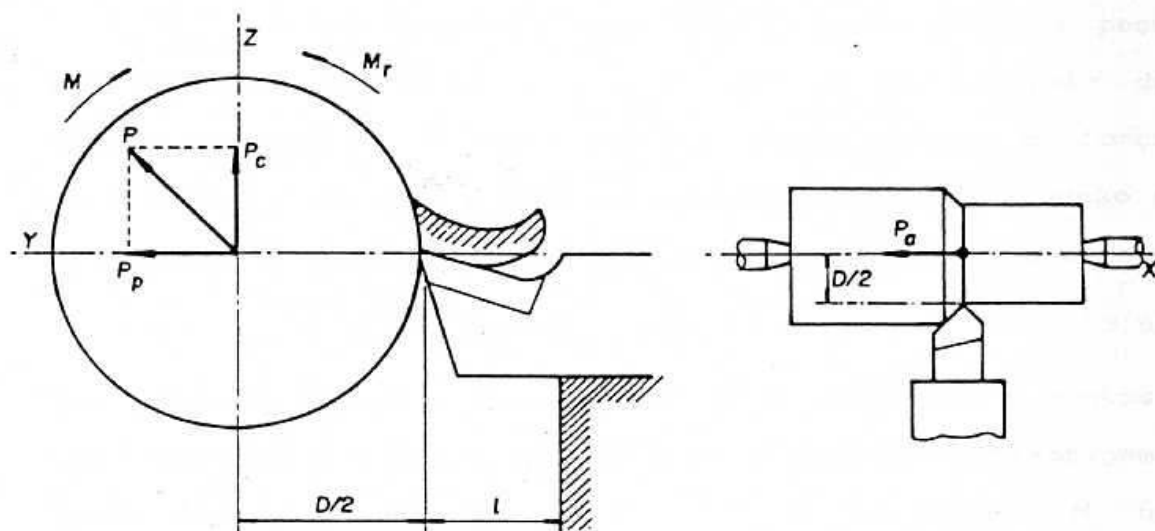


Figura 2.10 Ação exercida na peça pelas forças P_a , P_c e P_p (FERRARESI, 1970).

Assimilando-se a peça entre centros a uma viga bi-apoiada, conclui-se que, além do momento resistente, a força P_c provocará também um momento fletor no plano vertical.

O corte da peça só será efetivado se o momento resistente (M_r) for menor que o momento torçor fornecido pela máquina ferramenta (M) ou seja, $M > M_r$ sendo que o momento torçor (M) deve ser calculado a partir da potência de entrada na máquina e dos rendimentos mecânicos da transmissão.

A força passiva P_p que aparece na ferramenta correspondente na peça à uma força igual e de sentido contrário a P_p , que irá a peça no plano horizontal.

A composição das forças P_p e P_c resultará na força P , que produzirá o momento fletor total, sendo que:

$$P = \sqrt{P_p^2 + P_c^2} \quad (2.12)$$

O momento fletor total, agindo sobre a peça irá provocar deflexões que irão influir na precisão da superfície usinada. A componente P_a , reação na peça da força de avanço P_a , empurra a peça contra um lado da sua fixação e além disso, produz o momento resistente ao avanço M_a , onde:

$$M_a = P_a \cdot \frac{D}{2} \quad (2.13)$$

que tende a soltar a peça quando está presa entre pontos.

Quanto maior for a capacidade da peça de resistir à flambagem, menor será a influência da força P_a e do momento M_a na precisão longitudinal da peça.

A Figura 2.11 apresenta, com a simbologia da resistência dos Materiais, os esforços a que está submetido o eixo da Figura 2.10.

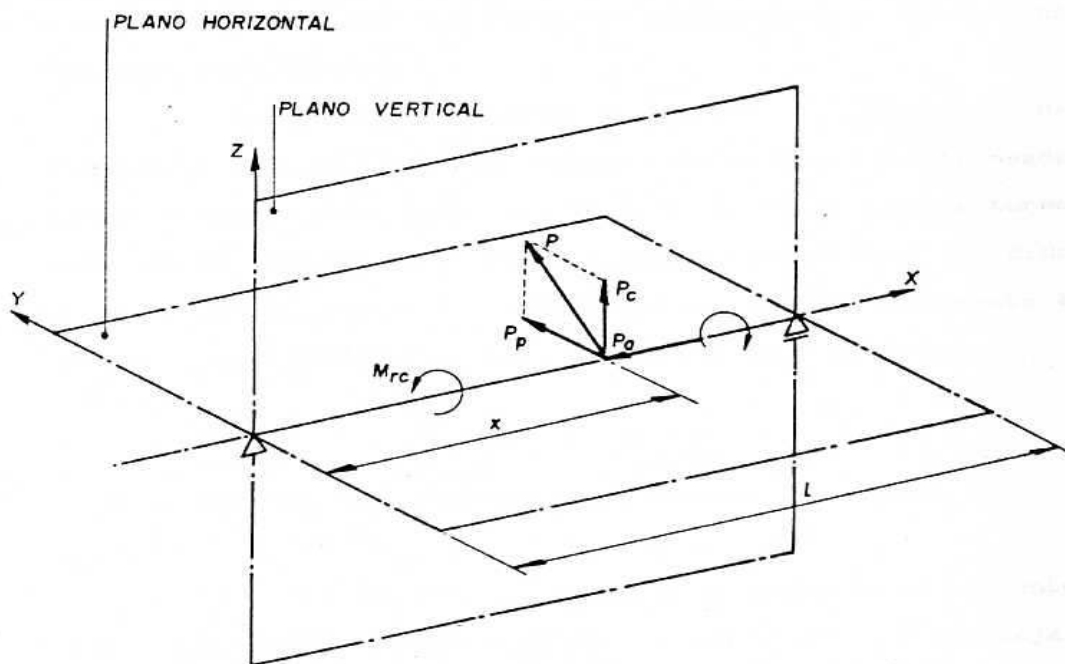


Figura 2.11 Esforços a que se submete um eixo torneado entre pontos (AGOSTINHO, 1977).

A rigor, o estudo do desvio dimensional e geométrico de uma peça, deveria levar em consideração a aplicação da força passiva P_p , da força de corte P_c , e da força de avanço P_a . Porém, a maioria dos autores KOVAN, (1973); MURTHY, (1970) e AGOSTINHO, (1981), fizeram os seus estudos levando em consideração apenas a força passiva P_p , por ser esta a componente da força de usinagem que mais influi na variação dimensional da peça usinada. No entanto, estes mesmos autores afirmam que, se forem aplicados simultaneamente as componentes P_p e P_c , haveria uma diferença significativa na deflexão do sistema.

A força de avanço será desprezada por normalmente influir muito pouco na deflexão do sistema (KOVAN, 1973).

O conjunto MFDP será dividido em duas partes, ou seja, componentes da máquina-ferramenta e da peça. A deflexão total será a soma das duas deflexões.

2.2.1. Deflexão dos componentes da máquina - ferramenta

O sistema, neste caso, corresponde ao conjunto MFDP (Máquina/Ferramenta/Dispositivos auxiliares), sem a peça. Considera-se a peça como sendo absolutamente rígida, fixada entre pontos e sob a ação da força (P) de usinagem aplicada num ponto qualquer do vão, conforme Figura 2.12, a força (P) é definida como:

$$P = \sqrt{P_p^2 + P_c^2} \quad (2.14)$$

Na Figura 2.12 o cabeçote do torno deslocar-se-á do ponto (A) para o ponto A', com uma deflexão Y_c do cabeçote.

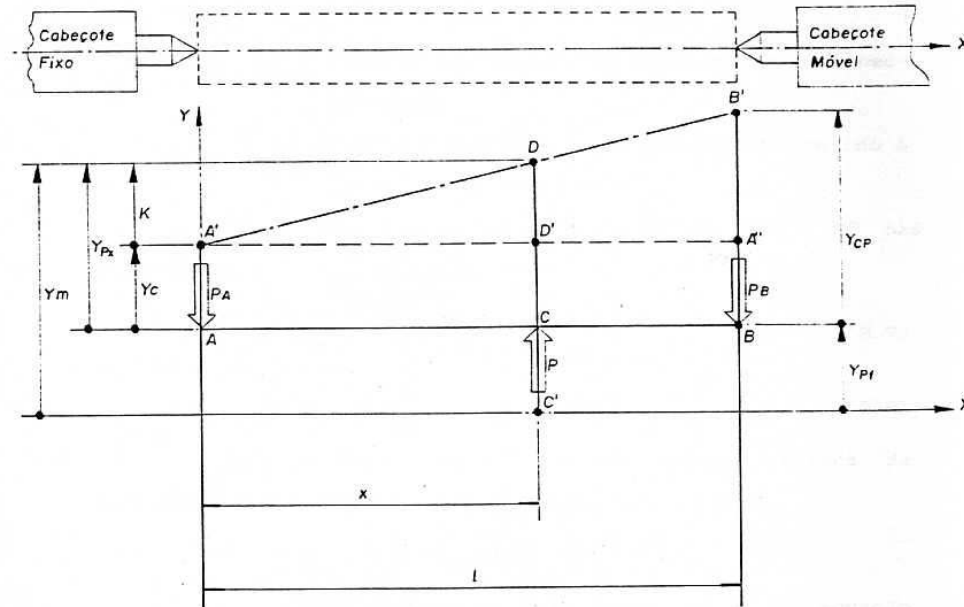


Figura 2.12 Deformações elásticas do sistema MFD no torneamento entre pontos de um eixo liso (MATSUMOTO, 1994).

O contraponto desloca-se-a do ponto B para o ponto B', com deflexão Y_{cp} o carro porta-ferramentas, do ponto C para o ponto C', com deflexão Y_{pf} .

O eixo de simetria da peça desloca-se da posição AB para a posição A'B', com a deflexão Y_{px} no ponto x.

Da Figura 2.12, tem-se as relações:

$$Y_{px} = Y_c + K$$

$$Y_c = \frac{P_A}{j_c}$$

$$P_A = P \cdot \frac{l-x}{l}$$

$$Y_{cp} = \frac{P_B}{j_{cp}}$$

$$P_B = P \cdot \frac{x}{l}$$

onde:

j_c, j_{cp} = rigidez do cabeçote e contraponto, respectivamente.

P_A, P_B = reações do cabeçote e contraponto devido a aplicação da força P .

Substituindo-se os valores de P_A e P_B nas equações de Y_c e Y_{cp} , resulta:

$$Y_c = \frac{P}{j_c} \cdot \frac{l-x}{l} \quad (2.15)$$

$$Y_{cp} = \frac{P}{j_{cp}} \cdot \frac{x}{l} \quad (2.16)$$

O valor de K pode ser obtido através da semelhança dos triângulos $A'B'A''$ e $A'DD'$, ou seja,

$$K = (Y_{cp} - Y_c) \frac{x}{l},$$

Substituindo-se este valor de K na equação Y_{px} , tem-se:

$$Y_{px} = Y_c + (Y_{cp} - Y_c) \frac{x}{l}$$

Substituindo-se os valores de Y_c , Y_{cp} e simplificando, resulta:

$$Y_{px} = \frac{P}{j_c} \left(\frac{l-x}{l} \right)^2 + \frac{P}{j_{cp}} \left(\frac{x}{l} \right)^2 \quad (2.17)$$

Sendo Y_m a deflexão total das unidades da máquina em qualquer posição da ferramenta ao longo da peça, tem-se, conforme a Figura 2.8,

$$Y_m = Y_{pf} + Y_{px} \quad (2.18)$$

$$\text{com } Y_{pf} = \frac{P}{j_{pf}}$$

Substituindo-se os valores de Y_{pf} e Y_{px} , resulta:

$$Y_m = \frac{P}{j_{pf}} + \frac{P}{j_c} \left(\frac{l-x}{l} \right)^2 + \frac{P}{j_{cp}} \left(\frac{x}{l} \right)^2$$

ou

$$\frac{Y_m}{P} = \frac{1}{j_{pf}} + \frac{1}{j_c} \left(\frac{l-x}{l} \right)^2 + \frac{1}{j_{cp}} \left(\frac{x}{l} \right)^2 \quad (2.19)$$

A rigidez da máquina-ferramenta será então determinada pela equação:

$$j_m = \frac{P}{Y_m} = \frac{1}{\frac{1}{j_{pf}} + \frac{1}{j_c} \left(\frac{l-x}{l} \right)^2 + \frac{1}{j_{cp}} \left(\frac{x}{l} \right)^2} \quad (2.20)$$

Para facilitar os cálculos, define-se a flexibilidade W , como sendo a capacidade de um elemento do sistema MFD de mudar a posição relativa de pontos previamente selecionados no intervalo $[0, l]$, sob a ação de uma força aplicada, e na direção da linha de ação da força (AGOSTINHO, 1981), ou seja, é o inverso da rigidez do elemento, dada por:

$$w = \frac{1}{j} \text{ [mm/N]}$$

ou então,

$$W = \frac{10^3}{j} \text{ [}\mu\text{m/N]}$$

Para o sistema MFD, resulta:

$$\frac{1}{j_m} = \frac{1}{j_{pf}} + \left(\frac{l-x}{l} \right)^2 + \frac{1}{j_{cp}} \left(\frac{x}{l} \right)^2 \quad (2.21)$$

e portanto,

$$W_m = W_{pf} + W_c \left(\frac{l-x}{l} \right)^2 + W_{cp} \left(\frac{x}{l} \right)^2$$

Pode-se concluir que a flexibilidade também pode ser determinada experimentalmente.

Assim, uma relação semelhante à da rigidez pode ser determinada, ou seja, $Y = f(P)$

Sendo, por definição,

$$W = \frac{Y}{P}; \quad W_m = \frac{Y_m}{P},$$

Substituindo-se o valor da equação resulta equação (20) geral:

$$Y_m = P \left[W_{pf} + W_c \left(\frac{l-x}{l} \right)^2 + W_{cp} \left(\frac{x}{l} \right)^2 \right] \quad \mu\text{m} \quad (2.22)$$

Para $x = 0$ resulta $Y_m = P(W_{pf} + W_c)$ e para $x = l$ resulta $Y_m = P(W_{pf} + W_{cp})$.

Substituindo-se valores na equação (2.22) e relacionando os valores de Y_m obtidos, em gráficos da deflexão da máquina em função da posição, tem-se as curvas de variação das deflexões apresentadas na Figura 2.13 (a, b, c). Esta Figura mostra a influência da posição da ferramenta ao longo da peça (considerando a peça absolutamente rígida), para os casos $W_c < W_{cp}$, $W_c = W_{cp}$ e $W_c > W_{cp}$, respectivamente pode-se observar que as maiores deflexões ocorrem próximas ao cabeçote ou ao contraponto, variando a sua magnitude de acordo com a flexibilidade dos componentes.

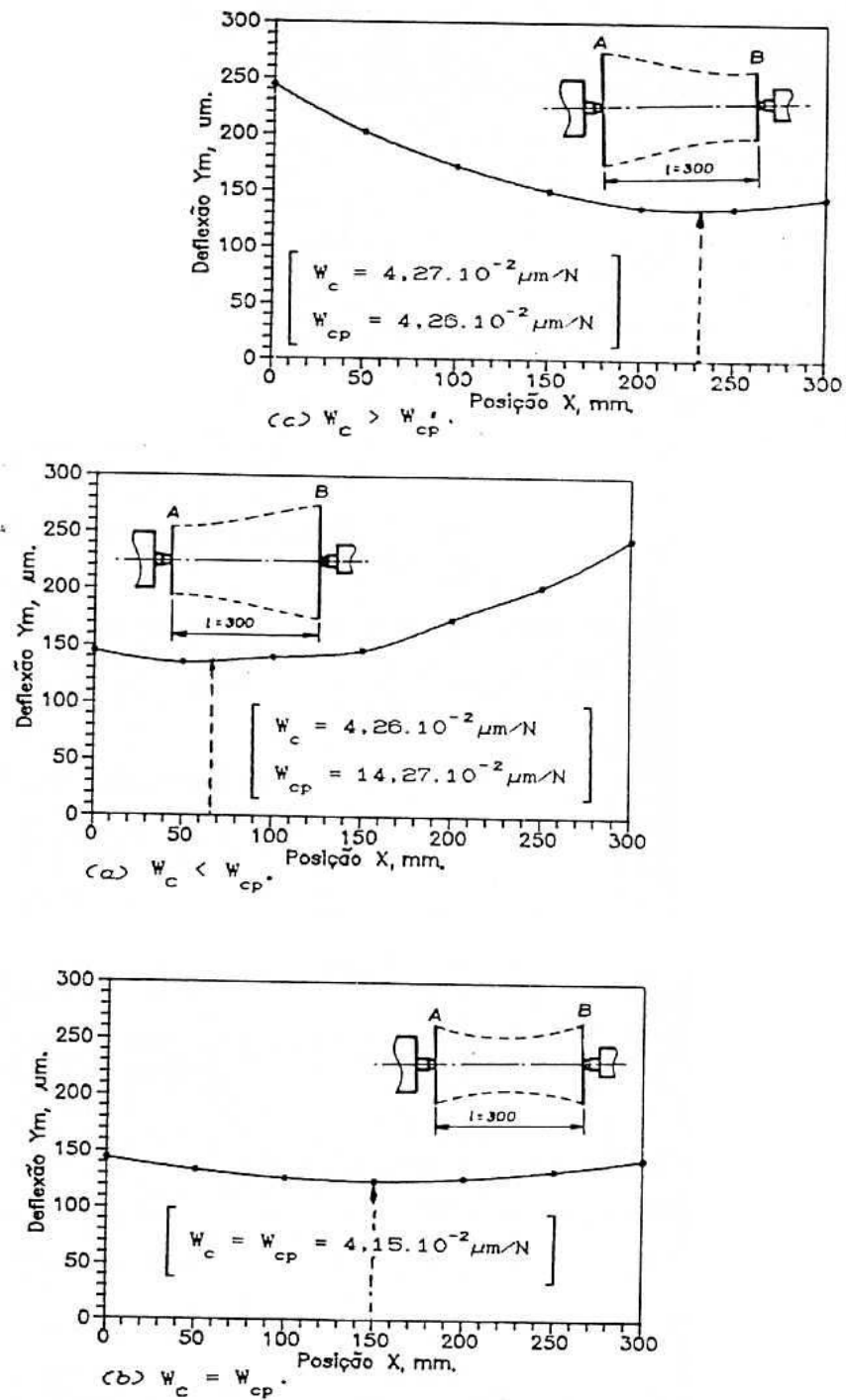


Figura 2.13 Variação típica das deflexões Y_m no sistema MFD, para diferentes valores da relação W_c / W_{cp} e uma força $P = 980 N$, e $W_{pf} = 10,58 \cdot 10^{-2} \mu m / N$ (MATSUMOTO, 1992).

Valor mínimo da deflexão:

Equação 2.21 pode ser escrita na forma:

$$Y_m = P \left[\frac{W_c + W_{cp}}{l^2} \right] x^2 - 2 \frac{W_c}{l} x + (W_{pf} + W_c), \quad (2.23)$$

$$\frac{dY_m}{dx} = 2P \left[\frac{W_c + W_{cp}}{l^2} \right] x - 2P \frac{W_c}{l}$$

cuja derivada primeira será,

e a derivada segunda,

$$\frac{d^2 Y_m}{dx^2} = 2P \left[\frac{W_c + W_{cp}}{l^2} \right]$$

Como a derivada segunda é positiva, a função passa por um valor mínimo (ou seja, derivada primeira nula) que resulta na posição de ocorrência:

$$x = \frac{l}{1 + \frac{W_{cp}}{W_c}} : \quad (2.24)$$

Cujos casos particulares são:

Tabela 2.1 - Casos particulares para o valor mínimo da deflexão

Condição	Valor mínimo para a posição(x)	Posição relativa
$W_{cp} = 0$	l	Lado do contraponto
$W_c = 0$	0	Lado do cabeçote
$W_c = W_{cp}$	$\frac{l}{2}$	Entre o contraponto e o cabeçote
$W_c > W_{cp}$	$> l/2$	Mais próximo do contraponto
$W_c < W_{cp}$	$< l/2$	Mais próximo do cabeçote

Valor máximo da deflexão,

A posição de ocorrência dos valores máximos é função dos valores de W_c e W_{cp} , que definem a forma de variação da função como mostrada na Figura 2.13. Tem-se dois máximos parciais, ou sejam:

Tabela 2.2 - Casos particulares para o valor máximo da deflexão

Condição	Valor máximo para as posições		Posição
	(x)		
	Maior	Menor	
$W_{cp} = 0$	0	—	Lado do cabeçote (apenas 1 máximo)
$W_c = 0$	l	—	Lado do contraponto (apenas 1 máximo)
$W_c = W_{cp}$	0	l	Máximos iguais no contraponto e cabeçote
$W_c > W_{cp}$	0	l	Lado do cabeçote
$W_c < W_{cp}$	l	0	Lado do contraponto

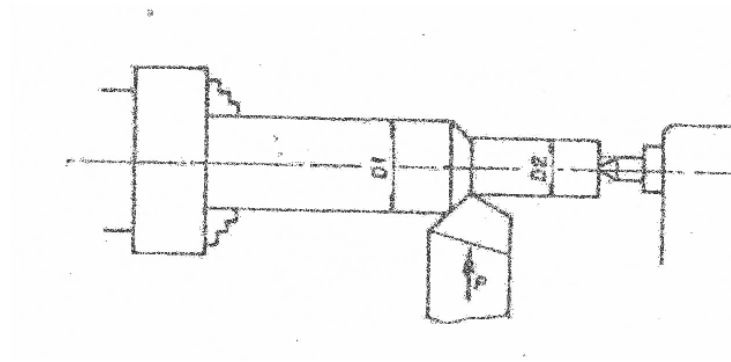
2.2.2. Deflexão da Peça

Neste caso, considera-se os componentes da máquina ferramenta como sendo absolutamente rígidos, e a peça flexível.

A deflexão Y_p da peça sob a ação de uma ferramenta de corte, em qualquer posição x ao longo do seu eixo, pode ser calculada para os diferentes métodos de fixação da peça.

2.2.3. Cálculo da deflexão da peça fixada entre placa e ponto

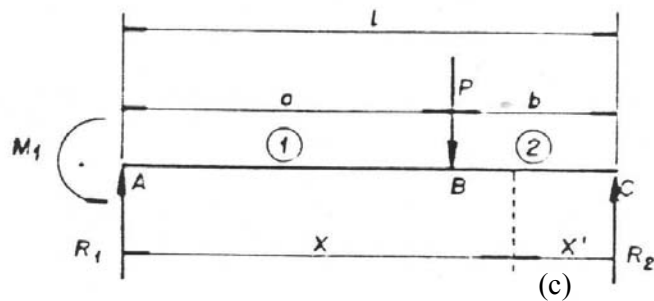
Considerando-se os componentes da máquina-ferramenta absolutamente rígidos e a peça como sendo uma viga engastada no lado da placa e apoiada no lado do contra ponto conforme a Figura 2.14 (a, b, c) tem-se:



(a)



(b)



(c)

Figura 2.14 a) esquema da peça fixada entre placa e ponto
b) esquema simplificado; c) esforços atuantes.

$$R_1 = \frac{P \cdot b}{2l^3} (3l^2 - b^2)$$

$$R_2 = \frac{P \cdot a^2}{2l^3} (3l - a)$$

$$M_1 = \frac{P \cdot b}{2l^2} (b^2 - l^2)$$

$$M_{AB} = \frac{P \cdot b}{2l^3} \left[b^2 \cdot l - l^3 + x(3l^2 - b^2) \right]$$

$$M_{BC} = \frac{P \cdot a^2}{2l^3} (3l^3 - 3lx - al + ax)$$

ou

$$M_{BC} = \frac{P \cdot a^2}{2l^3} (3l^3 - a)x', \quad \text{onde } x' = l - x$$

Utilizando-se o método da energia:

$$U = \int_0^a \frac{M_{AB}^2}{2EI} dx + \int_0^b \frac{M_{BC}^2}{2EI} dx,$$

$$Y_p = \frac{\partial U}{\partial P} = \int_0^a \frac{M_{AB}}{EI_1} \cdot \frac{\partial M_{AB}}{\partial P} dx + \int_0^b \frac{M_{BC}}{EI_2} \cdot \frac{\partial M_{BC}}{\partial P} dx,$$

Sendo:

$$Y_p = Y_1 + Y_2$$

$$Y_1 = \int_0^a \frac{M_{AB}}{EI_1} \cdot \frac{\partial M_{AB}}{\partial P} dx$$

$$= \int_0^a \frac{Pb^2}{4EI_1 l^6} \left[(3l^2 - b^2)x + b^2l - l^3 \right]^2 dx,$$

resulta,

$$Y_1 = \frac{Pb^2}{4EI_1 l^6} \left[(3l^2 - b^2) \frac{a^3}{3} + (3l^2 - b^2)(b^2l - l^3)a^2 + (b^2l - l^3)^2 a \right] \quad (2.25)$$

$$Y_2 = \int_0^b \frac{Pa^4}{4EI_1l^6} (3l-a)^2 x^2 dx,$$

$$Y_2 = \int_0^b \frac{Pa^4}{4EI_1l^6} (3l-a)^2 \frac{b^3}{3} \quad (2.26)$$

Como $Y = Y_1 + Y_2$,

$$Y_p = \frac{Pb^2}{4EI_1l^6} \left[(3l^2 - b^2)^2 \frac{a^3}{3} + (3l^2 - b^2)(b^2l - l^3)a^2 + (b^2l - l^3)^2 a \right]$$

$$+ \frac{Pa^4}{12EI_2l^6} (3l-a)^2 b^3 \quad [mm] \quad (2.27)$$

Para $a = x$, $b = l - x$ e Y_p em μm , tem-se:

$$Y_p = \frac{P(l-x)^2 10^3}{4EI_1l^6} \left\{ [3l^2 - (l-x)^2]^2 \frac{x^3}{3} + [3l^2 - (l-x)^2][(l-x)^2l - l^3]x^2 + [(l-x)^2l - l^3]^2 x \right\} +$$

$$+ \frac{Px^4 10^3}{12EI_2l^6} [(3l-x)^2 (l-x)^3] \quad [\mu m] \quad (2.28)$$

onde:

E = módulo de Young [N/mm²];

I_1 = momento de inércia do trecho (1) [mm⁴];

I_2 = momento de inércia do trecho (2) [mm⁴];

l = comprimento do eixo [mm];

Sabe-se que para eixos maciços de seção transversal circular:

$$I_1 = \frac{\pi D_1^4}{64} \quad [mm^4] ,$$

$$I_2 = \frac{\pi D_2^4}{64} \quad [mm^4] ,$$

onde: D_1 = diâmetro da seção do trecho AB, em mm;

D_2 = diâmetro da seção do trecho BC, em mm;

A flexibilidade da peça W_p , será:

$$W_p = \frac{Y_p}{P}$$

Logo,

$$W_p = \frac{(l-x)^2 10^3}{4EI_1 l^6} \left\{ \left[3l^2 - (l-x)^2 \right]^2 \frac{x^3}{3} + \left[3l^2 - (l-x)^2 \right] \left[(l-x)^2 l - l^3 \right] x^2 + \left[(l-x)^2 l - l^3 \right]^2 x \right\} +$$

$$+ \frac{x^4 10^3}{12EI_2 l^6} \left[(3l-x)^2 (l-x)^3 \right] \quad [\mu m / N] \quad (2.29)$$

Substituindo-se valores na equação 2.28 e relacionando-se os valores de Y_p obtidos, em gráficos da deflexão da peça em função da posição, tem-se as curvas das deflexões. A Figura 2.15, mostra a deflexão total da peça sob a ação de uma ferramenta de corte em qualquer posição $\underline{x}$ ao longo da peça (considerando-se a máquina – ferramenta absolutamente rígida), para o caso em que $p = 3mm$, ou seja, I_1 maior que I_2 , e a Figura 2.16, para o caso em que p é menor que 3mm, ou seja, $I_1 = I_2$.

Observa-se neste caso, que ambas as curvas serão assimétricas em relação ao meio da peça ($l/2 = 150mm$), devido a diferença no sistema de fixação da peça. O valor da deflexão será maior quando $I_1 > I_2$ conforme a Figura 2.15.

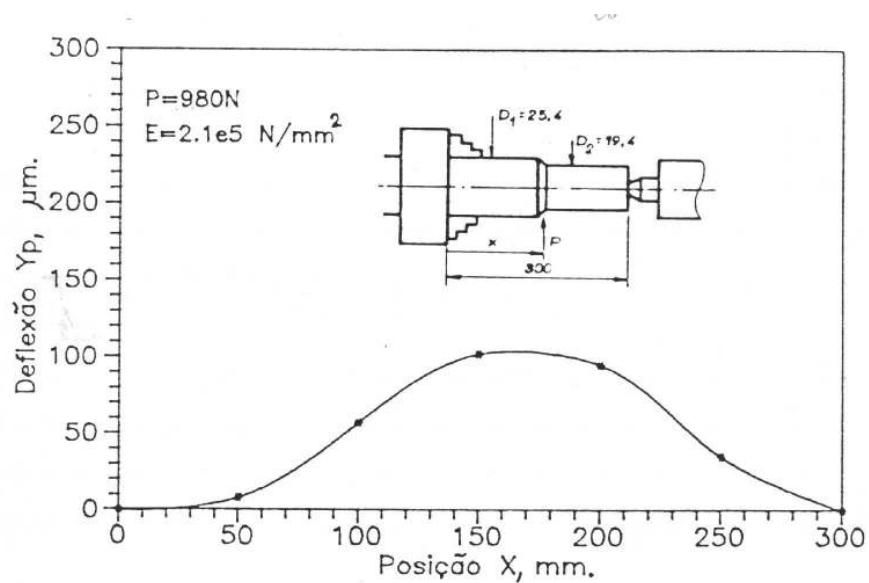


Figura 2.15 Deflexão para peça fixada entre placa e ponto, $I_1 \neq I_2$ (MATSUMOTO, 1992).

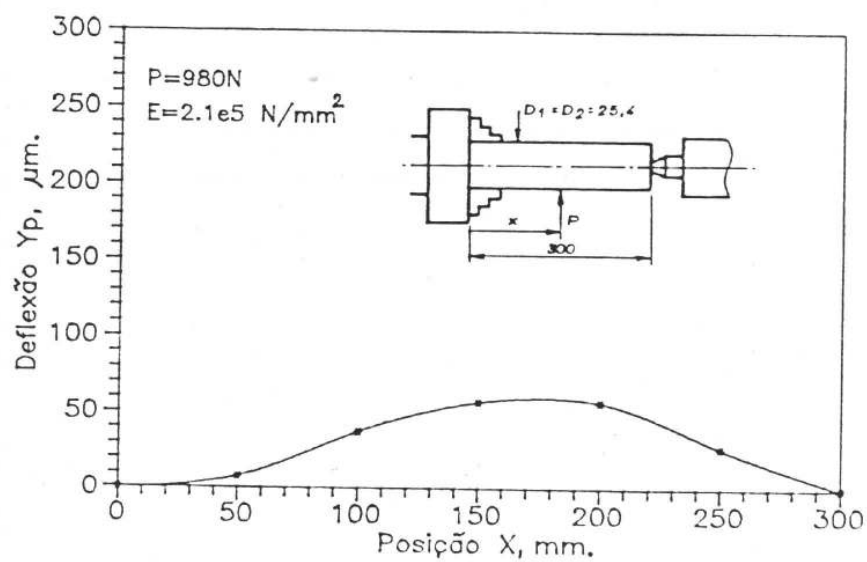


Figura 2.16 Deflexão para peça fixada entre placa e ponto, $I_1 = I_2$ (MATSUMOTO, 1992).

2.3. Deflexão total do sistema MFDP

A deflexão total do sistema MFDP será a composição da deflexão dos componentes da máquina–ferramenta (equação 2.21) com a deflexão da peça (equações 2.27 e 2.30), conforme o tipo de fixação da peça que estiver sendo utilizado. Então,

$$Y_s = Y_m + Y_p$$

$$W_s = W_m + W_p$$

Para o cálculo dos valores das deflexões desenvolveu-se, um programa para cálculo e simulação das deflexões em tornos paralelos. Este programa calcula a deflexão em função da força “P” aplicada, da posição “X” em que é aplicada a força.

2.3.1. Deflexão total do sistema MFDP para peça fixada entre placa e ponto

Agora, Y_s será a soma da equação 2.21 com a equação 2.25.

Então,

$$\begin{aligned}
 Y_s = P \{ & W_{pf} + W_c \left(\frac{l-x}{l} \right)^2 + W_{cp} \left(\frac{x}{l} \right)^2 + \frac{(l-x)^2 \cdot 10^3}{4EI_1 l^6} \cdot \{ [3l^2 - (l-x)^2]^2 \frac{x^3}{3} \} + \\
 & [3l^2 - (1-x)^2] \cdot [(1-x)^2 l - l^3] x^2 + [(1-x)^2 l - l^3]^2 x \} + \\
 & + \frac{x^4 \cdot 10^3}{12EI_2 l^6} [(3l-x)^2 \cdot (l-x)^3] \} \quad [\mu m]
 \end{aligned} \tag{2.33}$$

Substituindo valores numéricos na equação 2.33, pode-se calcular os valores de Y_s para as diferentes forças P e para as diferentes posições x .

CAPÍTULO – 3

3. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS, MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

3.1. Procedimento Experimental

A pesquisa baseia-se na determinação experimental da rigidez estática dos vários componentes da máquina-ferramenta, dos dispositivos de fixação e da peça. Utilizou-se para aplicação da força um dinamômetro extensométrico já existente, para o qual foi necessário elaborar e construir um suporte para que fosse possível a aplicação da força (Figura 3.1).

Para aplicação da força em um determinado ponto da peça ou da máquina ferramenta na direção y e medição da respectiva deflexão, montou-se os instrumentos conforme as Figuras 3.2 e 3.3. Aplicou-se a força através da célula de carga (Figura 3.4) presa ao porta ferramenta. A leitura da força aplicada em cada posição foi feita no visor da fonte amplificadora e as leituras das deflexões da peça ou dos componentes da máquina-ferramenta, foram medidas através de relógios comparadores de 0,001 mm de exatidão.

As peças utilizadas como corpos de prova, foram quatro barras de aço ABNT 1020, duas de diâmetro de 35mm e comprimento de 250mm e duas de diâmetro de 17mm e mesmo comprimento. Em todos os corpos de prova foram feitas marcações de 50 em 50mm e os ensaios foram realizados com a peça fixada entre placa e ponto rotativo. Ambos ensaios foram realizados em um torno paralelo universal, marca Nardini, modelo Mascote alocado na oficina mecânica, do Departamento de Engenharia Mecânica da FEIS - UNESP.

Para obter os valores das deflexões em função da força aplicada em cada posição, aplicou-se nos pontos indicados pela Figura 5 cargas com aumento progressivo de zero a 981N (100 kgf) e fez-se a leitura da deflexão a cada 49.05N (5 kgf). Repetiu-se 3 vezes a operação e tirou-se a média aritmética desses valores.

Com os resultados dos ensaios foi possível obter a rigidez estática dos componentes do conjunto a serem utilizadas na resolução da equação previamente deduzida, e que fornecerá a deflexão total do conjunto MFDP e consequentemente a previsão de deformação da peça devido a estes fatores.



Figura 3.1 Fonte do dinamômetro extensométrico.



Figura 3.2 Esquema de montagem.

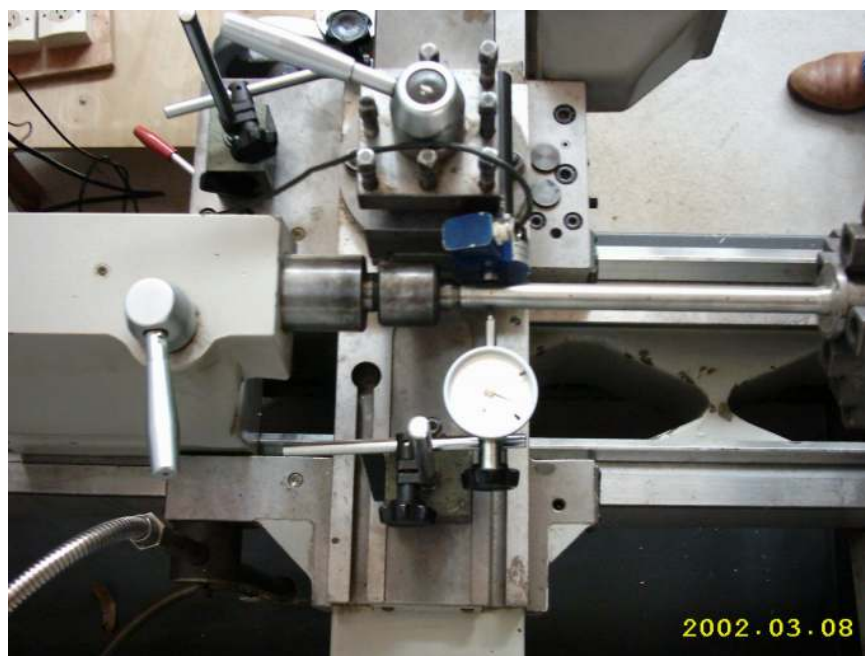


Figura 3.3 Esquema de montagem.

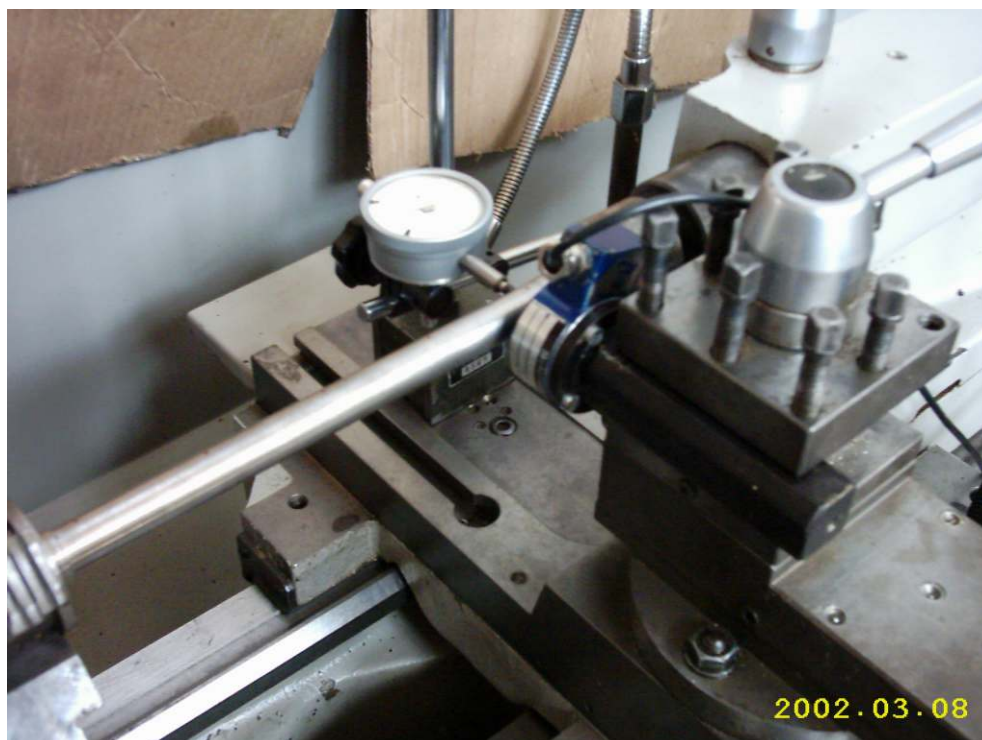


Figura 3.4 Célula de carga.

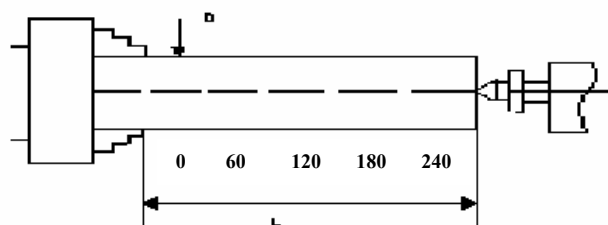


Figura 3.5 Pontos de aplicação da força e medições das deflexões peça fixada entre placa e ponto.

Com o objetivo de comparar os resultados teóricos com os resultados experimentais, montou-se dispositivos para a aplicação das forças e medição das deflexões, e obteve-se os valores experimentais.

Para cada corpo de prova, aplicou-se as forças (P_y) indicado na Figura 3.6, medindo-se a deflexão da peça.

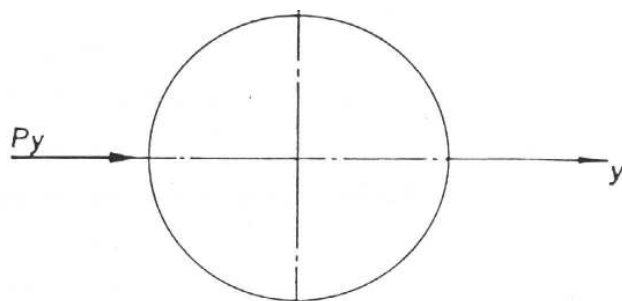


Figura 3.6 Sistema de referência para aplicação da força P_y .

3.2. Características da Máquina–Ferramenta, dos Instrumentos de Medida e dos Corpos de Prova Utilizados.

➤ Torno Universal Nardini, M S - 205

Especificações:

- Altura de pontas.....205 mm
- Distância entre pontas.....1000 mm
- Diâmetro admissível sobre o barramento.....410 mm
- Diâmetro admissível sobre o carro transversal.....260 mm
- Curso do carro transversal.....225 mm
- Curso do carro porta- ferramentas.....100 mm
- Seção do cabo da ferramenta.....20 x 20 mm
- Largura do barramento.....220 mm
- Altura do barramento.....300 mm
- Nariz da árvore “Cam Lock”LO ASA
- Sede interna da bucha de redução.....30 mm
- Curso do mangote do cabeçote móvel.....130 mm
- Diâmetro do mangote.....50 mm
- Sede interna do mangote.....3 cm
- Potência do motor principal.....6. $\frac{3}{4}$ CV
- Área ocupada.....2200 x 1000 mm
- Peso líquido.....1100 kg
- 18 velocidades.

Observação: Ensaio de precisão geométrica realizados segundo recomendações do MIC/STI, (1974).

➤ Célula de carga

BLH Eletronics

Capacidade: 5 kN

Extensométrico

Observação: aferido

- Fonte do dinamômetro extensométrico
DC – 220Volts.
Observação: aferido

- Relógio Comparador
Mitutoyo
0,001 mm
Observação: aferido

- Micrômetro Digital
Mitutoyo
0,001 mm
Observação: aferido

- Placa de quatro castanhas autocentrantes
- Contraponto rotativo
Dimensões conforme desenho da Figura 3.7

- Corpo de prova
Eixo cilíndrico
Corpo de prova 1
Diâmetro: 35 mm
Comprimento: 240 mm

Corpo de prova 2
Diâmetro: 17 mm
Comprimento: 240 mm

- Material: Aço ABNT 1040
Marcação de 60 em 60 mm

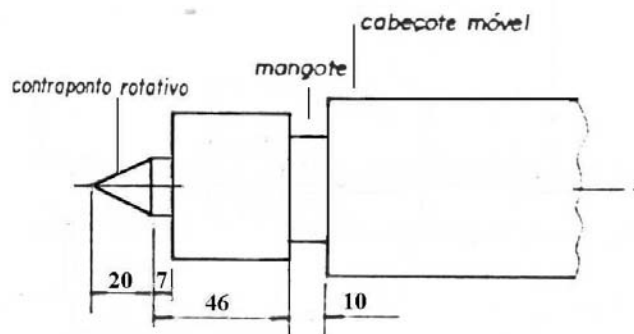


Figura 3.7 Contraponto rotativo montado no cabeçote móvel.

3.3. Montagem dos instrumentos para aplicação da força na direção Y (P_y) e procedimento experimental.

Para aplicar a força em um determinado ponto da peça ou da máquina ferramenta na direção y e medir a respectiva deflexão, montou-se os instrumentos conforme o esquema apresentado na Figura 3.8. Aplicou-se a força através da célula de carga, preso a torre porta ferramenta. A leitura da força aplicada em cada posição foi feita no visor da fonte amplificadora e as leituras das deflexões da peça ou dos componentes da máquina - ferramenta, foram medidas através de relógios comparadores de 0,001 mm de exatidão.

Para obter os valores das deflexões em função da força aplicada, aplicou-se em um determinado ponto da peça da máquina - ferramenta, cargas com aumento progressivo de 49,05 N (5 kgf) a 981 N (100 kgf). Desta maneira, mediu-se as deflexões nas posições 0-60-120-180-240 da Figura 3.5.

Utilizou-se ainda, uma peça de 35 mm de diâmetro e 240 mm de comprimento e outra peça de 17 mm de diâmetro e 240mm de comprimento.

Mediu-se também o recuo do porta ferramenta para ambos o tipo de peças utilizadas.

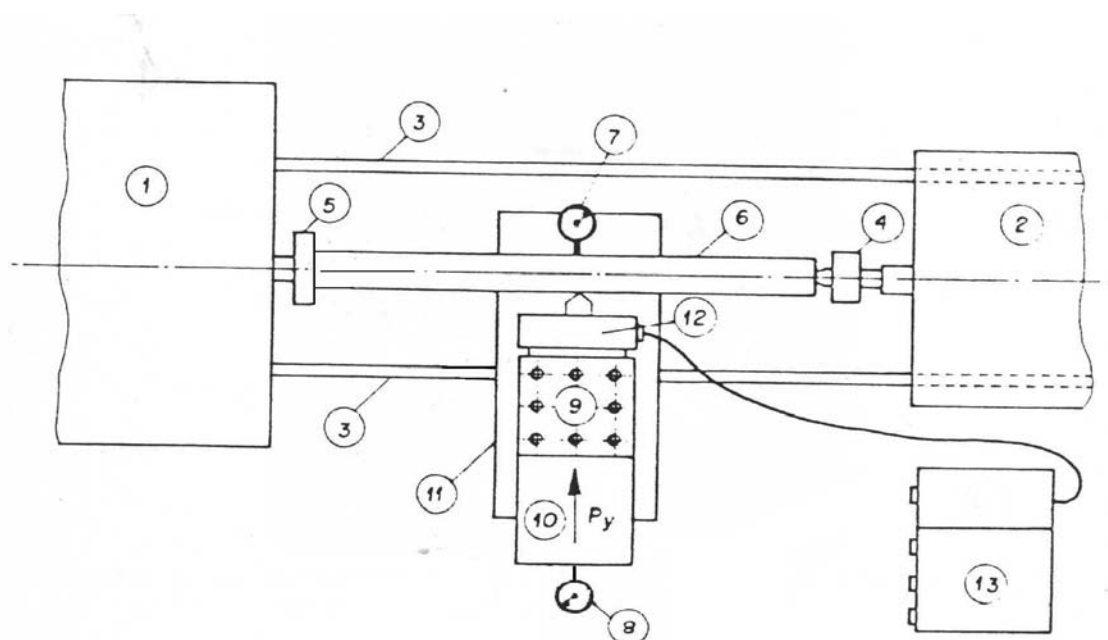


Figura 3.8 Esquema da montagem dos instrumentos para a aplicação da força na direção y.

Onde:

- | | |
|---|----------------------------------|
| 1) Cabeçote fixo. | 8) Relógio comparador para medir |
| 2) Cabeçote móvel. | o recuo do porta ferramenta. |
| 3) Barramentos. | 9) Torre porta ferramenta. |
| 4) Contra ponto. | 10) Carro porta ferramenta. |
| 5) Placa. | 11) Carro principal. |
| 6) Peça. | 12) Célula de carga. |
| 7) Relógio comparador para medir a deflexão | 13) Fonte |

CAPÍTULO – 4

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A seguir serão apresentados os resultados da deflexão ou erro dimensional e geométrico da peça nos casos em que se aplicou forças estáticas e mediu-se a deflexão, nos casos em que se utilizou a equação teórica e no caso em que se torneou a peça e mediu-se a dimensão em diferentes pontos ao longo da peça. A situação analisada foi a da peça fixada entre placa e contra ponto.

4.1 Resultados Experimentais

A seguir serão apresentados nas *Tabelas 4.1 e 4.2* os resultados obtidos através da aplicação de forças estáticas e medição das respectivas deflexões em peças de 35 e 17 mm de diâmetro e 240 mm de comprimento.

Tabela 4.1- Valores das deflexões nas posições 0, 60 , 120, 180 e 240 mm, peça com diâmetro de 35 mm.

Deflexão (μm) Força (N)	Posição 1 (μm)	Posição 2 (μm)	Posição 3 (μm)	Posição 4 (μm)	Posição 5 (μm)
49,05	2	5	8	3	2
98,1	4	10	11	6	5
147,15	8	13	16	10	9
196,2	12	18	20	14	12
245,25	15	21	26	19	17
294,3	20	26	29	22	21
343,35	25	30	34	28	25
392,4	26	34	38	31	29
441,45	30	39	42	36	33
490,5	34	42	47	41	38
539,55	37	46	51	45	43
588,6	40	52	56	49	46
637,65	44	56	60	54	51
686,7	47	60	64	58	54
735,75	51	65	69	62	59
784,8	55	69	73	68	63
833,85	59	73	77	71	69
882,9	62	78	82	76	74
931,95	66	82	87	80	79
981	69	87	92	85	84

Tabela 4.2 - Valores das deflexões na posição 0, 60, 120, 180 e 240 mm, peça com diâmetro de 17 mm.

Deflexão (μm) Força (N)	Posição 1 (μm)	Posição 2 (μm)	Posição 3 (μm)	Posição 4 (μm)	Posição 5 (μm)
49,05	5	5	17	14	11
98,1	10	13	28	24	22
147,15	14	23	43	39	28
196,2	21	32	53	48	38
245,25	25	40	66	59	45
294,3	31	49	82	71	54
343,35	38	57	93	86	62
392,4	43	66	106	98	71
441,45	49	76	120	109	80
490,5	55	86	134	125	88
539,55	62	95	148	137	98
588,6	68	106	163	152	106
637,65	74	116	173	164	113
686,7	80	126	190	178	121
735,75	87	135	202	193	130
784,8	95	145	216	205	136
833,85	101	157	230	218	147
882,9	107	172	245	230	155
931,95	115	186	259	243	164
981	121	200	275	255	172

A partir dos valores das Tabelas 4.1 e 4.2, traçou-se as curvas da deflexão em função da força e obteve-se as curvas das Figuras 4.1 e 4.2.

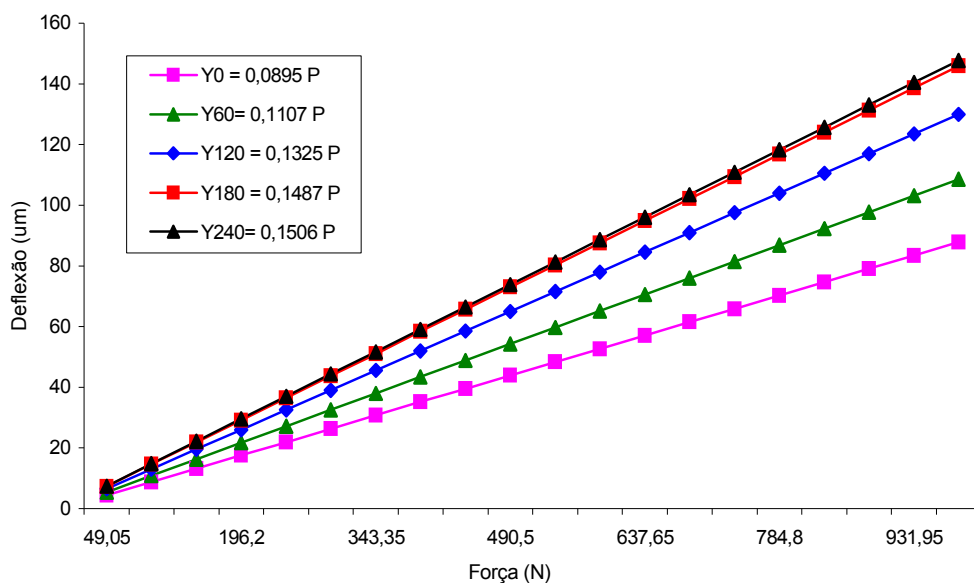


Figura 4.1 Gráfico Força (N) x Deflexão (μm) em cada posição Y_i , peça com diâmetro de 35 mm.

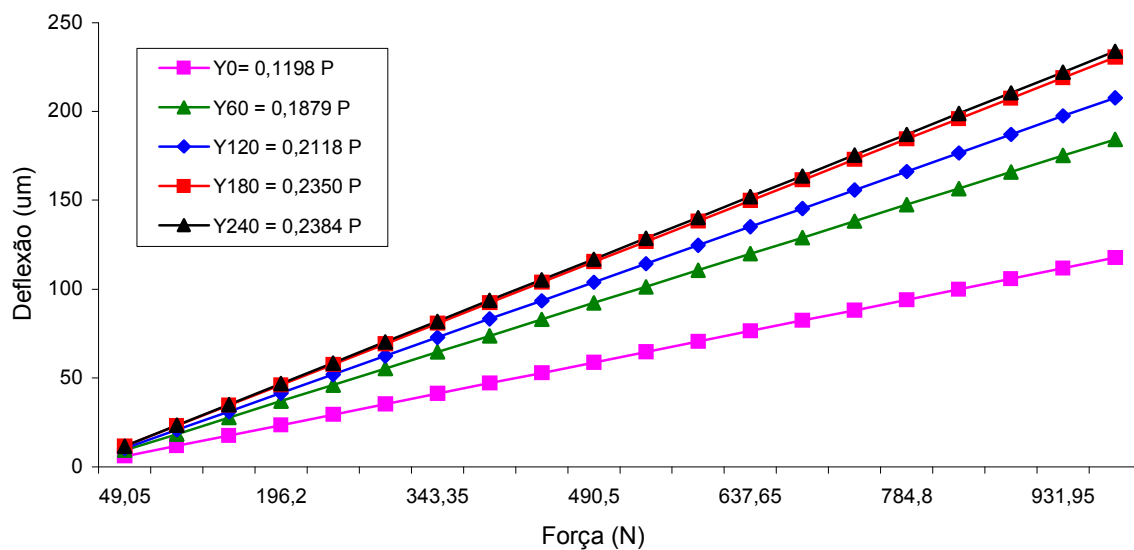


Figura 4.2 Gráfico Força (N) x Deflexão (μm) em cada posição Y_i , peça com diâmetro de 17 mm.

Analisando as Figuras 4.1 e 4.2, observa-se que em todas as posições em que foram aplicadas forças, o aumento da deflexão teve seu comportamento linear com o aumento da força.

Na posição Y0 próxima à placa a deflexão foi menor, indicando que nessa posição a rigidez do conjunto é maior. Já a maior deflexão foi observada na posição na posição Y240, próxima ao contra ponto onde a rigidez do conjunto é menor. Nas demais posições, a deflexão teve um valor intermediário entre as posições Y0 e Y240.

O diâmetro da peça teve grande influência na rigidez do conjunto, pois pode-se verificar que quando se utilizou a peça de 35 mm a deflexão da peça foi aproximadamente 30% menor do que quando se utilizou a peça de 17 mm de diâmetro. Logicamente se o diâmetro da peça for muito grande, a ponto de ser considerado uma peça rígida, a deflexão do sistema será apenas devido à deflexão dos outros componentes do conjunto MFDP.

As figuras 4.3 e 4.4, representam a deflexão da peça ao longo do seu comprimento, cada curva é relativa à aplicação de uma determinada força, sendo a primeira para 49,05 N (5 kgf) e a última para 981 N (100 kgf), com intervalo de 49,05 N.

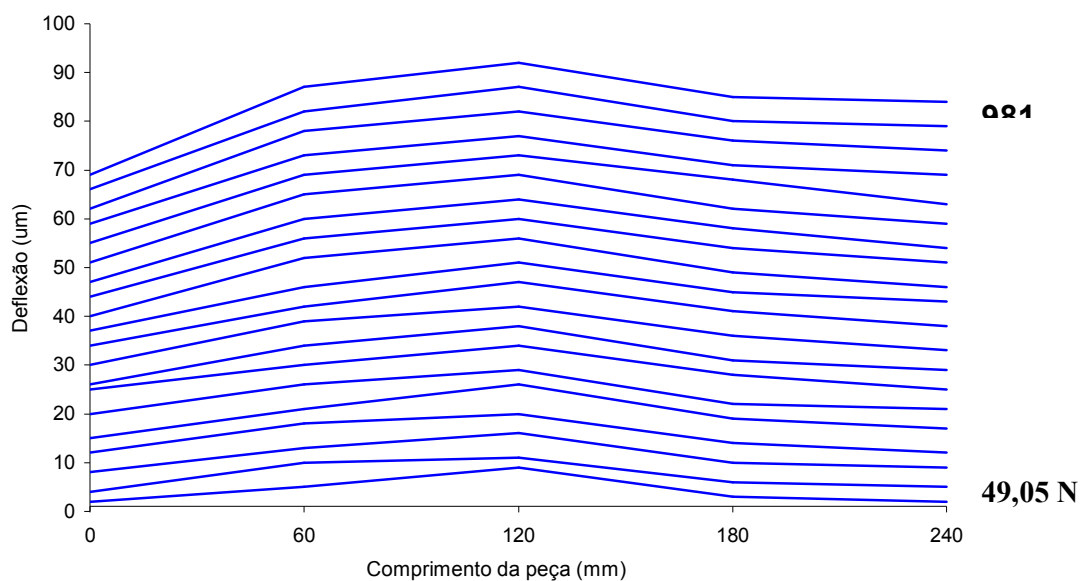


Figura 4.3 Resultados práticos (peça estática), peça com diâmetro de 35 mm.

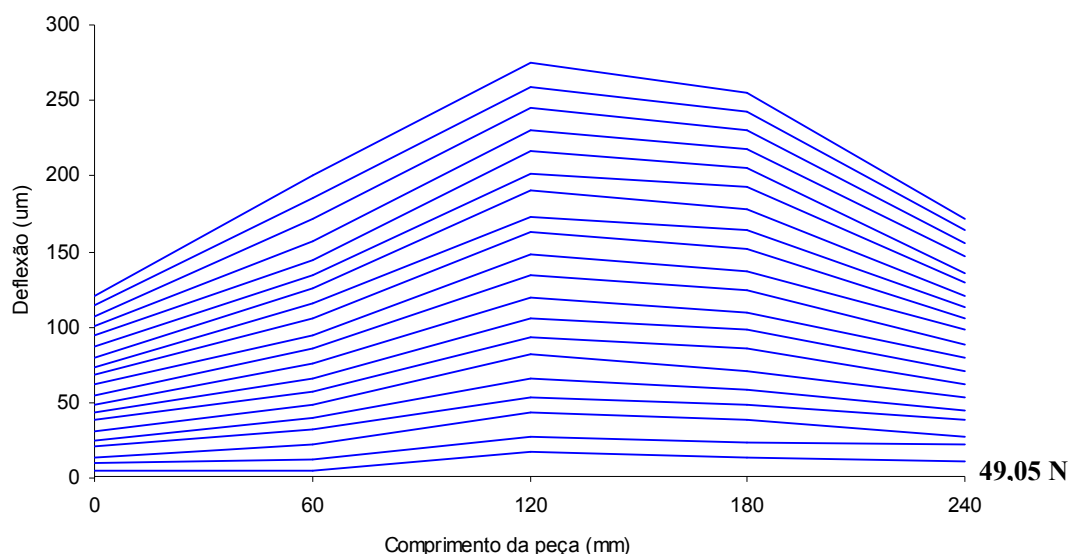


Figura 4.4 Resultados práticos (peça estática), peça com diâmetro de 17 mm.

Observa-se na Figura 4.3 que o perfil da deflexão da peça apresenta em termos relativos, um valor abaixo na posição zero e vai aumentando ao longo da peça, atingindo um valor máximo para o comprimento da peça igual a 120 mm. Depois, a deflexão começa a diminuir até atingir um certo valor na posição de 240 mm. Esse valor é maior que na posição zero. Assim, pode-se dizer que a rigidez do conjunto é a máxima na posição zero (Y_0), mínima na posição 120 mm (Y_{120}) e intermediária nas demais posições.

Já na Figura 4.4, o perfil da deflexão também apresenta um valor baixo na posição zero e aumenta ao longo da peça, atingindo seu valor máximo na posição 120 mm, depois também começa a diminuir atingindo um certo valor na posição de 240 mm, porém com um perfil um pouco diferente da Figura 4.3, devido à diferença da rigidez das peças, que causou uma deflexão bem maior na peça de 17 mm de diâmetro.

Nas tabelas 4.3 e 4.4, estão apresentados os valores da rigidez (j), para os diferentes componentes do sistema. Esses valores foram calculados utilizando os valores obtidos nos ensaios estáticos.

Tabela 4.3 - Rigidez e flexibilidade dos componentes do sistema MFDP, da peça de diâmetro 35 mm.

Rigidez (N/ μ m)	Flexibilidade (μ m/N)
$000j_{pf} = 5,1245$	$W_{pf} = 19,51 \times 10^{-2}$
$j_c = 14,4264$	$W_c = 6,93 \times 10^{-2}$
$j_{cp} = 10,6103$	$W_{cp} = 9,42 \times 10^{-2}$

Tabela 4.4 - Rigidez e flexibilidade dos componentes do sistema MFDP, da peça de diâmetro 17 mm.

Rigidez (N/ μ m)	Flexibilidade (μ m/N)
$j_{pf} = 3,2133$	$W_{pf} = 31,12 \times 10^{-2}$
$j_c = 8,7024$	$W_c = 11,49 \times 10^{-2}$
$j_{cp} = 6,1312$	$W_{cp} = 16,31 \times 10^{-2}$

4.2 Resultados Teóricos

A *Figura 4.5 e 4.6* mostra o gráfico da deflexão do sistema em função da força ($Y_s = f(x)$), para cada posição $\underline{x}$. Os valores numéricos utilizados para os cálculos de Y_s (W_c , W_{cp} , D e p) estão citados na Tabela 4.3 e 4.4. Neste caso, as curvas serão lineares, quaisquer que sejam os valores de W_{pf} , W_c , W_{cp} , E , D ou p que forem utilizados. Traçou-se as curvas da deflexão em função da posição de aplicação de acordo com a equação 32.

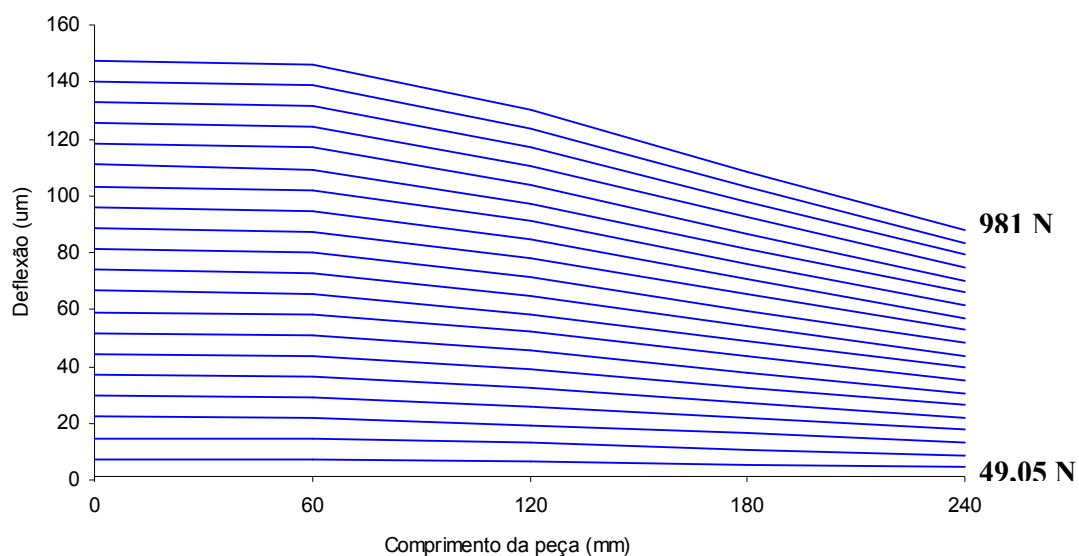


Figura 4.5 Resultados teóricos, peça com diâmetro de 35 mm.

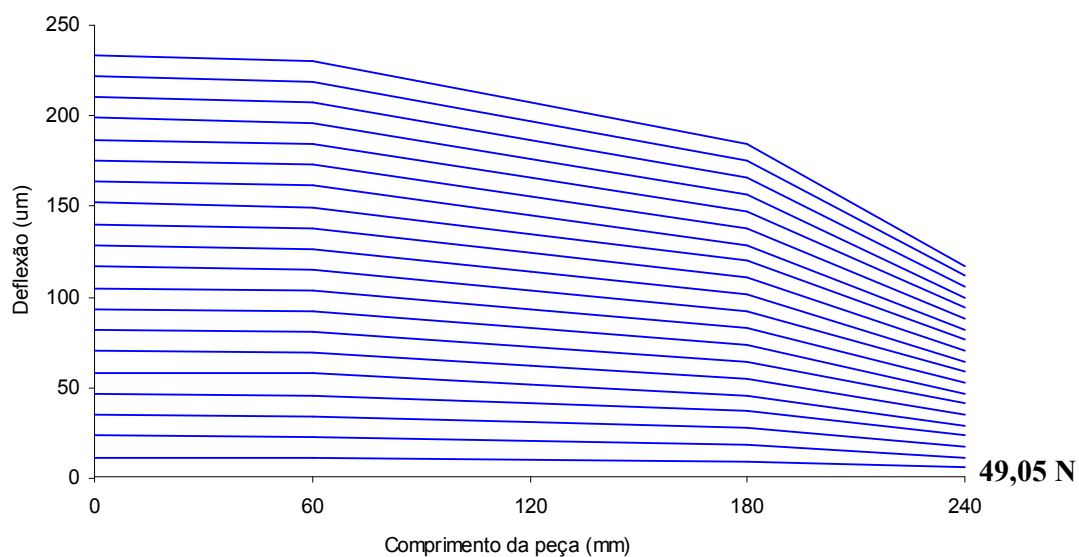


Figura 4.6 Resultados teóricos, peça com diâmetro de 17 mm.

Nas Figuras 4.5 e 4.6, o comportamento das curvas ao longo do comprimento da peça foram semelhantes, porém com o perfil um pouco diferente. Isso pode ser explicado pela diferença da rigidez das peças, que causou deflexão bem maior na peça de 17 mm e mudou também a rigidez do conjunto ao longo da peça.

Os resultados obtidos estão de acordo com o esperado, conforme os valores da rigidez dos componentes apresentados na Tabela 4.3, para a peça de 35 mm de diâmetro e na Tabela 4.4, para a peça de 17 mm de diâmetro.

4.3 Ensaaios Dinâmicos

Usinou-se a peça com ferramenta de metal duro usando as mesmas condições adotadas por Ferraresi (1970). Com a equação 4, foi possível estimar uma força de corte que foi de aproximadamente $F = 364 \text{ N}$, assim traçou o perfil da peça usinada. Com um micrômetro digital, mediu-se o diâmetro da peça em vários pontos, obtendo-se assim, o perfil usinado da peça (Figuras 4.7 e 4.8). Não foi possível medir a peça na posição zero, porque devido à presença da castanha, não foi possível usinar até esta posição.

As condições de usinagem utilizadas foram:

$$V_c = 90 \text{ m / min}$$

$$f = 0.094 \text{ mm / Rotação}$$

$$n = 1000 \text{ rpm}$$

$$a_p = 1 \text{ mm}$$

Com o objetivo de comparar os resultados práticos (com a peça parada), teóricos (equação), usinado, traçou-se as curvas da deflexão em função da posição, de acordo com as Figuras 4.9 e 4.10.

Para a obtenção das curvas teórica e prática, foram utilizadas força de 364 N, enquanto que para a curva do perfil usinado foi estimada a mesma força através de cálculos teóricos.

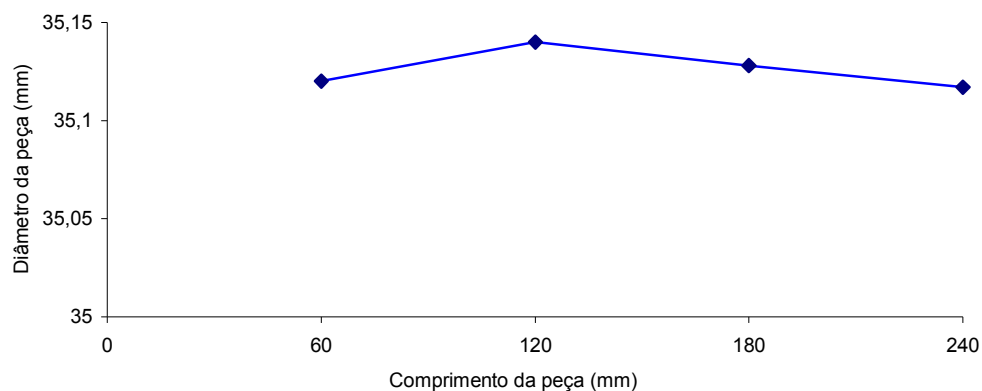


Figura 4.7 – Perfil da peça usinada, peça com diâmetro de 35mm

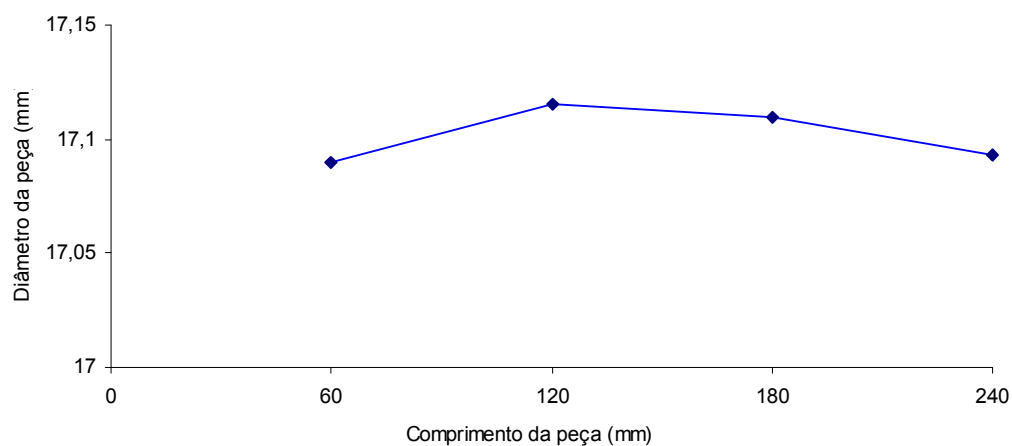


Figura 4.8 Perfil da peça usinada, peça com diâmetro de 17mm.

Analisando o perfil das duas observa-se que o diâmetro da peça influi bastante na forma da peça, principalmente nas regiões próximas ao contra ponto, demonstrando assim que a rigidez da peça é importante na obtenção de tolerâncias apertadas.

4.4 Comparação entre os valores teóricos , experimentais e usinado da deflexão do sistema MFDP.

Analisando as curvas das Figuras 4.9 e 4.10, verifica-se que o perfil das curvas teórica, prática e a usinada são bastante semelhantes, sendo que as pequenas diferenças na forma e nas dimensões podem ser atribuídas à ação de diferentes variáveis atuantes durante o ensaio de torneamento.

Na Figura 4.9, a maior diferença dimensional entre a curva teórica e a curva da peça usinada foi de 0,05 mm, e a diferença entre a prática (estática) e a usinada foi de 0,1 mm. A diferença entre os valores práticos e usinados se deve principalmente à deflexão do carro porta-ferramenta, pois nos ensaios práticos (estáticos) a queda de força devido ao recuo do carro porta-ferramenta era corrigida, enquanto que na peça usinada isso não era possível de ser feito.

Na Figura 4.10, o comportamento das curvas foram semelhantes aos da Figura 4.9, porém os valores das diferenças nas dimensões das peças foram maiores que nos casos da Figura 4.9.

Se forem comparadas as curvas usinadas, verifica-se que no caso da peça 17mm, o erro máximo na dimensão foi de 0,01 mm maior que no caso da peça 35mm.

Pelos resultados obtidos, pode-se concluir que a equação utilizada pode ser utilizada para prever o erro dimensional e o erro de forma de uma peça a ser torneada, sendo necessário para isso, determinar experimentalmente a rigidez dos componentes da máquina, ou seja, cabeçote, contra ponto e porta ferramenta.

O método utilizado para a determinação da rigidez dos componentes da máquina é simples, porém necessita de um dinamômetro que permita medir a força aplicada.

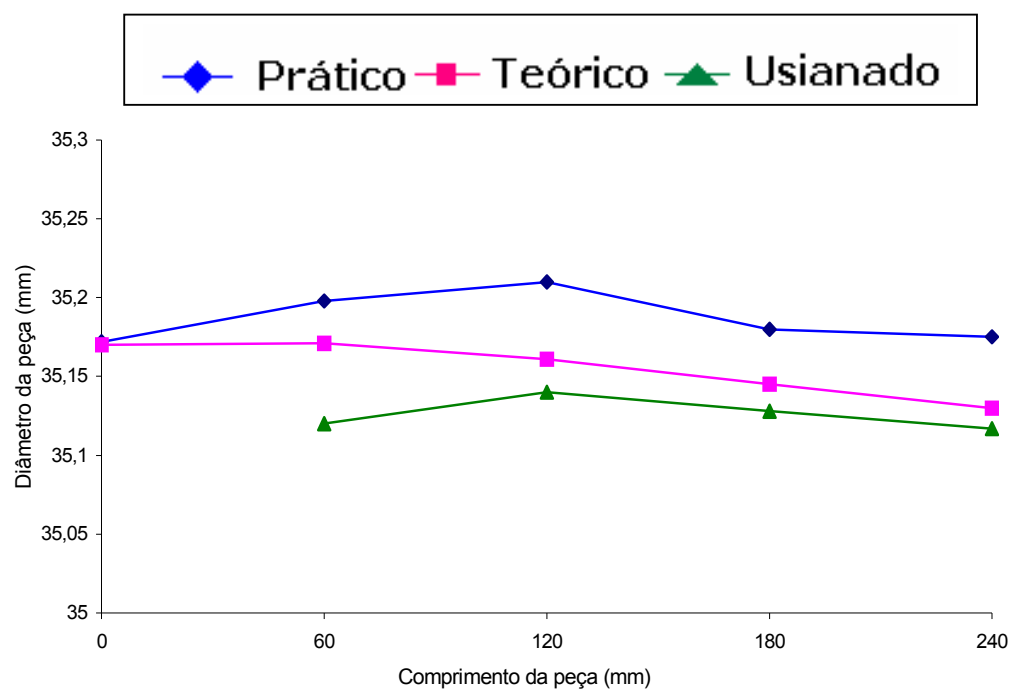


Figura 4.9 Comparações entre os perfis, peça com diâmetro de 35 mm.

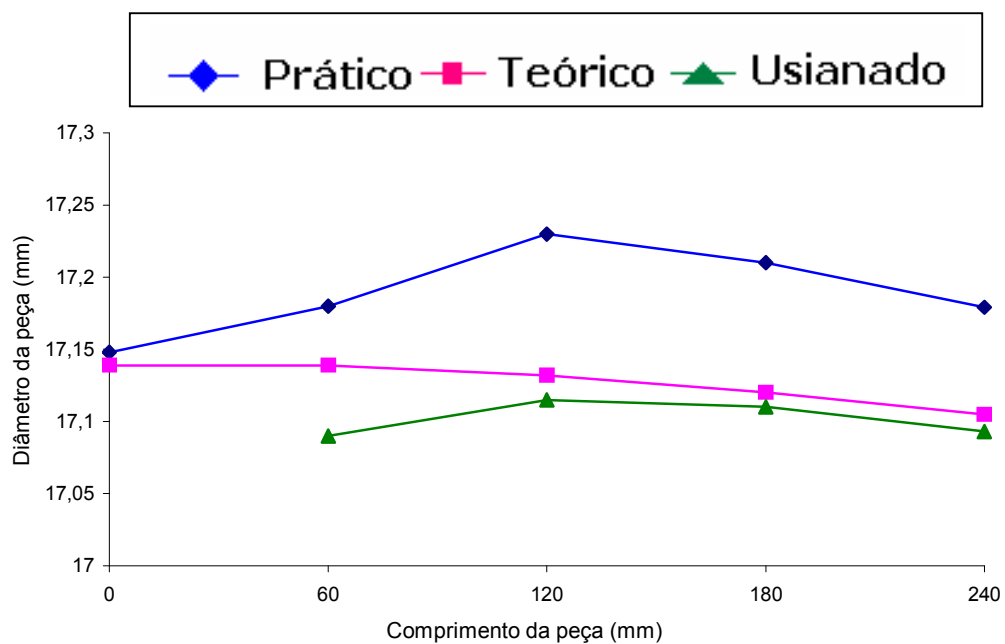


Figura 4.10 Comparações entre os perfis, peça com diâmetro de 17 mm.

CAPÍTULO – 5

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1. CONCLUSÕES

A rigidez do sistema MFDP, principalmente o da peça, tem grande influência na formação de erros das peças torneadas.

A equação utilizada pode ser utilizada para prever os erros dimensionais e de forma de uma peça torneada.

O método utilizado para a obtenção da rigidez dos componentes da máquina é simples e viável.

5.2.SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Estudo da influência do escorregamento entre a peça e os dispositivos de fixação na formação de desvios geométricos na operação de torneamento.
- Desenvolver um método teórico para previsão de erros dimensionais e geométricos utilizando o método de elementos finitos.
- Estudo da influência da vibração do sistema MFDP, no acabamento superficial da peça.

CAPÍTULO – 6

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGOSTINHO, O. L.; RODRIGUES, A. C. S., LIRANI, J., 1977, Tolerância, Ajustes, Desvios e Análises de Dimensões. São Paulo – Edgard Blucher, C ED, Universidade de São Paulo.

AGOSTINHO, O. L.; RODRIGUES, A. C. S., LIRANI, J., 1981, Princípios de engenharia de Fabricação Mecânica. V. 2, USP/São Carlos.

BEER, P.F., Johnston, E.R. JR. Resistência dos Materiais. Editora MC Graw-Hill do Brasil, 1982.

CHRYSSOLOURIS, G., Effects of Machine-Tool-Workpiece Stiffness on the Wear Behaviour of Superhard Cutting Materials. Annals of the CIRP, vol. 31/1, 1982, p. 65-69.

DINIZ, A.E., Marcondes, F.C., Coppini, N.L. Tecnologia da Usinagem dos Materiais. São Paulo: Art Líder, 2000.

FERRARESI, D. Fundamentos da Usinagem dos Metais São Paulo: Edgard Blücher, 1970.

FERRARESI, D. Valores das Características de Corte de Diferentes Materiais, para a Operação de Torneamento. São Paulo: Associação Brasileira de Metais, 1980.

KOVAN, V., 1973, Fundamentals of Process Engineering, Foreign Languages Publishing House, Moscou.

LIRANI, J. Uma Contribuição para Novas Formulações das Forças de Corte no Torneamento. São Carlos EESC/CAASO, 1975.

MATSUMOTO, H., Erros Dimensionais no Torneamento Devido à Rigidez do Sistema. Dissertação de Mestrado, UNICAMP, 1992.

MATSUMOTO, H.; PALLEROSI, C. A., Influência da Rigidez do Sistema Sobre o Erro Dimensional e Geométrico em Torneamento. In: III Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, Belém – PA: 1994. v. II. P. 552-555.

MATSUMOTO, H.; PALLEROSI, C. A., Influência da Rigidez dos Dispositivos de Fixação Sobre Erros no Torneamento. In: XI Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais, Águas de São Pedro – SP, 1994, p. 503-506.

MIC/STI Máquinas Ferramenta – Recomendações para Ensaios de Precisão Geométrica. Brasília: MIC- Secretaria de Tecnologia Industrial, 1974.

MIC-IPT-MF-B5-01, Construção de Árvores para Máquinas Ferramentas, 1975.

MURTHY, R.L. Interaction of Machine Tool and Workpiece Rigidities. International Journal of Machine Tool Design and Research, v.10, p. 317-325, 1970.

POPOV, E.P. Introdução à Mecânica dos Sólidos. São Paulo Edgard Blucher, 1978.