

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

**MANDRILAMENTO COM CABEÇOTES DE EXCENTRICIDADE
REGULÁVEL E SISTEMA DE BALANCEAMENTO**

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

HENRIQUE BRÜGGMANN MÜHLE

FLORIANÓPOLIS, DEZEMBRO DE 2000

**MANDRILAMENTO COM CABEÇOTES DE EXCENTRICIDADE REGULÁVEL E
SISTEMA DE BALANCEAMENTO**

HENRIQUE BRÜGGMANN MÜHLE

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA FORMA FINAL
PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr.-Ing. Walter Lindolfo Weingaertner
Orientador

Prof. Rolf Bertrand Schroeter, Dr. Eng.
Co-orientador

Prof. Júlio César Passos, Dr. Eng.
Coordenador da Pós-Graduação

BANCA EXAMINADORA

Prof. Lourival Boehs, Dr. Eng.

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph. D.

Prof. Paulo André de Camargo Beltrão, Ph.D.

Aos meus pais, Sasso Winhard Mühle e Ernestina Brüggmann Mühle, pelo incentivo e apoio que sempre me proporcionaram.

A meu irmão, Ricardo, pela sua amizade, dedicação e companheirismo.

Agradecimentos

Aos Professores. Walter L. Weingaertner e Rolf Bertrand Schroeter,

Pela disposição em auxiliar com sua sabedoria e experiência e pelo auxílio e apoio na realização tanto deste trabalho, como de vários outros realizados com empresas e institutos de pesquisa.

Aos estagiários Gilberto C. Albrecht, Christiano R. Schramm, Luciano Sena e Jochen Wolf,

Sempre prontos a cooperar para a realização do trabalho.

Ao colega Cleiton,

Pelo apoio na realização deste trabalho e pelo mate amargo de todas manhãs.

Aos colegas do LMP,

Pela amizade e incentivo.

Às irmãs Simone e Virgínia Grace Barros,

Pelo carinho e compreensão.

Aos amigos Edson L. Cattoni, Luciano Filleti, Jonas F. Cunha e Carlos C. Gommersbach,

Pela amizade, companheirismo e ajuda nas horas difíceis.

Às Indústrias Romi

Pelo apoio às pesquisas

Ao CNPq,

Pelo apoio financeiro.

A todos que indiretamente contribuíram para que esta difícil etapa fosse vencida.

Sumário

Simbologia	viii
Resumo	xi
Abstract	xii
Capítulo 1 - Introdução	1
Capítulo 2 - Estado da Arte	4
2.1 - Mandrilamento	4
2.2 - Utilização de Cabeçotes de Mandrilar	5
2.3 - Ferramentas de Mandrilar	7
2.3.1 - Cabeçotes com Regulagem do Suporte de Ferramenta	9
2.3.2 - Cabeçotes com Regulagem da Haste	17
2.3.3 - Cabeçotes de Mandrilar com Ajuste Automático	22
2.3.4 - Cabeçotes de Mandrilar com Sistema de Balanceamento	25
2.4 – Vibrações na Usinagem.....	27
2.4.1 - Tipos de Vibração.....	27
2.4.2 - Origem das Vibrações.....	28
2.4.3 - Vibração Causada pelo Cabeçote de Mandrilar Regulável	30
2.5 - Comportamento Dinâmico.....	31
2.5.1 - Frequência Natural.....	31
2.5.2 - Ressonância	32
2.5.3 - Fator de Amplificação	32
2.6 - Desbalanceamento	34
2.6.1 - Tipos de Desbalanceamento	35
2.6.2 - Vibração em Rotores Desbalanceados.....	42

2.6.3 - Tipos de Balanceamento.....	42
2.6.4 - Recomendações e Normas para Balanceamento	43
2.6.5 - Desbalanceamento Causado por Ferramentas	46
2.7 - Parâmetros Relacionados à Usinagem.....	49
2.7.1 - Velocidade de Corte	50
2.7.2 - Avanço.....	51
2.7.3 - Profundidade de Corte	54
2.7.4 - Ângulo de Direção do Gume	55
2.7.5 - Ângulo de Saída.....	56
2.7.6 - Raio de Quina	56
Capítulo 3 - Infra-estrutura e Procedimentos	59
3.1 - Infra-estrutura dos Ensaios	59
3.1.1 - Cabeçotes de Mandrilar	59
3.1.2 - Ferramentas de Corte	62
3.1.3 - Equipamentos de Medição.....	63
3.1.4 - Corpos de Prova e Acessórios	63
3.2 - Procedimentos	66
3.2.1 - Procedimento de Preparação dos Corpos de Prova	66
3.2.2 - Procedimento de Medição de Rugosidades	66
3.2.3 - Procedimento de Medição de Circularidade e Cilindricidade	67
3.2.4 - Procedimento de Medição de Vibrações	67
3.2.5 - Procedimentos Estatísticos	68
Capítulo 4 - Pré-testes	70
4.1 - Parâmetros de Usinagem.....	70
4.2 - Utilização dos Sistemas de Balanceamento	71
4.3 - Nível de Vibração da Árvore	73
4.4 - Comparação entre Cabeçotes	77

Capítulo 5 - Planejamento e Preparação dos Ensaios	79
5.1 - Planejamento	79
5.2 - Diâmetros	80
5.2.1 - Condição mais Crítica com Relação à Excentricidade	80
5.3 - Condições de Corte.....	81
5.4 - Regulagem do Sistema de Balanceamento	81
5.5 - Influência da Posição dos Furos sobre os Níveis de Vibração	82
5.6 - Corpo de Prova	83
Capítulo 6 - Análise dos Resultados	84
6.1 - Ensaios de Usinagem.....	84
6.1.1 - Influência da Velocidade de Corte sobre o Erro de Circularidade	84
6.1.2 - Influência da Velocidade de Corte sobre o Erro de Cilindricidade	85
6.1.3 - Influência da Velocidade de Corte sobre a Qualidade de Superfície	86
6.2 - Medição de Vibrações.....	87
6.2.1 - Influência dos Sistemas de Balanceamento sobre os Níveis de Vibração.....	87
6.2.2 - Influência da Rotação sobre o Ponto de Mínima Vibração	90
6.3 - Vibrações Regenerativas.....	93
Capítulo 7 - Conclusões e Sugestões para a Continuação do Trabalho.....	96
7.1 - Conclusões	96
7.2 - Sugestões para Próximos Trabalhos	97
Capítulo 8 - Referências Bibliográficas	99

Simbologia

Símbolos com Letras Maiúsculas

Símbolo	Descrição	Unidade
A_1	Área da maior seção transversal de uma barra	mm^2
CG	Centro de gravidade	-
E	Módulo de Young	N/mm^2
F_{cent}	Força centrífuga	N
G	Qualidade de balanceamento	mm/s
H_0	Hipótese zero	-
H_1	Hipótese alternativa	-
I	Momento de inércia	mm^4
I_1	Momento de inércia da seção de maior área	mm^4
L	Comprimento de uma barra	m
MS_{lotes}	Média dos quadrados dos lotes	-
MS_E	Média dos quadrados dos erros	-
N	Número total de observações	-
R_a	Rugosidade média aritmética	μm
R_t	Profundidade máxima de rugosidade	μm
$R_{t,\text{th}}$	Profundidade máxima de rugosidade teórica	μm
R_z	Rugosidade média	μm
SS_E	Soma dos quadrados dos erros	-
SS_T	Soma dos quadrados total	-
SS_{lotes}	Soma dos quadrados dos lotes	-
U	Desbalanceamento residual	$\text{kg}\cdot\text{mm}$
X_0	Intensidade de força de resposta	-

Símbolos com Letras Minúsculas

Símbolo	Descrição	Unidade
a	Número de lotes	-
a_p	Profundidade de corte	mm
b	Largura do cavaco	mm
b_0	Menor diâmetro de uma barra	mm
b_1	Maior diâmetro de uma barra	mm
e	Excentricidade	mm
f	Avanço	mm
f_n	Frequência natural	Hz
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
h_{min}	Espessura de corte mínima	mm
k	Rigidez	N/m
l	Distância entre massas de desbalanceamento	m
m	Massa	g
n	Número de repetições de um lote	-
r	Distância entre massa de desb. e eixo de rotação	mm
r_e	Raio de quina	mm
u	Massa de desbalanceamento	g
v_c	Velocidade de corte	m/min
w	Massa por unidade de comprimento	kg/m
$y_{..}$	Soma de todas as observações	-
y_i	Soma das observações realizadas para um lote	-
y_{ij}	Medição da j-ésima replicação do i-ésimo lote	-

Símbolos com Letras Gregas

Símbolo	Descrição	Unidade
α	Ângulo de incidência	graus
β	Ângulo de engrenamento oblíquo	graus
χ	Ângulo de direção do gume	graus
γ	Ângulo de saída	graus
λ	Ângulo de inclinação do gume	graus
θ_1	Posição anel de balanceamento 1 do cabeçote B	-
θ_2	Posição anel de balanceamento 2 do cabeçote B	-
ρ	Densidade	kg/m ³
ρ_β	Raio de gume	μm
ω	Velocidade angular	rad/s
ω_n	Velocidade angular correspondente à frequência natural	rad/s
ζ	Coefficiente de amortecimento	-

Resumo

Máquinas-ferramenta cada vez mais rápidas e precisas, em conjunto com ferramentas de corte cada vez mais resistentes ao desgaste, contribuíram para um considerável aumento da taxa de remoção de material nos processos de usinagem com ferramentas de geometria definida. Para o caso específico de ferramentas de mandrilamento, surge a necessidade de se trabalhar com cabeçotes que permitam operações com altas velocidades de corte, além de uma rápida e fácil regulagem da ferramenta. Sendo assim, fabricantes de ferramentas desenvolveram cabeçotes de mandril munidos de sistemas de balanceamento e de regulagem de excentricidade. O objetivo deste trabalho é o de avaliar a influência do sistema de balanceamento sobre o mandrilamento. Tal avaliação é realizada baseando-se em resultados experimentais relativos à qualidade superficial e precisão de forma dos furos mandrilados. Inicialmente, foram realizados ensaios visando avaliar as condições e características dinâmicas da máquina-ferramenta a ser utilizada, mais especificamente, os níveis de vibração causados por desbalanceamento do fuso. Avaliada a máquina, foram planejados experimentos visando levantar a influência dos níveis de vibração causada por desbalanceamento sobre a precisão de forma e qualidade de superfície no mandrilamento de furos de 17 a 28 mm de diâmetro. Foram medidos erros de cilindricidade e de circularidade (precisão de forma), bem como rugosidade (qualidade de superfície) dos furos mandrilados. Tais medições foram realizadas para furos mandrilados com a presença de diferentes níveis de vibração para uma mesma condição de corte. Os níveis de vibração do cabeçote de mandril correspondem aos limites máximo e mínimo, possíveis para um mesmo diâmetro.

Abstract

Faster and more accurate machine-tools, combined with more resistant cutting tools, have been capable of increasing the material's removing rate in several machining processes. The need of working with tools that allow high speed cutting operations, incorporating rapid and easy tool adjustment features occurs, particularly, for boring heads. Considering these factors, cutting tools manufacturers have been developing boring heads with integrated counterbalance system and adjustable eccentricity mechanisms. The main aim of this study is to evaluate the influence of the counterbalance system on the boring process. The assessment is going to be based on experimental results related to surface quality and form accuracy of the machined holes. Firstly, several experiments are conducted in order to gather data on the conditions and dynamic characteristics (*e.g.* the vibration levels due to unbalancing) of the machine-tool to be employed in the whole process. Next, planned experiments are implemented to verify the influence of vibration caused by unbalances, considering the boring operations of holes with diameters ranging from 17 to 25 mm. Parameters related to form accuracy (roundness and cylindricity) and surface quality of the holes are presented, considering different vibration levels, for a unique cutting condition. For the same diameter, the measured boring head vibration corresponds to the maximum and minimal possible levels for the operation.

Capítulo 1

Introdução

O mandrilamento é um processo freqüentemente empregado na usinagem de acabamento de furos, ou seja, em peças que já adquiriram um elevado valor agregado através de horas de usinagem prévia. Por isto a produção de refugos devido a problemas na usinagem neste estágio avançado do ciclo de produção é altamente indesejável. Embora as ferramentas de mandrilar raramente cheguem a 15% do total de ferramentas envolvidas na usinagem, ocupam posição de importância em uma cadeia produtiva [1].

Máquinas-ferramentas cada vez mais rápidas, e ferramentas de corte cada vez mais resistentes ao desgaste contribuíram para um considerável aumento da taxa de remoção de material nos processos de usinagem com ferramentas de corte com geometria definida, diminuindo o tempo principal de usinagem, ou seja, o tempo em que efetivamente é retirado material da peça. Para melhor aproveitar este potencial, é desejável que as máquinas permaneçam operando o maior tempo possível, de forma que se faz necessário também a diminuição dos tempos secundários de usinagem, que são tempos tais como troca da peça, regulagem e troca da ferramenta, etc.

A manutenção da tolerância dimensional, a qualidade de superfície das peças usinadas, o alto rendimento das máquinas-ferramentas e a diminuição de custos envolvidos no processo são objetivos constantemente almejados pela indústria na usinagem de médios e grandes lotes. Fabricantes de ferramentas buscam otimizar seus produtos, visando atender estas necessidades da indústria. Para o caso específico de ferramentas de mandrilamento, a manutenção da tolerância dimensional pode ser facilitada através da utilização de cabeçotes com excentricidade regulável (compensação do desgaste da ferramenta de corte através da regulagem de excentricidade). A qualidade de superfície pode ser garantida através da alta rigidez dos cabeçotes e acessórios que os acompanham (hastes, cápsulas, etc.), bem como através da utilização de ferramentas de corte adequadas.

A diminuição tanto dos tempos principal quanto secundário tornam o processo mais produtivo. Faz-se, então, necessária a utilização de cabeçotes de mandrilar que permitam a realização de operações com altas velocidades de corte, o que freqüentemente implica na utilização de sistemas de balanceamento integrados ao próprio cabeçote. Rapidez e facilidade na troca e regulagem da ferramenta de corte, visando a diminuição do tempo em que a máquina permanece parada, são outros requisitos a serem cumpridos por estas ferramentas.

Vários são os fatores que influenciam na qualidade de furos mandrilados. Características cinemáticas da máquina exercem grande influência sobre a precisão de forma do furo. Estabilidade estática, dinâmica e térmica do sistema máquina-ferramenta-peça são outros fatores que exercem influência sobre a precisão de forma. Já a qualidade de superfície depende principalmente da geometria de corte da ferramenta e do comportamento dinâmico do sistema máquina-ferramenta-peça.

O comportamento dinâmico das ferramentas de mandrilamento pode ser otimizado, seja através de dispositivos de amortecimento de vibrações geradas no próprio processo, seja através de dispositivos de balanceamento que compensam a falta de simetria de massa de um cabeçote de mandrilar.

Sistemas de balanceamento de cabeçotes de mandrilar já existem há bastante tempo. No entanto, a preocupação por parte de fabricantes de ferramentas em fornecer este tipo de sistema é recente. Isto se deve em parte ao crescente aumento, nos últimos anos, das velocidades de corte praticadas na usinagem, conseqüência do desenvolvimento dos materiais de corte (metal-duro, Cermet) e das próprias máquinas-ferramentas. Altas velocidades de corte implicam em altas rotações, o que por sua vez implica em altos níveis de vibrações da ferramenta durante a usinagem. Assim, o balanceamento de cabeçotes de mandrilar vem se tornando cada vez mais importante à medida que aumentam as velocidades de corte praticadas.

O objetivo inicial deste trabalho era o de comparar diferentes cabeçotes de mandrilamento com excentricidade regulável e munidos de sistema de balanceamento, bem como levantar a influência da utilização destes sistemas de balanceamento sobre o resultado da usinagem através da medição de características dos furos usinados.

Após a realização e análise de alguns experimentos iniciais, constatou-se a presença de problemas relacionados ao balanceamento da árvore da máquina-ferramenta utilizada, o que tornou inviável o cumprimento do primeiro objetivo inicialmente proposto – efetuar a comparação de três cabeçotes de mandrilar.

Sendo assim, o primeiro objetivo deste trabalho passou a ser a identificação do problema da máquina, bem como a demonstração da influência deste problema sobre os resultados provenientes de medições de vibração do conjunto árvore-cabeçote. Feito isto, fez-se necessária a reavaliação dos outros objetivos, adequando-os às condições da estrutura disponível e contornando os problemas existentes.

O segundo objetivo – a avaliação da influência do nível de vibração sobre as características dos furos mandrilados – pôde ser mantido. No entanto, foi necessário o replanejamento desta etapa, uma vez que todos os ensaios tiveram que ser realizados com apenas um ao invés de três cabeçotes como planejado inicialmente.

É também objetivo deste trabalho, portanto, a determinação da influência do nível de vibração sobre a precisão de forma e qualidade de superfície dos furos mandrilados na faixa entre 17 e 28 mm de diâmetro, realizada através de medições de erros de circularidade, de cilindricidade e de valores de rugosidade.

Capítulo 2

Estado da Arte

2.1 - Mandrilamento

O mandrilamento é um processo de usinagem bastante utilizado, no entanto não tão conhecido quanto o torneamento, fresamento ou retificação, fazendo-se assim necessária uma breve explicação de seu princípio de funcionamento.

Segundo Ferraresi [2], o mandrilamento é um processo de usinagem destinado à obtenção de superfícies de revolução, onde a ferramenta de corte é dotada de movimento de rotação e a peça ou a própria ferramenta se desloca segundo uma trajetória determinada.

O mandrilamento é um processo destinado à usinagem de desbaste ou acabamento de furos já existentes. No entanto, podem também ser mandriladas superfícies planas ou outros tipos de cavidades, sendo estes casos menos comuns. O movimento relativo entre a ferramenta de corte e a peça é obtido através da rotação da ferramenta, uma vez que a rotação da peça é dificultada devido geralmente às suas grandes dimensões e formas assimétricas ou prismáticas (blocos de motores à combustão, por exemplo).

Ferraresi [2] classifica o mandrilamento em quatro tipos, segundo a forma da superfície de revolução ou cavidade gerada.

- Mandrilamento cilíndrico: a superfície usinada é cilíndrica de revolução, cujo eixo de simetria coincide com o eixo de rotação da ferramenta (Figura 1.a).
- Mandrilamento radial: a superfície usinada é plana e contida em um plano normal em relação ao eixo de rotação da ferramenta (Figura 1.b).
- Mandrilamento cônico: a superfície usinada é cônica de revolução, cujo eixo de simetria coincide com o eixo de rotação da ferramenta (Figura 1.c).

- Mandrilamento de superfícies especiais: processo no qual a superfície usinada é de revolução diferente das anteriores, cujo eixo de simetria coincide com o eixo de rotação da ferramenta, como por exemplo o mandrilamento esférico (Figura 1.d).

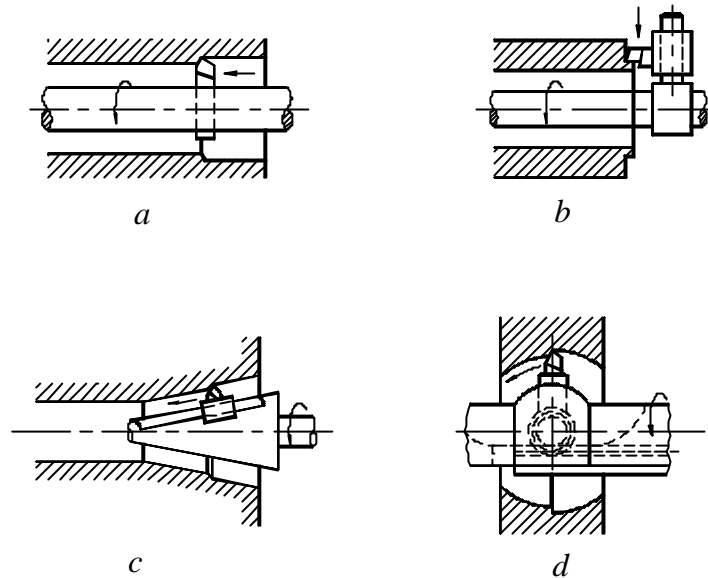


Figura 1 - Tipos de mandrilamento [2]

No mandrilamento, as dimensões dos furos usinados dependem da excentricidade da ferramenta de corte. Sendo assim, existem ferramentas que apresentam a possibilidade de regulagem da excentricidade da ferramenta de corte, como descrito mais detalhadamente no item 2.3.

2.2 - Utilização de Cabeçotes de Mandrilar

O uso de cabeçotes de mandrilar adequados contribui para a redução de custos no processo através do melhor aproveitamento do potencial da ferramenta de corte e máquina-ferramenta, da diminuição do capital investido em ferramental e da diminuição dos tempos secundários relacionados à troca de ferramenta ou eventuais correções de excentricidade.

Segundo Buck [3], o aproveitamento de uma máquina-ferramenta é consideravelmente influenciado pelo comportamento do desgaste da ferramenta de corte. O desgaste da ferramenta não significa necessariamente o fim de sua vida, mas acarreta a diminuição do diâmetro do furo

usinado. Assim foram desenvolvidos sistemas que são capazes de compensar este desgaste e manter as peças usinadas dentro das tolerâncias desejadas.

O desgaste de ferramentas utilizadas na usinagem de furos (mandrilamento e torneamento interno) faz com que o diâmetro do furo varie, diminuindo com o aumento do desgaste. No mandrilamento com dispositivos que não apresentem a possibilidade de regulagem de excentricidade, quando é atingido o desgaste máximo da ferramenta de corte, o erro dimensional do furo mandrilado pode atingir valores da ordem de décimos de milímetro [3].

Existem, no entanto, dispositivos que permitem a regulagem de excentricidade da ferramenta de corte, de forma que este desgaste pode ser compensado. Para um desgaste de flanco máximo da ordem de décimos de milímetro, a variação do diâmetro do furo usinado, dependendo da geometria da ferramenta, pode chegar a alguns centésimos de milímetro. Assim, cabeçotes de mandrilar com regulagem de excentricidade permitem um melhor aproveitamento da ferramenta de corte, uma vez que possibilitam a sua utilização até que seja atingido o desgaste máximo permissível, sem no entanto provocar alterações significativas no diâmetro usinado [3].

De acordo com Lohner [1], do total de ferramentas de mandrilar disponíveis, apenas de 10 a 15% estão em uso em um instante qualquer, o que significa que até 90% do capital investido neste tipo de ferramenta é improdutivo. Sendo assim, a utilização de cabeçotes de mandrilar mais versáteis, ou seja, capazes de atender uma faixa de diâmetro ao invés de um diâmetro fixo, e que possuam componentes intercambiáveis (prolongamentos, suportes de ferramenta, cápsulas e etc.), reduz os custos ocasionados pela compra e estoque de ferramentas de mandrilar.

O tempo secundário, ou seja, o tempo de máquina parada, também pode ser reduzido, uma vez que em cabeçotes mais modernos, a compensação do desgaste da ferramenta pode ser feita de forma rápida e precisa pelo próprio operador, regulando a excentricidade da ferramenta sem retirar o cabeçote da máquina. Além disso, a utilização de cabeçotes com excentricidade regulável permite que a troca de ferramenta somente se faça necessária, quando esta atinge o fim de sua vida, fazendo com que trocas de ferramenta devido à necessidade de manter as peças dentro da tolerância exigida não sejam mais necessárias. Assim, a redução do tempo secundário se deve também à menor frequência de trocas de ferramenta [3].

Em uma máquina de comando numérico equipada com um sistema de medição das peças usinadas, pode ser realizada a compensação automática de desgaste de ferramenta, diminuindo ainda mais o tempo de máquina parada, e possibilitando inclusive, o funcionamento da máquina em turnos com menor número de operadores.

Uma vantagem adicional de tais sistemas, é o fato dos componentes intercambiáveis não precisarem apresentar alta precisão dimensional, uma vez que qualquer erro pode ser compensado posteriormente pelo sistema de regulagem de excentricidade da ferramenta. O mandrilamento com cabeçotes reguláveis pode também substituir operações de alargamento mantendo a mesma qualidade de superfície e dimensional, com a vantagem de um cabeçote poder substituir vários alargadores de diâmetros diferentes [1].

2.3 - Ferramentas de Mandrilar

As ferramentas de mandrilar mais simples são as barras de mandrilar. Algumas não apresentam qualquer tipo de regulagem, possuindo comprimento e diâmetro fixos. Assim, com este tipo de barra de mandrilar somente podem ser usinados furos em uma determinada faixa de profundidade e com um diâmetro fixo, não havendo a possibilidade de efetuar a correção de raio devido ao desgaste da ferramenta de corte. Algumas barras de mandrilar apresentam regulagem de excentricidade, no entanto de forma limitada.

Ao contrário das barras de mandrilar, os cabeçotes de mandrilar possuem sistemas de regulagem de excentricidade da ferramenta mais versáteis, exatos e precisos. Vários são os sistemas de regulagem, e segundo seu princípio de funcionamento, eles podem ser divididos em dois grupos principais: regulagem somente através do movimento da cápsula da ferramenta e de seu suporte (Figura 2.a), e regulagem através do movimento de uma haste (ou prolongamento), onde é fixada a cápsula da ferramenta, como na Figura 2.b [3]. Na Figura 2 são mostradas as partes móveis dos dois tipos de cabeçotes.

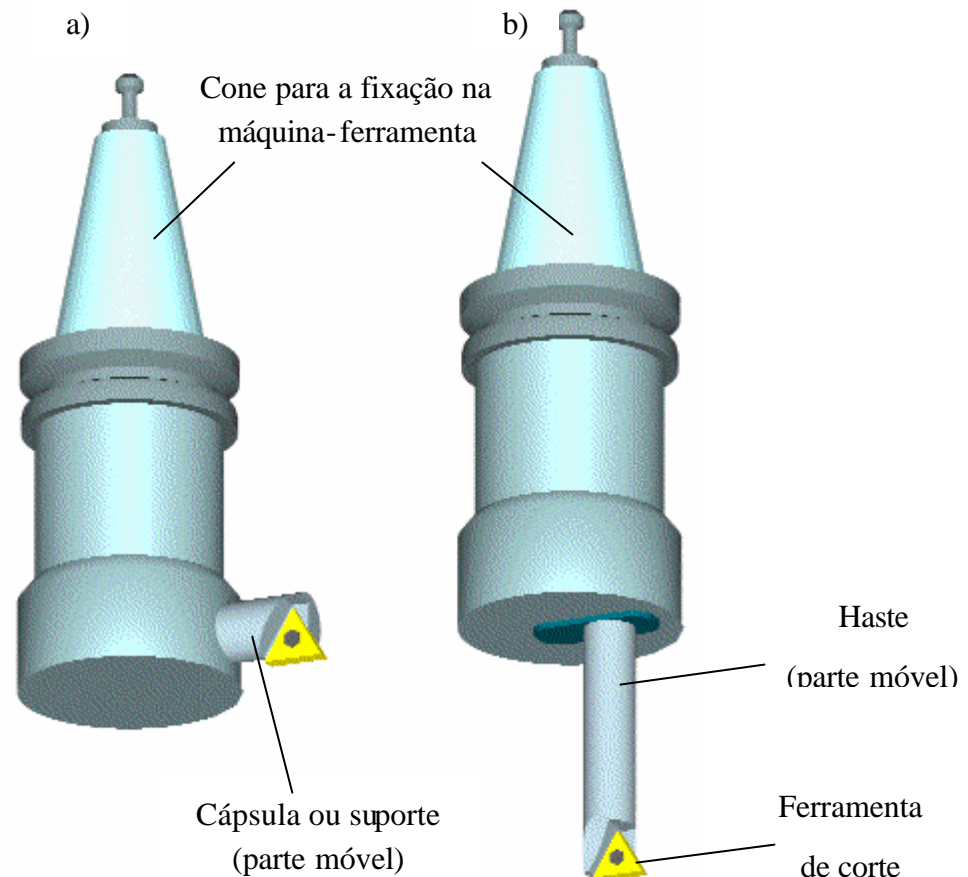


Figura 2 - Partes móveis dos cabeçotes de mandrilar

Os mecanismos de acionamento da regulação destes sistemas podem ser de concepção simples, baseados no movimento de parafusos, que proporcionam precisão de posicionamento da ordem de décimos de milímetro. Em sistemas de concepção mais elaborada são utilizados parafusos ou buchas diferenciais, e mudança de eixos de movimento através de movimento de planos inclinados, que podem atingir precisão de posicionamento da ordem de centésimos de milímetro ou até mesmo de micrometros [3].

Cabeçotes de mandrilar podem apresentar excentricidade variável de alguns milímetros, permitindo o mandrilamento dentro de uma pequena faixa de diâmetro, ou apenas de centésimos de milímetro, permitindo somente a compensação do desgaste da ferramenta. Existem, no entanto, cabeçotes que possuem estas duas características [3,4]. A seguir são mostrados alguns princípios de regulação de excentricidade de suporte e de haste, bem como certos tipos de regulação automática além de alguns sistemas de balanceamento de cabeçotes de mandrilar.

2.3.1 - Cabeçotes com Regulagem do Suporte de Ferramenta

A regulagem somente da ferramenta de corte e de seu suporte traz a vantagem de que massas menores são deslocadas, de forma que a falta de simetria na distribuição de massa do cabeçote permaneça pequena, ocasionando um menor desbalanceamento. No caso de cabeçotes menores (para pequenos diâmetros), o espaço limitado para a acomodação de um mecanismo de regulagem torna-se problemático, uma vez que o tamanho dos componentes deste mecanismo tem influência sobre a rigidez do cabeçote [3].

A regulagem da ferramenta e de seu suporte pode ser feita através do movimento radial e perpendicular ao eixo de giro do cabeçote, ou através de um movimento inclinado com relação a este, ou seja, com componentes radial e longitudinal, como mostra a Figura 3. No primeiro caso (Figura 3.a) o movimento da ferramenta corresponde diretamente a uma alteração do raio. No segundo caso (Figura 3.b), além de uma alteração do raio, o movimento da ferramenta implica também numa alteração longitudinal de sua posição. Tanto a alteração do raio quanto da posição longitudinal dependem do ângulo φ entre eixo de rotação e eixo de translação da ferramenta [4].

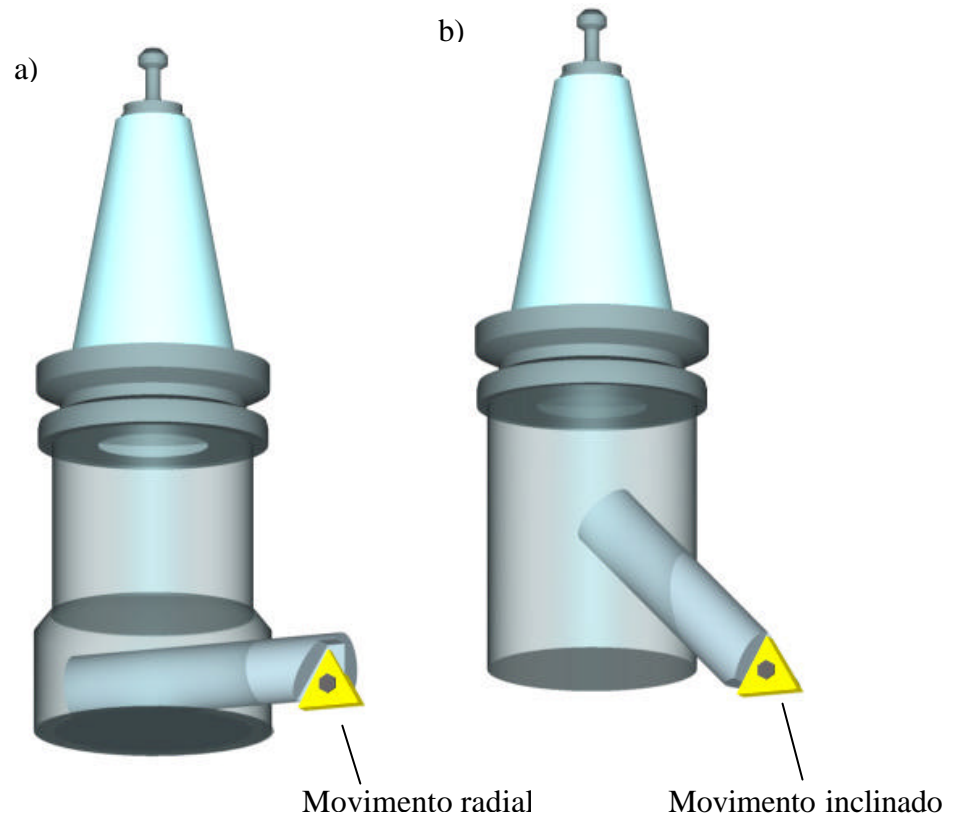


Figura 3 - Regulagem de excentricidade com movimento radial e movimento inclinado

A seguir são apresentados alguns sistemas de regulagem de excentricidade de suportes de ferramenta, segundo Buck [4].

a - Regulagem por Parafuso Simples

A regulagem feita por parafuso é considerada a mais simples. A ferramenta *a* é movida por um parafuso *b* na direção radial e para fora do cabeçote. Uma vez feita a regulagem, a ferramenta é fixada através de um parafuso de fixação *c*. Desejando-se diminuir a excentricidade da ferramenta, esta deve ser empurrada manualmente para dentro do cabeçote.

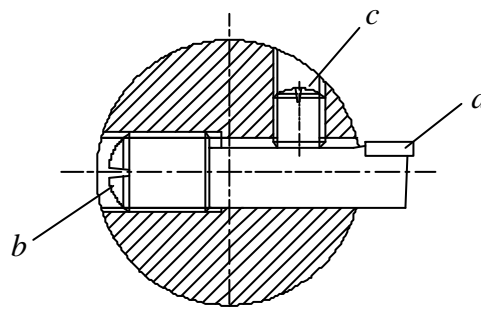


Figura 4 - Regulagem por parafuso simples [4]

b - Bucha de Expansão

O suporte de ferramenta *a* com uma porção cônica se encontra dentro de uma bucha de expansão *b*, também com porções cônicas em suas extremidades. Quando a porca *c* é apertada, a bucha sofre uma expansão elástica que a fixa contra a parede interna do furo onde se encontra. Com uma ferramenta especial rosqueada no furo com rosca fina *d*, realiza-se a regulagem fina do suporte de ferramenta posteriormente à fixação da bucha.

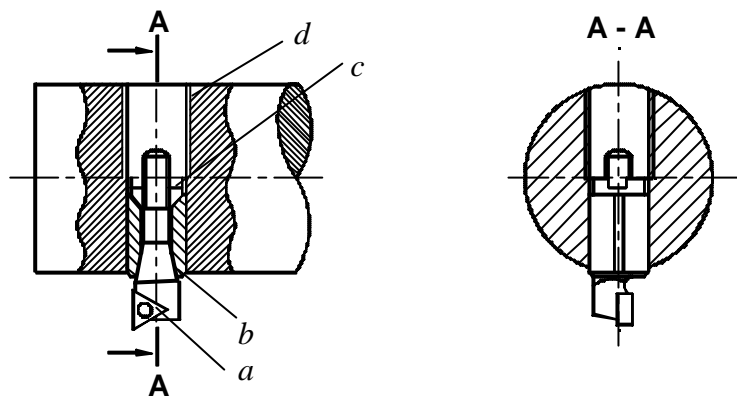


Figura 5 - Fixação por bucha de expansão [4]

c - Regulagem por Alavanca

Um parafuso *c* aciona uma alavanca *b*, que por sua vez empurra o suporte da ferramenta *a* para fora do cabeçote. O parafuso *d* fixa o suporte de ferramenta após a regulagem da excentricidade. A sensibilidade da regulagem depende dos comprimentos L_1 e L_2 da alavanca.

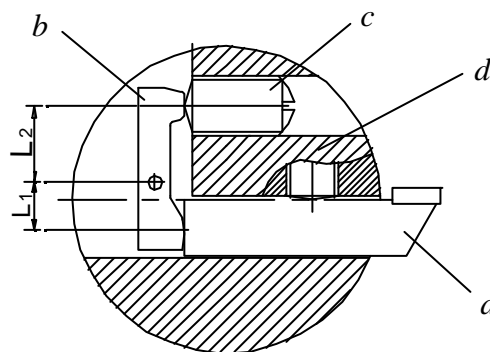


Figura 6 - Regulagem por alavanca [4]

d - Regulagem por Dois Parafusos e Esfera

O suporte de ferramenta *b* possui um furo *c* onde fica alojada a esfera *d*, de forma que esta pressione o suporte contra a parede da fenda do cabeçote de mandrilar *a*. A regulagem da posição da esfera, e conseqüentemente da ferramenta, é feita por dois parafusos *e* e *f* que são apertados contra aquela. Uma vantagem deste princípio é o fato de a esfera impedir o movimento da ferramenta tanto para dentro quanto para fora do cabeçote, eliminando as possíveis folgas.

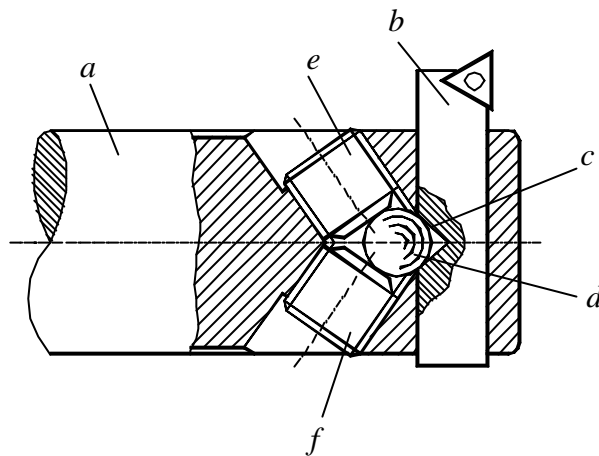


Figura 7 - Regulagem por dois parafusos e esfera [4]

e - Cabeçote com Duas Ferramentas e Fixação por Mola-Prato

As duas ferramentas *c* e *d* se encontram na fenda *a* do cabeçote de mandrilar *b*. A mola *f* de pontas *g* e *h* dobradas e apoiadas na parte posterior das ferramentas faz com que estas sejam empurradas constantemente para fora, possibilitando a regulagem da excentricidade que é feita por um anel ou gabarito de regulagem com o diâmetro desejado posicionado concentricamente ao cabeçote. As ferramentas são fixadas pelo parafuso *e* e pelas molas prato *k*. Os parafusos *m* e *n* servem de apoio radial para as ferramentas, evitando que estas sofram desregulagem durante a usinagem.

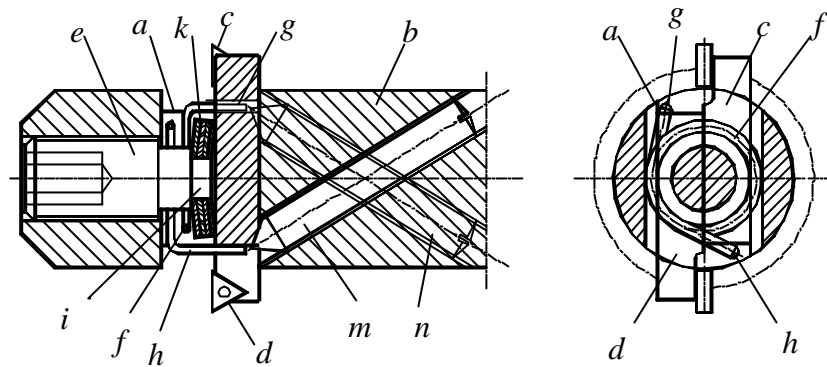


Figura 8 - Cabeçote com duas ferramentas e fixação por mola-prato [4]

f - Cabeçote com Duas Ferramentas e Regulagem por Rosca

As duas ferramentas *b* e *c* são fixadas a um mesmo parafuso de regulagem *d*. Este parafuso por sua vez possui uma rosca direita em um extremo, e uma rosca esquerda em outro, de forma que as duas ferramentas se movam para dentro ou para fora do cabeçote, conforme o sentido de giro do parafuso. As ferramentas são fixadas através dos parafusos *e* e *f*. O parafuso *g* de ponta cônica centraliza as duas ferramentas. Havendo a necessidade de se utilizar somente uma das ferramentas, todo o conjunto, formado pelas ferramentas e pelo parafuso de regulagem, deverá ser posicionado excêntrico e fixado pelo parafuso *h*.

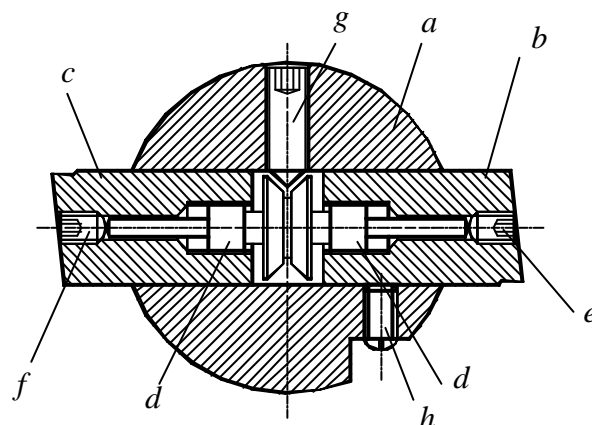


Figura 9 - Cabeçote com duas ferramentas e regulagem por rosca [4]

g - Ajuste por Engrenamento Oblíquo

Neste tipo de cabeçote a regulagem fina da ferramenta é feita através do engrenamento oblíquo entre o suporte *a* da ferramenta e da barra *b* posicionada transversalmente ao movimento

do suporte. A barra *b* apresenta dentes levemente oblíquos ao seu eixo de translação, que se encontram engrenados aos dentes do suporte da ferramenta. O fato dos dentes serem apenas levemente oblíquos ao sentido de translação da barra *b*, permite que o movimento de translação desta seja transformado em um pequeno movimento de translação do suporte da ferramenta, permitindo o ajuste fino de sua excentricidade. O ajuste grosseiro da excentricidade da ferramenta é feito manualmente, alterando-se a posição do suporte com relação à barra de dentes oblíquos.

A faixa deste ajuste depende do comprimento da região dentada da ferramenta, ao passo que a precisão de ajuste depende do ângulo *b*.

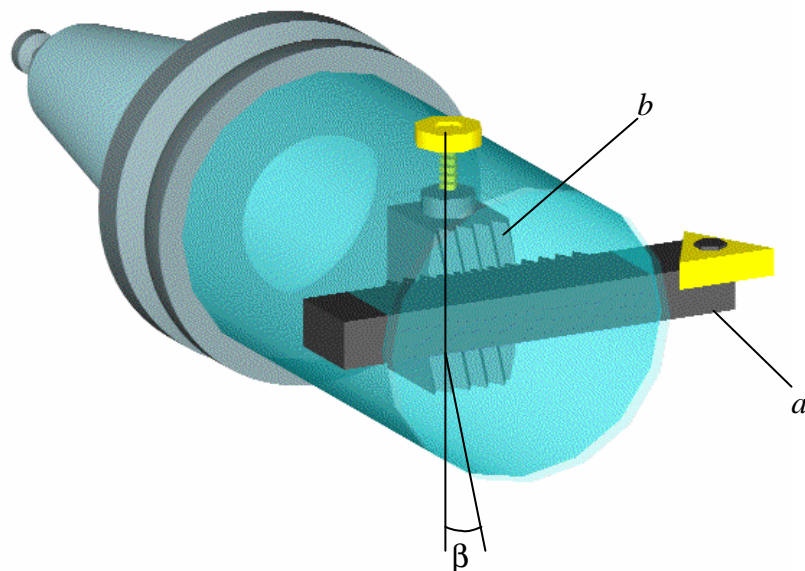


Figura 10 - Ajuste por engrenamento oblíquo

h - Ajuste por Parafuso Diferencial

Um parafuso *c* com duas roscas de passos diferentes permite uma regulagem mais fina da excentricidade da ferramenta. A cabeça do parafuso possui uma rosca e se movimenta dentro do cabeçote *a*. O corpo do parafuso é rosqueado no suporte da ferramenta *b*, de forma que a cada volta do parafuso, o suporte da ferramenta se move de uma distância correspondente à diferença entre os passos das duas roscas. Faz-se aqui também necessária a fixação da ferramenta através do parafuso de fixação *d*.

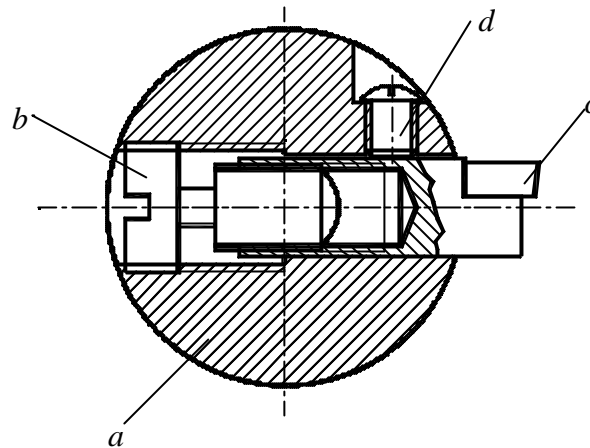


Figura 11 - Ajuste por parafuso diferencial [4]

i - Regulagem por Bucha com Rosca

No corpo do cabeçote encontram-se uma bucha *a* e uma bucha com rosca interna *b*, onde é inserido o porta-ferramenta *c* que apresenta uma parte lisa e outra com rosca. A bucha interna *a* é impedida de girar pelo parafuso *d*. O suporte de ferramenta possui uma superfície plana em contato com o pino *f*, de forma que seu giro também seja impedido. A regulagem é realizada girando-se a bucha *b* com uma ferramenta *k*. A bucha *b* possui, em sua face externa, uma graduação que permite relacionar o seu ângulo de giro com o deslocamento radial da ferramenta. Através do parafuso *i* a bucha *b* é apertada contra a bucha *a*, travando-se assim todo o sistema.

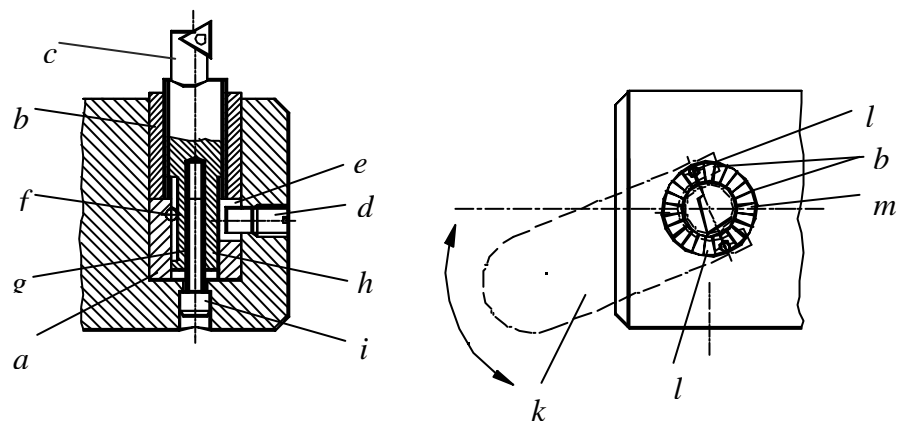


Figura 12 - Regulagem por bucha roscada [4]

j - Regulagem através de Bucha e Suporte com Roscas

O suporte de ferramenta *b* com rosca externa é posicionado no cabeçote *a* através de um anel cônico graduado *c* com rosca interna. A parte cônica do anel assenta sobre a parte cônica do cabeçote e a regulagem é feita girando-se o anel graduado. Uma vez feita a regulagem, o parafuso *d* é apertado garantindo a fixação do suporte da ferramenta. Dois ressaltos do suporte da ferramenta correm dentro da ranhura do cabeçote, impedindo que gire dentro do mesmo.

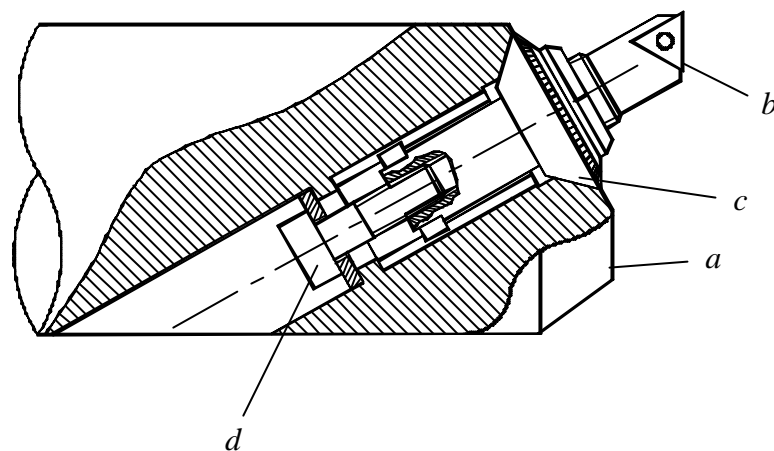


Figura 13 - Regulagem através de bucha e suporte com roscas [4]

k - Regulagem por Bucha com Roscas Interna e Externa

O suporte de ferramenta *a* é rosqueado em uma bucha *b*, que por sua vez é rosqueada em uma bucha *h* fixada ao corpo do cabeçote *c*. A bucha *b* possui roscas interna e externa com passos diferentes, de forma que a cada giro o movimento do suporte de ferramenta corresponde à diferença de passos entre as duas roscas, assemelhando-se ao princípio de funcionamento do cabeçote com regulagem por parafuso diferencial. Para impedir que o suporte da ferramenta gire, este possui uma fenda que corre sobre um dente interno de uma arruela *k* presa ao corpo do cabeçote. Uma vez feita a regulagem o parafuso *g* é apertado, garantindo a fixação do suporte da ferramenta.

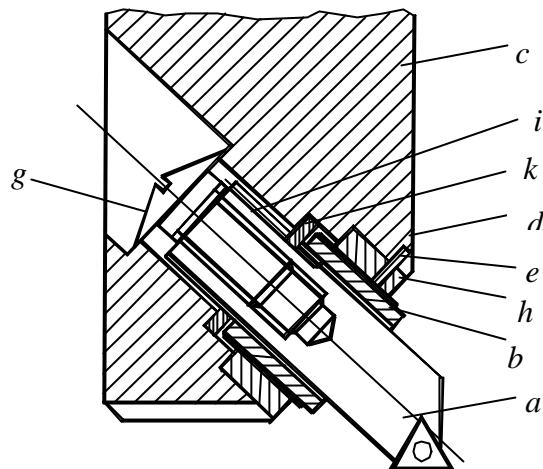


Figura 14 - Regulagem por bucha com roscas interna e externa [4]

2.3.2 - Cabeçotes com Regulagem da Haste

No mandrilamento de furos de diâmetros pequenos, faz-se uso de uma haste fixada ao sistema de regulagem do cabeçote, que possibilite a entrada da ferramenta de corte no furo. Isto se faz necessário, já que sistemas de regulagem de excentricidade normalmente não podem ser acomodados em cabeçotes de pequeno diâmetro, capazes de entrar em tais furos. Assim o corpo dos cabeçotes permanece com dimensões suficientes para acomodar os sistemas de regulagem, enquanto ferramentas de corte são fixadas às hastes com diâmetros compatíveis aos diâmetros dos furos a serem mandrilados. A distância entre a ferramenta de corte e o sistema de regulagem de excentricidade pode, no entanto, fazer com que os erros de tal sistema apareçam de forma acentuada na ferramenta [5].

A posição excêntrica da haste, e a conseqüente massa localizada fora do centro de giro do cabeçote, ocasiona problemas de vibrações causadas por desbalanceamento, o que pode refletir em uma diminuição da qualidade de superfície da parede do furo e/ou aumento de seu erro de forma [5].

a - Regulagem através de Suporte de Movimento Radial

A haste *a* é fixada no suporte de haste *b* através do parafuso *c*. O suporte da haste *b* pode ser movido radialmente pelo parafuso de regulagem *d* de face externa graduada preso ao corpo

do cabeçote. O parafuso *e*, na outra extremidade do corpo do cabeçote, serve para travar o suporte da haste depois de efetuada a regulagem. Os parafusos *f* e *g* servem para impedir que este suporte gire.

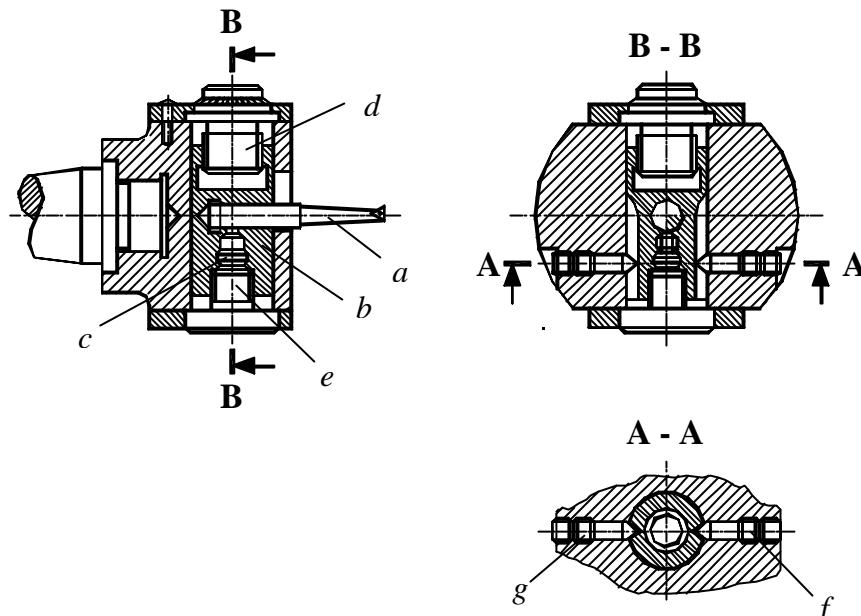


Figura 15 - Regulagem através de suporte da haste dotado de movimento radial [5]

b - Haste Fixada por Molas

A Figura 16 mostra um cabeçote com duas ferramentas na haste (*c* e *b*). Uma ferramenta é destinada ao desbaste e outra ao acabamento. Para a usinagem de desbaste, a haste *a* é posicionada de forma que a ferramenta de desbaste entre em ação. Atingido o fim do furo, a haste tem sua excentricidade invertida de forma que a ferramenta de acabamento efetue a usinagem durante o movimento de retorno do cabeçote. O movimento axial da barra *d* é transformado em movimento radial da haste através da peça pivotada *f*. O movimento radial da haste é possível, uma vez que esta é presa ao corpo do cabeçote pelas molas *e* e *g*.

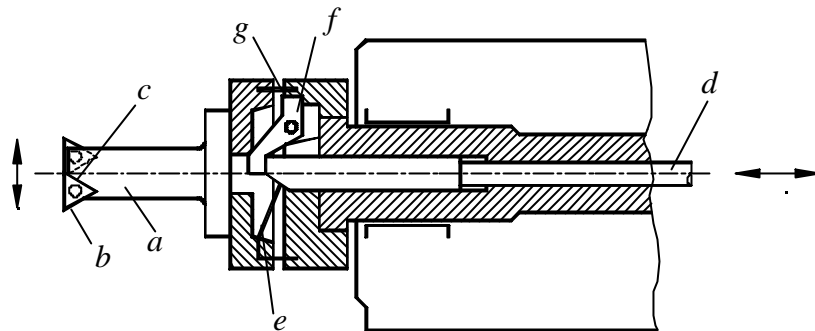


Figura 16 - Haste fixada por molas [5]

c - Regulagem através de Haste Pivotada

Neste tipo de cabeçote a regulagem da excentricidade é alcançada através da inclinação da haste *a* com relação ao eixo de simetria do cabeçote. A inclinação da haste se dá pelo movimento da alavanca *b* pivotada no ponto *c*. A alavanca *b* é constantemente apoiada sobre a mola *d*, evitando-se assim a presença de folgas. O pivotamento da haste no ponto *c* transforma o movimento axial da cunha *e* em um movimento radial da ferramenta *f* fixada à extremidade da haste.

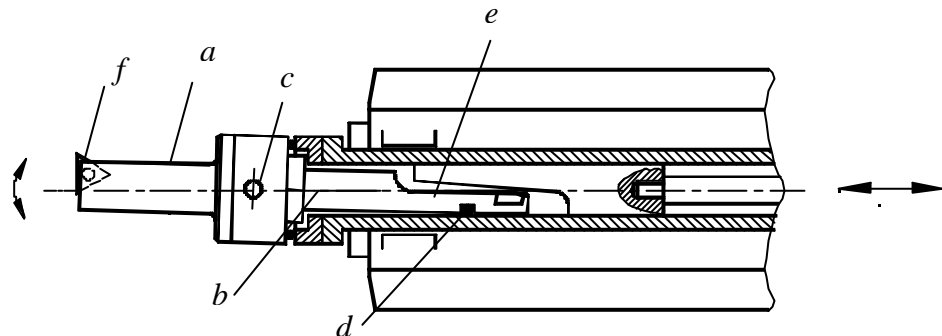


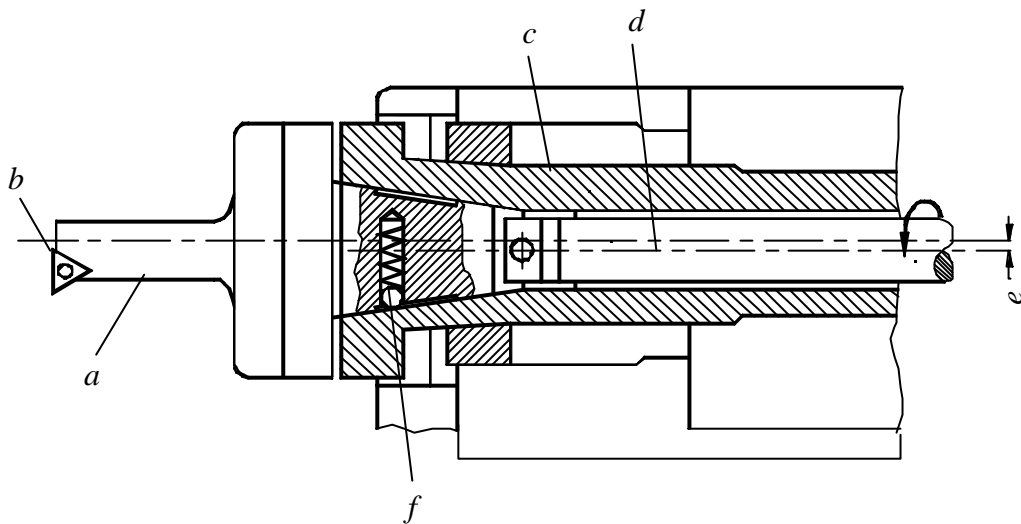
Figura 17 - Regulagem através de haste pivotada [5]

d - Regulagem através da Rotação da Haste

A Figura 18 mostra o princípio de funcionamento de um cabeçote onde a regulagem da excentricidade da ferramenta é realizada através da rotação da haste, que é montada excentricamente com relação ao corpo do cabeçote. A parte cônica da haste é montada no cabeçote não havendo, no entanto, coincidência dos seus eixos de simetria, o que dá origem a

uma excentricidade e . Assim, o giro da haste com relação ao cabeçote coloca a ferramenta em posições diferentes com relação ao eixo de rotação do cabeçote, o que implica na variação de sua excentricidade. Para que a regulagem possa ser feita, a barra d empurra a haste levemente para fora de seu alojamento no cabeçote, possibilitando que seja rotacionada com relação a este. Quando empurrada para fora, a haste é também empurrada pela mola f contra a região da parede do alojamento oposta ao lado da ferramenta, de forma que a ferramenta se afaste da parede do furo. Isto evita que a ferramenta arranhe a superfície recém-usinada quando retirada do furo.

Figura 18 - Regulagem por rotação da haste



e - Regulagem Pneumática

A Figura 19 mostra a haste a fixada através de uma flange no fuso c . Aumentando-se a pressão do ar na cavidade entre o fuso e a flange da haste, o disco d se desloca em direção à haste movendo consigo a barra e . Esta, por sua vez, faz com que a haste sofra uma pequena deformação elástica, resultando em um aumento da excentricidade da ferramenta. O ar que se encontra entre o flange e o árvore pode ser retirado, fazendo com que a haste retorne à sua posição inicial, juntamente com o disco d e a barra e . O suprimento de ar necessário à regulagem da ferramenta é provido através da própria árvore.

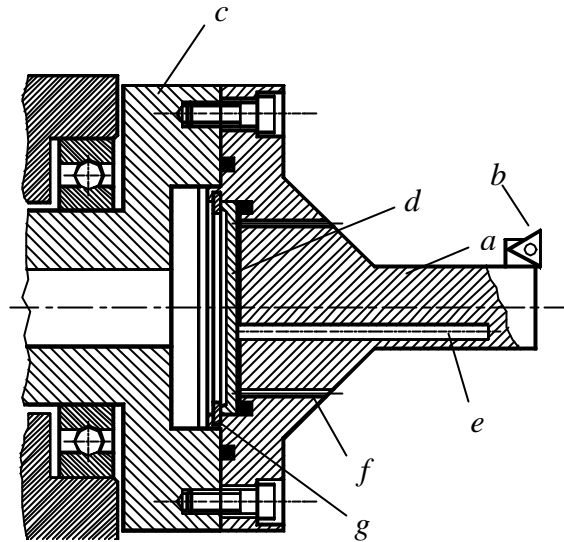


Figura 19 - Regulagem pneumática [5]

f - Regulagem através de Parafusos de Cabeça Cônica

A Figura 20 mostra uma barra de mandrilar *a* que pode ter a excentricidade da ferramenta ajustada por meio de parafusos *b* de cabeça cônica. A barra possui vários furos com rosca, opostos à ferramenta. A Figura 20 mostra também alguns tipos de furos. Conforme a necessidade, um parafuso pode ser colocado em um dos furos e apertado, causando uma deformação elástica na barra, que tem como consequência o aumento da excentricidade da ferramenta. Quanto mais longe da ferramenta for usado um parafuso, maior o deslocamento da mesma.

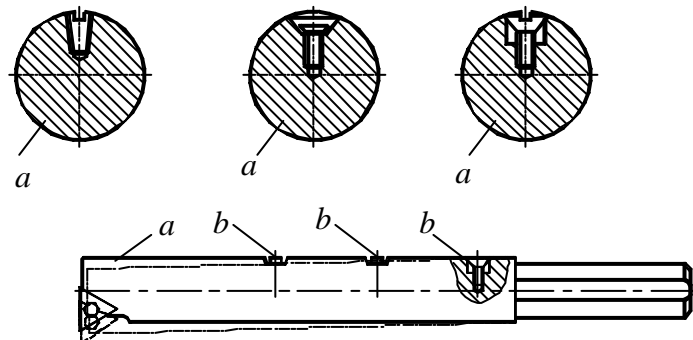


Figura 20 - Regulagem por parafusos de cabeça cônica [5]

g - Regulagem através de Mudança de Planos de Movimento

O princípio mostrado na Figura 21 se assemelha ao princípio utilizado no ajuste por engrenamento oblíquo, já abordado no item 2.3.1.g, onde a translação de um componente em uma direção, provoca a translação de outro em uma direção perpendicular à primeira. Neste tipo de sistema de regulagem [6] o giro do parafuso *a* provoca a translação da bucha *b*, que por sua vez, através do contato entre as superfícies inclinadas com ângulo α , move o suporte *c* da haste, e conseqüentemente a ferramenta de corte.

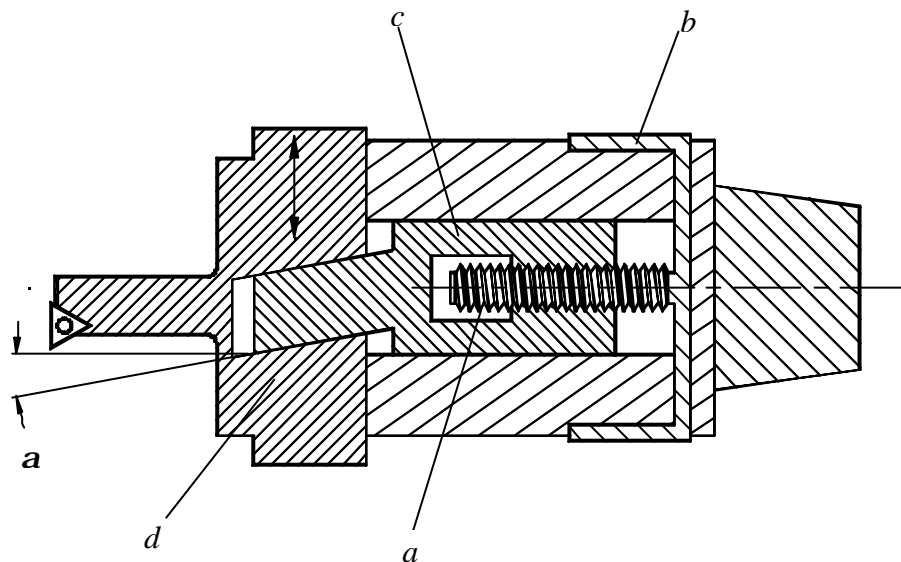


Figura 21 - Ajuste por mudança de plano de movimento [6]

2.3.3 - Cabeçotes de Mandrilar com Ajuste Automático

A produção de peças em lotes implica na manutenção de uma tolerância dimensional que nem sempre é atingida com facilidade. As trocas de ferramentas de corte, ou do próprio cabeçote de mandrilar, ocasionam erros no posicionamento da ferramenta, que se refletem em desvios no diâmetro dos furos.

Os erros de posicionamento da ferramenta podem ter como fonte a presença de resíduos entre a ferramenta de corte e seu suporte, assim como entre o cone de fixação do cabeçote e a árvore da máquina. A usinagem de diferentes materiais, onde forças passivas diferentes provocam diferentes deformações na haste do cabeçote, também causa uma variação no diâmetro final dos furos obtidos.

A aplicação de sistemas automáticos de medição e de ajuste de excentricidade evita que os erros causados pelos motivos descritos, bem como pela progressão do desgaste da ferramenta de corte durante a usinagem, tenham consequência sobre a dimensão final do furo [7].

Uma vez mandrilado o furo, este é medido automaticamente, sendo o resultado da medição enviado ao comando da máquina-ferramenta. Havendo necessidade de correção da excentricidade da ferramenta, esta é efetuada automaticamente, vindo a ser o próximo furo mandrilado com a excentricidade da ferramenta corrigida. Segue a descrição de dois sistemas capazes de efetuar correção do raio automaticamente:

a - Acionamento de Parafuso Diferencial por Botão e Catraca

Detectado um diâmetro fora do campo de tolerância, o cabeçote é levado a um ponto preparado no dispositivo de fixação da peça, onde o botão de regulagem é acionado através do movimento do próprio cabeçote, conforme a Figura 22 [8].

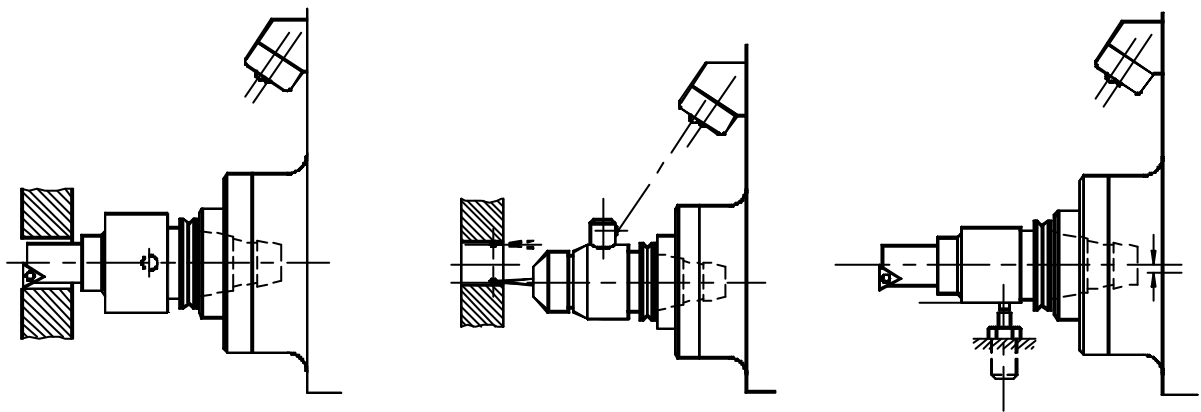


Figura 22 - Acionamento de parafuso diferencial por botão e catraca [8]

O cabeçote utilizado neste sistema é mostrado na Figura 23. O botão *h* aciona um mecanismo de catraca *i*, que por sua vez aciona um parafuso diferencial *g*. A rotação do parafuso diferencial *g* faz com que o parafuso *d*, que está fixo à articulação *c*, sofra um deslocamento radial. Às articulações *b* e *c* está conectado o porta-ferramenta *a*. Com o deslocamento radial do parafuso *d* as articulações *b* e *c* sofrem uma pequena deformação elástica, ocasionando a movimentação radial do suporte de ferramenta *a*. Apesar do deslocamento, a barra de mandrilar

fixada ao suporte da ferramenta *a* permanece paralela ao eixo de rotação do cabeçote. O deslocamento paralelo possui a vantagem de ter a mesma regulagem da ferramenta para qualquer comprimento de barra de mandrilar. Este cabeçote, em particular, possibilita uma variação de excentricidade de 2,5 μm a cada acionamento do botão *h*. O curso máximo de regulagem de excentricidade é de 0,125 mm [9].

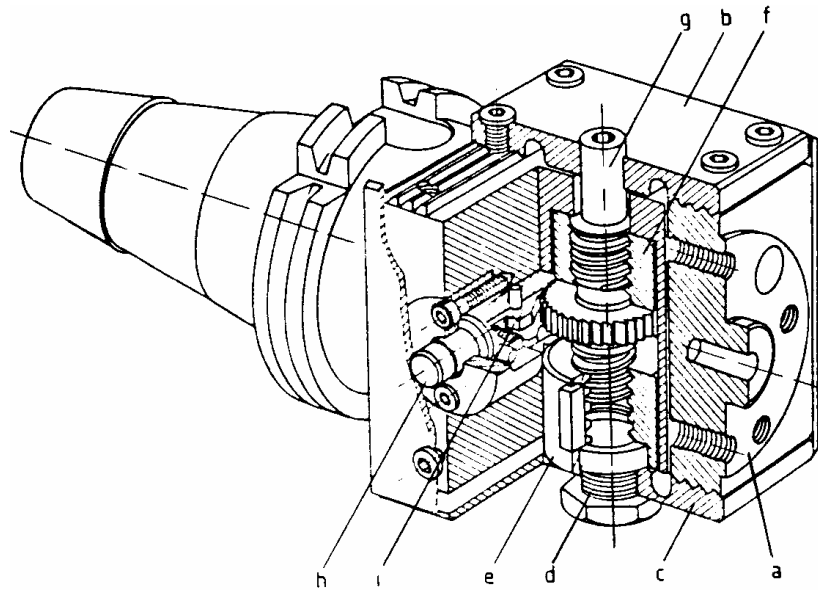


Figura 23 - Acionamento de parafuso diferencial por botão e catraca [8]

b - Regulagem com Corpo de Cerâmica Cristalina

O acionamento da regulagem deste sistema utiliza as propriedades piezoelétricas presentes em certos materiais, como quartzo, turmalina e algumas cerâmicas. Estes materiais, quando sob a ação de uma força, geram um sinal de carga elétrica proporcional à força aplicada, e conseqüentemente, à deformação. Quando um elemento piezoelétrico é deformado, ocorre uma polarização de forma que seus elétrons livres se deslocam para uma de suas extremidades, dando origem a uma carga estática em sua superfície [10]. Sendo este mesmo elemento submetido a uma diferença de potencial, esta causa uma deformação do elemento.

Valendo-se deste princípio, uma bucha de cerâmica é exposta a uma diferença de potencial, sofrendo uma pequena dilatação. Esta dilatação aciona um mecanismo capaz de incrementar a excentricidade da ferramenta de corte [4].

O suporte de ferramenta *b* é fixado ao cabeçote através da bucha *c* e da cunha *f*. Na parte posterior encontram-se a bucha de cerâmica *d* e uma bucha isolante *e*. A bucha de cerâmica é apoiada sobre a cunha *f* pressionada pela mola *g*. A bucha de cerâmica, ao receber um impulso elétrico, dilata-se e faz com que o suporte de ferramenta seja empurrado para fora. Cessado o impulso elétrico, a bucha de cerâmica volta ao seu tamanho original. A bucha cônica *h* evita que o suporte de ferramenta volte a sua posição anterior, uma vez que a mola *i* a empurra para sua posição de travamento, mantendo a correção de excentricidade. A cunha sob a bucha de cerâmica faz com que esta avance em direção ao suporte de ferramenta, eliminando a folga.

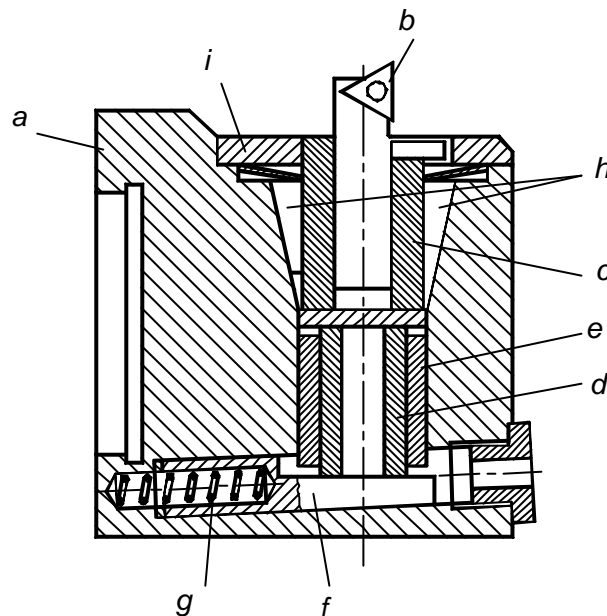


Figura 24 - Regulagem com corpo de cerâmica piezoelétrica [4]

2.3.4 - Cabeçotes de Mandrilar com Sistema de Balanceamento

O desbalanceamento ocasionado pela assimetria na distribuição de massa em um cabeçote com excentricidade regulável pode ser minimizado através de um sistema de balanceamento embutido no próprio cabeçote.

Segundo Gähr [11], desde 1993 vem sendo utilizados cabeçotes munidos de sistema de balanceamento para rotações que ultrapassam os 10.000 rpm. No entanto, já a partir de 4.000 rpm podem ser obtidos benefícios com a utilização destes sistemas.

Segundo alguns fabricantes de cabeçotes de mandrilar [12,13], o desbalanceamento ocasiona erros no diâmetro do furo, diminuição da precisão de forma e aumento de rugosidade. Tais efeitos são ainda mais fortes, quanto maior o comprimento em balanço da ferramenta. Quanto maior a rotação, maior a diferença entre os resultados conseguidos com cabeçotes com e sem sistema de balanceamento, aumentando os erros dimensionais, de circularidade e ainda mais significativamente a rugosidade, quando usados cabeçotes desbalanceados.

No entanto, contradizendo as informações dos fabricantes, estudos desenvolvidos por Schulz e Würz [14] demonstram que para processos de usinagem com ferramentas de geometria definida, o desbalanceamento não necessariamente apresenta influência sobre a rugosidade. Através de ensaios de usinagem com ferramentas de fresamento desbalanceadas foram atingidos valores constantes de rugosidade para desbalanceamentos variando de 0 a 250 g·mm. A influência do desbalanceamento sobre a qualidade de superfície pode existir em determinados casos, não podendo-se generalizar este comportamento.

A Figura 25 mostra o mecanismo de funcionamento de um cabeçote de mandrilamento com sistema de balanceamento. Com a rotação do parafuso *d* regula-se a posição do contrapeso *c*, que através da alavanca *b* movimenta o suporte da ferramenta *a*, sendo assim feita a regulação da excentricidade simultaneamente ao balanceamento do cabeçote.

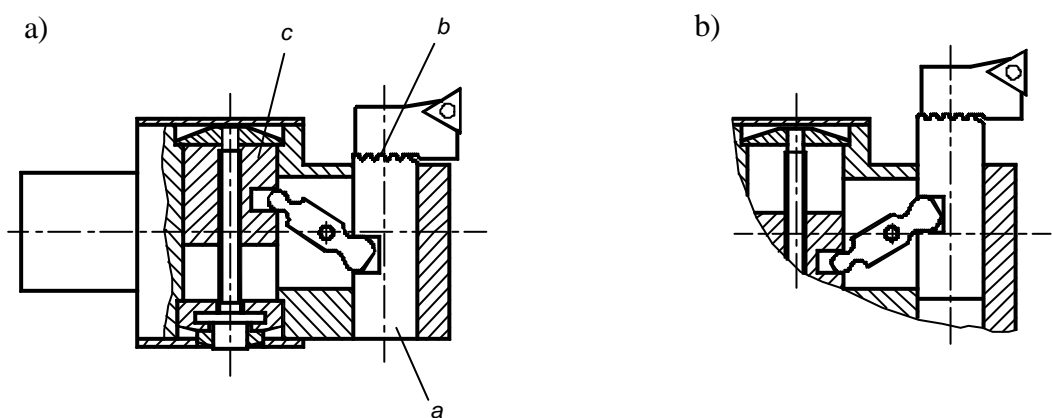


Figura 25 - Cabeçote de mandrilamento com sistema de balanceamento [11]

O sistema de balanceamento mostrado na Figura 26 é composto de dois contrapesos que compensam o desbalanceamento gerado pela haste. Os dois contrapesos podem ser deslocados

independentemente, possibilitando uma melhor compensação do desbalanceamento. Os anéis de regulagem, nos quais se encontram os contrapesos, possuem uma graduação angular, de forma que suas posições são indicadas pelo fabricante através de uma tabela de acordo com a haste e a excentricidade utilizadas.

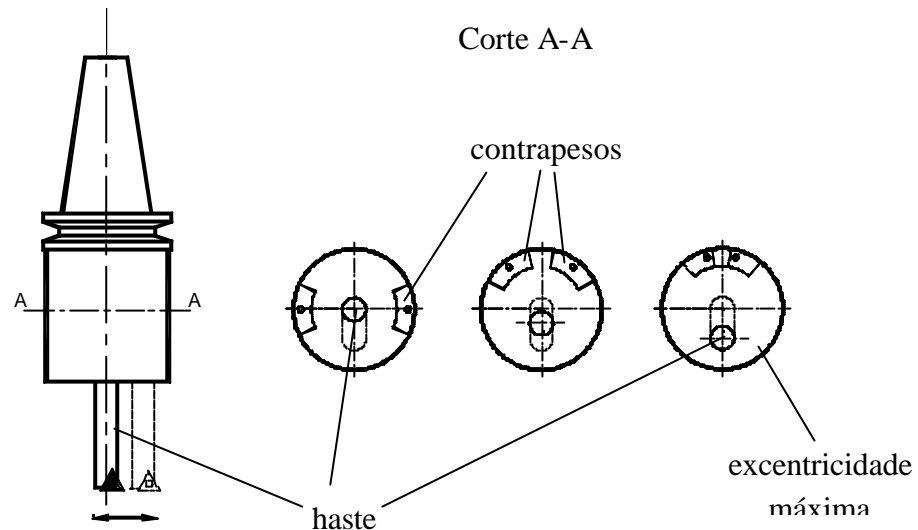


Figura 26 - Sistema de balanceamento com dois contrapesos [6]

2.4 – Vibrações na Usinagem

A usinagem de metais ou qualquer outro material é invariavelmente acompanhada por vibrações entre peça e ferramenta. Estas vibrações podem ser de diversos tipos e apresentarem variadas origens.

2.4.1 - Tipos de Vibração

Vibrações podem se apresentar basicamente sob duas formas: vibrações livres e vibrações forçadas. Vibrações livres são aquelas que se manifestam sem a presença de uma força externa. Normalmente surgem quando um sistema elástico sofre um deslocamento, ou lhe é imprimida uma velocidade que pode ser resultante de um impacto [15].

Vibrações que surgem em consequência da aplicação de forças externas ao sistema são denominadas vibrações forçadas. Estas, por sua vez, podem ser randômicas ou periódicas. Por vibrações periódicas entende-se as vibrações causadas pela aplicação de uma força de excitação em intervalos regulares de tempo, ao passo que randômicas são as vibrações cuja força de excitação não apresenta esta regularidade [15].

Vibrações periódicas, cuja força de excitação pode ser descrita por uma função trigonométrica, são chamadas de vibrações harmônicas.

2.4.2 - Origem das Vibrações

As vibrações podem ter origem em uma ou mais fontes: vibrações externas à máquina-ferramenta, vibrações geradas pela própria usinagem, falta de homogeneidade na peça, corte interrompido e vibrações causadas pela máquina-ferramenta [16].

O nível de vibração máximo ou tolerável, ou seja, a máxima amplitude de vibração em um processo de usinagem, depende para que este é destinado. Na usinagem de desbaste, o que determina o nível de vibração tolerável é principalmente o efeito que a vibração exerce sobre a vida da ferramenta. Em operações de acabamento, a qualidade de superfície e a precisão dimensional são os parâmetros que determinam o nível máximo de vibração [16].

a - Vibrações Externas à Máquina

Vibrações externas à máquina-ferramenta, geralmente geradas por outras máquinas (prensas, motores, compressores ou outras máquinas-ferramentas), são transmitidas pelo solo e pelas suas fundações. Este tipo de vibração contém um espectro de frequência muito amplo, de forma que é pouco provável que a frequência natural de algum componente de uma máquina-ferramenta não esteja contida nesta ampla faixa de frequência. Assim este componente pode apresentar níveis de vibrações muito altos [16].

A transmissão deste tipo de vibração pode ser evitada quando a máquina que a origina, ou a máquina na qual vibrações indesejáveis são detectadas, é isolada através de isoladores de vibração instalados em suas fundações.

b - Vibrações Regenerativas

Vibrações regenerativas ou auto-excitadas não são causadas por forças externas, mas sim causadas e mantidas por forças geradas pelo próprio corte do material pela ferramenta. Tais vibrações têm forte efeito negativo sobre a vida da ferramenta e sobre a qualidade da superfície usinada, além de serem acompanhadas por um alto nível de ruído. As vibrações regenerativas afetam a produtividade do processo, uma vez que, em muitos casos, para serem eliminadas faz-se necessária a diminuição da taxa de remoção de material [16,17].

Segundo Polli [18], no mandrilamento, maior atenção deve ser dada à vibração da ferramenta na direção da profundidade de corte, que influi diretamente na rugosidade e circularidade da peça usinada, e tem frequência igual à frequência natural da barra de mandrilar. A vibração na direção da profundidade de corte causa a mudança da seção transversal do cavaco. Sendo a força de corte dependente da seção transversal, ela também se altera na mesma frequência, atuando sobre a barra de mandrilar, fechando o ciclo da vibração auto-excitada.

Os efeitos da vibração regenerativa podem ser amenizados através do uso de barras de mandrilar confeccionadas com materiais mais rígidos, e através de sistemas de amortecimento embutidos na própria barra (NDV – neutralizador dinâmico de vibrações) [18]. Em Tobias [17] e Polli [18], sistemas de amortecimento de barras de mandrilar são descritos mais detalhadamente. Tobias [17] trata também de vibrações em máquinas-ferramenta, dando mais ênfase à vibração regenerativa.

c - Vibrações devido à Falta de Homogeneidade da Peça

O processo de corte livre de vibrações, (meramente teórico), pode ser considerado um sistema dinamicamente estável. Este sistema se torna instável quando ocorre alguma variação nas condições de corte, como por exemplo o corte de uma região de material que apresenta maior dureza. A presença de regiões de diferentes durezas em uma peça causa pequenos choques sobre a ferramenta, resultando em vibração. Sendo estes impactos rapidamente absorvidos, os efeitos não são consideráveis, fazendo parte apenas do “ruído de fundo” da usinagem. No entanto, se estes pequenos choques sobre a ferramenta não forem rapidamente amortecidos, originam

vibrações de grande amplitude prejudiciais ao processo. Estes pequenos choques são inclusive uma das causas das vibrações regenerativas [16].

d - Vibração Causada por Corte Interrompido

Na usinagem com corte interrompido, a ferramenta sofre impactos consideráveis que podem levar a níveis indesejáveis de vibração. Na usinagem com ferramenta de gume único estas vibrações não são tão críticas. Estas vibrações possuem, no entanto, efeitos mais fortes na usinagem com ferramentas de vários gumes (fresas, por exemplo) [16].

e - Vibração Causada pela Máquina

Vibrações causadas pela máquina surgem tanto em acionamentos de componentes dotados de movimento rotativo (fusos, mesas rotatórias) quanto em acionamentos de componentes com movimento de translação (movimentos de avanço). Estas vibrações podem se apresentar sob duas formas já descritas anteriormente: forçadas e livres. Vibrações forçadas são ocasionadas freqüentemente por uma força de excitação periódica. Neste tipo se enquadram as vibrações causadas por rotação de massas desbalanceadas, acionamentos por engrenagens e correias, rolamentos com irregularidades e por forças periódicas, sejam elas senoidais ou não, nos próprios motores de acionamento [16].

Vibrações livres, causadas por uma perturbação ou excitação em um momento inicial, não persistindo nos momentos seguintes, são o resultado de choques ou do movimento de massas desbalanceadas alternantes, como por exemplo a inversão do sentido de movimento dos pistões de um motor a combustão ou a parada brusca da mesa de uma fresadora [16].

2.4.3 - Vibração Causada pelo Cabeçote de Mandrilar Regulável

Um cabeçote de mandrilar, seja com ferramenta ou com toda haste regulável, é sempre uma fonte de vibrações devido ao desbalanceamento causado pela excentricidade de seu centro de gravidade com relação ao seu eixo de giro. Dentre as cinco fontes de vibração descritas no item 2.4.2, a vibração causada por um cabeçote de mandrilar pode ser considerada pertencente ao grupo de vibrações causadas pela máquina, uma vez que por estar preso à árvore desta, produz

um efeito semelhante ao desbalanceamento da própria árvore. A vibração é, portanto, forçada com excitação periódica. Sendo assim, o item 2.6 deste capítulo traz uma abordagem mais profunda sobre a importância do balanceamento e dos tipos de desbalanceamentos existentes.

2.5 - Comportamento Dinâmico

A fim de que se possa entender a influência da velocidade de rotação de uma ferramenta de mandrilar sobre o seu comportamento dinâmico, faz-se necessário o entendimento de três conceitos importantes: frequência natural, ressonância e fator de amplificação.

2.5.1 - Frequência Natural

Frequência natural de um sistema é a frequência na qual o mesmo, após cessada uma excitação, continua vibrando. Blacke e Mitchell [19] definem como a frequência de vibração livre de um sistema.

Existem vários métodos de cálculo da frequência natural de sistemas mecânicos, assim como várias tabelas com fórmulas já prontas dos sistemas mais comuns. A frequência natural de uma barra de mandrilar de seção constante pode ser calculada pela Equação 1 [17], onde E é o módulo de Young, I o momento de inércia, g a aceleração da gravidade, w a massa por unidade de comprimento e L o comprimento. C é uma constante, que para o caso de uma barra engastada em uma extremidade – sistema semelhante a uma barra de mandrilar presa à árvore – é 0,56.

$$f_n = C.[EIg/(wL^4)]^{1/2} \quad (1)$$

Gorman [21] apresenta a Equação 2 usada para o cálculo da frequência natural de uma barra engastada em uma extremidade e com seção variável ao longo de seu comprimento, como mostra a Figura 27.

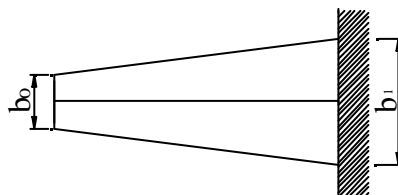


Figura 27 - Barra de seção transversal variável ao longo do comprimento

De acordo com a relação b_0/b_1 , o valor de \mathbf{b}^* é retirado de um gráfico. A_1 é a área da seção maior, I_1 o momento de inércia da seção e \mathbf{r} a densidade do material.

$$f_n = \frac{\mathbf{b}^{*2}}{2\mathbf{p}L^2} \sqrt{\frac{\mathbf{r}A_1}{EI_1}} \quad (2)$$

Nas duas equações apresentadas anteriormente, pode-se perceber que são necessários os valores do módulo de Young, momento de inércia e da densidade linear ou densidade. Estes valores são considerados constantes, o que é uma consideração cabível em se tratando de uma barra de mandrilar. No entanto tais considerações não podem ser feitas para um cabeçote de mandrilar, uma vez que este apresenta uma série de mecanismos internos, espaços vazios e componentes de materiais diferentes. Sendo assim, é praticamente impossível calcular a frequência natural de vibração de uma ferramenta de mandrilar presa a um cabeçote (a não ser que se possa contar com *softwares* desenvolvidos para este fim).

2.5.2 - Ressonância

Ressonância é o fenômeno que ocorre quando a frequência de excitação de um sistema é igual a sua frequência natural. A ressonância em um sistema sujeito à vibração forçada é definida como situação tal, que qualquer mudança na frequência da força de excitação causa uma redução na resposta, isto é, na vibração do sistema [19]. Em um sistema sem amortecimento, nenhuma energia é necessária para manter a vibração em sua frequência natural. Assim, qualquer acréscimo de energia via força de excitação reflete em um aumento da amplitude de vibração, que tende a aumentar ilimitadamente com o tempo. Em um sistema com amortecimento, a energia acrescentada pela excitação por ciclo é igual à energia dissipada por ciclo, impondo assim ao sistema um limite de amplitude de vibração.

2.5.3 - Fator de Amplificação

Fator de amplificação de um sistema é a relação entre a resposta de amplitude de vibração e a amplitude de excitação. Esta relação pode ser de força, velocidade, deslocamento ou

aceleração [19]. Para um rotor desbalanceado dotado de um grau de liberdade, isto é, que só possa vibrar em uma direção, a intensidade da força de resposta X_w é dada pela Equação 3.

$$X_w = \frac{m_0 w^2 e}{k \sqrt{\left(1 - \frac{w^2}{w_n^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{w}{w_n}\right)^2}} \quad (3)$$

onde $m_0 w^2 e$ é a força de excitação, m_0 é a massa do rotor, ζ é o coeficiente de amortecimento, k a rigidez do sistema, w é a velocidade angular e w_n a velocidade correspondente à frequência natural do sistema [19].

Sendo $w_n^2 = k/m$, obtém-se a Equação 4,

$$\frac{mX}{m_0 e} = \frac{\frac{w^2}{w_n^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{w^2}{w_n^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{w}{w_n}\right)^2}} \quad (4)$$

a partir da qual se obtém o gráfico da Figura 28, que apresenta a fator de amplificação em função da relação entre a velocidade angular do rotor e velocidade angular correspondente a sua frequência natural [19].

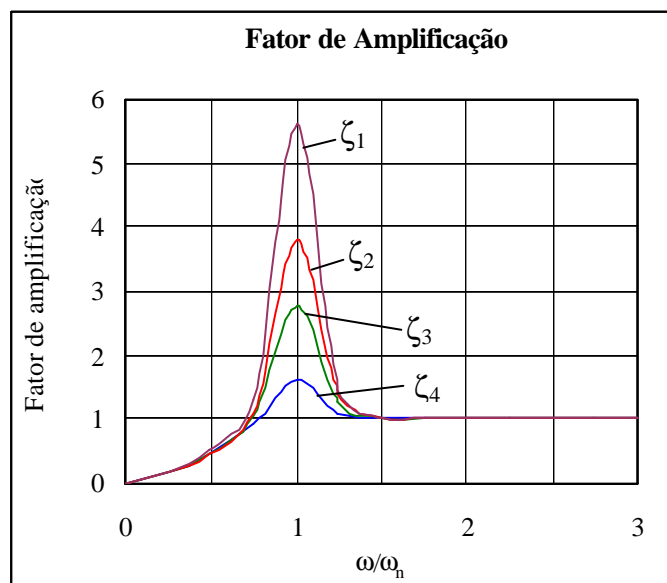


Figura 28 - Fator de amplificação em função da relação ω/ω_n

Pelo gráfico pode-se notar que quando a velocidade angular que causa a excitação é igual à velocidade angular correspondente à frequência natural do sistema, a amplitude de resposta tem seu valor amplificado até um certo valor que depende do amortecimento ζ do sistema. A relação entre estas velocidades angulares é igual à relação entre frequência de excitação e frequência natural. Para relações de frequência muito menores que 1, ou seja, para frequências de excitação muito menores que a frequência natural, a amplitude de vibração ou resposta é quase nula. Para frequências de excitação acima da natural, a amplitude de resposta se mantém constante independentemente da frequência de excitação e do amortecimento [19].

No caso da haste de um cabeçote de mandril, componente bastante susceptível a vibrações devido ao seu comprimento e rigidez, é aconselhável que possua uma frequência natural bem maior que a rotação em que deve ser utilizada, de forma que a amplitude de resposta permaneça baixa, e que o processo não seja prejudicado devido à vibração.

2.6 - Desbalanceamento

Um rotor perfeitamente balanceado é aquele cuja a massa se distribui uniformemente em torno do seu eixo de rotação. Isto equivale a dizer que existe a coincidência entre o eixo de rotação e o eixo principal de inércia do rotor [22]. Desconsiderando-se as forças que causam a rotação e que sustentam este rotor, nenhuma outra força age sobre os seus mancais quando se encontra em movimento giratório. Assim, nenhum tipo de vibração pode ser detectado [16]. Este rotor, entretanto, é meramente teórico, uma vez que por menores que sejam as tolerâncias de fabricação de um componente e por mais homogêneos que sejam os materiais utilizados em sua fabricação, sempre haverá uma desuniformidade na distribuição de massa, causando um desbalanceamento [22].

Havendo um excesso de massa de um lado do rotor, a força centrífuga atuante sobre este lado mais pesado supera a força centrífuga atuante sobre o lado oposto, forçando então o lado mais leve na direção do lado mais pesado, sendo a força resultante a causadora da vibração [22].

A força centrífuga causadora da vibração é, em suma, causada pela excentricidade do centro de gravidade do rotor, quando de sua rotação. Tal força é dada pela Equação 5,

$$F = me\omega^2 \quad (5)$$

onde m é a massa do rotor, e é a excentricidade ou a distância do centro de gravidade ao eixo de giro do rotor e ω é a velocidade angular em radianos por segundo. Esta força é contrabalançada pela soma das reações que surgem nos mancais do rotor. A magnitude das mesmas depende da posição relativa entre centro de gravidade e mancais.

2.6.1 - Tipos de Desbalanceamento

As normas DIN [23], ISO [24] e ABNT [25] citam quatro tipos de desbalanceamento, sem no entanto explicá-los de forma adequada. Maiores detalhes sobre o assunto são encontrados na bibliografia técnica [22,26,27].

A fim de facilitar a definição de cada um dos quatro tipos de desbalanceamento, parte-se de um rotor perfeitamente balanceado, onde se supõe a adição de massas de desbalanceamento.

a - Desbalanceamento Estático

O desbalanceamento estático surge quando o eixo principal de inércia de um rotor encontra-se deslocado, no entanto paralelo em relação ao eixo de rotação do mesmo, como mostrado na figura Figura 29. A distância entre o centro de gravidade (CG) e o eixo de rotação – a excentricidade e – origina a força centrífuga quando da rotação do rotor. No caso do desbalanceamento estático a massa de desbalanceamento e o CG encontram-se no mesmo plano normal ao eixo de rotação, conforme Figura 29.a. Um rotor com duas massas de desbalanceamento iguais e equidistantes com relação ao CG (Figura 29.b) caracteriza também um desbalanceamento estático, uma vez que o efeito de ambas é equivalente ao efeito de uma massa localizada no plano do CG [22,28].

A eliminação do desbalanceamento estático é obtida movendo-se o centro de gravidade em direção ao eixo de rotação do rotor. Isto é feito através da adição ou retirada de massa do rotor, de forma que a força radial causada por esta adição ou retirada seja igual em módulo à força causada pela excentricidade do CG, mas com direção oposta. Rotores desbalanceados

estaticamente podem ser submetidos a um balanceamento em um plano, a ser explicado mais detalhadamente no item 2.6.3 [22].

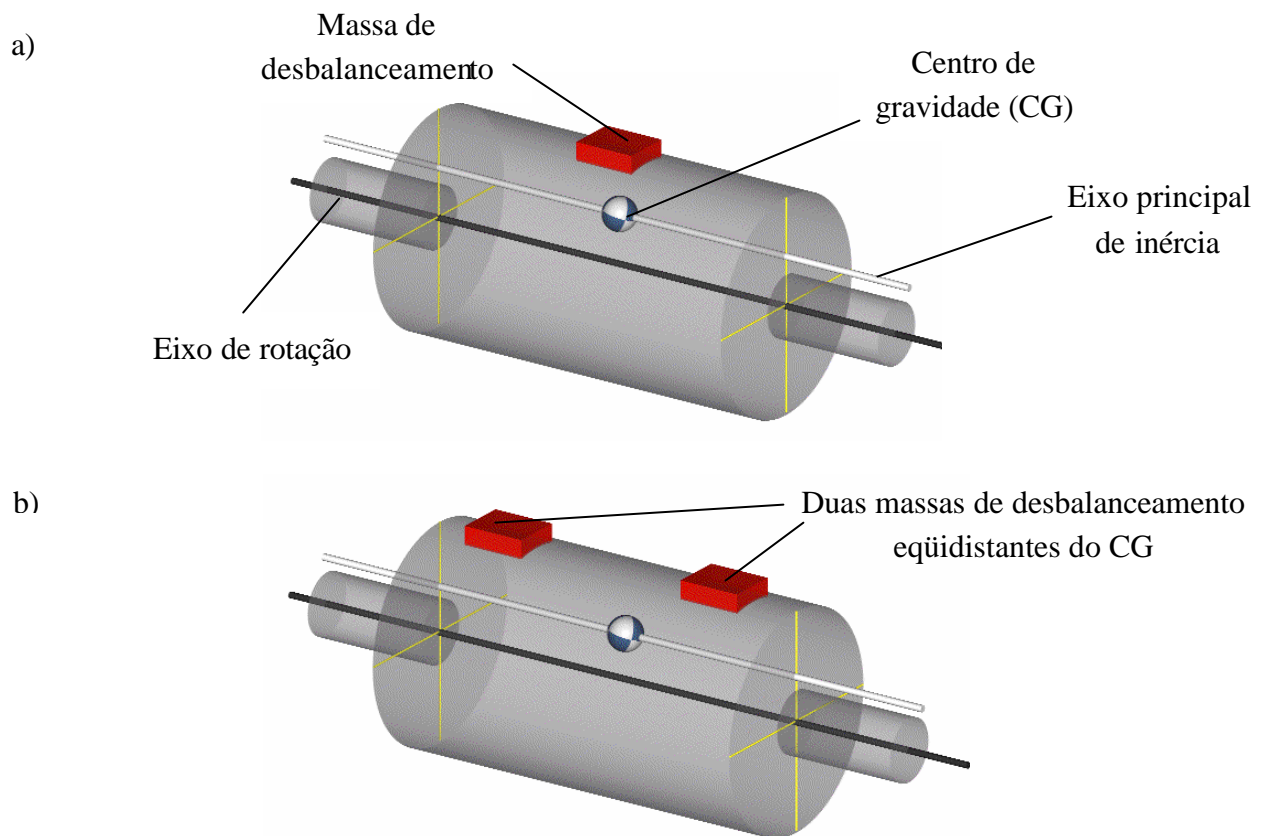


Figura 29 - Desbalanceamento estático

Para todas as figuras utilizadas na explanação dos diversos tipos de desbalanceamentos nos itens a seguir (**b**, **c** e **d**) é utilizado o mesmo padrão de legenda da figura abaixo. Dispensa-se, assim, a repetição das legendas da Figura 29.a para as outras figuras. Sendo assim, todas as figuras possuem massas de desbalanceamento representadas por quadrados cinza-escuros, CG's representados por uma esfera, eixos de rotação representados por uma linha preta e eixos de inércia por uma linha cinza-claro.

b - Binário de Desbalanceamento

O binário de desbalanceamento ocorre quando o eixo principal de inércia corta o eixo de rotação, sendo o CG o ponto comum entre eles. Neste caso a presença das massas de desbalanceamento não desloca o CG com relação ao eixo de rotação do rotor, no entanto causa a inclinação do eixo principal de inércia. As massas de desbalanceamento causam as forças centrífugas F_{cent1} e F_{cent2} mostradas na Figura 30. Estas forças centrífugas se anulam por serem opostas uma a outra, porém geram um momento, já que não estão contidas no mesmo eixo. O exemplo mais simples de binário de desbalanceamento é o de massas de desbalanceamento iguais posicionadas nos extremos opostos de um rotor e deslocadas de 180° uma da outra, como mostra a Figura 30.a [22,28].

Este tipo de desbalanceamento é quantificado através da multiplicação do desbalanceamento $u \cdot r$ pela distância l entre os planos onde se encontram as massas de desbalanceamento, sendo a unidade $\text{g} \cdot \text{mm}^2$.

$$U_m = u \cdot r \cdot l \quad (6)$$

Para valores iguais de U_m não importa se os planos de atuação dos desbalanceamentos são simétricos ao CG ou não. Em um binário de desbalanceamento, o CG pode estar inclusive fora do espaço compreendido entre tais planos, como mostra o exemplo da Figura 30.b, onde o binário de desbalanceamento é causado por um componente externo ao rotor [22,28].

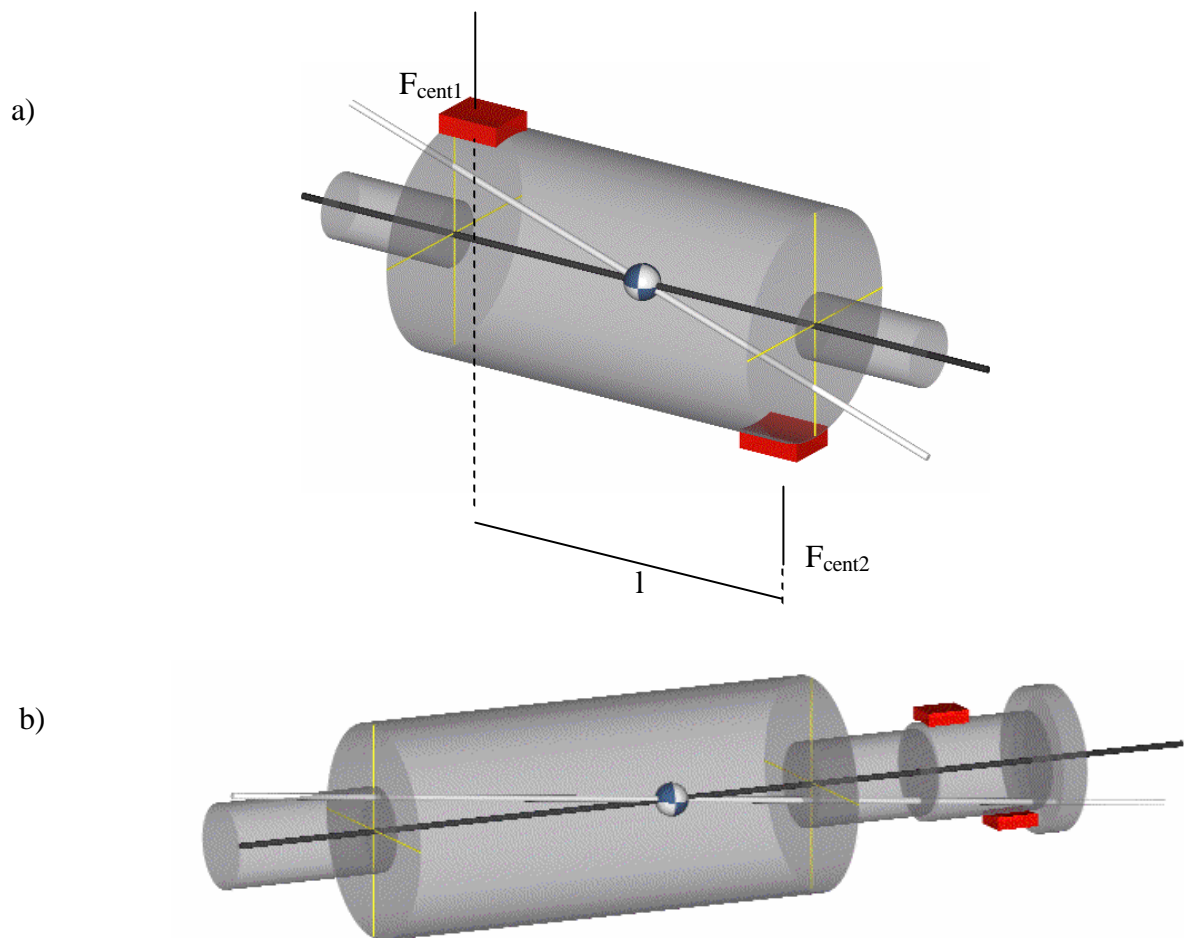


Figura 30 - a) binário de desbalanceamento; b) binário de desb. causado por componente externo

Quando da rotação de um rotor com desbalanceamento binário, cada uma das extremidades vibra em direções opostas. Este tipo de desbalanceamento não pode ser corrigido com apenas uma massa. Neste caso são necessárias duas massas, cada uma devendo anular o efeito de uma das massas de desbalanceamento. Faz-se, portanto, necessário um outro binário com massas opostas de 180° , possibilitando o “giro” do eixo principal de inércia sobre o CG, fazendo com que aquele coincida com o eixo de rotação [22,28]. O balanceamento deste tipo de rotor é chamado de balanceamento em dois planos ou balanceamento dinâmico. Maiores explicações sobre este tipo de balanceamento seguem no item 2.6.3.

A diferença entre o desbalanceamento estático e o binário de desbalanceamento pode ser claramente ilustrada na Figura 31. Quando o rotor está parado as massas nas extremidades do

eixo são contrabalançadas, de forma que o torque resultante é nulo, o que equivale a dizer que o centro de gravidade se encontra sobre o eixo de rotação (ausência de desbalanceamento estático). No entanto, quando girando, uma forte vibração pode ser notada devido à não-coincidência dos eixos de inércia e de rotação [22,28].

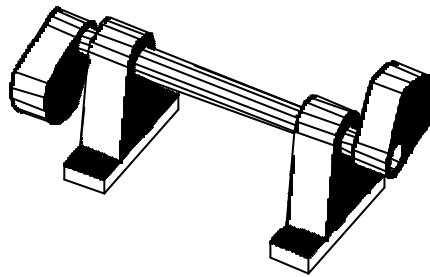


Figura 31 - Binário de desbalanceamento [28]

c - Desbalanceamento quase-estático

O desbalanceamento quase-estático se dá quando o eixo principal de inércia corta o eixo de rotação do rotor em um ponto, que não o CG, como mostrado na Figura 32.a. Este tipo de desbalanceamento pode também ser causado pela combinação dos desbalanceamentos estático e binário, como se pode ver na Figura 32.b. A Figura 32.c mostra o desbalanceamento quase-estático causado por um componente externo acoplado [22,28].

O balanceamento de um rotor deste tipo só é possível se realizado em dois planos.

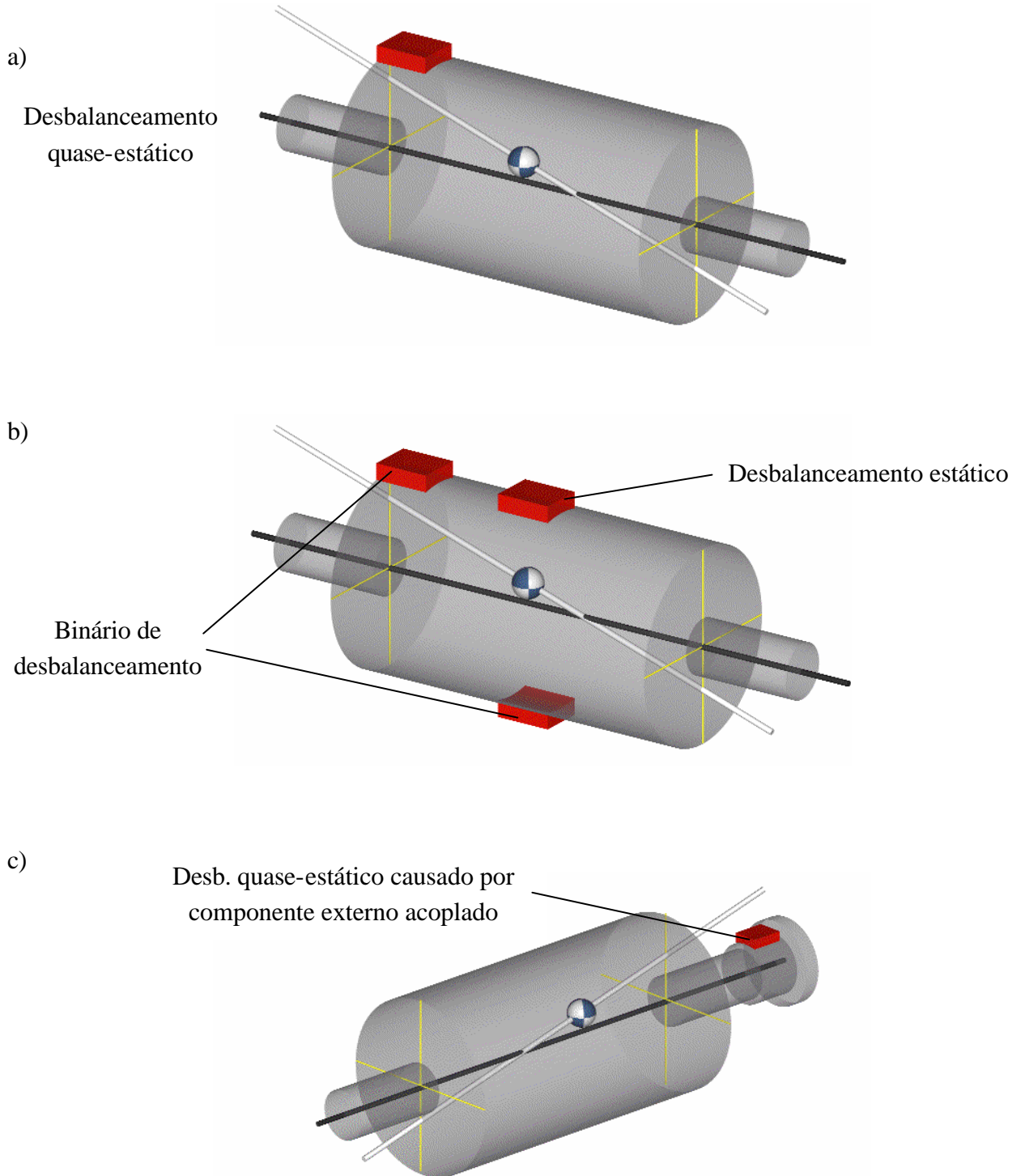


Figura 32 - a) Desbalanceamento quase-estático; b) Binário de desbalanceamento combinado com balanceamento estático; c) Desb. quase-estático causado por componente externo acoplado

d - Desbalanceamento Dinâmico

O desbalanceamento dinâmico ocorre quando o eixo principal de inércia não encontra o eixo de rotação. Este é o tipo de desbalanceamento mais freqüente. As massas de desbalanceamento, neste caso, encontram-se deslocadas de um ângulo diferente de 180° , como mostrado na Figura 33.a e .b. A Figura 33.b mostra um binário de desbalanceamento combinado com um desbalanceamento estático deslocados de um ângulo diferente de 180° , o que resulta em um desbalanceamento dinâmico. Como nos dois tipos anteriores de desbalanceamentos, o desbalanceamento dinâmico também só pode ser corrigido com massas de correção em pelo menos dois planos perpendiculares ao eixo de rotação [22,28].

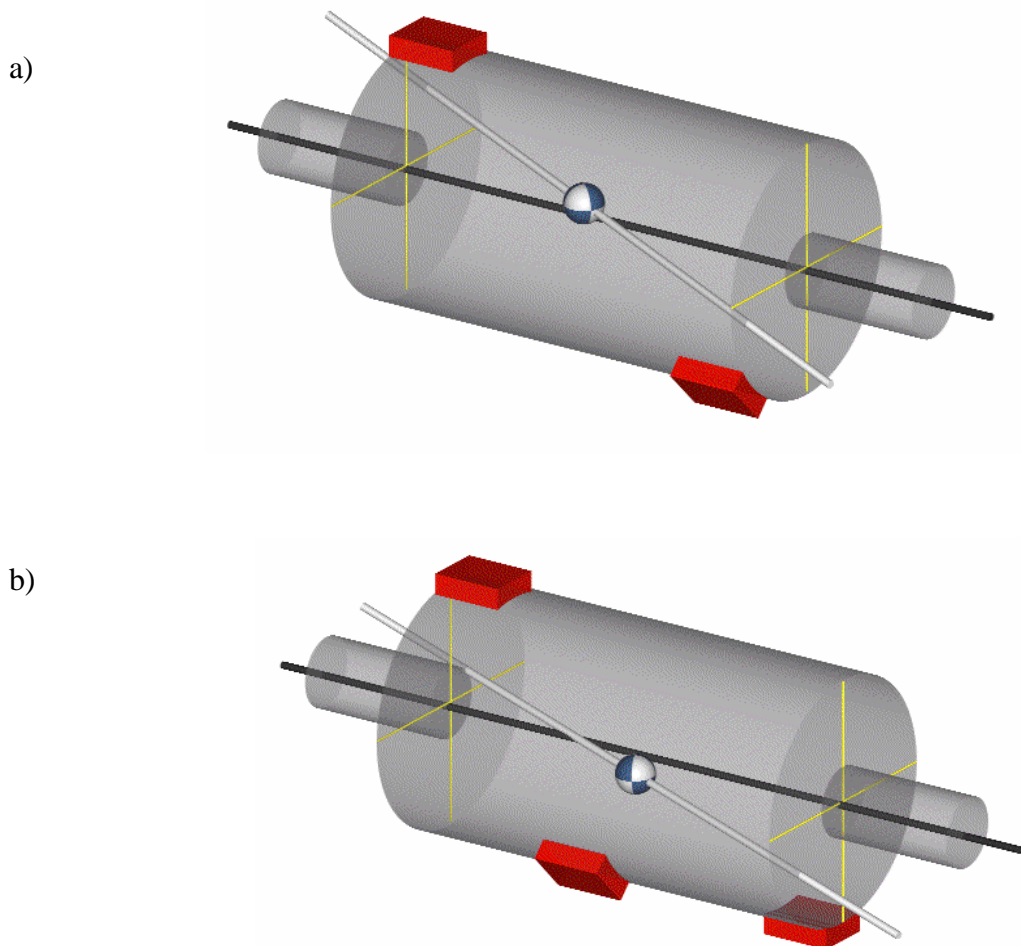
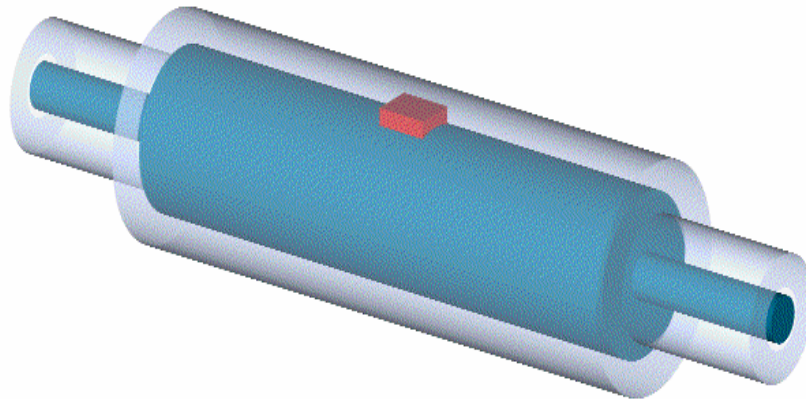


Figura 33 - a) Desbalanceamento dinâmico; b) Binário de desbalanceamento combinado com balanceamento estático deslocados de ângulo diferente de 180°

2.6.2 - Vibração em Rotores Desbalanceados

A Figura 34.a ilustra a vibração causada por um desbalanceamento estático. Neste caso a linha de centro do rotor descreve uma superfície cilíndrica. A Figura 34.b mostra como se comporta a vibração de um rotor com um binário de desbalanceamento. A linha de centro descreve dois cones com vértices coincidindo com o CG do rotor [28].

a)



b)

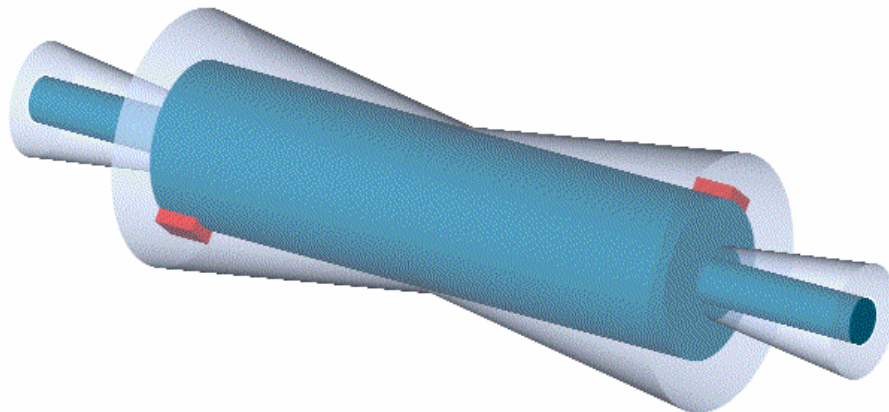


Figura 34 - a) Vibração causada por um desbalanceamento estático; b) Vibração de um rotor com um binário de desbalanceamento

2.6.3 - Tipos de Balanceamento

Dois são os tipos de balanceamento, já comentados anteriormente: balanceamento em um plano e balanceamento em dois planos.

Balanceamento em um plano é o tipo de balanceamento em que é necessária a adição de somente uma massa de balanceamento no plano perpendicular ao eixo de rotação e que contém o CG. Este procedimento é adequado somente à compensação de um desbalanceamento estático, uma vez que, neste caso, os eixos principal de inércia e de rotação já se encontram paralelos. O balanceamento em um plano tem a capacidade de deslocar o eixo de inércia em direção ao eixo de rotação, sem no entanto ter a capacidade de rotacionar um com relação ao outro [29].

O balanceamento em dois planos é o procedimento necessário à compensação de desbalanceamentos do tipo quase-estático, binário e dinâmico. No balanceamento em dois planos, ou balanceamento dinâmico, como também é chamado, é necessária a adição de massas de balanceamento em dois planos diferentes. Tal procedimento permite que, com as devidas massas de balanceamento, o eixo principal de inércia sofra uma rotação com relação ao eixo de rotação e que o CG seja deslocado de encontro ao eixo de rotação [29].

Tanto a descrição dos equipamentos usados para balanceamento, como o procedimento para tal, fogem do objetivo deste trabalho. Informações detalhadas sobre equipamentos de balanceamento podem ser encontradas em catálogos [22,28] e bibliografia especializada [29], assim como exemplos que elucidam procedimentos matemáticos de balanceamento em um e em dois planos.

2.6.4 - Recomendações e Normas para Balanceamento

As normas DIN-ISO 1940 [23] e ABNT NB 66 [25] apresentam diagramas obtidos a partir de valores experimentais que relacionam parâmetros ligados ao balanceamento com vários casos de utilização. O diagrama mais conhecido é o apresentado na Figura 35, que relaciona a qualidade de balanceamento com o desbalanceamento residual máximo e com a máxima rotação do rotor [30].

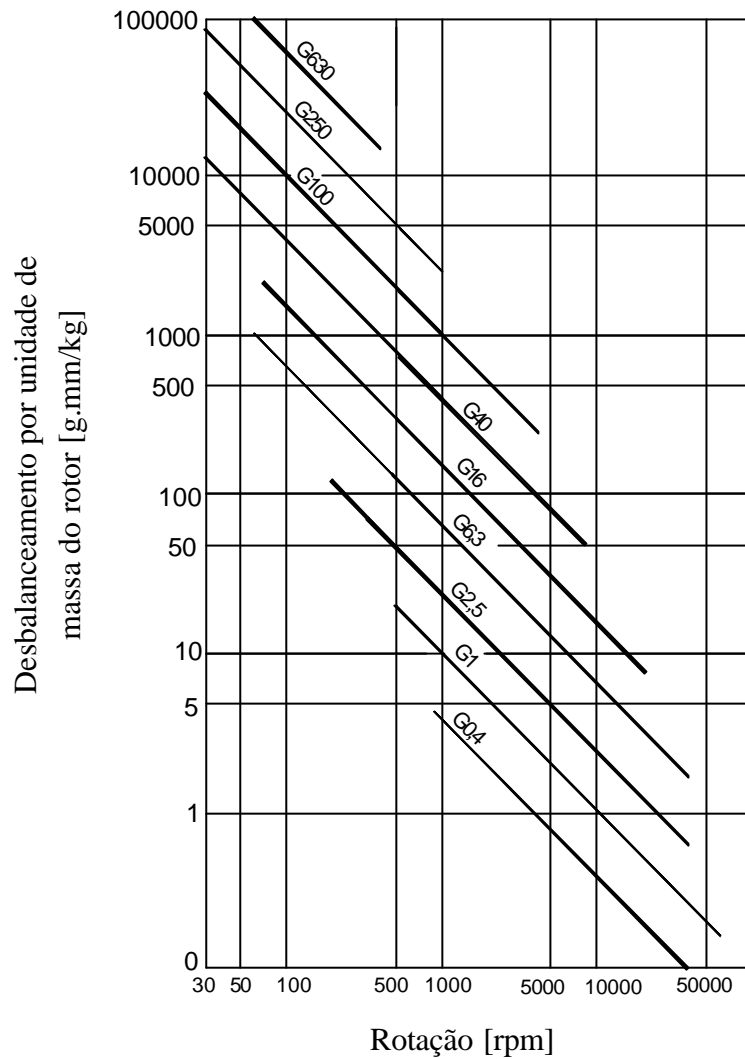


Figura 35 - Desbalanceamento residual permissível em função da rotação para diferentes qualidades de balanceamento [23]

O parâmetro G , chamado qualidade de balanceamento, corresponde à velocidade linear do centro de gravidade de um elemento girante em torno de seu eixo de rotação. Assim, a qualidade de balanceamento G 2,5, por exemplo, indica que o centro de gravidade de um rotor deve girar, no máximo, com uma velocidade linear de 2,5 mm/s em torno do eixo de rotação. O parâmetro G é função da velocidade angular ω e da excentricidade e , segundo a Equação 7.

$$G = e \cdot \omega \quad (7)$$

O desbalanceamento residual U é dado pelo produto entre a massa do rotor (em gramas) e a excentricidade, ou seja, distância (em milímetros) entre o centro de gravidade do rotor e seu eixo de rotação (Equação 8). O desbalanceamento residual significa o quanto o balanceamento pode se afastar do ideal. O eixo das ordenadas do diagrama da Figura 35 representa o desbalanceamento residual máximo por unidade de massa do rotor (em kg), que pode também ser interpretado simplesmente como a excentricidade máxima em milímetros, multiplicada por 1000, como apresentado na equação dimensional (Equação 9).

$$U = e \cdot m \quad (8)$$

$$U/m = [mm] \cdot [g] / [kg] = [mm] \cdot 1000 \quad (9)$$

A relação entre qualidade de balanceamento G e desbalanceamento residual máximo U pode ser obtida a partir das Equações 7 e 8.

$$e = U / m = G / \omega \quad (10)$$

$$U = m \cdot G / \omega \quad (11)$$

Pode-se perceber através da Equação 11, que quanto maior a velocidade angular e quanto menor a massa, menor o desbalanceamento residual máximo para uma mesma qualidade de balanceamento G . Na prática, no entanto, em situações onde são exigidas altas rotações ou altas qualidades de balanceamento, encontram-se dificuldades na própria medição dos valores de desbalanceamento residual previstos na DIN-ISO 1940 [30].

Assim, por exemplo, segundo a equação acima, um sistema com massa de 13 kg que deva girar a uma rotação de 30.000 rpm e apresentar qualidade de balanceamento $G_{2,5}$, deve apresentar um desbalanceamento residual máximo de 10 g·mm. Este valor de desbalanceamento residual pode ser conseguido com equipamentos de balanceamento disponíveis no mercado. A mesma qualidade de balanceamento para um sistema com massa de 2 kg que deva girar a 50.000 rpm corresponde a um desbalanceamento residual de 0,9 g·mm, o que é praticamente impossível de ser medido. Sendo assim, geralmente a norma DIN-ISO é usada para rotações abaixo de 20.000 rpm ou para massas maiores que 5 kg [30].

2.6.5 - Desbalanceamento Causado por Ferramentas

Após o balanceamento da árvore de uma máquina-ferramenta pelo próprio fabricante, um nível de desbalanceamento residual perfeitamente aceitável é atingido. No entanto, a fixação de uma ferramenta a esta árvore pode vir a ser problemática. A fixação de uma ferramenta prejudica as características dinâmicas da árvore, uma vez que abaixa a frequência do primeiro modo de ressonância, devido ao aumento do comprimento da porção em balanço e do aumento da massa da árvore. Além disso, a própria ferramenta possui um desbalanceamento que repercute na dinâmica de todo o sistema árvore-ferramenta [30].

Problemas causados por mudanças nas características dinâmicas da árvore são levados em conta já na fase de projeto, de forma que não são críticos. Problemático, no entanto, é o desbalanceamento da ferramenta, que além de causar forças radiais, origina também momentos fletores, que devido ao fato da ferramenta estar em balanço, não podem ser desconsiderados. O desbalanceamento causado pela ferramenta pode ter duas origens: falta de simetria na distribuição de massa da própria ferramenta e o erro de posicionamento da ferramenta com relação à árvore [30].

Ferramentas possuem massas relativamente pequenas, de forma que o desbalanceamento residual para altas rotações é muito pequeno. No entanto, uma ferramenta pode ser considerada parte da árvore, sendo a massa do sistema a soma das massas deste e da ferramenta. Assim, a aplicação da norma DIN-ISO com relação à ferramenta é, se não problemática, no mínimo discutível [30].

A Figura 36.a mostra o desbalanceamento residual admissível para várias qualidades de balanceamento para uma ferramenta com massa de 1,5 kg, enquanto que a Figura 36.b mostra curvas de qualidade de balanceamento G para várias massas de ferramenta.

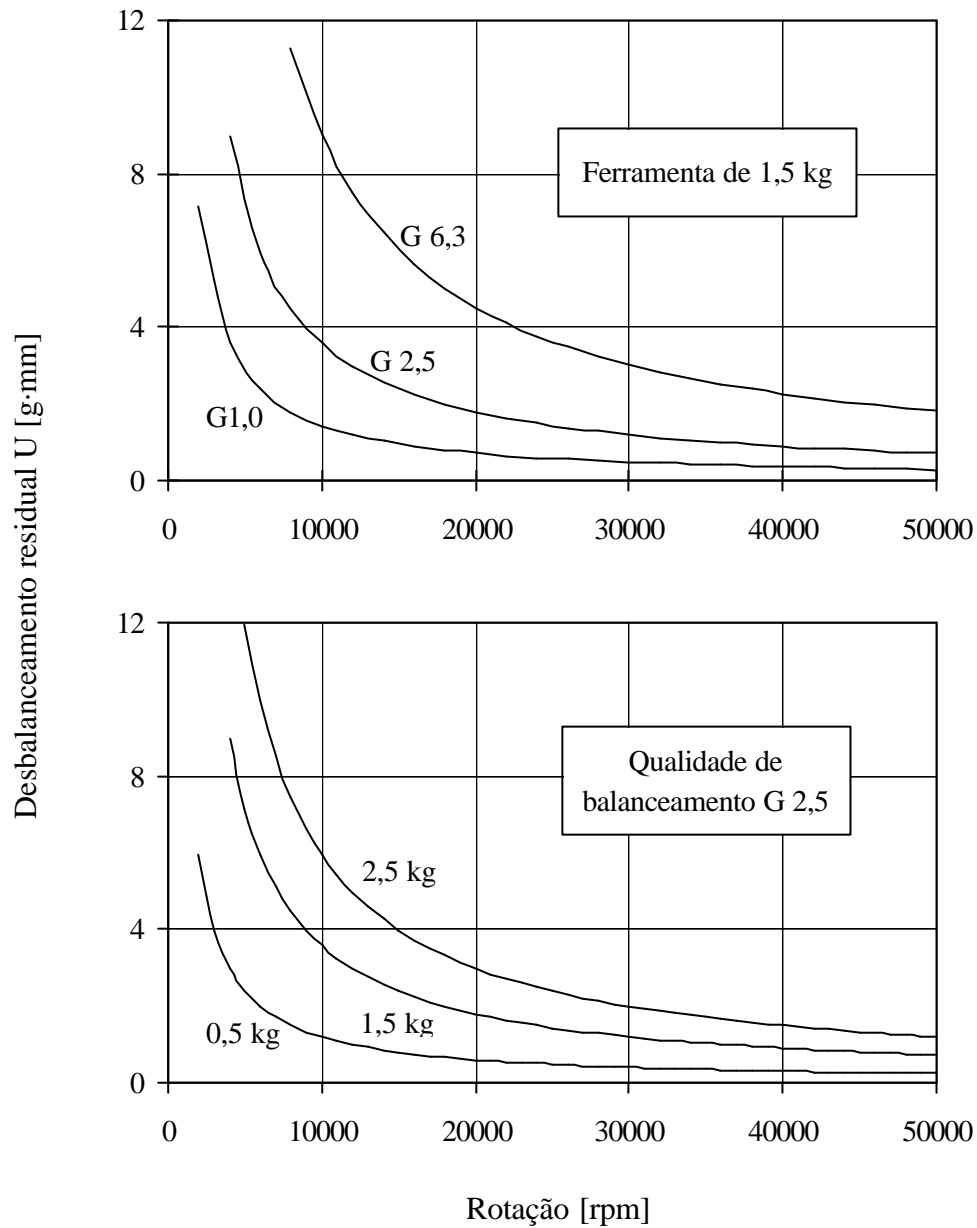


Figura 36 - Desbalanceamento residual: a) Para uma ferramenta de 1,5 kg e para diferentes qualidades de balanceamento; b) Para $G = 2,5$ e para diferentes massas de ferramenta [30]

Visando minimizar o problema causado pelo desbalanceamento da ferramenta, vários procedimentos de balanceamento podem ser adotados. A Figura 37 mostra o batimento de uma haste (deslocamento da haste medido no plano normal ao eixo de rotação da mesma) com relação à rotação. O mandril onde é fixada a haste foi balanceado de três modos diferentes. A linha contínua representa o batimento da haste para o mandril balanceado fora da máquina. A uma

rotação de 20.000 rpm o batimento chegou a 50 μm , embora o batimento estático fosse de apenas 5 μm [30].

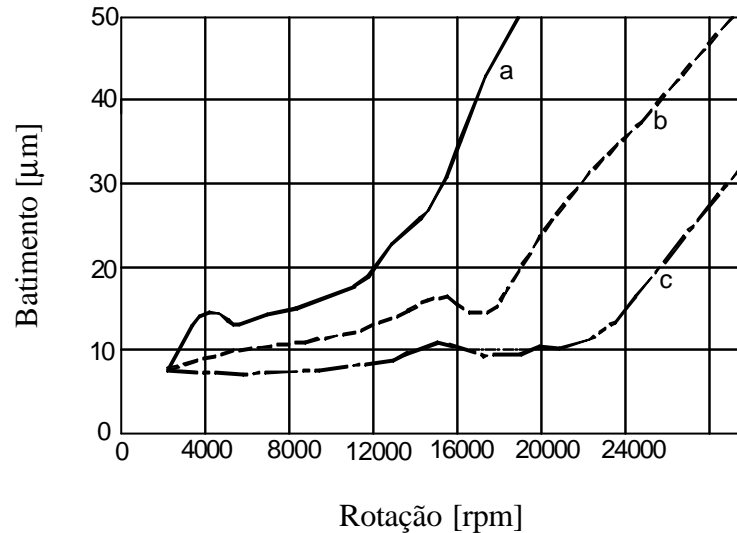


Figura 37 - Batimento em função da rotação para: a) Mandril balanceado fora da máquina; b) Mandril balanceado na máquina; c) Mandril balanceado em dois planos fora da máquina [30]

Com o balanceamento do sistema mandril-árvore efetuado na própria máquina, representado pela linha tracejada, verifica-se que o batimento à rotação de 20.000 rpm é de 22 μm . O aumento mais abrupto do batimento começa a uma rotação maior que no primeiro caso, cerca de 17.000 rpm.

O terceiro caso mostra o batimento da haste para o mandril balanceado em dois planos. O batimento a 30.000 rpm é muito inferior ao dos dois primeiros casos, e o aumento abrupto do batimento ocorre somente aos 22.000 rpm, permanecendo abaixo desta rotação praticamente constante.

Pode-se perceber que o balanceamento em dois planos da ferramenta é o procedimento mais eficiente para a eliminação de vibrações. No entanto, este procedimento é também o mais caro devido à maior sofisticação do equipamento necessário. Resultados quase tão bons quanto os obtidos nesta última alternativa, podem ser alcançados através do balanceamento posterior na máquina de um mandril estaticamente pré-balanceado, utilizando-se um equipamento de balanceamento portátil. Tal procedimento traz ainda a vantagem de eliminar o desbalanceamento

causado por falta de precisão radial no acoplamento entre mandril e árvore. Desvantagem, no entanto, do uso da própria máquina enquanto efetuado o balanceamento, é o fato de parar a produção, aumentando-se assim o tempo improdutivo da máquina.

Além do desbalanceamento causado pela falta de simetria na distribuição de massa da ferramenta, existe ainda uma segunda causa de desbalanceamento, que é devido à falta de precisão radial de fixação da ferramenta na árvore. Um desbalanceamento adicional surge quando o eixo de simetria da ferramenta não coincide com o eixo de rotação da árvore. Dois tipos de cones são normalmente usados em máquinas-ferramentas: o cone de flange tipo V (ou cone ISO, como é mais conhecido) e o cone vazado ou HSK (do alemão: Hohlschaftkegel) [31]. Testes feitos com cones do tipo ISO e com cones HSK mostram que o erro de posicionamento na fixação de ambos é de cerca de 2 μm . Diferenças aparecem, no entanto, depois de certo tempo de uso, onde os cones ISO apresentam erros de 5 μm , ao passo que o erro dos cones HSK quase não sofre alteração [30].

2.7 - Parâmetros Relacionados à Usinagem

A qualidade de superfície obtida na usinagem depende de vários fatores relativos ao processo, entre eles: vibração da ferramenta, marcas de avanço causadas pela ferramenta e surgimento de pequenas incrustações de material plasticamente deformado na superfície devido à formação de gume postiço durante o processo de formação do cavaco. Através dos parâmetros de corte e da geometria da ferramenta, pode-se intervir no processo, agindo-se sobre um dos fatores acima, de forma a minimizar ou até mesmo eliminar suas influências negativas, contribuindo para a obtenção de um acabamento de superfície de melhor qualidade.

A seguir são abordadas as influências dos parâmetros de corte – velocidade, avanço e profundidade de corte – sobre a usinagem, bem como dos principais ângulos da ferramenta de corte.

2.7.1 - Velocidade de Corte

A velocidade de corte possui grande importância na economia do processo. É um parâmetro de relevância no tempo de fabricação da peça, uma vez que determina, junto com o avanço e a profundidade de corte, a taxa de remoção de material. Além disso, exerce grande influência sobre a qualidade de superfície resultante do processo e sobre a vida da ferramenta [32].

A qualidade de superfície sofre normalmente uma melhora com o aumento da velocidade de corte, estabilizando em um determinado ponto. O gráfico da Figura 37 mostra os resultados obtidos por Böttger [33] no torneamento interno de aço CK 45 com metal-duro.

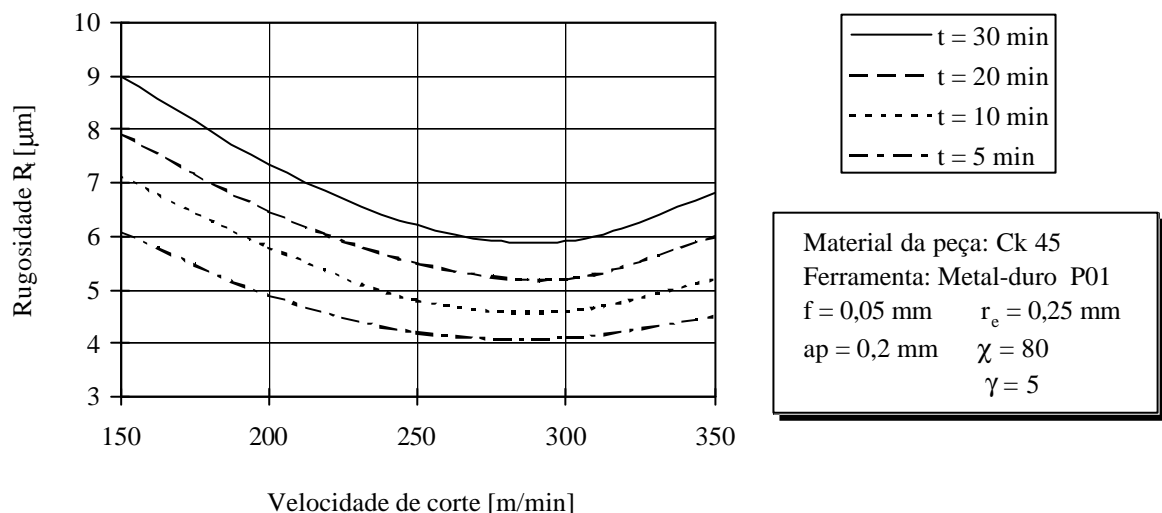


Figura 38 - Rugosidade em função da velocidade de corte para diferentes tempos de usinagem no torneamento interno de aço Ck 45 [33]

Para velocidades de corte abaixo de 250 m/min a rugosidade sofre um aumento devido ao maior recalque do cavaco. Nestas velocidades mais baixas o material da peça sofre maior deformação com conseqüente aumento da retirada de grupos de grãos isolados [33].

O aumento da velocidade de corte ocasiona o aumento da temperatura da região de corte, o que por sua vez ocasiona uma diminuição da resistência ao cisalhamento do material usinado e

conseqüente diminuição da força de corte [33,34]. O aumento da velocidade de corte entretanto, também ocasiona a diminuição da vida da ferramenta [33].

Velocidades de corte excessivamente altas, acima da velocidade ideal, ocasionam a diminuição da qualidade de superfície, uma vez que provocam o surgimento prematuro de sulcos na superfície de incidência do gume secundário da ferramenta de corte [33].

2.7.2 - Avanço

Além de sua importância na economia do processo, o avanço exerce influência direta sobre as distâncias entre ranhuras da superfície gerada e conseqüentemente sobre a rugosidade. O avanço têm um efeito muito mais significativo na qualidade do acabamento de superfície que a profundidade de corte [35].

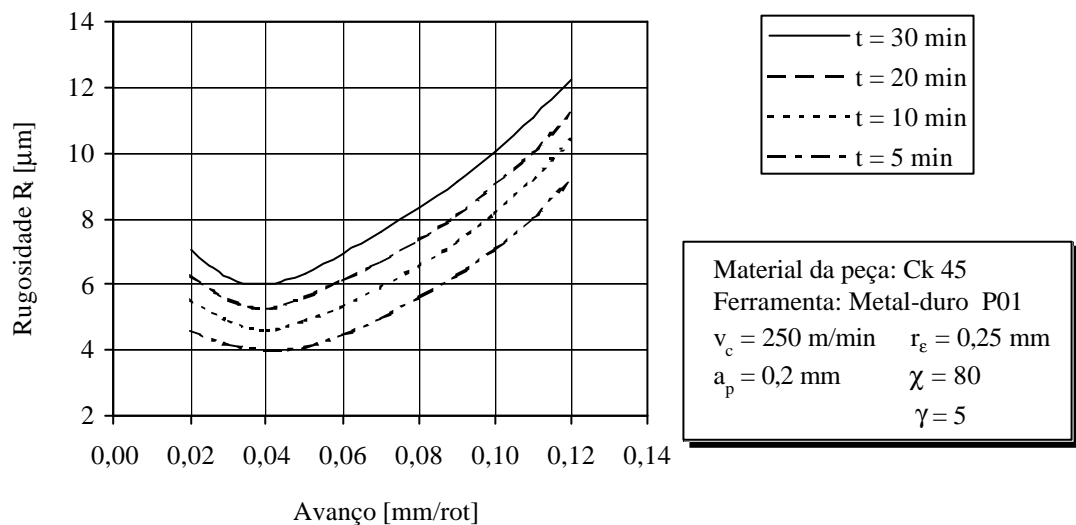


Figura 39 - Rugosidade em função do avanço para diferentes tempos de usinagem no torneamento de aço Ck 45 [33]

A Figura 39 mostra a dependência da rugosidade em função do avanço no torneamento interno do aço Ck 45 com metal-duro. A menor rugosidade foi atingida para um avanço entre 0,03 e 0,04 mm.

A Figura 40 mostra o efeito do avanço da ferramenta sobre a superfície usinada. Enquanto que um bom acabamento exige um avanço pequeno, a produção econômica exige grandes avanços, pois esta é a condição mais vantajosa do ponto de vista da ferramenta e do consumo de energia. Assim, deve-se encontrar um meio termo, que possa satisfazer estas duas exigências contraditórias [35].

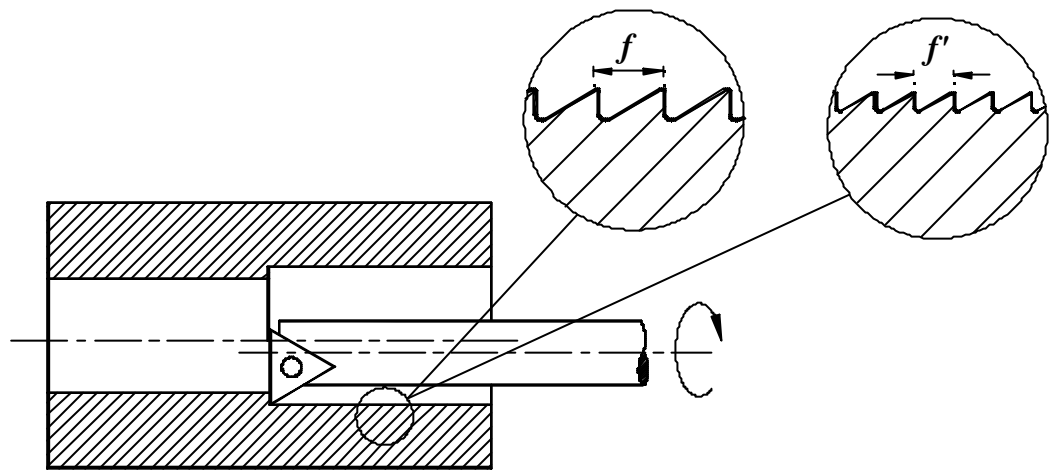


Figura 40 - Efeito do avanço sobre o acabamento de superfície

A profundidade máxima de rugosidade teórica $R_{t,th}$ é dada pela Equação 12, que a coloca em função do avanço e do raio de quina da ferramenta. De acordo com esta equação a rugosidade deveria ser próxima de zero para avanços pequenos, o que no entanto não acontece, tendo-se um aumento da rugosidade para avanços muito pequenos, como mostrado no diagrama da Figura 39.

$$R_{t,th} = \frac{f^2}{8r_e} \quad (12)$$

Uma explicação para este aumento de rugosidade foi dada por Brammertz [33]. Em operações de usinagem com ferramentas de corte com geometria definida, a espessura de

usinagem na região da quina da ferramenta é variável, devido ao seu raio de quina r_e . Na Figura 41, a seção hachurada corresponde ao material a ser teoricamente retirado pela ferramenta na próxima rotação da peça. A espessura de corte do cavaco é variável, diminuindo até zero no ponto A.

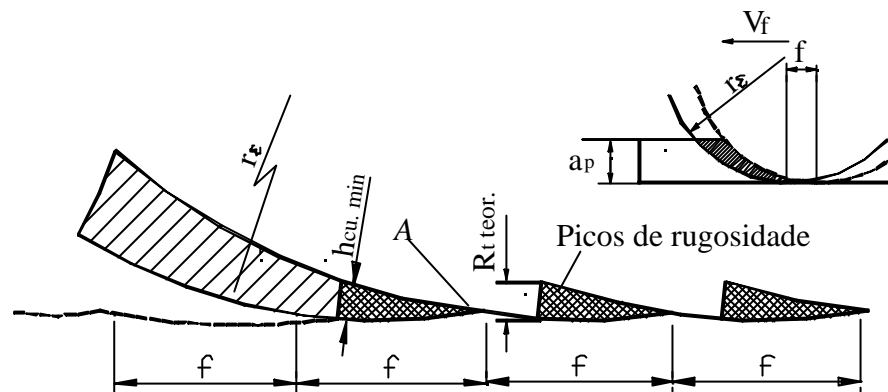


Figura 41 - Variação da espessura do cavaco ao longo do gume [36]

A teoria desenvolvida por Brammertz APUD Koch [36] afirma que não é possível efetuar o corte de material para espessuras menores que a espessura de corte mínima h_{min} , devido ao fato do gume possuir um arredondamento em toda sua extensão - o raio do gume r_b . Esta porção de material compreendida entre o ponto A e o ponto onde é atingida a espessura de corte mínima h_{min} é, ao invés de cortada, deformada elásticamente e plasticamente pelo gume secundário, vindo a ser apenas parcialmente removida na passagem subsequente da ferramenta. Desta forma, esta porção de material não-removido forma os picos de rugosidade, que são os responsáveis pela piora na qualidade da superfície obtida.

Em uma ferramenta de metal-duro, cujo o raio do gume r_b seja de 8 a 10 μm , a espessura de corte mínima h_{min} a partir da qual existe a formação de cavaco varia de 3 a 4 μm .

Brammertz APUD Koch [36] apresenta a Equação 13 mostrada abaixo para a determinação da profundidade da rugosidade teórica, que leva em consideração a espessura mínima de corte h_{min} , o raio de quina r_e e o avanço f .

$$R_{th} = \frac{f^2}{8r_e} + \frac{h_{\min}}{2} \left(1 + \frac{r_{h\min}}{f^2} \right) \quad (13)$$

Além da influência sobre a qualidade de superfície, o aumento do avanço também acarreta o aumento da temperatura e da força de corte [32,40].

2.7.3 - Profundidade de Corte

A profundidade de corte, em operações de desbaste, deve ser a maior possível, possibilitando uma maior taxa de remoção de material e reduzindo, conseqüentemente, os tempos principal e secundário de usinagem. Devem ser levados em consideração, no entanto, fatores limitantes como a potência da máquina, a máxima seção de corte permissível e a estabilidade do sistema máquina-ferramenta-peça. O efeito do desgaste da ferramenta ocasionado pela profundidade de corte é pequeno em relação ao causado pela velocidade de corte e avanço [35].

Em alguns casos, como por exemplo no torneamento interno de aço Ck 45 a rugosidade diminui com o aumento da profundidade de corte, como pode ser visto no gráfico da Figura 42.

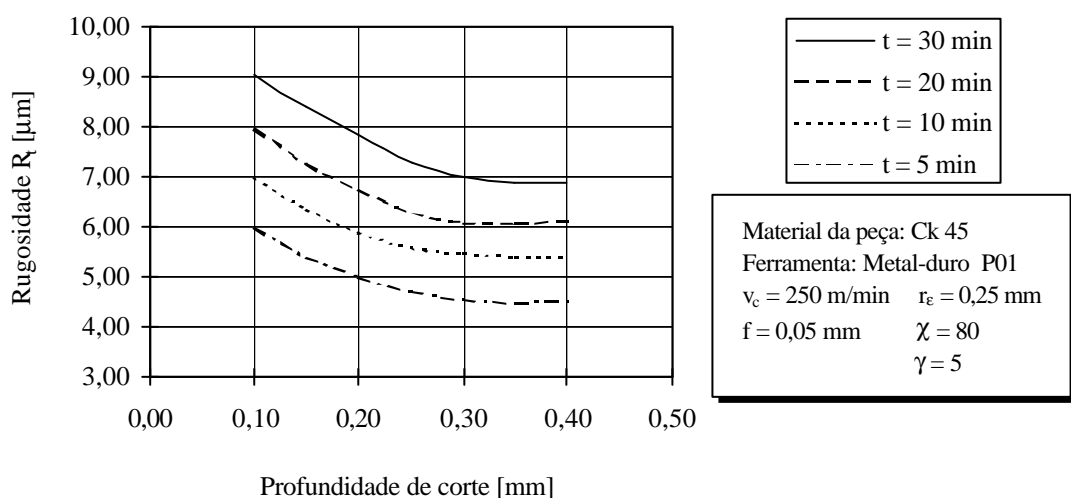


Figura 42 - Rugosidade em função da profundidade de corte para diferentes tempos de usinagem [33]

2.7.4 - Ângulo de Direção do Gume

Quanto menor o ângulo de direção do gume χ , maior a largura de usinagem b do cavaco, o que diminui a força por unidade de comprimento de gume. Ângulos de direção do gume pequenos são utilizados na usinagem de materiais de alta resistência, visando manter baixa a solitação do gume e o desgaste da ferramenta. Por outro lado, a instabilidade aumenta devido ao aumento da força passiva, o que pode dar origem a vibrações regenerativas, prejudicando o acabamento de superfície [34].

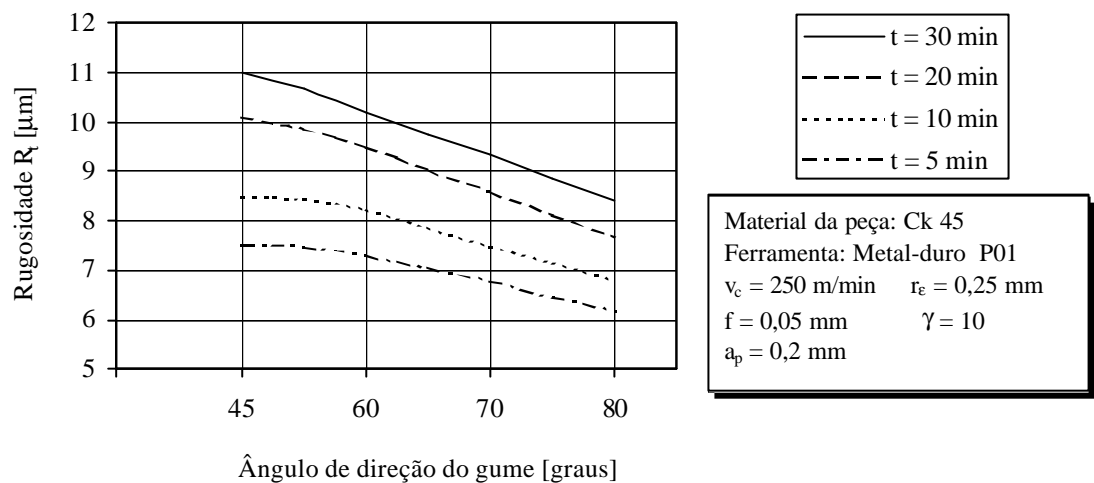


Figura 43 - Rugosidade em função do ângulo de direção do gume p/ diferentes tempos de usinagem [33]

Ângulos de direção do gume menores que 90° permitem que o corte tenha início em uma região mais afastada da quina, onde o gume é mais resistente ao impacto inicial da ferramenta com a peça. Além disso, o gume inicia o trabalho de forma gradual, uma vez que a largura do cavaco aumenta gradualmente em sentido à quina da ferramenta, à medida que esta avança ao longo da peça. De forma análoga se dá a saída da ferramenta da peça ao término da usinagem, proporcionando a esta um retorno elástico gradual [35].

A Figura 43 mostra a influência do ângulo de direção do gume sobre a rugosidade R_q para diferentes tempos de usinagem no torneamento interno de aço Ck 45.

Segundo Böttger [33], o ângulo de direção exerce influência sobre a qualidade da superfície usinada, pois influi na forma do cavaco gerado durante o processo. Cavacos com

forma inadequada, como cavacos em fita ou enrolados, enrolam na haste da ferramenta e são arrastados sobre a superfície usinada, prejudicando a qualidade de superfície. Cavacos de formas adequadas (helicoidais, em forma de vírgula, etc.) são facilmente expulsos da zona de corte.

Segundo König [34], o aumento do ângulo de direção χ até 90° também acarreta uma leve diminuição na componente F_c da força de corte, aumentando esta novamente para $\chi > 90^\circ$.

2.7.5 - Ângulo de Saída

O ângulo de saída γ apresenta uma forte influência sobre a força de usinagem, sobre o calor gerado e sobre o acabamento. Quanto maior o ângulo de saída, menor as forças de corte, de avanço e temperatura de corte, devido ao menor trabalho de deformação sofrido pelo cavaco. Para um ângulo de saída grande, a pressão máxima exercida pelo cavaco sobre a face da ferramenta se dá em uma região mais afastada do gume, diminuindo o seu desgaste. A formação do cavaco se dá de forma mais contínua devido à menor deformação, o que evita o surgimento de vibrações [35].

Um ângulo de saída negativo aumenta a resistência do gume e sua capacidade de dissipar calor, no entanto, aumenta também a temperatura do processo, devido à maior deformação do cavaco. A força passiva também sofre um aumento podendo dar origem a vibrações. A qualidade de acabamento da superfície usinada é normalmente menor para ângulo negativo (depende do material usinado).

O ângulo de saída ainda pode, dependendo do material usinado, ter influência sobre a direção de saída dos cavacos, de forma que quando negativo, faz com que os cavacos saiam de encontro à peça, prejudicando a sua qualidade de superfície.

2.7.6 - Raio de Quina

A influência do raio de quina r_e sob a rugosidade de uma peça usinada é mostrada de forma esquemática na Figura 44. Para um mesmo avanço, um raio de quina maior causa uma rugosidade menor [35].

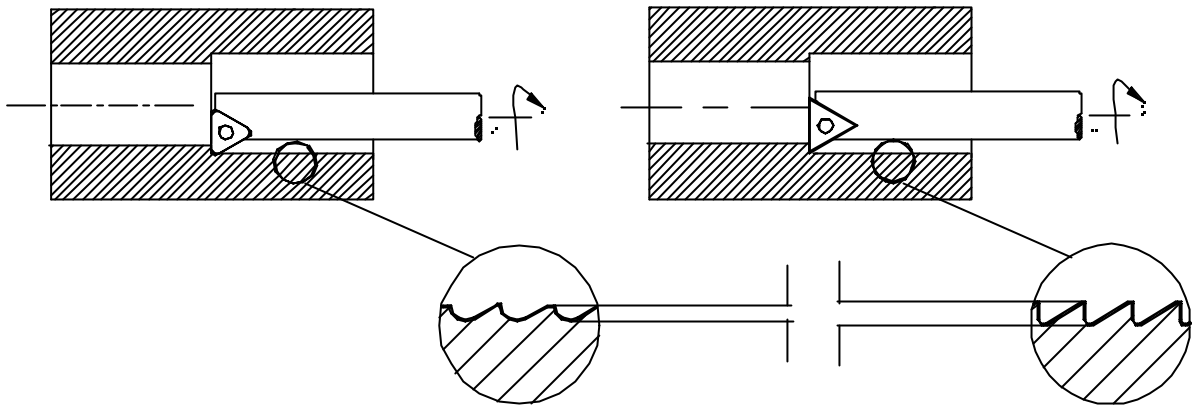


Figura 44 - Influência do raio de quina sobre a rugosidade

Em operações de acabamento, onde usualmente profundidades de corte pequenas são empregadas, uma parte considerável do gume que atua efetivamente no corte de material corresponde ao raio de quina, como já mostrado na Figura 44. Assim faz-se necessário conhecer bem a influência do raio de quina sob o processo. A Figura 45 mostra a rugosidade em função do raio de quina no torneamento interno de aço Ck 45.

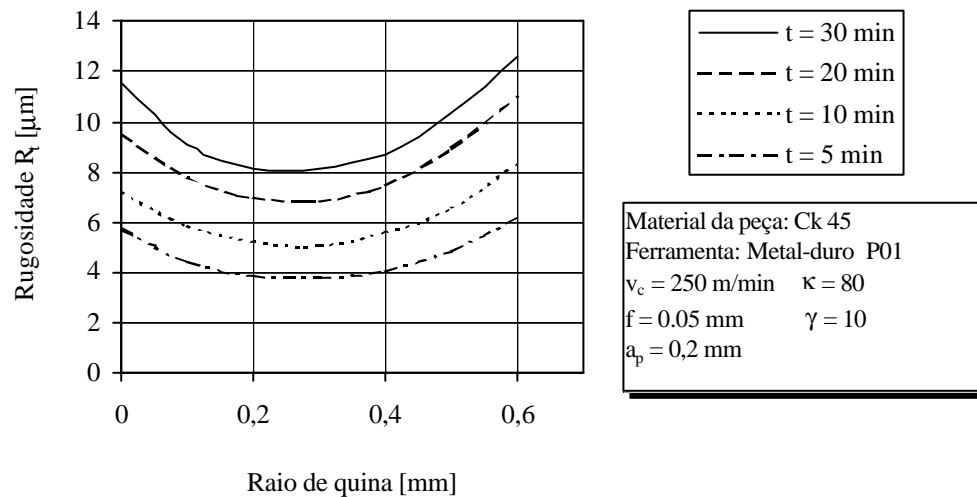


Figura 45 - Rugosidade em função do raio de quina para diferentes tempos de usinagem [33]

A dependência da rugosidade com relação ao raio de quina pode ser vista na Equação 12 e na Equação 13. De acordo com estas equações, a rugosidade deve diminuir com o aumento do raio de quina, o que não é verificado no gráfico da figura acima. Neste caso, a rugosidade

aumenta para raios de quina maiores que 0,25 mm. Tal aumento da rugosidade pode ser causado pelo fato de que apenas a região curva do gume efetua o corte, fazendo com que a espessura de corte seja variável, assim como o ângulo de direção do gume. A variação deste último causa flutuações na componente passiva da força de corte, o que por sua vez causa vibrações na ferramenta [18].

Outro motivo é apontado por Ehsenreiche e Ilani APUD Böttger [33]. Em seus trabalhos estes pesquisadores mostraram que o cavaco, que apresenta uma seção transversal curva, sofre ao deslizar sobre a superfície de saída da ferramenta uma deformação de forma a tornar-se plano, sofrendo assim um aumento na largura, atritando-se conseqüentemente com a superfície da peça usinada. O aumento do raio de quina da ferramenta torna este efeito mais pronunciado, causando o aumento da rugosidade.

Phalitzsch e Semmler APUD Böttger [33], apresentam um estudo da influência do comprimento efetivo do gume sobre o desgaste e rugosidade da ferramenta. Por comprimento efetivo do gume entende-se o comprimento de gume que efetivamente entra em contato com a peça, realizando o corte de material. Para uma mesma profundidade de corte, o comprimento efetivo do gume aumenta com o aumento do raio de quina. Neste estudo concluiu-se que, tanto o desgaste da ferramenta, quanto a rugosidade da superfície usinada, aumentam com o aumento do comprimento efetivo do gume.

Capítulo 3

Infra-estrutura e Procedimentos

Neste capítulo constam as descrições e/ou especificações dos equipamentos de medição, dispositivos e cabeçotes de mandrilar utilizados durante a realização dos experimentos. Também aqui são descritos os principais procedimentos adotados nas medições das características obtidas nos furos mandrilados, na preparação dos corpos de prova e também a metodologia de cálculos estatísticos utilizada para a avaliação dos resultados.

Somente após a descrição da infra-estrutura e dos procedimentos utilizados, parte-se para a descrição dos ensaios de usinagem propriamente ditos. Ensaios preliminares são descritos no Capítulo 4. O replanejamento das atividades, devido ao surgimento de problemas, são abordados no Capítulo 5. O Capítulo 6 apresenta os resultados obtidos neste trabalho e o Capítulo 7 as conclusões e sugestões para novos trabalhos.

3.1 - Infra-estrutura dos Ensaios

A seguir são descritos os cabeçotes, equipamentos, corpos de prova e acessórios utilizados nos ensaios.

3.1.1 - Cabeçotes de Mandrilar

Os cabeçotes de mandrilar utilizados para a execução deste trabalho, cada um proveniente de um fabricante distinto, possuem excentricidade regulável e sistema de balanceamento integrado. Estes cabeçotes são destinados ao mandrilamento de furos pequenos, valendo-se portanto da utilização de hastes, como mostrado na Figura 2 do item 2.3 - Ferramentas de Mandrilar.

A excentricidade regulável implica na possibilidade de ajuste da distância existente entre o gume da ferramenta e o eixo de rotação do cabeçote. O curso deste ajuste varia de 2,5 à 5,0 mm nos cabeçotes disponíveis. Para tornar possível a utilização destes cabeçotes em uma maior

faixa de diâmetros, os fabricantes fornecem conjuntos de hastes intercambiáveis de variados diâmetros, o que permite ampliar a faixa de utilização para diâmetros entre 6 e 30 mm.

A seguir são descritas as características dos três cabeçotes de mandrilar disponíveis para a realização deste trabalho. As principais características de cada um dos cabeçotes são resumidas na Tabela 1.

- **Cabeçote A:** apresenta regulagem de excentricidade com um curso de 3,0 mm. A regulagem é realizada através do giro de um disco graduado, (com o auxílio de uma chave “allen”), correspondendo a menor divisão à 0,005 mm no diâmetro do furo. As hastes são de metal-duro e as cápsulas intercambiáveis de aço, sendo fixadas às hastes através de pinos roscados. O comprimento útil das hastes pode ser ajustado, fixando-as mais para dentro ou mais para fora do cabeçote. O sistema de balanceamento consiste no deslocamento de um contrapeso presente dentro do cabeçote. O posicionamento deste contrapeso se dá de acordo com uma tabela fornecida pelo fabricante e seu deslocamento através de um anel graduado. O inserto utilizado é triangular (maiores informações sobre os insertos constam no item a seguir).
- **Cabeçote B:** apresenta regulagem de excentricidade com um curso de 2,5 mm e resolução de 0,002 mm no diâmetro. A regulagem é feita manualmente através de um anel graduado. As hastes são de aço, não havendo cápsulas para a fixação dos insertos (são fixados às próprias hastes). O sistema de balanceamento consiste no deslocamento angular de dois contrapesos segundo uma tabela fornecida pelo fabricante, que relaciona a posição destes com a excentricidade e com a haste utilizadas. Os contrapesos são deslocados através de anéis graduados. Os insertos são rômnicos do tipo CPGM [37].
- **Cabeçote C:** apresenta regulagem de excentricidade com resolução de 0,01 mm no diâmetro e curso de 5,0 mm. Como no cabeçote A, a regulagem é realizada através do giro de um disco graduado com uma chave “allen”. As hastes são de aço e a fixação dos insertos se dá na própria haste. O sistema de balanceamento consiste no

deslocamento de um contrapeso presente dentro do cabeçote. O posicionamento deste contrapeso se dá de acordo com anéis graduados do cabeçote, não sendo necessária a consulta a uma tabela como nos cabeçotes A e B. Os insertos são rômnicos do tipo CPGM [37]

Tabela 1: Principais características dos cabeçotes de mandrilar

Cabeçote	Resolução no \varnothing	Curso [mm]	Hastes	Balanceamento	Posicionamento	Insertos
A	0,005 mm	3,0	metal-duro	1 contrapeso	tabela	Triangular
B	0,002 mm	2,5	aço	2 contrapesos	tabela	Rômnico
C	0,01 mm	5,0	aço	1 contrapeso	anel graduado	Rômnico

A Figura 46 mostra a faixa de diâmetros de cada cabeçote. Cada barra (azul, amarela ou verde) corresponde à faixa de diâmetros de uma haste. Os números nas extremidades das barras correspondem aos diâmetros mínimo e máximo recomendados pelo fabricante para cada haste. O número dentro da barra corresponde ao comprimento útil da respectiva haste.

Na figura a seguir não estão representadas três hastes do cabeçote C, que permitem o mandrilamento de furos de 25 à 30, 30 à 35 e 35 à 40 mm. Estas hastes não constam na Figura 46, uma vez que não se encontram na faixa de diâmetro de interesse deste trabalho.

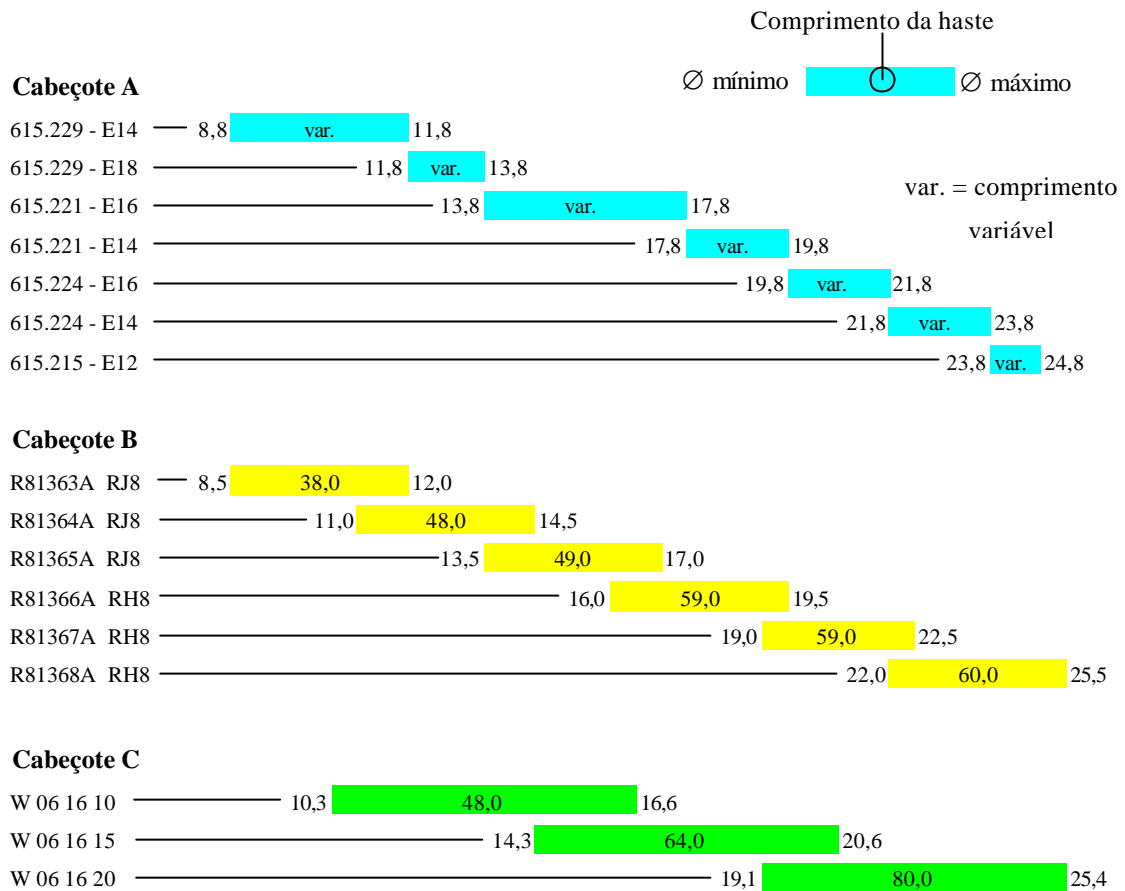


Figura 46 - Diagrama dos diâmetros correspondentes às hastes dos três cabeçotes

3.1.2 - Ferramentas de Corte

Os insertos utilizados nos experimentos foram os recomendados pelos fabricantes, de acordo com o tipo de material a ser usinado. A Tabela 2 mostra as características dos insertos utilizados em cada cabeçote.

Tabela 2: Principais características dos insertos utilizados.

Inserto p/ cabeçote	Material	Revestimento	Forma	Tipo	Ângulo de incidência	Raio de quina
A	Cermet	-	triangular	TPGT 110202	-	0,4 mm
B	metal-duro	TiN	rômbico	CPGM	11	0,3 mm
C	Cermet	-	rômbico	CPGM	10	0,4 mm

3.1.3 - Equipamentos de Medição

Os equipamentos de medição utilizados neste trabalho destinaram-se à verificação de níveis de vibração, rugosidades e erros de forma. Tais equipamentos são citados abaixo.

Medição de níveis de vibração:

- Analisador de frequência - Hewlett Packard - modelo 3560;
- Amplificador de sinais Bruel & Kjaer - modelo BK 2635;
- Acelerômetro Bruel & Kjaer - modelo BK 4344 (2g);
- Acelerômetro Bruel & Kjaer - modelo BK 4366 (29g);
- Calibrador Bruel & Kjaer - modelo BK 4294.

Medição de rugosidades:

- Rugosímetro portátil Mitutoyo - modelo-SJ 201

Medição de erros de forma (circularidade e cilindridade):

- máquina de medição por coordenadas Carl Zeiss ZMC 550-CAA. Número de série 82098.

3.1.4 - Corpos de Prova e Acessórios

Os corpos de prova utilizados nos ensaios preliminares são de aço SAE 1040 referência DP - 71391/11, corrida B 65743, fornecido pela empresa Aços Finos Piratini (Gerdau), Gravataí/RS. Este material foi o escolhido devido à sua freqüente utilização na indústria, e dado a sua disponibilidade no Laboratório de Mecânica de Precisão (LMP).

Os corpos de prova possuem forma de discos com diâmetro de 100 mm e espessura de 45 mm. Os corpos de prova destinados aos ensaios de mandrilamento de furos com diâmetros de até 15 mm apresentam 19 furos. Os corpos de prova destinados ao mandrilamento de furos com diâmetros entre 15 e 25 mm apresentam 9 furos. Ambos possuem um rebaixo na superfície

inferior, permitindo a saída da ferramenta após mandrilados os furos, sem que esta colida contra a placa de castanhas. A Figura 47 mostra os desenhos dos corpos de prova.

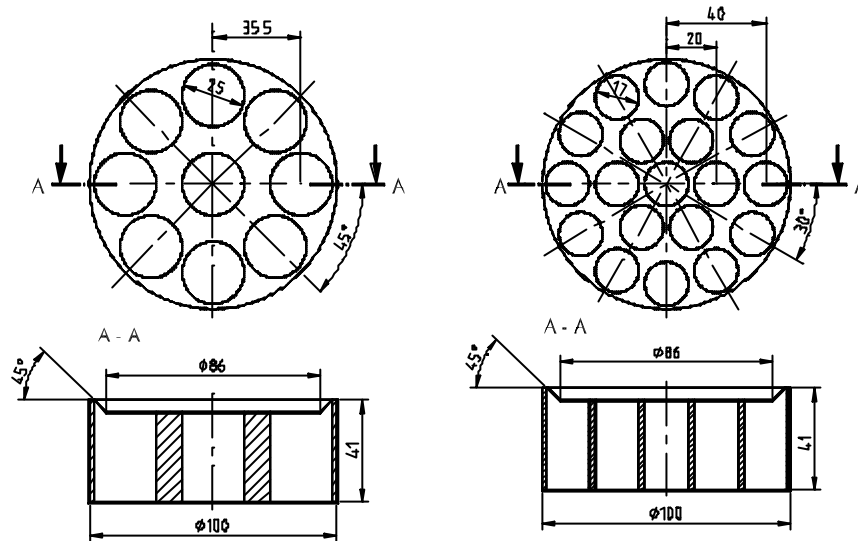


Figura 47 - Corpos de prova para 9 e 19 furos utilizados nos pré-testes

Os corpos de prova foram fixados em uma placa de três castanhas. Esta, por sua vez, foi fixada à mesa da fresadora, como mostrado na Figura 48.

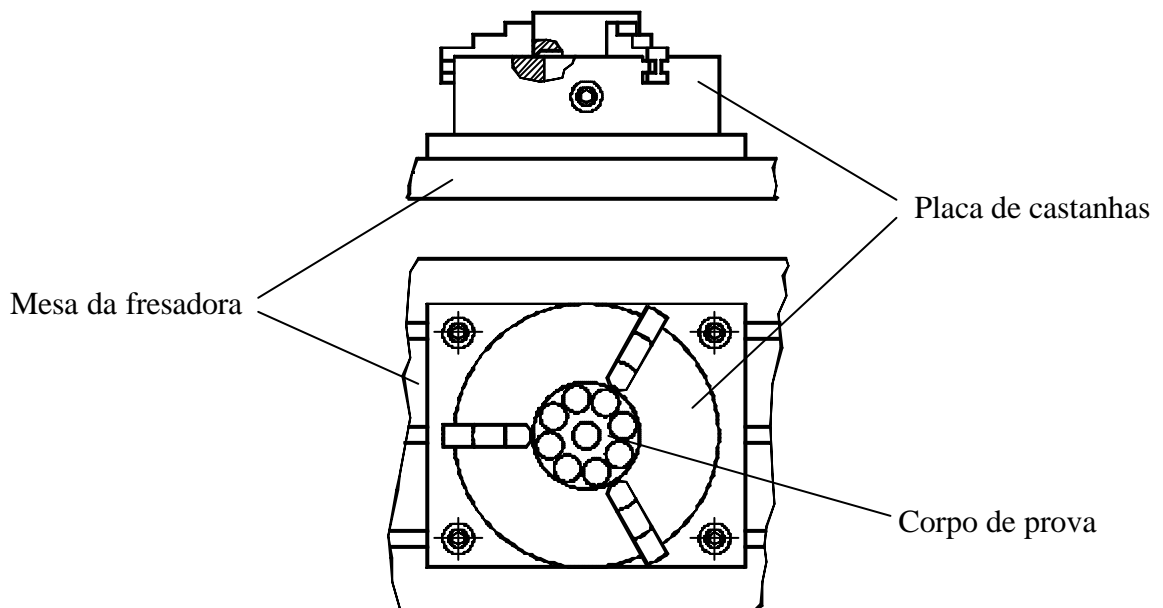


Figura 48 - Fixação dos corpos de prova

Uma vez que a fixação dos corpos de prova em placa de três castanhas apresentou influência sobre o erro de forma dos furos de maior diâmetro, foi necessária a implementação de um corpo de prova fabricado a partir de uma chapa de aço SAE 1020. Sua fixação sobre a mesa da fresadora foi realizada através de parafusos e espaçadores, como mostrado na Figura 49.

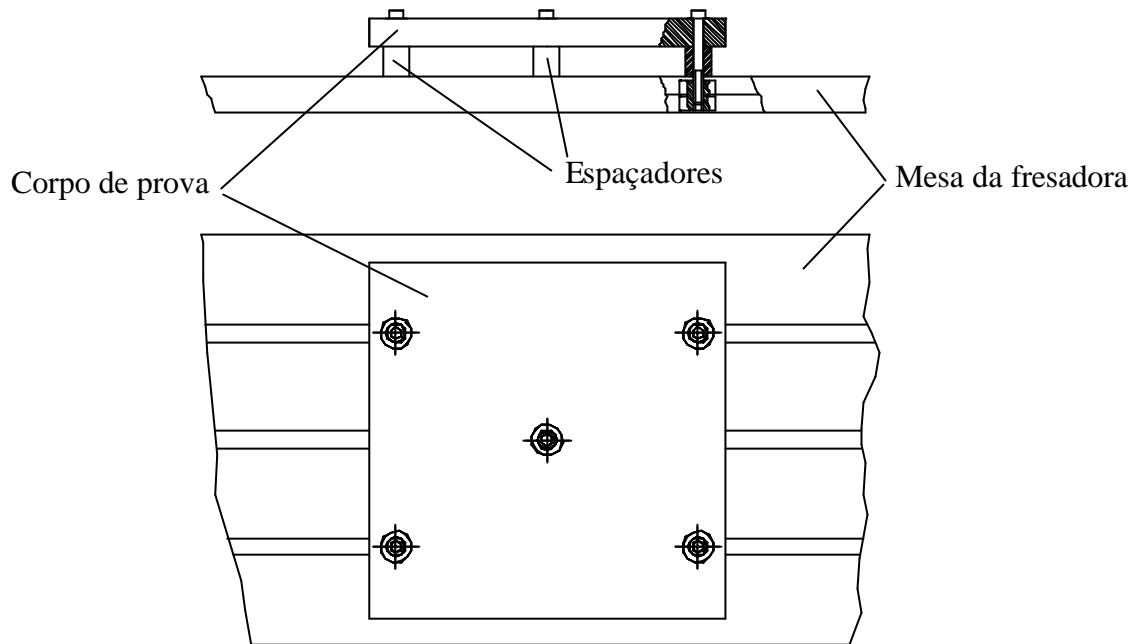


Figura 49 - Fixação do corpo de prova na fresadora

Visando evitar a deformação do corpo de prova, que possivelmente viria a influenciar nos resultados das medições de circularidade e de cilindridade dos furos, os cinco espaçadores tiveram suas duas faces retificadas, garantindo-se assim a menor diferença possível entre os comprimentos dos mesmos. Em uma retificadora plana horizontal com mesa magnética foram retificadas simultaneamente as faces de um lado de todos os espaçadores. O mesmo procedimento foi adotado para a retificação das faces do outro lado.

O grande vão entre os espaçadores, o formato do corpo de prova (comprimento dos lados com relação à espessura – 400 X 30 mm) e a diminuição de sua rigidez devido à presença dos furos a serem mandrilados, poderia favorecer o surgimento de vibrações indesejáveis. Por isto, foi criado um ponto de fixação também no centro geométrico do corpo de prova.

3.2 - Procedimentos

3.2.1 - Procedimento de Preparação dos Corpos de Prova

Os corpos de prova utilizados nos pré-testes são provenientes de uma barra de aço SAE 1040, que foi cortada em discos com espessura de 50 mm. Os discos foram torneados e faceados nos dois lados. Um dos lados foi rebaixado em 5 mm (Figura 48 do item anterior), criando-se assim um espaço entre o corpo de prova e a placa de castanhas para a saída da ferramenta de mandrilar. Os corpos de prova eram então fixados à placa de três castanhas sobre a mesa da fresadora e furados com brocas helicoidais com diâmetros 2 mm menor que os diâmetros necessários para a realização dos testes. Terminada a furação, os furos foram pré-mandrillados, visando eliminar as irregularidades resultantes daquele processo. Um pequeno chanfro foi fresado na superfície cilíndrica de alguns corpos de prova, obtendo-se uma superfície plana destinada à fixação do acelerômetro para a medição de níveis de vibração.

Os corpos de prova utilizados no ensaios finais de usinagem partiram de uma chapa de aço SAE 1020, cortada por oxi-corte. Cortado o corpo de prova, foram fresadas suas quatro bordas e suas superfícies. Feito isto, foram feitos os furos de fixação. Fixado o corpo de prova na mesa da fresadora, este foi furado com brocas helicoidais, realizando-se posteriormente o pré-mandrillamento dos furos.

Deve-se salientar que, após o pré-mandrillamento dos furos, os corpos de prova não puderam sofrer qualquer tipo de alteração na fixação (retirar corpo de prova placa de castanha, reapertar ou soltar parafusos de fixação, etc.), uma vez que isto poderia desalinhar os furos pré-mandrillados com relação à árvore da fresadora.

3.2.2 - Procedimento de Medição de Rugosidades

As medições de rugosidades, obtidas tanto nos ensaios preliminares quanto nos ensaios finais de usinagem, foram realizadas com um rugosímetro portátil, obtendo-se valores de R_a , R_z e R_t . Para cada furo dos corpos de prova utilizados nos ensaios preliminares foram realizadas três medições defasadas de 120 graus.

As rugosidades dos furos mandrilados durante os ensaios finais de usinagem (corpo de prova quadrado) foram medidas a cada de 90 graus, totalizando quatro medições por furo.

3.2.3 - Procedimento de Medição de Circularidade e Cilindricidade

A circularidade e a cilindridade foram medidas em uma máquina de medir por coordenadas no Laboratório de Metrologia – LabMetro, da UFSC. As medições de circularidade foram realizadas segundo a norma ISO/R 1101 [38] à 5 mm da borda superior dos furos.

Os valores do erro de cilindridade, desvio existente entre os centros de duas circunferências medidas em planos diferentes, foram medidos também de acordo com a norma ISO/R 1101. Os planos adotados localizavam-se à 5 mm da borda inferior e à 5 mm da borda superior dos furos.

3.2.4 - Procedimento de Medição de Vibrações

As medições de vibrações foram realizadas com aparelhos cedidos pelo Laboratório de Vibrações e Acústica – LVA, da UFSC. Tanto a medição das vibrações durante o processo de mandrilamento, quanto das vibrações da árvore com e sem cabeçote seguiram o esquema mostrado na Figura 50.

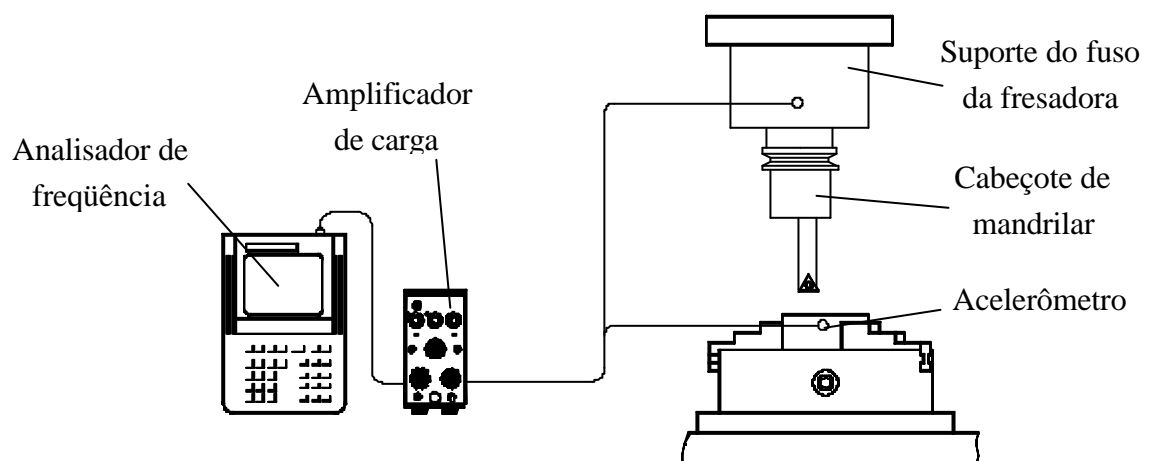


Figura 50 - Esquema de medição de vibrações

O parâmetro medido nestes ensaios foi a velocidade da vibração. Este é o parâmetro adequado para a medição de vibrações causadas por rotações de elementos de máquinas, uma vez que estas são consideradas frequências médias [41]. O acelerômetro mede um sinal proporcional à aceleração da vibração do corpo de prova ou da árvore da fresadora. Este sinal é recebido então por um amplificador que, além de amplificá-lo, realiza a integração analógica do sinal, fornecendo ao analisador de frequência um sinal proporcional à velocidade da vibração.

3.2.5 - Procedimentos Estatísticos

Visando a obtenção de resultados válidos sob o ponto de vista estatístico, faz-se necessária a repetição de experimentos, visando a obtenção de um valor médio de todas as grandezas medidas. No entanto, a simples comparação entre estes valores médios não é válida, uma vez que se pode incorrer em erros causados pela natureza aleatória de resultados experimentais. Sendo assim, para todos os ensaios preliminares foram realizadas três repetições para cada condição. Para os ensaios finais de usinagem foram adotadas 5 repetições com a intenção de aumentar a confiabilidade dos resultados.

A detecção de uma diferença significativa entre os resultados foi realizada através da aplicação do método estatístico chamado análise de variância. O primeiro passo, antes mesmo de iniciar os ensaios, é o de estabelecer as hipóteses relacionadas aos possíveis resultados. Para o caso da influência da vibração sobre a qualidade de superfície, por exemplo, a hipótese H_0 pode ser de que não exista diferença significativa entre as médias dos valores de rugosidade obtidos em furos mandrilados com e sem sistema de balanceamento. A hipótese alternativa H_1 pode pressupor a existência de uma diferença significativa.

Os cálculos são realizados com o objetivo de se obter um valor para uma variável chamada F_0 . Este valor é então comparado a um valor chamado $F_{\text{crítico}}$, este constante de tabelas na bibliografia especializada. A comparação entre os valores de F_0 e $F_{\text{crítico}}$ permite afirmar se a hipótese H_0 é verdadeira ou falsa. Sendo $F_0 > F_{\text{crítico}}$, H_0 é verdadeira. Para $F_0 < F_{\text{crítico}}$, H_0 é falsa.

Para possibilitar o entendimento dos cálculos de F_0 , são mostradas as fórmulas utilizadas e alguns conceitos. O cálculo de F_0 implica no cálculo dos itens da Tabela 3,

Tabela 3: Parcelas para o cálculo de F_0 .

Fontes de variação:	Soma de quadrados	Graus de liberdade	Médias quadráticas	F_0
Entre lotes	SS_{Lotes}	$a-1$	MS_{Lotes}	MS_{Lotes} / MS_E
Erro nos lotes	SS_E	$N-a$	MS_E	-
Total	SS_T	$N-1$	-	-

onde:

$$SS_{Lotes} = \sum_{i=1}^a \frac{y_{i.}^2}{n} - \frac{y_{..}^2}{N} \quad (14)$$

$$SS_T = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^n y_{ij}^2 - \frac{y_{..}^2}{N} \quad (15)$$

$$SS_E = SS_T - SS_{Lotes} \quad (16)$$

$$MS_{lotes} = SS_T / (a-1) \quad (17)$$

$$MS_E = SS_E / (N-a) \quad (18)$$

a é o número de lotes

n é o número de replicações ou repetições em um dado lote

N é o número total de observações

y_{ij} é a observação ou medição da j -ésima replicação do i -ésimo lote

$y_{i.}$ é a soma dos valores das observações realizadas para um lote

$y_{..}$ é a soma de todas as observações

Uma abordagem mais aprofundada sobre a análise de variância foge do escopo deste trabalho, uma vez que exige o conhecimento de vários conceitos teóricos relativos à estatística e a uma série de cálculos de relativa complexidade. Mais informações sobre este assunto podem ser encontradas em Montgomery [42].

Capítulo 4

Pré-testes

A realização de pré-testes teve como objetivo principal o levantamento de problemas relacionados ao processo de mandrilamento. Através destes ensaios foi possível realizar o aprendizado de programação da fresadora CNC, identificar problemas relacionados aos cavacos gerados no processo, utilização de fluido de corte, fixação dos corpos de prova, adequação de parâmetros de usinagem, etc. Também durante esta fase foi realizado o aprendizado e o levantamento de problemas relacionados à medição de vibrações durante o processo.

Estes ensaios tiveram grande importância na determinação dos problemas relativos ao processo de mandrilamento, permitindo a obtenção de resultados importantes para este trabalho. Assim como os ensaios finais de usinagem, os pré-testes foram realizados de forma sistemática, buscando criar conhecimentos básicos para o desenvolvimento deste trabalho.

Visando verificar a influência dos sistemas de balanceamento sobre a qualidade de superfície, de forma e sobre o nível de vibração durante a usinagem, foram realizados ensaios com e sem a utilização do sistema de balanceamento. A não-utilização destes sistemas implica em ajustá-los na posição nula, de forma que os contrapesos destes sistemas não originem uma força centrífuga capaz de compensar a força centrífuga gerada pela excentricidade da haste e da ferramenta. A fim de simplificar a compreensão no decorrer deste trabalho, utiliza-se o termo *sem balanceamento*, referindo-se à não-utilização do sistema de balanceamento de um cabeçote de mandrilar. Sendo este utilizado, ou seja, havendo o ajuste do sistema de balanceamento na posição recomendada pelo fabricante, faz-se uso do termo *com balanceamento*.

4.1 - Parâmetros de Usinagem

Inicialmente foram mandrilados alguns furos, visando determinar as faixas de velocidades de corte, profundidades de corte e avanços a serem utilizadas em ensaios posteriores. A partir dos parâmetros de corte recomendados pelos fabricantes de cada cabeçote para a

usinagem de acabamento, foram realizados ensaios com condições variadas. Assim pôde-se excluir condições muito desfavoráveis, como por exemplo, condições em que o cavaco enrola na haste do cabeçote ou em que ocorre o surgimento de vibrações regenerativas.

Deu-se seguimento aos pré-testes utilizando-se velocidade de corte de 200 m/min, profundidade de corte de 0,1 mm e avanço de 0,1mm.

4.2 - Utilização dos Sistemas de Balanceamento

Não havendo nenhum trabalho realizado no LMP relacionado ao balanceamento de ferramentas usadas na usinagem, nem tampouco relacionado à medição de vibrações durante o processo, fez-se necessária a realização de pré-testes, visando o aprendizado deste tipo de medição. Além disto, foi intenção destes ensaios simular os ensaios finais, de forma que foram medidos também rugosidades e erros de forma.

Foram realizados ensaios para três diâmetros distintos com os três cabeçotes de mandrilhar disponíveis. Aqui foram utilizados os cabeçotes *com balanceamento*, isto é, sistema de balanceamento nas posições recomendadas pelos respectivos fabricantes, assim como *sem balanceamento*, ou seja, sistema de balanceamento na posição nula.

A Tabela 4 traz resultados obtidos nestes pré-testes com relação às rugosidades obtidas.

Tabela 4: Rugosidades para furos mandrilados com e sem balanceamento

Influência do balanceamento		Rugosidades com e sem balanceamento					
		Cabeçote A		Cabeçote B		Cabeçote C	
Diâmetro [mm]	Rugosidades [μm]	c/ bal.	s/ bal.	c/ bal.	s/ bal.	c/ bal.	s/ bal.
25,0	R_a	0,94	1,15	1,71	1,71	1,79	2,32
	R_z	5,53	6,29	8,68	7,86	8,57	10,54
	R_t	6,16	6,93	9,63	8,64	9,55	12,55
22,0	R_a	1,03	1,25	1,85	1,76	1,39	1,43
	R_z	6,03	6,33	9,53	8,31	6,18	6,32
	R_t	6,80	7,12	10,83	9,01	6,99	7,03
17,0	R_a	1,25	1,36	2,21	2,23	1,44	1,53
	R_z	6,65	6,57	11,78	10,93	6,89	6,92
	R_t	7,30	7,53	13,75	11,85	7,55	7,58

Pode-se perceber que a influência da utilização dos sistemas de balanceamento sobre a qualidade de superfície é muito pequena, além de contraditória. Para o cabeçote A com balanceamento, pode-se perceber uma pequena diminuição dos valores de rugosidade, ao passo que para o cabeçote B os valores de rugosidade menores correspondem à situação sem balanceamento.

A Tabela 5 mostra que os erros de circularidade dos furos de 25 mm de diâmetro são maiores que os dos furos de 17 mm. A provável causa dos altos valores de erros de forma pode ser a deformação causada pela fixação dos corpos de prova na placa de três castanhas. O corpo de prova com furos de 25 mm de diâmetro apresenta paredes entre furos com espessura muito pequena (3 mm), o que diminui a resistência à deformação do mesmo. Esta suspeita é reforçada pelo fato de o furo número 1, no centro do corpo de prova, ter apresentado um erro de forma menor que o dos outros furos na periferia do corpo de prova. Isto ocorre provavelmente devido à maior espessura de parede ao redor do furo 1, como se pode ver na Figura 47 do item 3.1.4 .

Tabela 5: Erros de circularidade e cilindridade dos furos de 25 e 17 mm de diâmetro

Furo	Cilindridade		Circularidade	
	Ø 17 mm	Ø 25 mm	Ø 17 mm	Ø 25 mm
1	0,0247	0,0182	0,0053	0,0043
3	0,0206	0,0280	0,0033	0,0114
5	0,0107	0,0325	0,0055	0,0150
7	0,0102	0,0231	0,0055	0,0195
9	0,0137	0,0288	0,0020	0,0141

As medições de vibração realizadas nestes pré-testes não apresentaram valores a partir dos quais pudesse ser estabelecida uma relação entre balanceamento dos cabeçotes e os níveis de vibração detectados. Em parte, isto foi causado por erros no procedimento de medição. No entanto, pôde-se através destes pré-testes levantar a possibilidade de ocorrência de outro problema. Este é comentado no item a seguir.

4.3 - Nível de Vibração da Árvore

Devido à impossibilidade de correlacionar os níveis de vibração medidos com a utilização dos sistemas de balanceamento, decidiu-se analisar este problema de forma mais sistemática.

Assim, foram realizadas medições do nível de vibração na coluna da árvore da fresadora ao invés de medições na peça usinada. Nestes experimentos não foi efetuada usinagem. Estas medições foram realizadas em vazio com os três cabeçotes em várias rotações, com e sem balanceamento. Também foram medidos os níveis de vibração da árvore sem cabeçote.

Para que se possa entender os resultados obtidos nestes ensaios, faz-se primeiramente necessário esclarecer como as ferramentas de usinagem são fixadas à árvore de máquinas-ferramentas. Qualquer ferramenta ou suporte de ferramenta utilizado na usinagem (cabeçotes de fresamento e mandrilamento, mandris para brocas, fresas, alargadores e etc.) que utilize o sistema de cones ISO para a fixação na árvore, pode somente ser fixado em duas posições diferentes. Isto acontece devido à presença de duas guias de arraste diametralmente opostas, responsáveis pela transmissão do movimento da árvore à ferramenta, como mostra a Figura 51. As duas posições de fixação possíveis diferem de 180 graus uma com relação à outra. Sendo assim, para os ensaios realizados neste trabalho, uma das guias foi escolhida como referência (marcada com tinta branca). Coincidindo a guia marcada com o alojamento da guia escolhido no cabeçote (marcado também com tinta branca), diz-se que a posição do cabeçote é coincidente. Não havendo a coincidência da guia e do alojamento marcados, diz-se posição oposta.

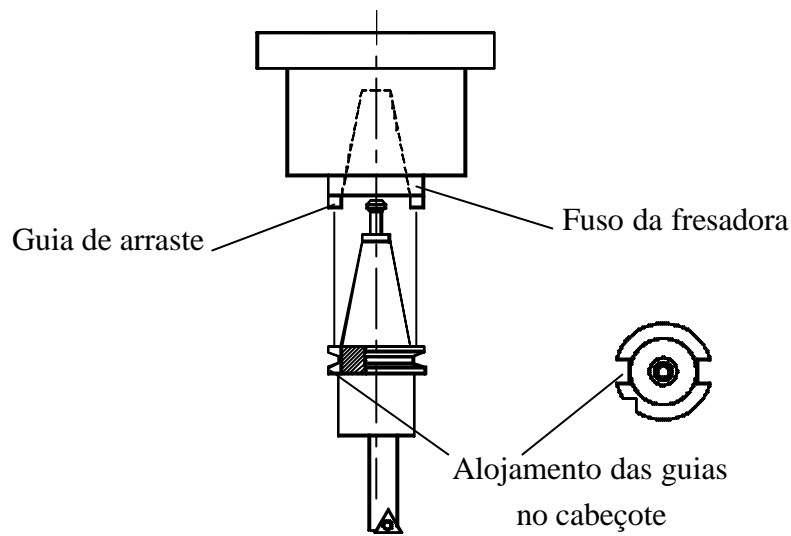


Figura 51 - Guias de arraste da fresadora e entalhes do cabeçote

A Tabela 6 mostra as médias de cinco medições dos níveis de vibração de combinações entre balanceamento, rotação e excentricidade para os três cabeçotes de mandrilar fixados na árvore da fresadora na posição coincidente. A Tabela 7 mostra o mesmo para a posição oposta.

Tabela 6: Níveis de vibração em vazio do conjunto árvore-cabeçote para posição coincidente

Posição Coincidente		Níveis de Vibração [$\mu\text{m/s}$]					
		Cabeçote A		Cabeçote B		Cabeçote C	
Rotação [rpm]	Diâmetro [mm]	c/ bal.	s/ bal.	c/ bal.	s/ bal.	c/ bal.	s/ bal.
1000	20,0	-	-	-	-	30,181	30,181
	22,0	-	-	22,726	7,013	24,395	28,966
	23,8	16,034	23,447	20,081	20,807	-	-
	25,0	26,265	39,616	20,352	30,947	22,985	41,109
2000	20,0	-	-	-	-	42,476	42,586
	22,0	-	-	34,340	32,482	40,882	44,738
	23,8	33,190	30,518	30,827	29,033	-	-
	25,0	28,466	27,599	29,032	26,515	39,226	53,125
3000	20,0	-	-	-	-	185,931	185,833
	22,0	-	-	81,127	98,039	110,874	188,502
	23,8	86,345	90,345	71,186	52,196	-	-
	25,0	78,903	150,343	75,751	112,274	112,561	309,464

Tabela 7: Níveis de vibração em vazio do conjunto árvore-cabeçote para posição oposta

Posição Oposta		Níveis de Vibração [$\mu\text{m/s}$]					
		Cabeçote A		Cabeçote B		Cabeçote C	
Rotação [rpm]	Diâmetro [mm]	c/ bal.	s/ bal.	c/ bal.	s/ bal.	c/ bal.	s/ bal.
1000	20,0	-	-	-	-	21,198	21,376
	22,0	-	-	19,054	34,720	22,983	25,84
	23,8	23,771	14,525	19,759	19,298	-	-
	25,0	16,395	5,537	16,895	7,363	22,902	37,093
2000	20,0	-	-	-	-	40,187	40,267
	22,0	-	-	35,213	36,226	38,226	33,095
	23,8	24,315	28,008	34,573	35,278	-	-
	25,0	29,828	34,131	31,310	35,320	34,606	22,116
3000	20,0	-	-	-	-	185,645	185,833
	22,0	-	-	91,386	150,901	73,604	22,577
	23,8	90,166	75,152	81,230	98,865	-	-
	25,0	76,578	134,012	81,776	127,187	68,800	114,288

O resultado esperado destes experimentos seria a constatação de menores níveis de vibração para situações com balanceamento e, naturalmente, maiores níveis para situações sem balanceamento. No entanto, em algumas situações o nível de vibração do conjunto árvore-cabeçote apresentou-se menor sem a utilização do sistema de balanceamento, correspondendo aos números em negrito nas tabelas acima. Estes resultados mostram que a vibração do conjunto é influenciada por outro fator que não o desbalanceamento originado pelos cabeçotes de mandrilar. Suspeitando-se da presença de um desbalanceamento na árvore da máquina, foram realizadas medições do nível de vibração da árvore sem qualquer cabeçote de mandrilar, confirmando a existência de tal desbalanceamento. A Tabela 8 mostra, para cada rotação, as médias de cinco medições dos níveis de vibração da árvore da fresadora.

Tabela 8: Níveis de vibração da árvore sem cabeçote

Árvore s/ cabeçote			
Rotação [rpm]	1000	2000	3000
Nível de Vibração [$\mu\text{m/s}$]	18,811	30,749	79,004

Comparando-se os resultados da Tabela 8 com os da Tabela 6, pode-se concluir que o desbalanceamento da árvore da fresadora causa uma vibração com intensidade de mesma ordem de grandeza da vibração causada pelo desbalanceamento dos cabeçotes. Sendo assim, o desbalanceamento da árvore exerce uma influência no conjunto árvore-cabeçote quase tão forte quanto a do sistema de balanceamento dos cabeçotes. No entanto, uma vez que o desbalanceamento da árvore não pode ser compensado, ocorre uma sobreposição de efeitos que acaba resultando, em certas situações, em níveis de vibração maiores quando utilizado o sistema de balanceamento do cabeçote, assim como a diminuição dos níveis de vibração quando da não-utilização deste sistema.

Este fato pôde ser comprovado através de outra série de experimentos. Cada fabricante fornece uma tabela contendo as posições de regulagem de seus respectivos sistemas de balanceamento. A regulagem do sistema de balanceamento deve garantir que, para um determinado diâmetro e para uma determinada haste, seja alcançado o menor nível de vibração possível. Qualquer afastamento da posição recomendada para o sistema de balanceamento ocasionaria um aumento no nível de vibração do conjunto árvore-cabeçote. Tal comportamento, no entanto, não foi observado nas medições realizadas com os cabeçotes testados. A Tabela 9 mostra os níveis de vibração para várias regulagens do cabeçote B, que possui dois anéis de balanceamento, cada um possuindo graduação angular que varia de 120L a 120R.

Tabela 9: Níveis de vibração para várias regulagens do sistema de balanceamento do cabeçote B

θ_2 θ_1	120R	90R	60R	30R	0	30L	60L	90L	120L
120L	31,4	29,5	28,9	25,6	22,7	18,9	14,875	15,7	20,0
90L	34,8	32,4	28,3	25,7	22,9	18,6	15,7	1,35	19,975
60L	34,4	34,05	32,775	27,25	24,4	22,1	17,075	22,5	26,8
30L	41,3	39,5	35,0	31,9	25,9	22,9	22,2	26,2	30,6
0	42,1	41,1	40,6	35,1	33,6	23,7	25,4	24,2	31,2
30R	51,3	50,85	44,925	39,225	37,625	35,075	33,875	38,15	41,625
60R	52,3	50,6	48,7	49,4	40,9	37,8	33,9	35,5	37,15
90R	52,5	52,8	47,4	44,7	42,9	33,4	33,4	30,6	33,5
120R	45,4	46,6	44,7	40,5	35,9	30,9	27,7	28,8	30,4
2500 rpm									

Segundo a Tabela 9, as posições dos anéis de balanceamento que proporcionam o menor nível de vibração são 120L para θ_1 e 60L para θ_2 . No entanto, as posições recomendadas pelo fabricante são 35R para θ_1 e 62,5R para θ_2 . Pode-se notar uma total discordância entre a regulagem recomendada e a regulagem levantada experimentalmente, que realmente apresenta o menor nível de vibração. Tornou-se assim evidente, além da existência de um desbalanceamento da árvore da fresadora, a impossibilidade de utilizar as tabelas de balanceamento fornecidas pelos fabricantes para a minimização do nível de vibração do sistema.

4.4 - Comparação entre Cabeçotes

Devido ao desbalanceamento existente na árvore da fresadora, a comparação entre os cabeçotes de mandril com relação à influência dos sistemas de balanceamento sobre a usinagem foi prejudicada.

O desbalanceamento da árvore torna inválido os dados fornecidos pelos fabricantes referentes às regulagens dos sistemas de balanceamento. Mesmo sendo o desbalanceamento do árvore constante, não se pode partir do princípio que a influência do desbalanceamento seria igual para os três cabeçotes. Isto é devido ao fato de que a posição de fixação do cabeçote C com relação à árvore difere das posições de fixação dos cabeçotes A e B, como mostrado na

Figura 52.

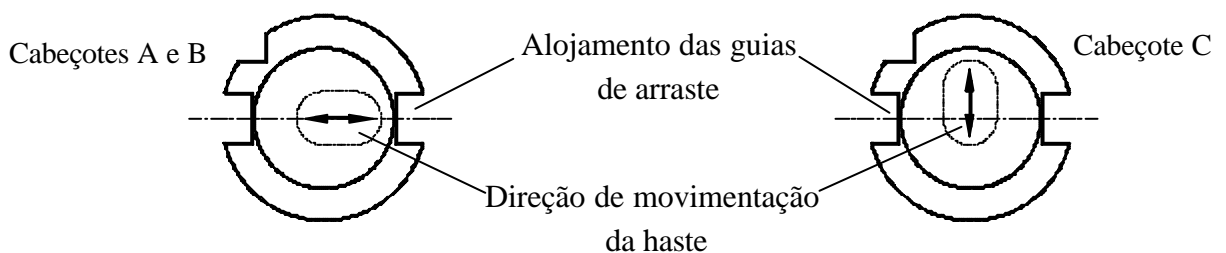


Figura 52 - Sentido de movimento da haste com relação as guias de arraste

Nos cabeçotes A e B o movimento da haste relativo à regulagem de excentricidade se dá paralelamente à linha que une os dois alojamentos das guias de arraste. No cabeçote C este

movimento é perpendicular a esta linha. Sendo assim, o desbalanceamento da árvore interferiria de forma diferente nos cabeçotes e, provavelmente, no resultado final da usinagem.

Capítulo 5

Planejamento e Preparação dos Ensaios

A partir dos resultados obtidos nos pré-testes, chegou-se à conclusão que a forte influência do desbalanceamento da árvore sobre os níveis de vibração do conjunto árvore-cabeçote comprometeria a comparação entre os três cabeçotes. Além disto, outros problemas levantados durante os pré-testes foram levados em consideração no planejamento dos ensaios.

5.1 - Planejamento

Os problemas relacionados ao desbalanceamento da árvore e diferenças entre cabeçotes tornaram necessária a reformulação do objetivo deste trabalho. Sendo assim, a idéia de comparar cabeçotes foi abandonada, tornando-se o objetivo deste trabalho somente o levantamento da influência dos níveis de vibração causada por desbalanceamento sobre a usinagem. Optou-se, portanto, pela realização de ensaios com apenas um cabeçote de mandrilar, no entanto, considerando-se um maior número de condições de corte, diâmetros e repetições de uma mesma condição que o planejado inicialmente, como mostrado na tabela abaixo. Maiores detalhes sobre os itens da Tabela 10 são esclarecidos nos itens a seguir.

Tabela 10: Planejamento inicial X planejamento modificado

	Plano inicial	Replanejamento
Número de cabeçotes	3	1
Sistema de balanceamento	2 (com e sem)	2 (com e sem)
Condições de corte	v_c , f e a_p constantes	f e a_p constantes 5 v_c diferentes p/ um diâmetro
Diâmetros	3	5 p/ uma v_c
Repetições	3	5
Total de ensaios (nº de furos)	$3 \times 2 \times 1 \times 3 \times 3 = 54$	$(1 \times 2 \times 5 \times 5) + (1 \times 2 \times 5 \times 5) = 100$

Vários experimentos para a verificação do comportamento dinâmico através de medições de vibração do conjunto árvore-cabeçote foram realizados com o cabeçote B, por apresentar este maiores possibilidades de regulagem do sistema de balanceamento (dois contrapesos). Apesar desta vantagem, o cabeçote B não pode ser utilizado nos experimentos de usinagem, uma vez que apresentou problemas devido a uma colisão. Assim, optou-se pela utilização do cabeçote A.

5.2 - Diâmetros

Durante os pré-testes pôde-se constatar a existência de uma tendência ao surgimento de vibrações regenerativas no mandrilamento de furos com diâmetros menores que 15 mm. Esta tendência mostrou-se mais forte no mandrilamento com os cabeçotes B e C.

Uma das possíveis causas do surgimento de vibrações regenerativas é a utilização de insertos inadequados ao mandrilamento de furos de diâmetros pequenos, onde o ângulo de incidência do gume deve ser maior. Outra possível causa é a utilização de parâmetros de usinagem inadequados. Foram realizados testes variando-se estes parâmetros sem, no entanto, conseguir eliminar o problema. Uma vez que a realização de testes com outros insertos dependeria da disponibilidade e aquisição dos mesmos, atrasando demasiadamente o desenvolvimento do trabalho, cessaram-se as tentativas de resolução deste problema. Decidiu-se, assim, realizar os ensaios a partir de um diâmetro cuja usinagem não apresentou este tipo de problema. A determinação dos diâmetros é abordada no próximo item.

5.2.1 - Condição mais Crítica com Relação à Excentricidade

Os diâmetros foram selecionados em função da excentricidade da haste do cabeçote de mandrilar A. Optou-se por realizar os ensaios de mandrilamento em furos com diâmetros que exigissem a utilização das maiores excentricidades possíveis para cada haste. Esta pode ser considerada a condição mais crítica com relação ao desbalanceamento, pois a haste em sua posição mais excêntrica ocasiona um maior desbalanceamento. Apesar deste desbalanceamento ser compensado pelo sistema de balanceamento do cabeçote, resta uma parcela do

desbalanceamento que não pode ser eliminada. Trata-se do binário de desbalanceamento ocasionado pela presença de duas massas opostas de 180° e presentes em planos distintos do plano que contém o centro de gravidade dos cabeçotes, como abordado no item 2.6.1.b.

Os diâmetros selecionados foram 17, 20, 22,5, 25 e 28 milímetros.

5.3 - Condições de Corte

Os parâmetros de corte utilizados nos ensaios onde o diâmetro do furo foi o parâmetro variável, foram os seguintes:

- Velocidade de corte: 200 m/min;
- Avanço: 0,1 mm;
- Profundidade de corte: 0,2 mm.

A velocidade de corte e o avanço foram os mesmos utilizados nos pré-testes. A profundidade de corte, no entanto, foi duplicada, passando para 0,2 milímetro. Esta modificação foi necessária, uma vez que utilização de uma profundidade de corte de 0,1 mm mostrou-se inviável devido à forte tendência de enrolamento de cavacos na haste do cabeçote e conseqüente arraste dos mesmos sobre a superfície recém-usinada, prejudicando o acabamento superficial.

Avanço e profundidade de corte foram mantidos constantes durante os ensaios com variação da velocidade de corte. As velocidades de corte assumiram os seguintes valores: 180, 220, 260, 300 e 340 m/min.

Como nos pré-testes, também nos ensaios de usinagem não foi utilizado fluido de corte.

5.4 - Regulagem do Sistema de Balanceamento

Uma vez que as informações fornecidas pelo fabricante relativas à regulagem do sistema de balanceamento não eram válidas, devido à existência do desbalanceamento na árvore, foi necessária a determinação experimental das regulagens correspondentes ao menor e maior nível de vibração do conjunto árvore-cabeçote.

Foram determinadas as regulagens do sistema de balanceamento para o mandrilamento com um diâmetro de 22,5 mm. Às duas situações, menor e maior níveis de vibração, foram atribuídos o “status” de *com* e *sem balanceamento*, respectivamente.

Havendo-se identificado, nesta etapa, mais um problema relacionado ao comportamento dinâmico da fresadora, estes experimentos serão abordados mais profundamente no item 6.2.2 do Capítulo 6.

5.5 - Influência da Posição dos Furos sobre os Níveis de Vibração

Uma vez que o corpo de prova utilizado nos ensaios finais foi diferente dos utilizados nos pré-testes, foram necessários novos ensaios para verificar a influência da posição do furo sobre o nível de vibração do corpo de prova.

Ao contrário dos resultados obtidos para os corpos de prova em forma de disco, a posição do furo no corpo de prova quadrado tem influência sobre o nível de vibração medido durante a usinagem. Tal influência se manifesta sob forma de uma diminuição do nível de vibração ao longo do eixo X da fresadora, como mostrado no diagrama da Figura 53, para quatro situações distintas de mandrilamento com o cabeçote B. Esta influência foi detectada no corpo de prova quadrado porque a variação das coordenadas em X é bem maior neste, que no corpo de prova em forma de disco. Nenhuma influência sobre o nível de vibração foi detectada ao longo da posição do eixo Y.

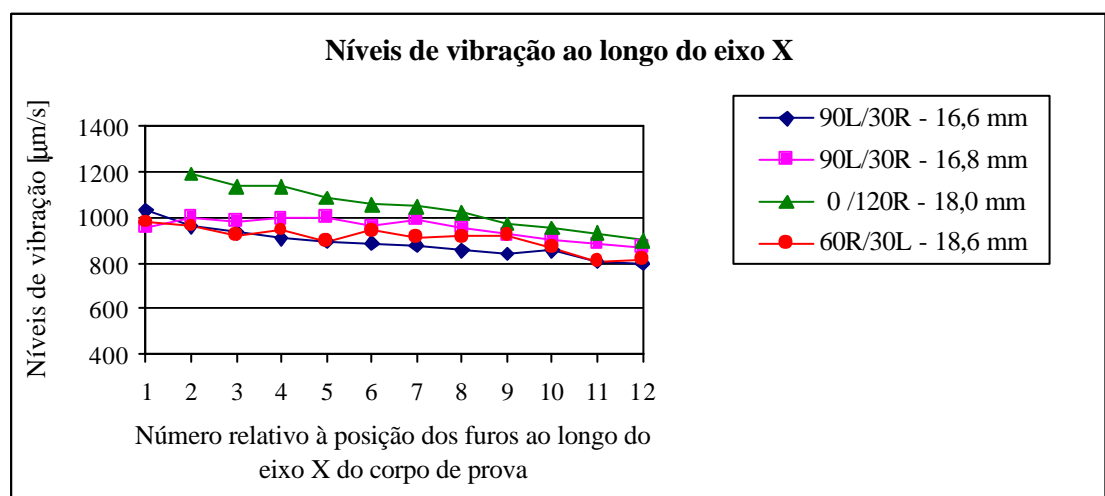


Figura 53 - Nível de vibração ao longo do corpo de prova

5.6 - Corpo de Prova

Visando eliminar a influência da posição do furo sobre o nível de vibração, os ensaios para uma determinada condição (parâmetros de corte e diâmetro) foram realizados ao longo de uma linha de furos, intercalando-se as posições do sistema de balanceamento entre as posições correspondentes aos máximo e mínimo de vibração medidos em vazio no cabeçote. A disposição dos furos, a condição de balanceamento do cabeçote para cada furo, os parâmetros de corte e diâmetros para cada linha estão indicados na Figura 54, que resume todas as informações relativas às condições de usinagem dos ensaios finais deste trabalho.

Como a posição ao longo do eixo Y não revelou nenhuma influência sobre o nível de vibração, as condições ao longo deste eixo foram distribuídas empiricamente, optando-se por manter os furos com 25 mm de diâmetro agrupados em um lado do corpo de prova e os demais em ordem crescente de diâmetro do centro para a extremidade do mesmo.

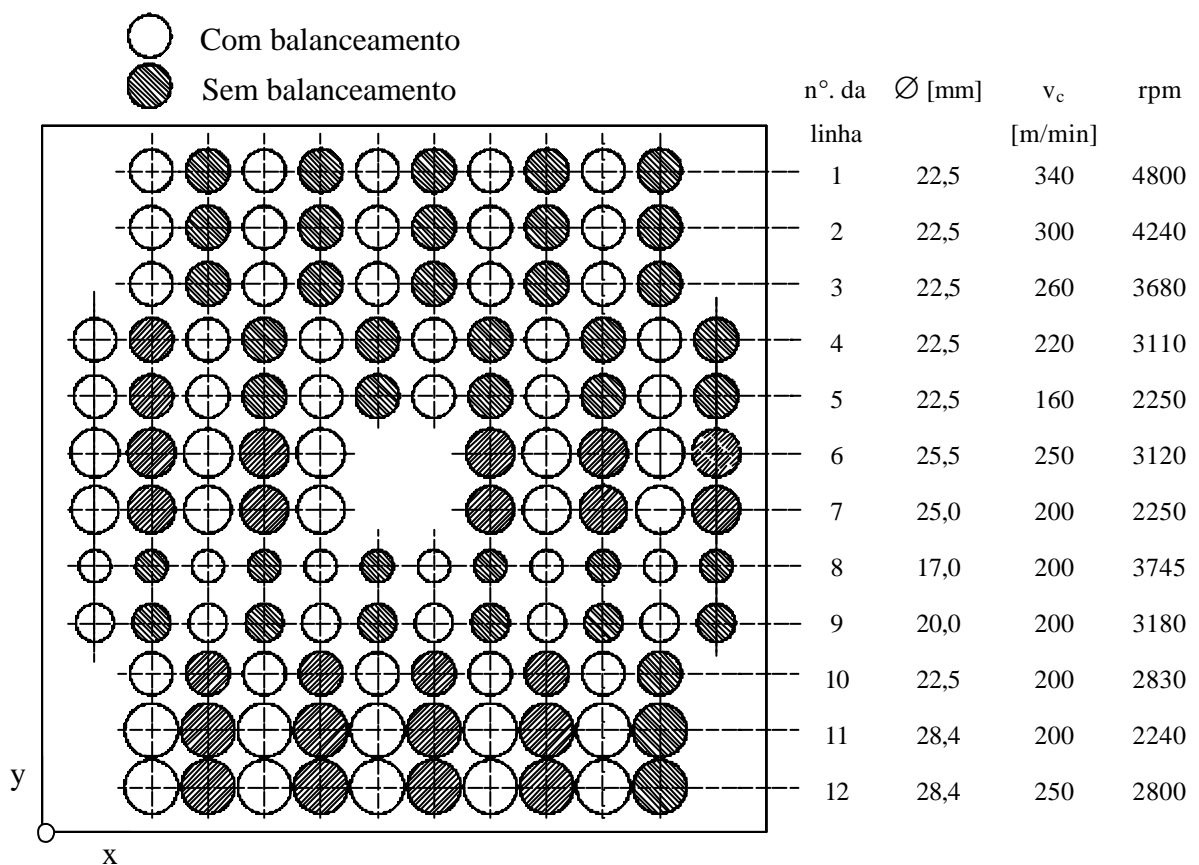


Figura 54 - Corpo de prova, diâmetros e condições de corte

Capítulo 6

Análise dos Resultados

6.1 - Ensaio de Usinagem

Os ensaios de usinagem tiveram o objetivo de avaliar a influência do desbalanceamento do conjunto cabeçote-árvore sobre o acabamento de superfície dos furos, bem como sobre os erros de forma (cilindricidade e circularidade). Para tanto, fez-se necessária a utilização de apenas um dos cabeçotes de mandril, uma vez que a comparação entre os três cabeçotes disponíveis não pôde ser realizada, como abordado no item 5.1.

Juntamente com o mandrilamento de cada furo foram medidos os níveis de vibração do corpo de prova. Estes resultados, no entanto, mostraram um comportamento fora do esperado, de forma que o estabelecimento de uma correlação entre os níveis de vibração medidos no corpo de prova e os erros de forma e qualidade de superfície não foi possível. Sendo assim, os itens a seguir limitam-se a mostrar o comportamento dos erros de circularidade, cilindridade e rugosidades para as diversas condições de usinagem. A discussão sobre os resultados das medições de vibração é abordada separadamente no item 6.2 - Medição de Vibrações. Para interpretar os gráficos seguintes basta salientar que o aumento da velocidade de corte implica no aumento de rotação, e este por sua vez, no aumento do nível de vibração do sistema.

6.1.1 - Influência da Velocidade de Corte sobre o Erro de Circularidade

Os resultados dos ensaios mostram que uma variação significativa na circularidade somente é obtida em rotações mais elevadas. Para furos de 22,5 mm de diâmetro, havendo-se variado a velocidade de corte v_c de 180 a 340 m/min, pôde-se observar que a circularidade dos furos com o cabeçote balanceado permaneceu constante. O diagrama da Figura 55 mostra os valores de erros de circularidade obtidos.

A circularidade dos furos mandrilados com o cabeçote sem balanceamento sofreu um aumento significativo somente para as velocidades de 300 e 340 m/min, correspondentes às rotações de 4.240 e 4.800 rpm, respectivamente.

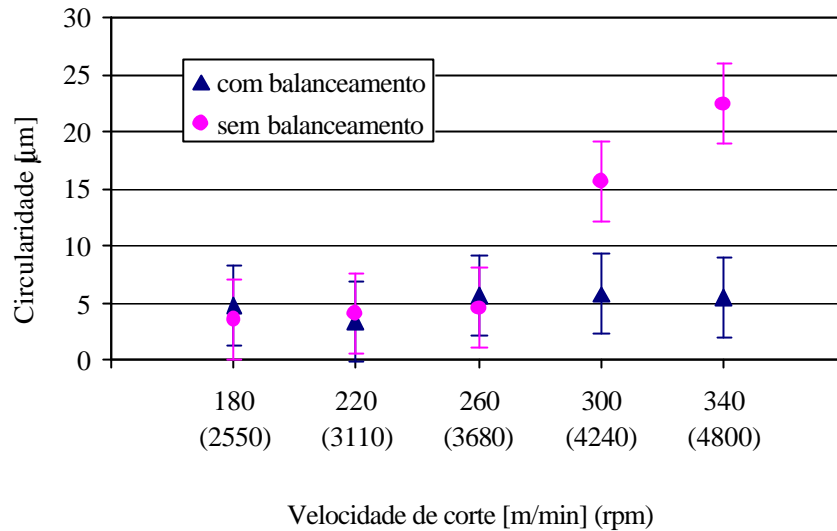


Figura 55 - Erros de circularidade em função da velocidade de corte v_c

6.1.2 - Influência da Velocidade de Corte sobre o Erro de Cilindricidade

A influência da utilização do sistema de balanceamento sobre o erro de cilindridade mostra-se, para furos de 22,5 mm de diâmetro, perceptível em velocidades menores. Já para a velocidade de corte de 260 m/min – correspondente à rotação de 3680 rpm – pode-se perceber uma clara diferença dos valores de cilindridade, como mostrado no diagrama da Figura 56.

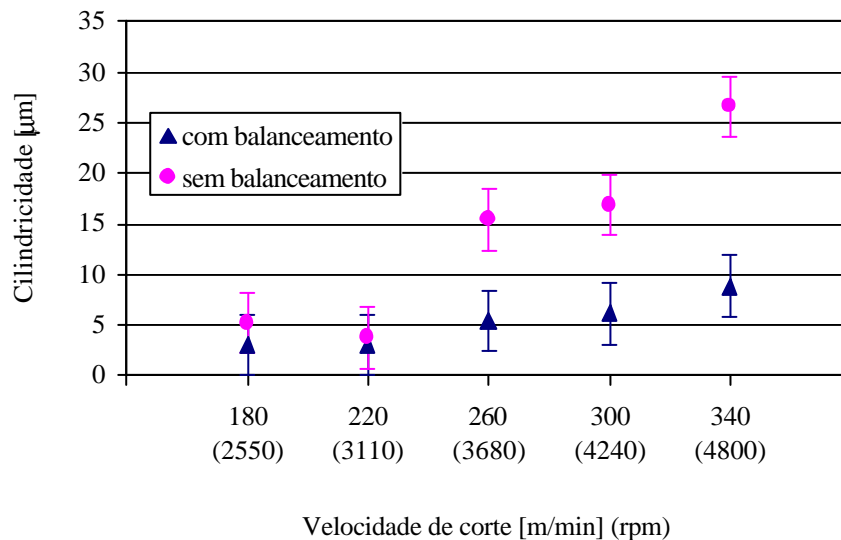


Figura 56 - Cilindricidade em função da velocidade de corte v_c

6.1.3 - Influência da Velocidade de Corte sobre a Qualidade de Superfície

Ao contrário do esperado, a rugosidade não apresenta diferença significativa entre os furos mandrilados com e sem sistema de balanceamento. Apesar de os valores de rugosidade não se manterem constantes, apresentando uma tendência a aumentar com o aumento da velocidade de corte até 300 m/min, não foi encontrada diferença entre valores de rugosidade para furos mandrilados com e sem sistema de balanceamento para uma mesma velocidade de corte. Os diagramas da Figura 57 mostram os valores de rugosidades R_a , R_t e R_z medidas nos furos de 22,5 mm de diâmetro, assim como valores de R_a para os cinco diâmetros.

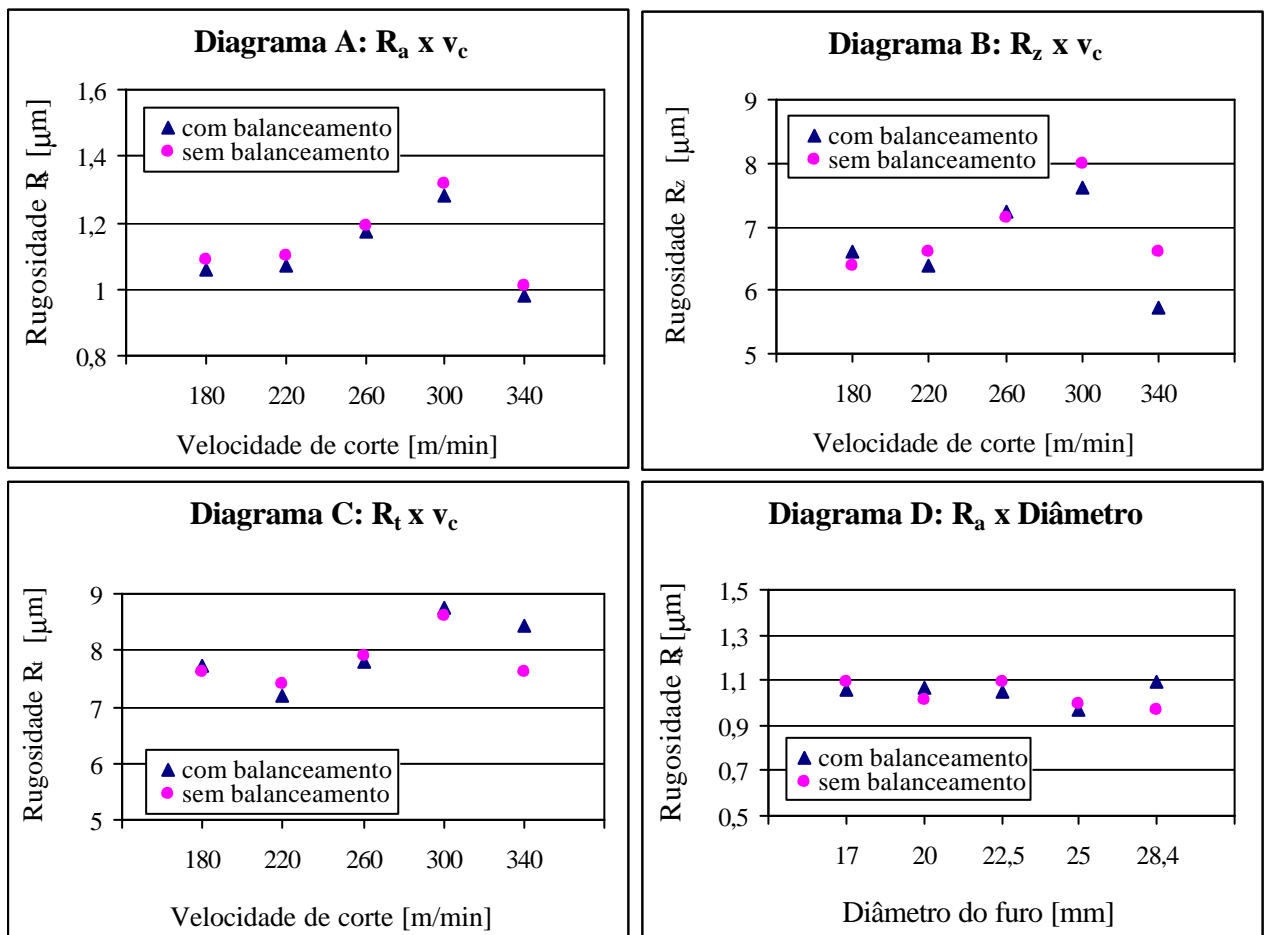


Figura 57 - Rugosidades em função da velocidade de corte v_c e do diâmetro

6.2 - Medição de Vibrações

Todos os ensaios de usinagem, descritos no item anterior, foram acompanhados de medições de vibração, buscando relacionar os resultados obtidos pertinentes à usinagem, com níveis de vibração presentes no processo. Assim, foram realizadas medições de vibração no suporte da árvore da fresadora, sem que fosse realizada a usinagem dos furos, bem como no corpo de prova durante o mandrilamento dos mesmos.

Além dos ensaios relacionados às condições em que foram mandrilados os furos, efetuou-se outras medições, visando verificar o comportamento dinâmico da fresadora.

6.2.1 - Influência dos Sistemas de Balanceamento sobre os Níveis de Vibração

Foram verificados os níveis de vibração causados pelo cabeçote através de medições de vibração tanto na árvore da fresadora em vazio, assim como no corpo de prova durante a usinagem dos furos. As medições de vibrações na árvore foram realizadas nas mesmas condições nas quais foram mandrilados os respectivos furos. Isto é, com a mesma rotação e com a mesma excentricidade da ferramenta.

Para os furos de 22,5 mm de diâmetro, onde a rotação foi o parâmetro variável, foram obtidos os resultados mostrados nos diagramas da Figura 58.

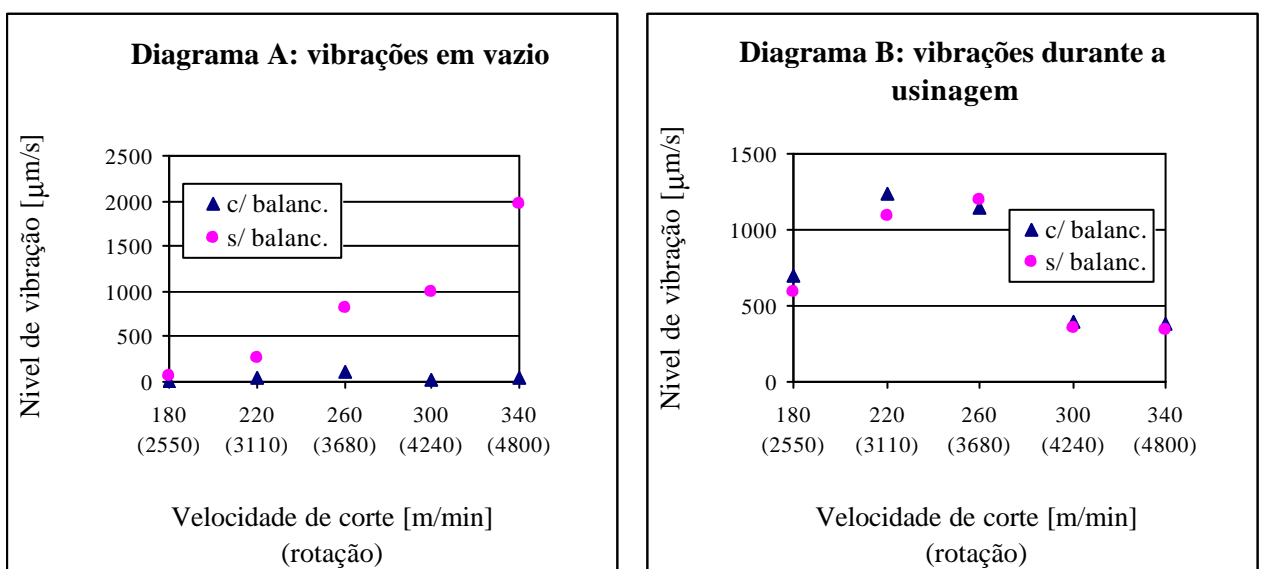


Figura 58 - Níveis de vibração para furos de 22,5 mm de diâmetro

Observando-se o diagrama A, pode-se perceber que com o aumento da rotação, aumentam os níveis de vibração medidos na árvore para o cabeçote sem balanceamento. As medições realizadas para o cabeçote com balanceamento não revelam nenhum aumento do nível de vibração. No entanto, como mostrado no diagrama B, as medições realizadas no corpo de prova durante a usinagem dos furos não apresentam diferença significativa entre o mandrilamento com e sem balanceamento.

Deve-se atentar ao fato de que o diagrama A mostra uma clara influência do sistema de balanceamento sobre o nível de vibração, resultado este que pode parecer contrário ao encontrado nos pré-testes, onde não foi possível correlacionar utilização do sistema de balanceamento com uma diminuição do nível de vibração. A explicação para tal fato é que, no diagrama A da Figura 58, os termos *com* e *sem balanceamento* representam regulagens do sistema de balanceamento correspondentes ao mínimo e máximo níveis de vibração medidos experimentalmente (conforme explicado no item 5.4), ao passo que nos pré-testes, *com* e *sem balanceamento* implicam na regulagem conforme o dados do fabricante, dados este inválidos para uma máquina com a árvore desbalanceada.

Um comportamento semelhante ao descrito nos diagramas da Figura 58 pôde ser observado também nos ensaios de mandrilamento de furos com diâmetros variáveis e condições de corte constantes, como mostrado nos diagramas da Figura 59.

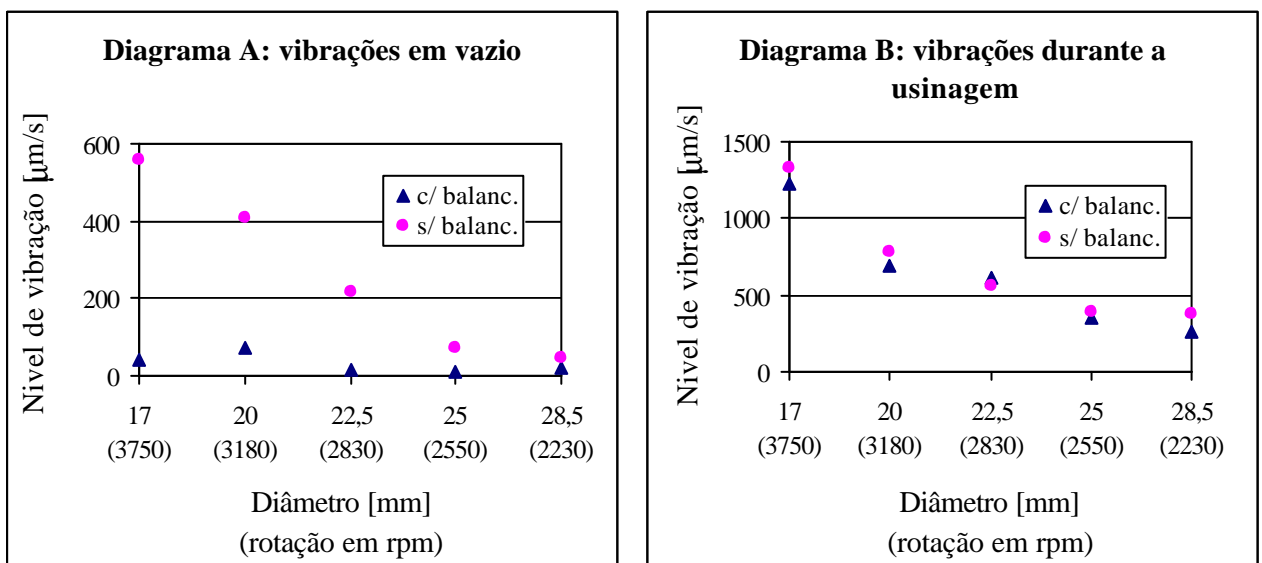


Figura 59 - Níveis de vibração para furos de diâmetros variados

Aqui os níveis de vibração medidos na árvore da fresadora apresentam clara diferença. No entanto, quando medidos no corpo de prova durante a usinagem, são semelhantes.

Os comportamentos observados nos diagramas *A* das Figura 58 e Figura 59 eram esperados. No primeiro caso – excentricidade constante – o aumento do nível de vibração com o aumento da rotação da árvore era esperado, uma vez que a força centrífuga F_c causadora da vibração é proporcional ao quadrado do aumento da velocidade angular ω . No segundo caso, para uma velocidade de corte constante, o aumento de excentricidade leva a uma diminuição da rotação da árvore. Apesar do aumento de excentricidade da ferramenta contribuir para o aumento da força centrífuga, a influência da diminuição da velocidade angular é mais forte, por ser esta elevada ao quadrado.

Esperava-se o mesmo comportamento com relação aos níveis de vibração medidos no corpo de prova durante o mandrilamento dos furos. Isto, no entanto, não foi observado, como mostram os diagramas *B* das Figura 58 e Figura 59. Para os dois casos – diâmetro constante e variável – os níveis de vibração não apresentaram diferenças significativas para as situações com e sem balanceamento.

Os experimentos com furos de 22,5 mm de diâmetro mostram claramente a falta de coerência entre as medições de vibração em vazio e durante o mandrilamento. Como mostrado nos itens 6.1.1 e 6.1.2, os erros de circularidade e de cilindridade aumentaram com o aumento da rotação para o mandrilamento sem balanceamento. Assim como os erros de circularidade e cilindridade, também o nível vibração em vazio da árvore da fresadora com o cabeçote sem balanceamento aumentou. No entanto, o nível de vibração verificado durante a usinagem diminuiu. Apesar desta diminuição, o ruído gerado pela máquina sofreu um aumento drástico ao se aumentar a rotação, perceptível sem a utilização de qualquer aparelho de medição. Assim sendo, tudo indica que as medições de nível de vibração durante a usinagem não são coerentes com o real comportamento do sistema.

Este comportamento contraditório do nível de vibração medido durante a usinagem, pode ter como causa o fato de o corpo de prova ter um número demasiado de furos, o que pode ter afetado sua rigidez, prejudicando as medições de vibração. Devido ao curto prazo disponível para a realização dos experimentos, não se pôde realizar ensaios visando a solução deste

problema. No entanto, uma possível solução seria a de se utilizar um corpo de prova mais rígido e novamente comparar o comportamento dos níveis de vibração obtidos em medições no corpo de prova e na árvore da máquina.

6.2.2 - Influência da Rotação sobre o Ponto de Mínima Vibração

Como já comentado no item 5.4, foram realizadas medições de vibração na árvore da fresadora, visando identificar as regulagens do sistema de balanceamento correspondentes aos pontos de maior e menor níveis de vibração. A tais regulagens foram atribuídos os “status” de *com* e *sem balanceamento*, a partir dos quais foram realizados os ensaios de usinagem para a determinação da influência da vibração sobre a qualidade de superfície e erros de forma, apresentados nos itens 6.1.1, 6.1.2 e 6.1.3.

Uma vez que o cabeçote com que foram realizados os experimentos de usinagem possui um anel de regulagem do sistema de balanceamento com uma graduação angular de 0 a 80, decidiu-se medir os níveis de vibração em 9 posições diferentes, correspondendo estas a 0, 10, 20, 30 ... 80. Assim, destas 9 posições, duas foram selecionadas para a realização dos ensaios de usinagem: a que apresentou o menor e a que apresentou o maior nível de vibração. A escolha das regulagens do sistema de balanceamento não levou em consideração as recomendações do fabricante, uma vez que, como já descrito anteriormente, o desbalanceamento presente na árvore da fresadora torna inválidas as recomendações do fabricante quanto à regulagem dos sistemas de balanceamento.

São mostrados, no diagrama da Figura 60, os resultados obtidos para a determinação dos pontos de maior e menor nível de vibração, para cada uma das velocidades de corte empregadas nos ensaios de mandrilamento de furos de 22,5 mm de diâmetro. Para cada rotação, a variável foi a regulagem do sistema de balanceamento.

Pontos de máximo e mínimo nível de vibração

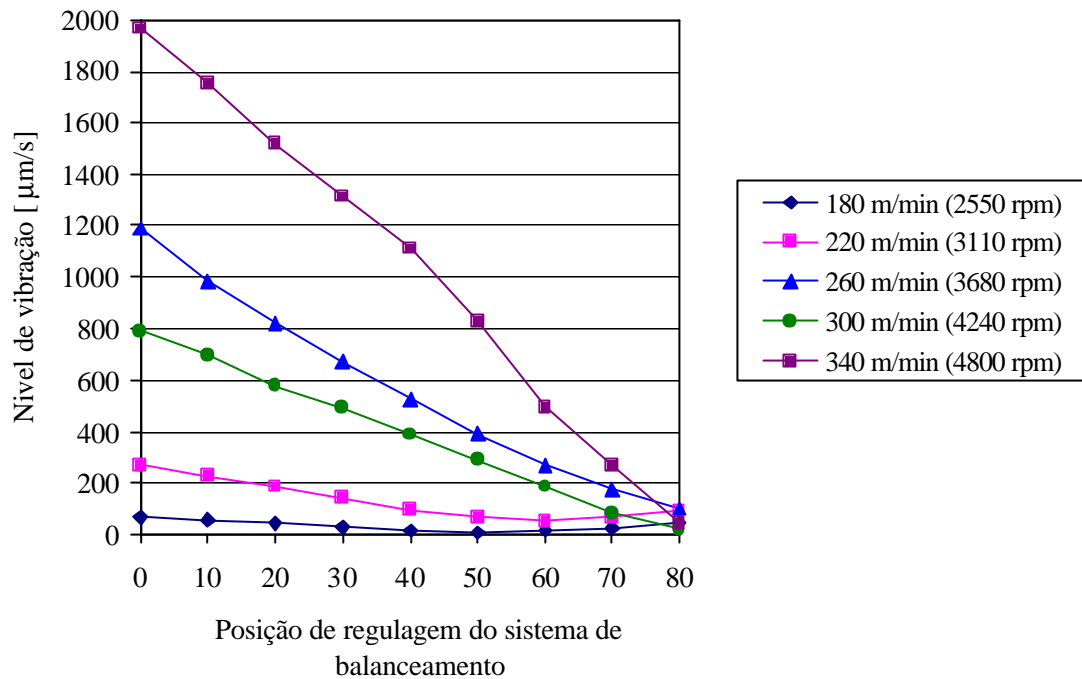


Figura 60 - Níveis de vibração para 9 regulagens do sistema de balanceamento

Pode-se perceber, além das diferenças nos valores dos níveis de vibração, uma diferença no comportamento das curvas respectivas às duas velocidades mais baixas – 180 e 220 m/min – com relação às três velocidades mais altas. Enquanto estas apresentam como ponto de mínimo nível de vibração a última posição da regulagem do sistema de balanceamento, as duas primeiras apresentam pontos mínimos nas posições 50 e 60, respectivamente. Este resultado, no entanto, não condiz com o comportamento esperado. Neste experimento permaneceram constantes a fixação do cabeçote na árvore, a excentricidade da haste (regulada para um diâmetro de 22,5 mm) e a ferramenta de corte. Para estas condições variou-se a posição do sistema de balanceamento, realizando-se as medições para as cinco diferentes rotações. O desbalanceamento do conjunto árvore-cabeçote, para cada posição do sistema de balanceamento, é o mesmo. Desta forma, um comportamento semelhante ao longo das posições de regulagem do sistema de balanceamento, era esperado para todas as rotações. Isto é, o ponto com o valor mínimo de vibração deveria ser o mesmo para todas as rotações. Uma vez que o valor mínimo de vibração depende da rotação, pode-se suspeitar de uma interação entre sistema árvore-cabeçote e

máquina-ferramenta. Ou seja, a máquina apresenta um comportamento dinâmico distinto para cada situação.

Outro experimento foi realizado a fim de verificar a influência da posição do sistema de balanceamento sobre o comportamento das curvas de nível de vibração. Neste experimento, mediu-se primeiramente os níveis de vibração da árvore sem cabeçote, para rotações variando de 1000 a 3500 rpm. Para esta faixa de rotação, foram também medidos os níveis de vibração com o cabeçote B, havendo-se selecionado aleatoriamente duas regulagens para o sistema de balanceamento. O diagrama da Figura 61 mostra as curvas obtidas.

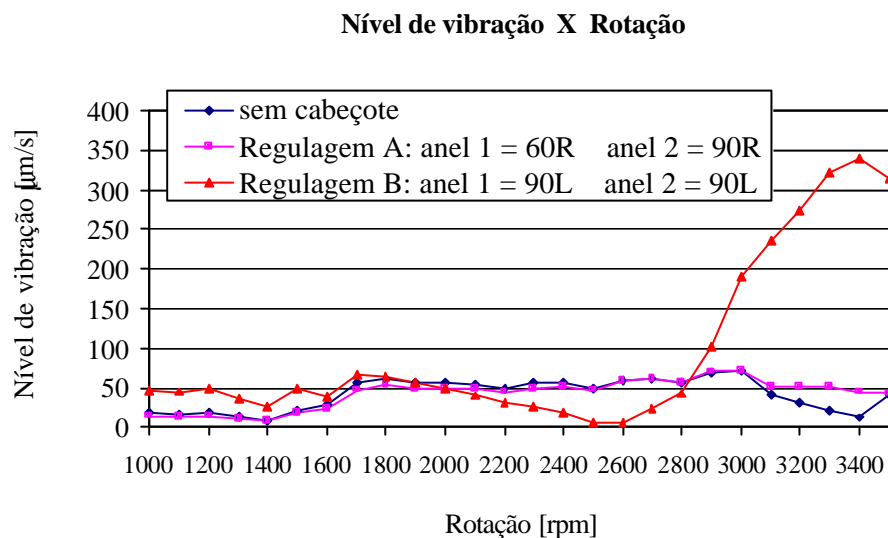


Figura 61 - Diagrama de nível de vibração X rotação

Pode-se perceber que para a árvore sem cabeçote e com cabeçote para regulagem A, os comportamentos das curvas de níveis de vibração são muito semelhantes. No entanto, o comportamento da curva para o mesmo cabeçote com a regulagem B é totalmente discrepante. Devido ao comportamento inesperado deste experimento, este foi realizado três vezes, apresentando, no entanto, sempre o mesmo resultado.

A possibilidade do pico no nível de vibração (regulagem B) haver surgido devido à presença de uma frequência natural foi considerada. No entanto, a frequência natural é uma característica dependente da rigidez e da massa do sistema (máquina-árvore-cabeçote), propriedades estas que não sofrem alteração devido à mudança da regulagem do sistema de

balanceamento. Ou seja, o comportamento das curvas de nível de vibração para as duas regulagens deveria ser o mesmo.

O motivo desta diferença de comportamento, no entanto, não foi encontrado. Para explicá-lo seriam necessários, além de novos experimentos, um conhecimento mais profundo sobre o comportamento dinâmico de máquinas-ferramentas. Uma explicação, no entanto, para este comportamento pode consistir no fato de que a fresadora não se encontrava chumbada ao piso, o que diminui sua rigidez.

6.3 - Vibrações Regenerativas

O mandrilamento de furos com diâmetros iguais ou menores que 15 mm não foi possível, devido ao surgimento de vibrações regenerativas. Em tais casos, foram variados os parâmetros de corte, visando eliminar o problema, no entanto, sem êxito.

Durante o mandrilamento de furos de 14 mm de diâmetro foi medida a vibração do processo (acelerômetro fixado à peça). O sinal de captado foi submetido à Transformada de Fourier (FFT), realizada pelo próprio HP 3560, resultando no espectro de frequência do sinal vibração.

A partir desta medição pode se constatar a presença de um pico no nível de vibração correspondente à frequência de 3400 Hz.

A Figura 62 mostra a superfície usinada do furo correspondente ao espectro de frequência medido. Pode-se perceber na foto a presença de ondulações que se assemelham a uma rosca com várias entradas. Provavelmente cada ondulação corresponde a um ciclo da vibração da ferramenta. Visando averiguar esta hipótese, calculou-se a frequência de vibração a partir desta imagem e comparou-se com a frequência medida.

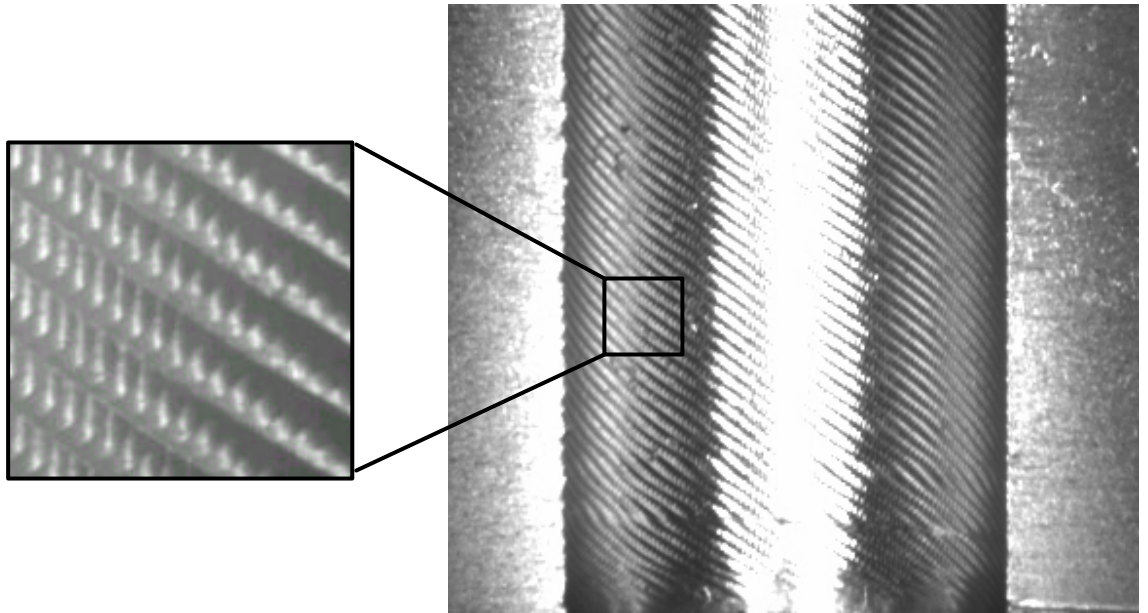


Figura 62 - Superfície usinada com a presença de vibração regenerativa

O número de ondulações da superfície pode ser contado na Figura 62. A porção da superfície do furo corresponde à metade do perímetro do furo mandrilado. O número total de ondulações do furo corresponde, portanto, a duas vezes o número de ondulações da figura. Isto resulta em um total de 44 ondulações. A identificação do número de ondulações na figura acima é difícil. Entretanto, este mesmo resultado foi obtido anteriormente ao corte do corpo de prova, através da contagem das ondulações de todo o furo com o auxílio de uma lupa.

Para se atingir a velocidade de corte de 200 m/min em um furo de 13 mm de diâmetro, condição em que foi obtida a superfície da Figura 62, empregou-se uma rotação de 5000 rpm. Esta rotação corresponde a 83,3 rps (rotações por segundo).

Sendo que a cada segundo a ferramenta rotacionou 83,3 vezes e que a cada rotação a mesma oscila 44 vezes, o número de oscilações da ferramenta por segundo é de $83,3 \times 44 = 3662,2$, que corresponde aproximadamente à frequência de vibração obtida no espectro de frequência – 3600 Hz.

O surgimento de vibrações regenerativas deve-se provavelmente à falta de rigidez das hastes empregadas. À medida que se diminui o diâmetro do furo a ser mandrilado, diminui também o diâmetro das hastes e, conseqüentemente, sua rigidez.

Outro fator que pode haver contribuído para o surgimento de vibrações regenerativas tem relação com a geometria da ferramenta. O inserto utilizado foi o mesmo para todos os diâmetros, de forma que a diminuição do diâmetro do furo ocasiona o aumento da porção do flanco da ferramenta em contato com a superfície usinada. Uma possível solução para este problema seria, portanto, a utilização de um inserto com ângulo de incidência maior.

As condições de corte do processo também exercem influência sobre o surgimento de vibrações regenerativas, podendo portanto, também ter sido a causa do problema.

Capítulo 7

Conclusões e Sugestões para a Continuação do Trabalho

7.1 - Conclusões

A utilização de cabeçotes de excentricidade regulável é uma forma prática e de custo relativamente baixo de se otimizar o processo de mandrilamento. Apesar de não se haver testado os cabeçotes em um processo de produção real, pôde-se perceber, mesmo em ensaios de laboratório, os benefícios de sua utilização. Além de permitirem operações com altas velocidades de corte, (que influenciam no tempo principal de usinagem), permitem também uma rápida e fácil regulagem da ferramenta, tornando possível a diminuição do tempo em que a máquina permanece parada (diminuição do tempo secundário). O fato de um cabeçote apresentar a possibilidade de mandrilar uma grande faixa de diâmetros, também contribui para a diminuição de custos, uma vez que substitui várias ferramentas de mandrilar.

A utilização de sistemas de balanceamento também pode ser proveitosa, no entanto, não necessariamente em todos os casos em que é implementada. Como mostrado nos resultados dos experimentos, a influência do sistema de balanceamento é somente significativa a partir de rotações mais elevadas. Nos ensaios realizados, os resultados obtidos com rotações até 3000 rpm não sofreram nenhuma influência da utilização do sistema de balanceamento.

Sendo a rotação função do diâmetro do furo e da velocidade de corte recomendada para o inserto utilizado, cada caso deve ser analisado, visando determinar a real necessidade de utilização de um sistema de balanceamento. Em linhas gerais, pode-se afirmar que para o mandrilamento de furos de grandes diâmetros, onde altas velocidades de corte são atingidas a baixas rotações do conjunto árvore-cabeçote, a utilização de sistemas de balanceamento é dispensável. Para uma mesma velocidade de corte, furos menores exigirão rotações mais altas, onde sistemas de balanceamento podem ser necessários.

Outro aspecto a ser observado são as condições em que a máquina-ferramenta se encontra. Alguns cabeçotes de mandrilar são suficientemente sensíveis para compensar pequenos desbalanceamentos. No entanto, sua utilização somente faz sentido se a máquina-ferramenta apresentar boas condições de balanceamento, assim como comportamento dinâmico favorável. Muitas máquinas, ainda em uso no parque industrial brasileiro, não apresentam tais condições, seja pelo seu mau estado de conservação ou pela limitação tecnológica da época de sua fabricação. Mesmo algumas máquinas modernas, podem não apresentar as características ideais para o mandrilamento de maior precisão, como ocorrido na realização dos experimentos relatados neste trabalho.

Obviamente, os experimentos realizados não são suficientes para determinar quando a utilização do sistema de balanceamento é necessária, dado que foram levadas em consideração nos ensaios apenas algumas situações de usinagem. No entanto, estes resultados servem para alertar o potencial comprador de ferramentas de mandrilar, que nem sempre o sistema de balanceamento é necessário. Dependendo das velocidades de corte, diâmetros e condições da máquina-ferramenta, pode-se abrir mão de tal sistema, o que certamente refletirá no custo de aquisição da ferramenta.

7.2 - Sugestões para Próximos Trabalhos

A continuidade deste trabalho, deve ser dada em uma máquina livre de desbalanceamento na árvore, o que é de fundamental importância, uma vez que tem forte influência sobre o funcionamento dos sistemas de balanceamento dos cabeçotes de mandrilar.

Os resultados destes experimentos mostram também que, ao se medir os níveis de vibração em uma peça durante a usinagem, deve-se primeiramente verificar a coerência de resultados obtidos antes de qualquer avaliação. Medições dos níveis de vibração de componentes da própria máquina-ferramenta podem fornecer indicações do real comportamento dinâmico do sistema.

Tomadas estas precauções, estudos mais aprofundados sobre o comportamento dinâmico da fresadora utilizada poderiam ser realizados, visando buscar uma explicação para o comportamento discrepante dos níveis de vibração, apresentados para diferentes regulagens no

sistema de balanceamento. Apesar de ser este um tema não diretamente relacionado à usinagem, o estudo do comportamento dinâmico apresentado pela fresadora, deve contribuir para formação de conhecimentos mais profundos na área de vibrações, na maioria das vezes não dominado por engenheiros atuantes na área de usinagem.

Com base em visitas a várias empresas durante o período de realização deste trabalho, pôde-se constatar a necessidade de otimização de parâmetros de usinagem no mandrilamento de ligas de Alumínio. Paralelamente a isto, a redução ou eliminação de fluido de corte neste processo, pode também ser considerada um ponto de importância que vale a pena ser estudado, integrando assim o processo de mandrilamento com uma das principais linhas de pesquisa do Laboratório de Mecânica de Precisão, que é a minimização de fluido de corte na usinagem.

O surgimento de vibrações regenerativas, durante a realização dos testes, impediu que experimentos fossem realizados com furos de diâmetro inferiores à 15 mm. No entanto, as condições de corte, as barras de mandrilar e as ferramentas de corte utilizadas foram as recomendadas pelos fabricantes. O estudo mais aprofundado do processo, visando a determinação das condições que favorecem o surgimento deste tipo de vibrações, seria outro ponto interessante a ser analisado no futuro. O surgimento de vibrações regenerativas, está ligado a vários fatores como material das barras de mandrilar, condições de corte e geometria da ferramenta, que já foram abordados por vários autores. No entanto, um dos métodos para se evitar o surgimento de vibrações regenerativas, que é a utilização de neutralizadores dinâmicos nas próprias hastes dos cabeçotes de mandrilamento, parece ser um assunto ainda não muito explorado, tornando-se assim mais uma potencial linha de pesquisa.

Uma última sugestão com vistas para os problemas que poderão surgir no futuro, juntamente com a utilização de rotações ainda maiores, seria o desenvolvimento de um sistema de balanceamento que também fosse capaz de eliminar o desbalanceamento residual, causado pelo binário de desbalanceamento. Como comentado no trabalho, apesar de se eliminar o desbalanceamento através da utilização de um contrapeso, resta um desbalanceamento residual formado pela haste e pelo contrapeso do próprio sistema de balanceamento. Outras concepções de sistemas de balanceamento, poderiam contribuir para minimização ainda mais eficiente dos níveis de vibração presentes no processo de mandrilamento.

Capítulo 8

Referências Bibliográficas

- [1] LOHNER, K. *Casos práticos de aplicação de ferramentas modernas de mandrilar*. Máquinas e Metais, São Paulo, n. 339, 1994. p. 18-30.
- [2] FERRARESI, D. *Fundamentos da Usinagem dos Metais*. 3 ed., São Paulo: Edgard Blücher Ltda., 1970. 751 p.
- [3] BUCK, G. *Einstellprinzipien an Bohrwerkzeugen*. Werkzeugmaschine International, Würzburg, n.4, Aug. 1974. p. 9-12.
- [4] BUCK, G. *Durchmessereinstellung an Bohrstangen durch Meißelverlagerung*. Werkzeugmaschine International, Würzburg, n.5, Okt. 1974. p. 43-52.
- [5] BUCK, G. *Durchmessereinstellung durch Bohrstangenverlagerung*. Werkzeugmaschine International, Würzburg, n.6, Dez. 1974. p. 41-44.
- [6] UNIVERSIDADE METODISTA DE PIRACICABA *Seminário internacional de alta tecnologia: "Usinagem com altíssimas velocidades de corte e alta precisão"* 1997. 31 p.
- [7] MÜNDLEIN, W. e ENDERLE, K.D. *Praktisch Erfahrungen mit motorischem Feinstellkopf*. Werkstatt und Betrieb, München, v.128, Jan./Feb. 1995. p. 36-40.
- [8] BOCHENEK, H. *Feinstbohren im automatischen Arbeitszyklus*. Werkstatt und Betrieb, München, v. 120, Feb. 1987. p. 123-126.

- [9] LIPP, W. *Verschleißkompensation beim Fertigen hochgenauer Bohrungen*. Werkstatt und Betrieb, München, v. 117, Sept. 1984. p. 567-568.
- [10] NEISES, P. *Messung der Zerspankräfte bei der Ultrapräzisionsbearbeitung*. Aachen, 1994. 4p. Diplomarbeit, RWTH-Aachen, 1994.
- [11] GÄHR, H. *Ausbohren bei Hochgeschwindigkeit*. Werkstatt und Betrieb, München, v. 127, Dez. 1994. p. 948-950.
- [12] KAISER PRECISION TOOLING, INC. *Single Cutter Boring Head EWB 2-50 Balanceable* / Catalog No. 10.112.107.
- [13] URMA *Boring Tool System Æ 2 - 800 mm*. Catálogo de Fabricante.
- [14] SCHULZ, H.; WÜRZ, T. *Balancing Requirements for Fast Rotating Tools and Spindle Systems*. Annals of the CIRP, v. 47, Jan. 1998. p. 321-324.
- [15] STEIDEL, ROBERT F. *An Introduction to Mechanical Vibrations*. 2.ed., New York: John Wiley & Sons, 1979. 395 p.
- [16] CREDE, C.E. e HARRIS, C.M. *Shock and Vibration Handbook*. v. 1, Mc. Graw-Hill, 1991.
- [17] TOBIAS, S. A. *Mashine-Tool Vibration*. London: Blackie and Son Lmt., 1965. 338 p.
- [18] POLLI, M.L. *Estudo do Processo de Mandrilamento de Acabamento*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), UFSC, Florianópolis: 1994. 111 p.

- [19] BLACKIE, MICHAEL P. & MITCHELL, WILLIAM S. *Vibration and Acoustic Measurement Handbook*. New York: Spartan Books, 1972. 694 p.
- [20] SKUDRZYK, EUGEN *Simple and complex Vibratory Systems*. Pensilvania: Pensilvania State University Press, 1968. 514 p.
- [21] GORMAN, PAINEL J. *Free Vibration Analysis of Beams and Shafts*. New York: John Wiley & Sons, 1975. 386 p.
- [22] KARL SCHENCK AG. *Field balancing: Methods of measuring and eliminating unbalance in rotors under operating conditions*. Catálogo. 1993. 113 p.
- [23] DEUTSCHE INSTITUT FÜR NORMUNG. *Anforderung na die Auswuchtgüte starrer Rotoren*, DIN ISO 1940. Berlin, 1993.
- [24] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDART. *Balance Quality of Rotating Rigid Bodies*, ISO 1940. 1973.
- [25] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *Balanceamento de Corpos Rígidos Rotativos*, NBR 8008. Rio de Janeiro, 1983.
- [26] SCHNEIDER, H. *Auswuchttechnik* Düsseldorf. VDI-Verlag, 1992.
- [27] JÜRGLER, R. *Allgemeine Maschinendynamik*. VDI-Verlag, 1996.
- [28] BRÜEL & KJÆR *Static and Dynamic Balancing* Nærum, Dinamarca, Catálogo de Fabricante, 20 p.
- [29] SPÄTH, W. *Die Wuchtfibel*. Essen: W. Girardet, 1962. 124 p.

- [30] RONDÉ, U. *Auswuchten schnellaufender Werkzeuge und Spindel*. Werkstatt und Betrieb, München, v. 128, Nov. 1995. p. 983-990.
- [31] KOEPFER, C. *Tool Systems Considerations for High Speed Machining*. Modern Machine Shop, Aug. 1997. p. 84-89.
- [32] MICHELETTI, G.F. *Mecanizado por Arranque de Viruta*. 2ed., Barcelona: Blume 1980. 413 p.
- [33] BÖTTGER, H. *Untersuchung über den Einfluss der Spanungsbedingungen auf die makro und mikro geometrische Formgenauigkeit der erzeugten Werkstückoberfläche beim Innenfeindreihen von Stahl Ck 45 mit Hartmetall*, Universidade Técnica de Karl-Marx, Tese de doutorado em Engenharia Mecânica, 1967. 83p.
- [34] KÖNIG, W. *Fertigungsverfahren, Band 1: Drehen, Fräsen, Bohren* 4. Auf., Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 1990. 416 p.
- [35] STEMMER, G. E. *Ferramentas de Corte I*, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 1995. 249 p.
- [36] KOCH, K. F. *Technologie des Hochpräzisions-Hartdrehen* RWTH-Aachen, Tese de doutorado em Engenharia Mecânica, 1996. 196 p.
- [37] ISO 1832 *Indexabel (throwaway) inserts for cutting tools – Designation code of symbolisation*. 1997
- [38] ISO 1101 *Technical drawings – Geometrical tolerancing – Tolerancing of form orientation, location and run-out – Generalities, definitions, symbols indication on drawings*. 1983. 24 p.

- [39] DOYLE, L. E. *Manufacturing Processes and Materials for Engineers*. Englewood Cliffs: Prentice-Hall Inc., 1961. 797 p.
- [40] ESSEL, K. *Entwicklung einer Optimierregelung für das Drehen*. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) RWTH, Aachen, 1972. 117 p.
- [41] TSE, F. S.; MORSE, I. E. e HINKLE, R. T. *Mechanical Vibrations - Theory and Applications*. 2. ed., Boston: Allyn and Bacon Inc., 1978. 449 p.
- [42] MONTGOMERY, D. C. *Design and Analysis of Experiments* 4. Ed., John Wiley & Sons, 1996. 704 p.
- [43] ROMICRON - *Sistema de Alta Precisão para Usinagem de Furos*. Indústrias Romi S.A., Catálogo, 1996, não paginada.
- [44] SCHRAMM, C.R., DUARTE FILHO, O.C. *Manual de Aquisição de Dados*. Relatório (Relatório Interno / LMP), UFSC, Florianópolis, 1996. 25 p.