UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

RAPHAEL GALDINO DOS SANTOS

**Desenvolvimento de um método para minimizar vibrações em
operações de torneamento variando dinamicamente a área de corte**

São Carlos

2015

RAPHAEL GALDINO DOS SANTOS

**Desenvolvimento de um método para minimizar vibrações em
operações de torneamento variando dinamicamente a área de corte**

Tese apresentada à Escola de Engenharia de
São Carlos da Universidade de São Paulo para
a obtenção do título de Doutor em Engenharia
de Produção.

Área de concentração:

Processos e Gestão de Operações

Orientador:

Prof. Dr. Reginaldo Teixeira Coelho

São Carlos

2015

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

S237d Santos, Raphael Galdino dos
Desenvolvimento de um método para minimizar
vibrações em operações de torneamento variando
dinamicamente a área de corte / Raphael Galdino dos
Santos; orientador Reginaldo Teixeira Coelho. São
Carlos, 2015.

Tese (Doutorado) - Programa de Pós-Graduação em
Engenharia de Produção e Área de Concentração em
Processos e Gestão de Operações -- Escola de Engenharia
de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2015.

1. Máquinas-ferramentas. 2. Torneamento. 3.
Vibrações. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **RAPHAEL GALDINO DOS SANTOS**.

Título da tese: "Desenvolvimento de um método para minimizar vibrações em operações de torneamento variando dinamicamente a área de corte".

Data da defesa: 20/07/2015

Comissão Julgadora:

Prof. Titular **Reginaldo Teixeira Coelho (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Prof. Dr. **Leopoldo Pisanelli Rodrigues de Oliveira**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Dr. **Silvio Luiz Plategher**
(Melco CNC Do Brasil)

Prof. Dr. **Marcelo Bertoletti Carneiro**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Prof. Dr. **André Luís Helleno**
(Universidade Metodista de Piracicaba/UNIMEP)

Resultado:

APROVADO

Aprovado

Aprovado

Aprovado

APROVADO

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção
Profa. Associada **Daisy Aparecida do Nascimento Rebelatto**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Paulo César Lima Segantine**

À Deus pela vida e oportunidades oferecidas.

À minha amada Joyce pelo amor, incentivo e apoio.

Aos meus pais e irmãos pelos valores e amor incondicional.

À pequena Laura, que este trabalho mostre que com dedicação todos os seus
sonhos podem se tornar realidade.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Reginaldo Teixeira Coelho pela orientação e incentivo para a conclusão deste trabalho.

Aos amigos do Laboratório de Máquinas-Ferramentas das Indústrias Romi pela constante ajuda no desenvolvimento dos ensaios.

Às Indústrias Romi S.A. pela disponibilidade de equipamentos e máquinas para a realização dos ensaios.

A todos os amigos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

RESUMO

SANTOS, R.G. **Desenvolvimento de um método para minimizar vibrações em operações de torneamento variando dinamicamente a área de corte**. 2015. 68 f. Tese (Doutorado) – Departamento de Engenharia de Produção, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2015.

O aumento da produtividade é sem dúvida um dos maiores desafios para a indústria de manufatura. Neste sentido, a vibração tem se apresentado ao longo das últimas décadas como um dos principais limitantes para a melhoria da produtividade, especialmente em operações de usinagem. Nos últimos anos muitas pesquisas foram conduzidas com o objetivo de suprimir ou minimizar os efeitos causados pelo fenômeno de vibrações regenerativas ou *chatter*. Este trabalho contribui propondo o desenvolvimento de um método para minimizar os efeitos da vibração em operações de torneamento por meio da variação dinâmica de parâmetros de corte relacionados com a área da seção de corte. No presente estudo optou-se pela operação de torneamento cilíndrico e a atuação dinâmica na profundidade de usinagem. Uma análise teórica e uma verificação das condições técnicas necessárias para a aplicação do método proposto são apresentadas. Além disso, simulações numéricas foram realizadas para verificação dos modelos analíticos e correlação com os ensaios práticos. Finalmente, utilizou-se o método em um processo de usinagem real e os resultados demonstram que é possível minimizar consideravelmente os efeitos do fenômeno de *chatter* variando dinamicamente a profundidade de usinagem sem afetar a qualidade final da peça usinada.

Palavras chave: Máquinas-ferramenta. Vibrações. Torneamento.

ABSTRACT

SANTOS, R.G. **Development of a method to minimize chatter vibrations on turning operations by dynamically variation of chip area.** 2015. 68 f. Tese (Doutorado) – Departamento de Engenharia de Produção, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2015.

Improve productivity is with no doubts one of the greatest challenges for manufacturing industries nowadays. In that way, chatter vibrations has been arisen in last decades as a major limiting issue for productivity, especially on machining operations. In the last years many investigations has been carried out to suppress or minimize chatter vibrations effects on machining. In this work a development of a method to minimize chatters vibrations on turning operations by dynamically variation of cross section of the chip is proposed. Cylindrical turning operation was selected as the main target for this study and depth of cut as the parameter to be dynamically varied. A theoretical and essentials technical features analyses to apply the proposed method on a market machine tool are. Furthermore, numerical simulations were performed to validate and correlate analytical model to practical experiments. Finally, the proposed model was applied on real machining process and the results show that it is possible to substantially minimize the chatter vibration phenomenon by dynamically variation on depth of cut without affect the surface finishing.

Keywords: Machine tools. Chatter. Turning.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Torno Mecânico Universal (ROMI, 2013).....	22
Figura 2.2 – Estrutura de um Centro de Torneamento (ROMI, 2013)	23
Figura 2.3 – Operações de Torneamento (SANDVIK, 2013).	25
Figura 2.4 – Geometria do Corte Ortogonal (ALTINTAS, 2000).....	26
Figura 2.5 – Mecanismo de Formação do Cavaco no Corte Ortogonal (MACHADO, et al., 2009).	28
Figura 2.6 – Forças de Usinagem no Corte Ortogonal (MACHADO et al., 2009).....	29
Figura 2.7 – Círculo de Merchant (MACHADO et al., 2009).....	30
Figura 2.8- Fenômeno de <i>Chatter</i> no Corte Ortogonal (ALTINTAS, 2000).	34
Figura 2.9 - Configuração do MCF (ZHU; WONG; HONG, 2009).	41
Figura 2.10 - Configuração do Banco de Teste Utilizado por Dimla e Lister (2000)..	45
Figura 2.11 - Equipamento Utilizado por Altintas et al (2008) para Medição das Constantes de Corte.	46
Figura 2.12 – Sistema pra Medição Dinâmica de Força (SEKAR et al, 2009)	47
Figura 2.13 – Máquina e Equipamentos de Aquisição (SERRA; CHIBANE; LEROY, 2009).	48
Figura 2.14 – Preparação para os Testes Experimentais (KAYHAN; BUDAK, 2009).	49
Figura 2.15 – Medição de Deslocamento com Sensor Eddy Current (SUZUKI; SHAMOTO; YOSHINO, 2010).....	50

Figura 2.16 – Esquema de Medição da EA no Torneamento (BHUIYAN; CHOUDHURY; NUKMAN, 2012)	53
Figura 2.17 – Diagrama da Montagem Experimental (TARNG; KAO; LEE, 2000)	56
Figura 2.18 – Acessórios Experimentais Fixados na Torre da Máquina (YANG; MUÑOZ; ALTINTAS, 2010).....	58
Figura 2.19 – Sistema de Torneamento com TMD Não-Linear (WANG et al., 2010)	59
Figura 2.20 – Elemento de um Diagrama de Blocos	62
Figura 2.21 – Sistema a Malha Fechada.....	63
Figura 2.22 – Estrutura do Sistema de Controle (FRUMUSANU et al., 2012).....	65
Figura 2.23 – Diagrama do Sistema de Variação de Velocidade do Eixo-Árvore (WU; CHEN, 2010).....	70
Figura 2.24 – Configuração de Montagem do Sensor Piezoelétrico (PARK et al., 2007).	72
Figura 2.25 – Esquema do Ensaio Experimental (CHEN; KNOSPE, 2007).....	74
Figura 3.1 – Diagrama de Blocos do Sangramento com Corte Ortogonal (OLGAC; HOSEK, 1998).....	76
Figura 3.2 – Diagrama de Blocos do Sangramento com Corte Ortogonal e Compensação do <i>Chatter</i>	78
Figura 3.3 – Esquema de Usinagem para o Torneamento Cilíndrico de Tubo para Petróleo.....	79
Figura 3.4 – Diagrama de Blocos do Torneamento Cilíndrico com Corte Obliquo. ...	79

Figura 3.5 – Esquema de Usinagem para o Torneamento Cilíndrico de Tubo para Petróleo com Compensação do <i>Chatter</i>	80
Figura 3.6 – Diagrama de Blocos do Torneamento Cilíndrico com Corte Obliquo e Compensação do <i>Chatter</i>	81
Figura 3.7 – Representação da Remoção de Material Excedente da Vibração.	83
Figura 3.8 – Correlação do Material Excedente com a Vibração da Peça.	84
Figura 3.9 – Diagrama de Blocos com Afastamento da Ferramenta.	85
Figura 3.10 – Sequencia para a Aplicação do Método Proposto.....	86
Figura 4.1 – Tubo Utilizado nos Ensaios Experimentais.	89
Figura 4.2 – Configurações de Software para Obtenção da Malha de Elementos Finitos.....	90
Figura 4.3 – Máquina Utilizada nos Ensaios Experimentais.....	91
Figura 4.4 – Configuração do Banco de Ensaios Utilizado.	92
Figura 4.5 – Configuração da Medição de Vibrações Durante Ensaios de Usinagem.	93
Figura 5.1 – Simulação dos Modos de Vibração e Frequências de Ressonância da Peça sob Análise.....	96
Figura 5.2 – Resposta do Eixo X no Tempo à Oscilação de 0,01mm.	97
Figura 5.3 – Resposta do Eixo X no Domínio da Frequencia à Oscilação de 0,01mm.	98
Figura 5.4 – Função Resposta em Frequência do Sistema Máquina-ferramenta-Peça.	99

Figura 5.5 – Simulação do Sistema sem Controle de Vibrações.....	100
Figura 5.6 – Resposta à Entrada Degrau na Equação 3.5.....	101
Figura 5.7 – Simulação do Sistema com Controle de Vibrações por Afastamento da Ferramenta.....	102
Figura 5.8 – Afastamento Total da Ferramenta no Processo de Usinagem Simulado.	102
Figura 5.9 – Resultado da Usinagem no Tubo de 365 mm com f de 0,2 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Sem Atuação.....	104
Figura 5.10– Resultado da Usinagem no Tubo de 365 mm com f de 0,2 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Com Atuação.....	105
Figura 5.11 – Resultado da Usinagem no Tubo de 365 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Sem Atuação.....	105
Figura 5.12 – Resultado da Usinagem no Tubo de 365 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Com Atuação.....	106
Figura 5.13 – Resultado da Usinagem no Tubo de 300 mm com f de 0,2 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Sem Atuação.....	107
Figura 5.14 – Resultado da Usinagem no Tubo de 300 mm com f de 0,2 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Com Atuação.....	107
Figura 5.15 – Resultado da Usinagem no Tubo de 300 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Sem Atuação.....	108
Figura 5.16 – Resultado da Usinagem no Tubo de 300 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Com Atuação.....	109

Figura 5.17 – Resultado da Usinagem no Tubo de 300 mm com f de 0,2 mm/rot e a_{p0} de 0,2 mm Sem Atuação.....	110
Figura 5.18 – Resultado da Usinagem no Tubo de 300 mm com f de 0,2 mm/rot e a_{p0} de 0,2 mm Com Atuação.....	110
Figura 5.19 – Resultado da Usinagem no Tubo de 300 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,2 mm Sem Atuação.....	111
Figura 5.20 – Resultado da Usinagem no Tubo de 300 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,2 mm Com Atuação.....	112
Figura 5.21 – Resultado da Usinagem no Tubo de 250 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,2 mm Sem Atuação.....	113
Figura 5.22 – Resultado da Usinagem no Tubo de 250 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,2 mm Com Atuação.....	114
Figura 5.23 – Resultado da Usinagem no Tubo de 250 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Sem Atuação.....	115
Figura 5.24 – Resultado da Usinagem no Tubo de 250 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Com Atuação.....	115
Figura 5.25 – Resultado da Usinagem no Tubo de 250 mm com f de 0,2 mm/rot e a_{p0} de 0,2 mm Sem Atuação.....	116
Figura 5.26 – Resultado da Usinagem no Tubo de 250 mm com f de 0,2 mm/rot e a_{p0} de 0,2 mm Com Atuação.....	117

LISTA DE SÍMBOLOS

a_{lim} : profundidade de usinagem máxima sem vibrações

a_p : Profundidade de usinagem

b : Largura de corte

c : Coeficiente de amortecimento

C_c : Coeficiente de amortecimento crítico

F_a : Força axial

F_c : Força de corte

F_f : Força de avanço

F_n : Força de compressão

F_{nz} : Projeção da força principal de corte sobre o plano de cisalhamento na sua direção normal

F_r : Força passiva ou normal

F_t : Força de atrito

F_u : Força de usinagem

f : avanço da ferramenta

F_z : Projeção da força principal de corte sobre o plano de cisalhamento na sua direção tangencial

h' : Espessura do cavaco

h : Espessura de usinagem

i : Ângulo de inclinação

k : Constante de rigidez

K_{ae} : Constante da força axial na ferramenta

K_{cc} : Constante da força de corte

K_{ce} : Constante da força de corte na ferramenta

K_{fc} : Constante da força de avanço

K_{rc} : Constante da força passiva

K_{re} : Constante da força normal na ferramenta

m : Constante de massa

r_c : Razão de compressão do cavaco

R_c : Grau de recalque do material

S_z : Área do plano de cisalhamento

T : Período de passagem dos dentes

v_c : Velocidade de corte

v_f : Velocidade de Avanço

γ_n : Ângulo de saída normal

γ : Ângulo de saída da ferramenta

β_a : Ângulo de atrito

β_n : Ângulo de atrito oblíquo

η : Ângulo de escoamento

μ_a : Coeficiente de atrito entre cavaco e ferramenta

ξ : relação de amortecimento

τ_z : Tensão de cisalhamento

ω_n : Frequência natural não amortecida

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Objetivos	20
1.2	Estrutura do Trabalho	21
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	22
2.1	Cinemática do Processo de Torneamento	22
2.1.1	Mecanismo de Formação do Cavaco	25
2.1.2	Forças Atuantes no Processo de Usinagem.....	28
2.2	Modelo Dinâmico do Processo de Torneamento	32
2.3	Técnicas para Previsão e Detecção de Vibrações em Usinagem.....	39
2.3.1	Detecção de Vibrações com Medição dos Sinais de Força e Vibração da Ferramenta.....	42
2.3.2	Detecção de Vibrações com Medição da Emissão Acústica e Áudio	50
2.4	Métodos para Suprimir ou Minimizar Vibrações.....	54
2.4.1	Métodos Passivos para Suprimir ou Minimizar Vibrações	54
2.4.2	Controle de Sistemas	59
2.4.3	Métodos Ativos para Suprimir ou Minimizar Vibrações.....	64
3	PROPOSTAS PARA MINIMIZAR VIBRAÇÕES EM OPERAÇÕES DE TORNEAMENTO	76
3.1	Método para Minimizar Vibrações pela Variação Dinâmica do Avanço	76

3.2	Método para Minimizar Vibrações pela Variação Dinâmica da Profundidade de Usinagem.....	78
3.3	Método para Minimizar Vibrações pela Variação Discreta da Profundidade de Usinagem.....	82
4	TRABALHO EXPERIMENTAL	88
4.1	Simulação em elementos finitos para obtenção da frequência de ressonância do fenômeno chatter.....	88
4.2	Verificação da Capacidade de Oscilação do Eixo Servoacionado da Máquina-Ferramenta Utilizado para a Variação Dinâmica da Profundidade ou Espessura de Usinagem.....	90
4.3	Determinação da Função Resposta em Frequência (FRF).....	91
4.4	Simulação e Comparação do Sistema Original com o Modificado para Aplicação do Método para Minimizar Vibrações	92
4.5	Aplicação Prática do Sistema de Supressão de Vibrações em uma Máquina-Ferramenta	93
4.6	Ensaio de Usinagem para Validar a Aplicabilidade do Método Proposto..	94
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	96
5.1	Simulação em Elementos Finitos para Obtenção da Frequência de Ressonância do Fenômeno <i>Chatter</i>	96
5.2	Verificação da Capacidade de Oscilação do Eixo Servoacionado da Máquina-Ferramenta para a Variação Dinâmica da Profundidade de Usinagem ou Avanço.....	97
5.3	Determinação da Função Resposta em Frequência (FRF).....	98

5.4	Simulação e Comparação do Sistema Original com o Modificado para Aplicação do Método para Minimizar Vibrações	99
5.5	Resultados dos Ensaios de Usinagem para Validar a Aplicabilidade do Método Proposto	103
5.5.1	Usinagem do Tubo com Comprimento de 365 mm	103
5.5.2	Usinagem do Tubo com Comprimento de 300 mm	106
5.5.3	Usinagem do Tubo com Comprimento de 250 mm	112
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	119
7	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....	121

1 INTRODUÇÃO

As tecnologias envolvidas em operações de usinagem têm avançado fortemente nas últimas décadas e as máquinas têm apresentado mudanças significativas desde a incorporação do controle numérico. Precisão, flexibilidade e produtividade são constantemente aprimoradas com soluções inovadoras para atender a demanda do mercado ou mesmo para aumentar o nível de excelência da própria máquina.

Contudo, todos estes avanços somente se tornaram possíveis graças à geração de conhecimento. Entender os fundamentos da usinagem dos materiais tem se tornado fator chave nas últimas décadas, embora não seja uma tarefa simples, devido à complexidade do mecanismo de formação do cavaco. As tendências recentes apontam para o monitoramento durante o processo, devido ao avanço das tecnologias de computação e dos sensores disponíveis. Muitos sensores e técnicas de processamento de sinais têm sido desenvolvidos de modo a diagnosticar aspectos como acabamento superficial, integridade e precisão dimensional da peça, detecção do desgaste ou quebra da ferramenta de corte, identificação de vibrações em usinagem ou ainda análise de componentes da máquina (SIDDHPURA; PAUROBALLY, 2012).

Apesar destes avanços tecnológicos, as vibrações em usinagem permanecem pelas últimas seis décadas, limitando a produtividade e a qualidade superficial da peça (MIGUÉLEZ et al., 2010). As primeiras investigações de vibrações em máquinas-ferramentas apareceram no início do século XX como resultado do aumento das taxas de remoção de material. Neste mesmo século, as máquinas-ferramentas experimentaram um avanço considerável tornando-se mais potentes,

precisas, rígidas e com elevado grau de automatização. Este crescimento foi estimulado pelo desenvolvimento da indústria de forma geral, mas, especialmente em alguns segmentos, como aeroespacial, moldes e matrizes, e automotiva. Com estas melhorias na indústria de manufatura, novas limitações e desafios têm se apresentado. Considerando o fato de que as máquinas-ferramentas não são corpos rígidos, mas sistemas compostos por elementos que podem sofrer deformações específicas em suas formas geométricas em função de forças externas ou internas, e ainda apresentar deslocamentos relativos entre os componentes, sua análise estrutural passa a ser mais complexa que o de uma estrutura que pode ser associada a um corpo rígido (QUINTANA; CIURANA, 2011). Devido a estas forças externas e internas a estrutura da máquina tende a se mover, e este movimento é dominado pelas características dinâmicas da estrutura, as quais determinam os modos de vibração mecânica.

Em 1907, Taylor estabeleceu o conceito de que a vibração seria o mais obscuro e delicado de todos os problemas enfrentados nas operações de usinagem. Atualmente, muitos autores ainda continuam se referindo às vibrações, como limitante do processo de usinagem e um dos mais importantes desafios a serem superados.

O processo de usinagem pode resultar em três diferentes tipos de vibrações que podem aumentar com a falta de rigidez dinâmica de um ou mais elementos da estrutura, como o eixo-árvore, o mandril da ferramenta ou mesmo a ferramenta de corte. Estes três tipos de vibração podem ser descritos por vibrações livres, forçadas e auto-excitadas (TOBIAS, 1965). Vibrações livres ocorrem quando um sistema mecânico é deslocado de sua condição de equilíbrio e sua vibração ocorre livremente sem excitação externa. Pede-se citar, como exemplo, uma operação de

usinagem em que uma coordenada é programada incorretamente e ocorre uma colisão entre a ferramenta e a peça ou mesmo após a quebra de uma aresta de corte de uma fresa de topo. Vibrações forçadas são causadas devido a fontes externas de excitações. Podem ser oriundas da entrada das arestas de corte de uma fresa de topo no material a ser removido da peça ou ainda devido ao desbalanceamento do eixo-árvore da máquina. Já as vibrações auto-excitadas conhecidas pelo termo em inglês *chatter*, tem a propriedade de extrair energia do sistema ao iniciar e depois aumentar o nível de energia empregado devido as interações da ferramenta com a peça durante o processo de usinagem (ALTINTAS, 2000). Este tipo de vibração torna o processo instável e, portanto, é o mais indesejável e difícil de controlar.

Por este motivo, o fenômeno *chatter* tem sido um assunto constantemente abordado em pesquisas acadêmicas e industriais nas últimas décadas. A persistência neste tema durante todo este tempo está relacionada com a complexidade do fenômeno e seus efeitos negativos no resultado final da operação de usinagem, como baixa qualidade superficial da peça, avarias na ferramenta de corte ou mesmo, danos nos rolamentos do eixo-árvore da máquina-ferramenta. Nos ambientes industriais ainda é comum que usuários de máquinas-ferramentas selecionem parâmetros de corte conservadores, ou seja, muito inferiores aos limites de resistência mecânica da ferramenta e abaixo dos limites de torque e potencia da máquina-ferramenta, justamente para evitar vibrações e em alguns casos operações de polimento manual são utilizadas para retirar as marcas residuais de vibração no acabamento final.

Prever ou monitorar durante o processo de usinagem o aparecimento de vibrações é essencial para garantir a melhor aplicação dos parâmetros de corte e

consequentemente, maximizar a produtividade de um determinado sistema máquina-fixação-ferramenta. A previsão da estabilidade da usinagem, que geralmente produz um diagrama que relaciona a rotação do eixo-árvore com a profundidade de usinagem limite, conhecido como diagrama de lóbulos de estabilidade é um método muito utilizado para evitar o aparecimento de vibrações. Para sua obtenção, no entanto, são necessárias informações de características do material a ser usinado, da geometria do corte e da dinâmica do sistema (SANTOS; COELHO, 2014). Apesar de ser um método que possibilita a escolha correta dos melhores parâmetros de corte de um determinado processo de usinagem e sistema máquina-fixação-ferramenta, o diagrama de lóbulos não permite aumentar os limites de estabilidade do processo de usinagem a que se refere, pois não existe modificação nas características dinâmicas do sistema ou controle do mecanismo que desencadeia o fenômeno de regeneração das vibrações autoexcitadas.

Diversos estudos vêm sendo conduzidos ao longo dos últimos anos com o objetivo de aumentar de alguma forma os limites de estabilidade do processo de usinagem, o que pode ser realizado basicamente de dois modos: de forma passiva, ou de forma ativa. Os métodos passivos geralmente alteram as características dinâmicas do sistema máquina-fixação-ferramenta, aumentando sua rigidez dinâmica, ou seja, sua capacidade de resistir ou absorver vibrações, melhorando os limites de estabilidade no processo de usinagem de maneira geral (WANG et al., 2010). No método ativo as vibrações são monitoradas em processo e as características dinâmicas do sistema máquina-fixação-ferramenta podem ser alteradas de acordo com a necessidade.

Existem vantagens e desvantagens na aplicação dos dois modos de supressão de vibrações. Dentre elas pode-se destacar que o método passivo possui

como vantagens o fato de sua aplicação ser geralmente mais simples e de menor custo, uma vez que não existe a necessidade de medição da vibração durante a usinagem ou de uma atuação em tempo real, porém a desvantagem pode ser que em alguns casos pode transformar um processo estável em instável, dependendo da forma como interage com o sistema ou mesmo a limitação na melhora da estabilidade, pois não atua no sistema proporcionalmente a necessidade do processo.

Os métodos ativos possuem algumas vantagens em relação ao passivo. Dentre elas é possível destacar que, por monitorar os níveis de vibração, este não atua em processos que possuem níveis de vibração considerados estáveis (HAJIKOLAEI et al., 2010). Além disso, permite atuar no sistema de forma proporcional à necessidade apresentada, tendo uma abrangência maior do que soluções de controle passivo. Entretanto, o método ativo possui a desvantagem de ser, geralmente, de maior custo. Devido à necessidade de medição e atuação durante a usinagem e, portanto, a necessidade de sensores e atuadores. Sua aplicação também requer métodos mais complexos, como requisitos de controle do sistema (SIDDHPURA; PAUROBALLY, 2012). Contudo, com o avanço nas tecnologias de sensores e métodos computacionais, as técnicas ativas de supressão de vibrações tem se mostrado cada vez mais viáveis economicamente para a aplicação industrial e por isso passam a ser ainda mais exploradas no âmbito acadêmico.

Outra forma de reduzir ou eliminar as vibrações no processo de usinagem é por meio da interrupção do mecanismo de regeneração ou autoexcitação ao invés de se alterar as características dinâmicas do sistema máquina-fixação-ferramenta. Para isso é necessário a atuação em parâmetros do processo de usinagem como a

velocidade de corte, o avanço e a profundidade de usinagem. Esse método pode ser utilizado de forma ativa ou passiva. Como altera parâmetros de usinagem, pode influenciar nas tolerâncias dimensionais e geométricas da peça, o que sugere a necessidade de cuidado com a magnitude das variações de tais parâmetros. Entretanto, possui a vantagem de não necessitar de adição de mecanismos de atuação capazes de modificar o sistema dinâmico, o que o torna de maneira geral uma solução que demanda menor investimento financeiro e menor complexidade de aplicação, visto que não são necessárias alterações estruturais na máquina-ferramenta.

1.1 Objetivos

Neste trabalho, propõe-se o desenvolvimento de um método para reduzir os efeitos da vibração autoexcitada ou *chatter* nas operações de torneamento por meio da variação dinâmica dos parâmetros relacionados com a área de corte, ou seja, o avanço ou a profundidade de usinagem.

O objetivo proposto será abordado por meio das seguintes etapas:

- 1- Estudo dos mecanismos de formação de cavacos e das forças relacionadas ao processo de usinagem, bem como da mecânica da operação de torneamento e do fenômeno de vibrações autoexcitadas.
- 2- Definição da proposta de um método para minimizar as vibrações na operação de torneamento por meio da variação dinâmica da área de corte.
- 3- Estudo da viabilidade técnica da implementação prática em uma máquina-ferramenta CNC da proposta definida anteriormente.
- 4- Simulação analítica do modelo proposto para verificação de sua eficácia numérica.

- 5- Implementação prática e validação do método proposto por meio de ensaios de usinagem.

1.2 Estrutura do Trabalho

Este trabalho está estruturado em cinco capítulos, são eles:

Capítulo 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA – estão detalhados os conceitos teóricos fundamentais do trabalho. Os tópicos mais relevantes a destacar são o modelo de corte ortogonal, mecânica do processo de torneamento, técnicas de identificação de vibrações em usinagem e técnicas de controle de vibrações passivas e ativas do processo de usinagem.

Capítulo 3 – PROPOSTAS PARA MINIMIZAR VIBRAÇÕES EM OPERAÇÕES DE TORNEAMENTO VARIANDO DINAMICAMENTE A ÁREA DE CORTE - Apresenta a proposta do método para minimizar vibrações na operação de torneamento e sua fundamentação analítica.

Capítulo 4 – TRABALHO EXPERIMENTAL – Detalha os materiais, equipamentos empregados e a metodologia utilizada durante os ensaios experimentais do trabalho.

Capítulo 4 – RESULTADOS E DISCUSSÕES – Apresenta os resultados e medições encontrados nos ensaios experimentais e suas respectivas discussões.

Capítulo 5 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS – Apresenta as conclusões obtidas, observando-se os resultados dos ensaios e indica e apresenta sugestões para o desenvolvimento de novos trabalhos.

Capítulo 6 – REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA – Encontram-se as fontes consultadas para a elaboração deste trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Cinemática do Processo de Torneamento

Em um torno universal a peça pode ser fixada por uma placa de 3 ou 4 castanhas, ou ainda por sistema de pinças, pelo lado do eixo-árvore. Eventualmente, a peça pode ser também fixada entre pontas o que garante um menor erro de batimento, ou mesmo entre placa e ponto, garantindo maior estabilidade dinâmica. A operação de torneamento é utilizada para usinagem de superfícies de revolução. A aresta de corte é presa ao suporte de ferramentas, o qual é fixado na torre porta-ferramentas do torno, no caso de uma máquina convencional do modelo universal. Esta, por sua vez está sobre o carro superior o qual se assenta sobre o transversal (eixo X) e ambos sobre o longitudinal (eixo Z) ou carro principal. Tornos convencionais, como ilustra a Figura 2.1, geralmente têm motores com uma ou duas velocidades, transmitidas para o eixo-árvore por meio de correias e ou caixas de transmissão (ALTINTAS, 2000).

Figura 2.1 – Torno Mecânico Universal (ROMI, 2013).

Em tornos com comando numérico computadorizado (CNC), as velocidades do eixo-árvore e dos eixos lineares (X e Z) são diretamente programadas e então executadas pelos acionamentos eletrônicos, neste caso podendo ou não existir relação de transmissão entre o motor e o eixo-árvore, ou eixos lineares. Um centro de torneamento pode ainda ser equipado com uma torre porta ferramentas, o que permite usar um número maior de ferramentas, proporcionando maior flexibilidade em operações de usinagem. A Figura 2.2 mostra a composição mecânica e a estrutura física de um centro de torneamento CNC. Nota-se que a disposição de seus componentes é realizada de forma ergonômica, o que faz com que a torre seja posicionada na direção oposta ao operador garantindo maior facilidade no carregamento e descarregamento das peças. Além disso, o eixo transversal é inclinado o que facilita o escoamento do cavaco para o carro transportador.

Figura 2.2 – Estrutura de um Centro de Torneamento (ROMI, 2013)

A torre porta-ferramentas pode posicionar, sempre que necessário, a aresta de corte da ferramenta à ser usada na usinagem e todo o conjunto pode mover-se ao longo do eixo transversal (eixo X) atuando assim no diâmetro da peça. O conjunto pode ainda se mover longitudinalmente, caracterizando a operação de torneamento cilíndrico externo, ou ainda em seu eixo transversal removendo material da face da peça, a qual é conhecida como operação de faceamento (Figura 2.3b). Quando o movimento se dá em ambos os eixos simultaneamente é possível a produção de cones, ou da operação de perfilamento (Figura 2.3a). Pode-se ainda executar a operação de mandrilamento ou torneamento interno (Figura 2.3c), a qual tem por objetivo abrir ou calibrar o diâmetro de um furo. Este precisa ser iniciado por uma broca, que pode ser realizado em um torno (DEGARMO; BLACK; KOHSER, 2008). Por fim, existe a operação de sangramento (Figura 2.3d), comumente utilizada para corte ou abertura de canais circulares. Nesta operação são utilizadas ferramentas conhecidas como sangradores ou bedames. Além destas operações de torneamento, existe ainda a possibilidade de operar de forma sincronizada com o eixo-árvore e os eixos lineares, o que possibilita as operações de roscamento (Figura 2.3e).

Em centros de torneamento ainda são possíveis operações de fresamento, devido à utilização e aplicação de ferramentas rotativas na torre porta-ferramentas. Com isso, é necessário que o eixo-árvore transforme-se em um eixo coordenado rotativo, capaz de executar interpolações com os demais eixos lineares do torno, o que permite a usinagem de furos fora do centro da peça ou de forma radial, executar a abertura de rasgos de chaveta em eixos, perfis sextavados, dentre outras operações. Essas funções adicionais podem eliminar a necessidade de troca de máquinas para o fresamento em determinados processos. Isso contribui de forma

importante com a produtividade e competitividade daquele que opta por este tipo de equipamento (MACHADO et al., 2009).

a) Faceamento

b) Torneamento em perfilamento

c) Torn. Interno

d) Sangramento

e) Roscamento

Figura 2.3 – Operações de Torneamento (SANDVIK, 2013).

2.1.1 Mecanismo de Formação do Cavaco

Apesar das operações de usinagens mais comuns serem tridimensionais e geometricamente complexas, um caso mais simples é o corte bidimensional, como o ortogonal, que é comumente usado para explicar o mecanismo da remoção de material (BOOTHROYD, 1981; ERNEST; MERCHANT, 1940).

Como pode ser verificado na Figura 2.4, a porção de material que será removida da peça durante o processo, tornando-se cavaco, possui suas dimensões

determinadas pela largura de usinagem (b) e espessura de usinagem (h). No corte ortogonal a aresta de corte pode ser representada por uma reta normal à direção da velocidade de corte (v_c) e à direção da velocidade de avanço (v_f), o que permite que a formação do cavaco seja considerada um fenômeno bidimensional, (MACHADO et al., 2009).

Desta forma, as forças de remoção serão exercidas somente no plano de trabalho, sendo definidas como força de corte (F_c) e força de avanço (F_f).

Figura 2.4 – Geometria do Corte Ortogonal (ALTINTAS, 2000).

Quando a aresta de corte entra em contato com a peça, esta sofre uma deformação elástica, seguido de uma deformação plástica do material, até atingir o limite de deformação causando a ruptura (LEE; SHAFFER, 1951). Esta ocorre na maioria dos casos, por cisalhamento, apesar de existirem tensões de tração e compressão, além da própria tensão de cisalhamento, sendo portanto um estado triaxial de tensões. Após a ruptura, ocorre a formação de trincas que se propagam

de forma característica ao material sob usinagem. Como a formação de cavacos é um processo dinâmico, existirão planos instantâneos de propagação de rupturas e trincas, que definirão a região entre a peça e o cavaco como zona primária de cisalhamento (PALMER; OXLEY, 1959).

Para facilitar o entendimento, considera-se esta região como um plano matemático, chamado então, de plano de cisalhamento primário. Este plano é definido pelo ângulo de cisalhamento (Φ) formado entre o plano de cisalhamento e a direção da velocidade de corte. A Figura 2.5 mostra o mecanismo de formação do cavaco e suas principais variáveis. Pela Figura 2.5 pode-se definir o grau de recalque do material como (FERRARESI, 1977):

$$R_c = \frac{h'}{h} \quad (2.1)$$

No qual, h' é a espessura do cavaco e h é a espessura de usinagem desejada.

Figura 2.5 – Mecanismo de Formação do Cavaco no Corte Ortogonal (MACHADO, et al., 2009).

Pode-se definir o ângulo de cisalhamento por meio da seguinte relação:

$$\Phi = \tan^{-1} \frac{\cos \gamma}{Rc - \sin \gamma} \quad (2.2)$$

Na qual, γ é o ângulo de saída ortogonal da ferramenta.

2.1.2 Forças Atuantes no Processo de Usinagem

Prever as forças durante o processo de usinagem é importante para a otimização dos parâmetros de corte, bem como na automatização deste processo (LI et al., 2001). Os atributos de desempenho do processo de usinagem, como estabilidade dinâmica, precisão de posicionamento da ferramenta, acabamento superficial e erros de forma na peça usinada são freqüentemente estudados com base na análise das forças de corte (ZHENG et al., 1995).

No corte ortogonal, pelo fato de ser um modelo bidimensional, as forças atuam em um único plano, o plano de trabalho. Isto permite que as forças sejam analisadas agindo sobre a peça, o cavaco e a ferramenta. A Figura 2.6 ilustra as principais forças atuando na região de formação do cavaco durante o corte ortogonal.

Figura 2.6 – Forças de Usinagem no Corte Ortogonal (MACHADO et al., 2009).

Utilizando o Círculo de Merchant é possível relacionar geometricamente as diversas componentes da Força de Usinagem (F_u). Este diagrama, representado pela Figura 2.7, recebe o nome de seu idealizador, e possui a Força de Usinagem (F_u) como diâmetro da circunferência (MERCHANT, 1954).

Figura 2.7 – Círculo de Merchant (MACHADO et al., 2009).

É possível avaliar as relações entre as forças envolvidas no processo utilizando-se das razões geométricas estabelecidas pelo Círculo de Merchant. Entre elas, destacam-se as mais significativas neste estudo, como:

$$Fu = \sqrt{Fc^2 + Ff^2} \quad (2.3)$$

$$Fz = Fu \cos(\Phi + \beta a - \gamma) \quad (2.4)$$

$$Ft = Fu \sin(\beta a) \quad (2.5)$$

$$Fn = Fu \cos(\beta a) \quad (2.6)$$

$$Ff = Fu \sin(\beta a - \gamma) \quad (2.7)$$

O coeficiente de atrito entre cavaco e ferramenta (μ_a) pode ser obtido pela relação entre as forças de atrito (Ft) e de compressão (Fn) (MACHADO et al., 2009):

$$\mu a = \frac{F_t}{F_n} = \tan \beta a \quad (2.8)$$

O ângulo de atrito (βa) pode ser obtido também através das relações entre as forças de avanço (F_f) e a força de corte (F_c):

$$\beta a = \gamma + \tan^{-1} \frac{F_f}{F_c} \quad (2.9)$$

Assumindo uma distribuição uniforme de tensões no plano de cisalhamento, pode-se ainda determinar a tensão de cisalhamento, pela relação:

$$\tau_z = \frac{F_z}{S_z} \quad (2.10)$$

na qual, S_z define a área do plano de cisalhamento e pode ser determinada utilizando a equação (MACHADO et al., 2009):

$$S_z = \frac{b h}{\sin(\Phi)} \quad (2.11)$$

A maioria das ferramentas de corte comerciais apresentam geometria oblíqua devido ao seu melhor desempenho para quebra de cavacos e distribuição de forças (ZOU et al., 2009), desta forma, a análise dessa configuração se faz necessária para o entendimento do processo de usinagem. O modelo de corte oblíquo apresenta como principal diferença, em relação ao modelo de corte ortogonal, o fato da velocidade de corte possuir um ângulo de inclinação ou ângulo oblíquo i .

Segundo Altintas (2000), as componentes de força para o corte oblíquo podem ser derivadas como projeções da força de usinagem (F_u) utilizando-se de relações geométricas. A força de corte (F_c), força de avanço (F_f) e a força normal (F_r), que podem ser expressas como função dos ângulos de cisalhamento oblíquo (Φ_n), ângulo de atrito oblíquo (β_n), ângulo de saída normal (γ_n), ângulos de

inclinação (i) e ângulo de escoamento (η), além da tensão de cisalhamento (τ_z) da largura (b) e espessura de usinagem (h). Se aplicado o modelo clássico proposto por Armarego (1985), podem-se definir as expressões de força como:

$$\begin{aligned} F_c &= bh \left[\frac{\tau_z}{\text{sen}\Phi n} \frac{\cos(\beta n - \gamma n) + \tan i \tan \eta \text{sen}\beta n}{\sqrt{\cos^2(\Phi n + \beta n - \gamma n) + \tan^2 \eta \text{sen}^2 \beta n}} \right] \\ F_f &= bh \left[\frac{\tau_z}{\text{sen}\Phi n \cos i} \frac{\text{sen}(\beta n - \gamma n)}{\sqrt{\cos^2(\Phi n + \beta n - \gamma n) + \tan^2 \eta \text{sen}^2 \beta n}} \right] \\ F_r &= bh \left[\frac{\tau_z}{\text{sen}\Phi n} \frac{\cos(\beta n - \gamma n) \tan i - \tan \eta \text{sen}\beta n}{\sqrt{\cos^2(\Phi n + \beta n - \gamma n) + \tan^2 \eta \text{sen}^2 \beta n}} \right] \end{aligned} \quad (2.12)$$

E a partir destas, as seguintes constantes:

$$\begin{aligned} K_{cc} &= \frac{\tau_z}{\text{sen}\Phi n} \frac{\cos(\beta n - \gamma n) + \tan i \tan \eta \text{sen}\beta n}{\sqrt{\cos^2(\Phi n + \beta n - \gamma n) + \tan^2 \eta \text{sen}^2 \beta n}} \\ K_{fc} &= \frac{\tau_z}{\text{sen}\Phi n \cos i} \frac{\text{sen}(\beta n - \gamma n)}{\sqrt{\cos^2(\Phi n + \beta n - \gamma n) + \tan^2 \eta \text{sen}^2 \beta n}} \\ K_{rc} &= \frac{\tau_z}{\text{sen}\Phi n} \frac{\cos(\beta n - \gamma n) \tan i - \tan \eta \text{sen}\beta n}{\sqrt{\cos^2(\Phi n + \beta n - \gamma n) + \tan^2 \eta \text{sen}^2 \beta n}} \end{aligned} \quad (2.13)$$

As componentes de força podem ser definidas para um determinado processo utilizando-se de alguns dados coletados a partir de um ensaio de corte ortogonal para o mesmo material a ser usinado. Isto porque, segundo Armarego e Whitfield (1985) pode-se considerar o ângulo de cisalhamento ortogonal (Φ) igual ao ângulo de cisalhamento oblíquo (Φn), o ângulo de saída ortogonal (γ) é o mesmo que o ângulo de saída oblíquo (γn). Adotando a teoria de fluxo de cavaco de Stabler (1964), considera-se ainda o ângulo de escoamento do cavaco (η) igual ao ângulo de inclinação (i) (ALTINTAS, 2000).

2.2 Modelo Dinâmico do Processo de Torneamento

Vibrações provocadas pelo fenômeno de *chatter* em máquinas-ferramenta resultam de um mecanismo auto-excitado, devido à variação na espessura do cavaco durante as operações de usinagem. Um dos modos de vibração estrutural do

sistema máquina-peça é inicialmente excitado pelas forças de corte. Uma superfície ondulada produzida durante uma rotação prévia é removida em uma rotação posterior, a qual deixa outra superfície ondulada produzida por vibrações estruturais. Dependendo da diferença de fase entre duas ondulações em rotações consecutivas, a máxima espessura de cavaco aumentará exponencialmente, enquanto estiver oscilando na frequência de *chatter* que é próxima, mas não igual ao modo estrutural dominante do sistema. O aumento das vibrações, conseqüentemente, eleva a magnitude das forças de corte, o que pode causar a quebra da ferramenta e prejudicar o acabamento superficial da peça. A vibração auto-excitada pode ser causada por acoplamento de modos ou regeneração da espessura do cavaco. O acoplamento de modos ocorre quando existem vibrações em duas direções no plano de corte. A vibração por regeneração resulta da diferença de fase entre as ondas de vibração deixadas em ambos os lados do cavaco e acontecem na maioria das usinagens antes que o acoplamento de modos apareça. Conseqüentemente, os fundamentos das vibrações regenerativas serão o alvo de interesse nas próximas seções (ALTINTAS, 2000).

Assumindo-se uma operação de sangramento com uma ferramenta de aresta plana, um eixo fixo entre a placa e o contraponto, e que o eixo usinado é flexível na direção do avanço da ferramenta, então é possível afirmar que a força de avanço (F_f) poderá produzir a vibração do sistema. A superfície inicial do eixo não possui ondulações durante a primeira rotação, mas a ferramenta começa a deixar uma superfície ondulada devido a vibração na direção do eixo coordenado y (Figura 2.8), ou seja, na direção da força de avanço (F_f). Ainda segundo Altintas, (2000), quando a segunda rotação se inicia, a superfície possui ondulações devido ao corte da ferramenta (modulação interna, $y(t)$) e na superfície externa do corte devido a

vibrações durante rotações anteriores na usinagem (modulação externa). Por isso, pode-se considerar que a forma geral da espessura dinâmica do cavaco pode ser determinada utilizando a seguinte equação:

$$h(t) = h_0 - [y(t) - y(t - T)] \quad (2.14)$$

Na qual, h_0 é a espessura do cavaco esperada, igual ao avanço em milímetros por revolução, e $[y(t) - y(t - T)]$ é a espessura dinâmica do cavaco, produzida pela vibração no tempo atual t e pela rotação anterior do eixo-árvore T , como ilustra a Figura 2.8.

Figura 2.8- Fenômeno de *Chatter* no Corte Ortogonal (ALTINTAS, 2000).

Assumindo que o sistema possui apenas um grau de liberdade, a equação de movimento pode então ser escrita da seguinte forma:

$$m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) = F_f(t) = K_{fc} a [h_0 + y(t - T) - y(t)] \quad (2.15)$$

A equação 2.15 mostra que a força de avanço depende da constante de corte K_{fc} , da largura de corte a e da espessura do cavaco. Como a espessura do cavaco varia em função do tempo, a força irá oscilar de forma proporcional, e conseqüentemente o lado esquerdo da equação será uma equação diferencial

atrasada no tempo. Com isso, pode-se concluir que a cada volta do eixo-árvore (no tempo T) a variação da espessura do cavaco será maior, ou menor, devido a diferença de fase entre a ondulação deixada pela volta anterior e a vibração de ressonância do sistema dinâmico máquina-ferramenta-fixação, até o limite determinado pela perda de contato entre a ferramenta e a peça, o que produzirá a espessura do cavaco nula e por conseguinte a força de avanço igual a zero. Além deste efeito, há ainda o amortecimento causado pelo contato entre a superfície de folga da ferramenta e a peça, e ainda a variação da constante de corte devido à variação da espessura do cavaco em operações com a aplicação de baixas velocidades. Isto cria a necessidade de se prever as constantes de corte dinamicamente (Altintas, 2008).

Outro aspecto importante a ser considerado são as não linearidades entre a força de usinagem e a velocidade de avanço, as quais são consideradas por Landers (2008). Entretanto, estes efeitos tendem a deixar a análise demasiadamente complexa. Para facilitar o entendimento do fenômeno será considerada apenas a teoria de estabilidade linear.

A equação dinâmica da espessura do cavaco no domínio de Laplace pode ser representada por:

$$h(s) = h_0 + (e^{-sT} - 1)y(s) \quad (2.16)$$

e a força de avanço então torna-se (ALTINTAS, 2000),

$$F_f(s) = K_f a h(s) \quad (2.17)$$

a vibração resultante da excitação causada pela força na estrutura pode ser definida então como,

$$y(s) = K_f a h(s) \phi(s) \quad (2.18)$$

e a função de transferência da estrutura pode ser escrita como,

$$\phi(s) = \frac{y(s)}{F_f(s)} = \frac{\omega_n^2}{k_y(s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (2.19)$$

Substituindo $y(s)$ na equação 2.16 tem-se,

$$h(s) = h_0 + (e^{-sT} - 1)K_f a h(s) \phi(s) \quad (2.20)$$

a função de transferência entre a espessura do cavaco desejada e a real é definida como (Altintas, 2000),

$$\frac{h(s)}{h_0(s)} = \frac{1}{1 + (1 - e^{-sT})K_f a \phi(s)} \quad (2.21)$$

a estabilidade do sistema é então definida pelas raízes da equação característica (Tlusty, 1967).

$$1 + (1 - e^{-sT})K_f a \phi(s) = 0 \quad (2.22)$$

Considerando as raízes da equação com a forma $s = \sigma + j\omega_c$, tem-se que para a parte real positiva, a solução no domínio do tempo possuirá um expoente positivo, o que causaria o aumento da vibração até o infinito, caracterizando a condição de instabilidade no processo de corte. Para a parte real negativa ocorre o contrário, ou seja, com expoente negativo a vibração seria suprimida com o tempo, caracterizando a condição de estabilidade. A condição de parte real igual a zero ou $s = j\omega_c$, caracteriza a condição de sistema criticamente estável, o que leva a uma oscilação constante ao longo do tempo com a frequência de *chatter* ω_c . Nesta condição a função característica torna-se então,

$$1 + (1 - e^{-sT})K_f a_{lim} \phi(j\omega_c) = 0 \quad (2.23)$$

Na qual a_{lim} é a profundidade de usinagem máxima para a usinagem livre de vibrações causadas por *chatter* (TLUSTY, 1963). A função de transferência pode ser dividida em duas partes, real e imaginária ($\phi(j\omega_c) = G + jH$). Rearranjando a equação característica com a parte real e complexa tem-se:

$$\{1 + K_f a_{lim}[G(1 - \cos\omega_c T) - H\sin\omega_c T]\} + j\{K_f a_{lim}[G\sin\omega_c T - H(1 - \cos\omega_c T)]\} = 0 \quad (2.24)$$

Ambas as partes real e imaginária da equação de característica precisam ser iguais a zero. Caso a parte imaginária seja primeiramente considerada, então,

$$G\sin\omega_c T - H(1 - \cos\omega_c T) = 0 \quad (2.25)$$

e

$$\tan\psi = \frac{H(\omega_c)}{G(\omega_c)} = \frac{\sin\omega_c T}{\cos\omega_c T - 1} \quad (2.26)$$

em que ψ é a diferença de fase da função de transferência da estrutura. Utilizando as identidades trigonométricas $\cos\omega_c T = \cos^2(\omega_c T/2) - \sin^2(\omega_c T/2)$ e $\sin\omega_c T = 2\sin(\omega_c T/2)\cos(\omega_c T/2)$, tem-se:

$$\tan\psi = \frac{\cos(\omega_c T/2)}{-\sin(\omega_c T/2)} = \tan[(\omega_c T)/2 - (3\pi)/2] \quad (2.27)$$

e

$$\omega_c T = 3\pi + 2\psi \rightarrow \psi = \tan^{-1} \frac{H}{G} \quad (2.28)$$

Existe uma relação entre a velocidade do eixo-árvore ($n[rev/s]$) e a frequência de vibração (ω_c) que afeta a espessura dinâmica do cavaco. Assumindo a frequência de vibração como $\omega_c[rad/s]$ ou $f_c[Hz]$. O número de marcas de vibração deixados em uma determinada superfície usinada pode ser obtido por meio da expressão:

$$f_c[Hz] \cdot T[s] = \frac{f_c}{n} = k + \frac{\epsilon}{2\pi} \quad (2.29)$$

em que k é o número inteiro e $\epsilon/2\pi$ é a fração de ondulações geradas. O ângulo ϵ representa a diferença de fase entre as modulações internas e externas. Nota-se que se a velocidade do eixo-árvore (n) e a frequência de vibração (f_c) possuírem uma relação descrita por um número inteiro (k), a diferença de fase entre as ondulações internas e externas será zero ou 2π . Conseqüentemente, a espessura do cavaco será constante, mesmo com a presença de vibrações. Nesse caso, as ondulações internas ($y(t)$) e externas ($y(t - T)$) permanecem paralelas entre si. Se o ângulo de fase for diferente de zero, a espessura do cavaco muda continuamente. Considerando o número inteiro de ciclos de vibração completados k e a diferença de fase,

$$2\pi f_c T = 2k\pi + \epsilon \quad (2.30)$$

Na qual a diferença de fase entre a ondulação interna e externa é $\epsilon = 3\pi + 2\psi$. O período ($T(s)$) e velocidade ($n[rev/s]$) correspondentes do eixo-árvore são determinados por:

$$T = \frac{2k\pi + \epsilon}{2\pi f_c} \rightarrow n = \frac{60}{T} \quad (2.31)$$

Por sua vez a profundidade crítica de corte pode ser encontrada equacionando a parte real da equação característica, Equação 2.24, em zero, conforme a Equação 2.32:

$$1 + K_f a_{lim} [G(1 - \cos \omega_c T) - H \sin \omega_c T] = 0 \quad (2.32)$$

Ou

$$a_{lim} = \frac{-1}{K_f G[(1 - \cos \omega_c T) - (H/G) \sin \omega_c T]} \quad (2.33)$$

Substituindo $H/G = (\sin \omega_c T) / (\cos \omega_c T - 1)$ e rearranjando a equação vem

$$a_{lim} = \frac{-1}{2K_f G(\omega_c)} \quad (2.34)$$

Observa-se que, uma vez que a profundidade de usinagem é uma quantidade física, a solução é válida somente para valores negativos da parte real da função de transferência ($G(\omega_c)$). As vibrações ocorrerão em qualquer frequência na qual $G(\omega_c)$ for negativo. Se a_{lim} é selecionado utilizando o menor valor de $G(\omega_c)$, a vibração será evitada para qualquer rotação do eixo-árvore. A expressão indica que a profundidade crítica de corte é inversamente proporcional a flexibilidade da estrutura e a constante de corte do material da peça K_f .

2.3 Técnicas para Previsão e Detecção de Vibrações em Usinagem

Devido ao crescimento da demanda por reduções de custos de produção, o aumento da produtividade é um ponto chave nas indústrias de manufatura. Dessa forma, evitar vibrações em processos de usinagem como o torneamento é de fundamental importância para garantir a qualidade superficial das peças, bem como a integridade das ferramentas de corte e da própria máquina. Técnicas

experimentais podem ser usadas para previsão das condições de estabilidade do processo ou detectar a vibração durante execução da usinagem. Algumas destas técnicas são empregadas de modo a prever a estabilidade produzindo as cartas de estabilidade conhecidas como diagrama de lóbulos de estabilidade do sistema, as quais utilizam parâmetros modais do sistema ferramenta-peça obtidos por meio de análise modal. Entretanto, o diagrama de lóbulos é uma solução semi-analítica. Uma solução mais realística poderia ser obtida por meio de testes de usinagem, porém esta é uma forma muito demorada e trabalhosa de se obter o diagrama de lóbulos. A verificação experimental é imperativa para saber se um processo de usinagem é estável, comparando condições teóricas apresentadas pelo diagrama de lóbulos e pela identificação da vibração durante o processo de usinagem.

Durante a usinagem, o contato entre a ferramenta de corte, a peça e os cavacos impõem cargas mecânicas sobre a ferramenta, o que pode causar mudanças na sua forma geométrica, bem como o desgaste da aresta de corte, a fratura ou lascamento da aresta ou ainda vibrações durante o processo de usinagem. O monitoramento da condição da ferramenta (MCF) visa aplicar o sensor, o método de tratamento de sinais e técnicas de reconhecimento de padrões, que possam prever e identificar tais falhas, garantindo a qualidade superficial da peça e o aumento da produtividade do processo (ZHU; WONG; HONG, 2009). O MCF para cada máquina ou processo de usinagem específico necessita de certo grau de customização que depende do tipo de máquina e do processo que se deseja monitorar. A Figura 2.9 ilustra as possíveis configurações para o monitoramento da condição de ferramentas. Este monitoramento pode ser por meio de medição das forças, vibrações ou emissões acústicas. Vários tipos de sensores podem ser utilizados para obter os sinais desejados e tornam-se então parte do sistema de

aquisição dos sinais. O processamento de sinais é realizado posteriormente para transformar em informações úteis os sinais adquiridos pelos sensores. Técnicas de processamento de sinais tradicionais como aquelas no domínio do tempo, no domínio da frequência e no domínio do tempo-frequência são geralmente utilizados.

Figura 2.9 - Configuração do MCF (ZHU; WONG; HONG, 2009).

Heyns (2007) revisou estas técnicas de processamento e determinou que aquelas no domínio do tempo e da frequência são os mais utilizados para estimar o desgaste de ferramentas e vibrações. Mas técnicas no domínio do tempo como Wavelet Transform têm funções que ainda não foram completamente exploradas. Segundo Zhu, Wong, e Hong (2009), métodos no domínio do tempo são mais utilizados em MCF, mas podem perder informações dos sinais, justamente por trabalharem no domínio do tempo. Comparando-se os dois métodos mais comuns de processamento de sinais, Fast Fourier Transform (FFT) com a Wavelet Transform (WT), pode-se comprovar que a WT é mais indicada que a FFT para o monitoramento de avarias na aresta de corte, as quais produzem sinais descontínuos e não estacionários. WT reescreve um sinal diferentemente da FFT que utiliza senóides que são simétricas e regulares em funções wavelets que podem ser irregulares ou regulares, simétricas ou assimétricas, fato que permite uma melhor aproximação de sinais descontínuos, além da extração mais precisa de informações relativas ao processo de usinagem, contidos no sinal adquirido pelo

sensor. Para sinais harmônicos como é o caso em vibrações na usinagem a FFT pode ser utilizada, uma vez que, as informações contidas nos sinais de vibração podem ser extraídas no domínio da frequência.

2.3.1 Detecção de Vibrações com Medição dos Sinais de Força e Vibração da Ferramenta

Sinais de força e vibração são os mais utilizados para o monitoramento de operações de usinagem entre os pesquisadores, porque eles fornecem uma visão mais aprofundada da dinâmica do processo de corte. A medição da força de corte, por meio de dinamômetros e da vibração da ferramenta, por meio de sensores de deslocamento ou acelerômetros são as formas mais utilizadas para a detecção de vibrações nas operações de usinagem, devido ao seu complexo relacionamento com as forças de corte, vibrações da máquina e mecanismos que desencadeiam o fenômeno de *chatter*. Diferentes técnicas de processamento de sinais podem ser aplicadas para obter as informações desejadas sobre o processo contidas nos sinais da medição de força ou vibração.

Ozlu e Budak (2007) usaram um modo de preparação para medir a função de transferência da peça e da ferramenta em um torno convencional. Este modo, conhecido como teste de impactação, consiste em um martelo de impacto, um acelerômetro e um sistema de aquisição de dados, conhecido como teste de impactação (MAIA; SILVA, 1997). Os dados coletados foram analisados com o software Cutpro^{TM}. Esta técnica pode ser aplicada não somente para avaliar a variação dos parâmetros modais ao longo do eixo da ferramenta, mas também se aplica à variação da geometria da ferramenta.

O ensaio de impactação foi utilizado por Shanker (1976) em um modelo de previsão de vibrações de dois graus de liberdade com uma peça flexível e torneamento oblíquo. Realizou-se o teste de impactação da estrutura da peça, além disso, foram realizadas medições de vibração durante a usinagem utilizando acelerômetros. A frequência de vibração e o amortecimento da peça foram determinados pela excitação de diversos pontos da peça ao longo de seu comprimento obtendo a curva de ressonância. A frequência de ressonância foi gravada por um dispositivo montado sobre o suporte da ferramenta. Foi proposto que a geometria da ferramenta tem um pequeno efeito no limite de estabilidade, mas este limite é significativamente afetado pelas dimensões e receptância da peça.

Uma forma de determinar o início das vibrações é medindo a flexão horizontal da peça por meio de um sensor de deslocamento do tipo *eddy current* conforme (MAY; ZHOU, 2012). Um dinamômetro de medição com sensores de força piezoelétricos nas três direções ortogonais foi usado por Rahman e Ito (1985) também para a medição das forças de corte. Esta técnica de medição do deslocamento da peça poderia ainda ser utilizada como forma de medição das características do sistema peça-ferramenta, como comentado anteriormente.

Outra forma de se detectar as vibrações é por meio da medição das forças durante o processo de usinagem. Um dos primeiros trabalhos relevantes conduzidos por Yeh e Lai (1995) aplica-se ao torneamento de peças delgadas. No monitoramento, a componente dinâmica da força de corte foi detectada e o seu desvio padrão foi computado. A ocorrência de vibração foi adotada usando o incremento do valor deste desvio padrão. Ao invés de selecionar um limiar simplificado, um conceito de padrão duplo foi proposto como seleção do limite para evitar dúvidas na detecção da vibração excessiva. Ainda foi mencionado que

variações no raio de ponta da ferramenta afetariam a força de corte e o desempenho do processo de usinagem. Contudo, os desvios do raio de ponta da ferramenta foram selecionados como um dos fatores de controle neste estudo.

A pesquisa realizada por Thomas e Beauchamp (2003) utilizou a medição da força de usinagem. Produziu-se investigações estatísticas dos parâmetros modais das ferramentas de corte em torneamento a seco. As forças de corte foram medidas usando extensômetros nas direções radial e tangencial. Além das forças, mediu-se também a aceleração e para isso um acelerômetro triaxial foi montado na ferramenta para medir as vibrações nas direções do avanço, corte ou tangencial e passiva ou direção radial. As acelerações foram analisadas no domínio da frequência usando uma FFT. Percebeu-se que, aumentando-se o raio de ponta da ferramenta, reduz-se a força tangencial de corte. Isso permite aumentar o avanço a ser utilizado o que diminui o tempo de usinagem e consequentemente o custo por peça produzida. Entretanto, esta solução não pode ser efetivamente aplicada em qualquer solução uma vez que aumentando o raio de ponta da ferramenta o acabamento superficial fica comprometido, o que limita esta solução à operações de desbaste.

Dimla e Lister (2000) usaram um dinamômetro no suporte de ferramentas como sensor de força para medir todas as três componentes da força de corte (Figura 2.10) para determinar suas componentes estáticas, dinâmicas e revisar as pesquisas para sensores de força. Os autores sugeriram inicialmente que a utilização de um sensor de força seria vital no desenvolvimento de um sistema de monitoramento da condição da vida da ferramenta. Entretanto, um acelerômetro triaxial foi utilizado como forma de monitorar a vibração de uma operação de torneamento. E a conclusão foi que os sinais de vibração são mais sensíveis ou

permitem que seja mais bem determinado o aparecimento de desgaste da ferramenta que os sinais de força medidos anteriormente.

Figura 2.10 - Configuração do Banco de Teste Utilizado por Dimla e Lister (2000).

Outro exemplo de utilização de acelerômetros na medição do fenômeno de *chatter* é o empregado por Clancy, Rao e Shin (2002), na qual validou por meio de ensaios de usinagem, seu modelo de previsão de vibrações para operação de faceamento em tornos. Com o acelerômetro fixado ao suporte de ferramentas, observou-se um grande pico no espectro de aceleração perto da frequência natural que foi o indicador do aparecimento da vibração excessiva.

Existe ainda a possibilidade da utilização mista de sensores de força e aceleração. No estudo conduzido por Altintas et al. (2008) verificou-se o modelo de estabilidade em operações de torneamento usando um sensor de força de três componentes e um acelerômetro, como mostrado pela Figura 2.11. Foi verificado que as previsões precisas da estabilidade em vibrações com baixas velocidades dependem da identificação dos coeficientes dinâmicos de força, mostrados anteriormente pela Equação 2.13. Estes coeficientes dependem das propriedades

mecânicas do material a ser usinado, ângulo de folga da ferramenta, desgaste da ferramenta, geometria do quebra cavacos e velocidades de corte. Fatores que estão constantemente em alteração entre diferentes operações de usinagem, e por esse motivo se tornam o grande desafio na previsão de vibrações no processo de usinagem.

Figura 2.11 - Equipamento Utilizado por Altintas et al (2008) para Medição das Constantes de Corte.

Ainda utilizando acelerômetros e sensores de força de forma conjunta se pode determinar a frequência natural e a taxa de amortecimento da ferramenta por meio de um teste de impactação. A resposta em frequência pode ser obtida fixando o acelerômetro em um dos lados da ferramenta e impactando o lado oposto. A rigidez estrutural é então obtida medindo simultaneamente o deslocamento e a força estática aplicados na extremidade da peça até a ferramenta. O deslocamento do sistema da ferramenta foi medido por um relógio comparador. A rigidez no corte foi determinada medindo a força para condições de corte conhecidas. A força estática e a força dinâmica, esta aplicada por um martelo e que se diferencia pelo formato de

um sinal de impulso (MAIA; SILVA, 1997), foram medidas por um dinamômetro conectado ao sistema de fixação da ferramenta (Kebdani et al., 2008).

Sekar et al. (2009) verificou experimentalmente a estabilidade do processo de torneamento de uma peça fixada com o ajuda do contraponto. Para validar o diagrama de lóbulos, os dados das características dinâmicas do sistema foram adquiridos utilizando o teste de impactação. Dois pequenos acelerômetros piezoelétricos foram instalados nas duas direções laterais. Um microcontrolador foi usado para alimentar o sistema e processar os sinais. As forças de corte dinâmica foram medidas por um dinamômetro de três componentes, como ilustra a Figura 2.12, o que possibilitou identificar as condições em que ocorreram vibrações excessivas.

Figura 2.12 – Sistema pra Medição Dinâmica de Força (SEKAR et al, 2009)

Outro estudo conduziu experimentos em um torno CNC, com a configuração apresentada pela Figura 2.13. Para a validação do modelo proposto de identificação de instabilidade dinâmica, a resposta direta do eixo-árvore e da ferramenta de corte foi medida com seis acelerômetros piezoelétricos. Estes permitiram que fossem monitorados mais pontos o que possibilita maior informação do comportamento do sistema, quando submetido às operações de usinagem instáveis. Neste caso utilizou-se o MATLAB para o processamento dos sinais. De maneira geral, o método

mostrou maior precisão na identificação de condições de corte estáveis e instáveis devido à análise dos sinais de vibração (SERRA; CHIBANE; LEROY, 2009).

Figura 2.13 – Máquina e Equipamentos de Aquisição (SERRA; CHIBANE; LEROY, 2009).

As vibrações excessivas podem ainda influenciar no desgaste das ferramentas de corte. Um sensor de deslocamento laser foi utilizado para coletar os dados de vibração durante os testes de usinagem. Testes de calibração foram executados para a determinação das constantes de corte. A força de corte e o deslocamento foram medidos continuamente durante os testes (Figura 2.14). Ensaios de impactação também foram conduzidos para determinar as características das ferramentas e consequentemente os limites de estabilidade para os processos com os diferentes comprimentos de fixação da ferramenta. Os ensaios experimentais mostraram que o fenômeno *chatter* durante uma operação de usinagem resulta em uma redução de 50% na vida da ferramenta na maioria dos casos e mais de 80% quando utilizadas altas velocidades de corte. Observou-se ainda que as amplitudes de vibração influenciam diretamente na vida da ferramenta,

ou seja, quanto maior a amplitude maior a redução na vida da ferramenta (KAYHAN; BUDAK, 2009).

Figura 2.14 – Preparação para os Testes Experimentais (KAYHAN; BUDAK, 2009).

Suzuki, Shamoto e Yoshino (2010) verificaram seus modelos de um e dois graus de liberdade com experimentos de corte por imersão. Confirmaram que a peça é significativamente flexível na direção radial e sua flexibilidade depende da posição ao longo do eixo de rotação, enquanto que a frequência natural é inalterada. As funções de transferência foram medidas em diversos pontos utilizando o método de impactação. Verificou-se que uma função de transferência equivalente é necessária para estimar o efeito da função de transferência cruzada e da relação de força na estabilidade de vibrações, o que proporcionou estabelecer limites de estabilidade diferentes em comparação com a análise convencional. As vibrações nas posições de corte foram medidas por um sensor de deslocamento do tipo eddy current, como mostrado pela Figura 2.15.

Figura 2.15 – Medição de Deslocamento com Sensor Eddy Current (SUZUKI; SHAMOTO; YOSHINO, 2010)

Além da vibração, as forças de corte também são alteradas por outros parâmetros como velocidade de corte, profundidade de usinagem e dureza do material, tornando mais complicadas as correlações com as vibrações. Medições de vibrações são mais fáceis de se manipular, mas os sinais dependem fortemente das condições de corte, material a ser usinado e a estrutura da máquina. Contudo, medições de força e vibração requerem instrumentos consideravelmente caros como dinamômetros e acelerômetros, às vezes, difíceis de serem montados em uma máquina-ferramenta devido à sua configuração e arranjo físico.

2.3.2 Detecção de Vibrações com Medição da Emissão Acústica e Áudio

O som de um processo de usinagem, que usualmente pode ser medido com um microfone, pode fornecer informações valiosas com relação ao processo de usinagem e as condições da ferramenta de corte. O áudio emitido de uma máquina pelo processo de usinagem está usualmente dentro das faixas audíveis do ser humano, o que possibilita que o operador ao lado da máquina possa distinguir a

mudança no áudio do processo de usinagem provocada por falhas na máquina ou por condições de corte anormais como vibrações excessivas. Emissões acústicas podem ser definidas como a energia elástica transiente liberada espontaneamente em materiais em estado de deformação, fratura ou ambos. A energia contida nos sinais de emissões acústicas e a razão com que é dissipada, é fortemente dependente da razão de deformação, da força aplicada e do volume de material que se deforma. O processo de corte de metais por si só é uma conhecida fonte de emissões acústicas. Estas emissões podem detectar a maioria dos fenômenos presentes na usinagem, incluindo vibrações. Entretanto, é necessário que a aquisição e o tratamento de sinais sigam os critérios necessários para garantir a precisão e a confiabilidade das informações extraídas.

Uma emissão acústica (EA) é uma onda de tensão que viaja através de um material como o resultado de um súbito desprendimento de energia. A maioria das estratégias de monitoramento de emissões acústicas utiliza o valor RMS (*Root Mean Square*) do sinal de pressão. Emissões acústicas derivadas da usinagem se constituem em dois tipos de sinais, contínuos e transientes. Sinais contínuos são associados com o processo de cisalhamento na zona primária de formação do cavaco e desgastes na superfície de saída e no flanco da ferramenta de corte, enquanto que os transientes são resultantes da quebra de cavacos ou ruptura da aresta de corte. A vantagem da análise de emissões acústicas está no fato de que a faixa de frequência destes sinais é muito maior que os relacionados com vibrações da máquina e ruídos do meio ambiente.

Grabec e Leskovar (1977) foram os primeiros a analisar o sinal de áudio da usinagem de uma liga de alumínio, e observaram que o espectro de frequência audível é discreto, enquanto que a parcela ultrassônica é continua. Estudou-se a

influência de parâmetros de corte relevantes na distribuição espectral, e uma explanação qualitativa dos efeitos correspondentes foi apresentada pelos autores.

Mais tarde usou-se um sensor de emissão acústica para detectar vibrações na presença de desgaste da ferramenta de corte. Observou-se que o valor RMS do sinal de EA é sensível a vibrações e ao desgaste da ferramenta, porque o sinal de EA tem suas características alteradas com a variação na mecânica do processo de corte e vibrações. Um sensor EA e um acelerômetro foram utilizados e detectaram de forma satisfatória as frequências e amplitudes das vibrações e os efeitos do desgaste de ferramentas no processo de usinagem (CHIOU; HONG; EHMANN, 2000).

Kotaiah e Srinivas (2009) propuseram um modelo de elementos finitos para prever a estabilidade em peças flexíveis durante o torneamento ortogonal. Utilizou-se sinais de áudio para analisar os experimentos em que a vibração era proveniente das peças em virtude de seu formato delgado. O ponto de corte ao longo do comprimento da peça em que ocorreu um aumento substancial do sinal de áudio durante a usinagem foi considerado como o comprimento de corte crítico para cada uma das situações testadas. Desta forma, se pôde concluir que o modelo de elementos finitos coincide de forma satisfatória com os resultados encontrados nos experimentos de usinagem, o que de certo modo valida também a utilização do áudio como forma de determinar o comprimento da peça em que o fenômeno de chatter se inicia.

Eynian e Altintas, 2009, mostraram que é possível detectar o início da vibração monitorando a pressão sonora com um microfone e um acelerômetro montados no suporte de ferramentas em um processo de torneamento. A presença

da vibração excessiva foi assumida por ser no instante em que o espectro de frequência possuísse significativa magnitude próxima as frequências de ressonância, mas fora da frequência de rotação do eixo-árvore, acompanhadas por um alto ruído e acabamento superficial deteriorado.

Mais recentemente, Bhuiyan, Choudhury e Nukman (2012) capturou sinais de EA no processo de torneamento para verificação dos efeitos da formação do cavaco na ferramenta (Figura 2.16). Observou-se que o desgaste da ferramenta, a deformação plástica do material a ser usinado e a formação do cavaco são as fontes chave do sinal de emissão acústica. Foi possível correlacionar os efeitos do desgaste da ferramenta e até mesmo com a quebra do inserto com padrões de comportamento no sinal de emissão acústica, além da possível identificação do tipo e formato do cavaco. EA mostra ser um método interessante no monitoramento de processos e na busca pela execução de manufaturas autônomas, ou seja, sem a necessidade do acompanhamento em tempo integral de um operador humano.

Figura 2.16 – Esquema de Medição da EA no Torneamento (BHUIYAN; CHOUDHURY; NUKMAN, 2012)

A observação das alterações nos parâmetros do sinal de emissão acústica pode ser um método mais conveniente e preciso, se comparado com métodos

analíticos para determinar o início das vibrações. Entretanto, o uso de sinais de emissão acústica não é muito aplicado no ambiente industrial, devido a restrições impostas pela presença de outras fontes de ruído. Uma vez que sinais de áudio ou emissões acústicas são fortemente dependentes dos parâmetros do processo de usinagem, é importante selecionar cuidadosamente os métodos de tratamento e técnicas de extração dos sinais.

2.4 Métodos para Suprimir ou Minimizar Vibrações

Suprimir ou controlar vibrações é um problema desafiador nas operações de torneamento. A necessidade em desenvolver melhores técnicas para suprimir e controlar vibrações está crescendo fortemente, devido à pressão nas indústrias de manufatura por maior produtividade, maior precisão, menores taxas de refugos e menores custos de produção. Os métodos de supressão e controle de vibrações podem ser classificados em duas categorias principais: Métodos Passivos e Ativos de supressão e controle de vibrações.

2.4.1 Métodos Passivos para Suprimir ou Minimizar Vibrações

Nos métodos passivos o objetivo é o de suprimir a vibração mudando o comportamento do sistema. Isso pode ser feito tanto alterando o projeto da máquina-ferramenta como adicionando dispositivos capazes de absorver a energia extra ou romper o efeito regenerativo. Estes dispositivos são usualmente de baixa rigidez e com características de amortecimento, reduzindo e controlando as vibrações. Absorvedores de vibrações, amortecedores de atrito, amortecedores de massa ou sintonizados são alguns dos mais comuns dispositivos adicionados à máquina para a supressão passiva de vibrações. Xiao et al. (2002) apresentou um método para suprimir vibrações aplicando oscilações na velocidade de corte. Verificou-se que

com as oscilações o processo é mais estável que o modo convencional, uma vez que, o efeito regenerativo é interrompido. A energia gerada pelo processo de corte pode também ser reduzida mudando as condições de corte e evitando assim as vibrações.

Marui et al. (1998) incorporou uma placa na parte interna da haste de uma simulação de ferramenta de torneamento interna, ou seja, uma haste cilíndrica de aço fixada em um bloco de aço que representava a máquina-ferramenta. Inserindo esta placa retangular no interior de um rasgo nesta pseudo ferramenta, observou-se o aumento da capacidade de amortecimento do sistema por atrito entre a parede interna do rasgo e a superfície da placa inserida. Entretanto, a capacidade de amortecimento é influenciada pela posição do rasgo e a interferência entre o rasgo retangular e a placa inserida. Acrescentando a placa de atrito altera-se o comportamento do sistema, devido ao aumento do amortecimento e aprimora-se a estabilidade suprimindo vibrações.

Entre muitos métodos de supressão passivos, Absorvedores Dinâmicos de Vibração (ADV) ou Amortecedores de Massa Sintonizados (AMS) têm sido amplamente utilizados em aplicações práticas. Tobias (1965) descreve algumas técnicas práticas em que absorvedores de vibração são inseridos em várias partes das máquinas-ferramentas para suprimir vibrações e aumentar os limites de estabilidade do processo. Rivin e Kang (1989) propuseram um dispositivo de fixação laminado feitos de placas de aço e uma borracha rígida de material viscoelástico para fixar a ferramenta e aumentar significativamente o amortecimento do sistema significativamente. Os testes de usinagem mostraram que a distância entre a ferramenta e a peça reduziram com o uso deste dispositivo de fixação em relação a ferramenta convencional. Entretanto, inserindo uma camada de borracha na fixação

da ferramenta sua rigidez estática é reduzida em detrimento ao aumento do amortecimento, o que mostra que esta solução aplica-se em casos muito específicos de peças com perfis extremamente delgados, o que não justificaria a sua aplicação em um ambiente industrial.

Tarng, Kao e Lee (2000) e Lee, Nian e Tarng (2001) usaram um atuador piezoelétrico como absorvedor de vibrações sintonizados para suprimir vibrações em torneamento. Tarng, Kao e Lee (2000) sintonizaram manualmente a frequência natural de um absorvedor de vibrações para modificar a função resposta em frequência (FRF) da ferramenta de corte coincidindo com a frequência natural da estrutura, o que produz o efeito de um amortecedor no sistema, uma vez que o absorvedor utiliza a energia introduzida pelo processo de usinagem com chatter para vibrar seu mecanismo interno ou transformá-la em energia elétrica, no caso de piezoelétricos. O diagrama da Figura 2.17 mostra a configuração da bancada de teste utilizada no experimento.

Figura 2.17 – Diagrama da Montagem Experimental (TARNG; KAO; LEE, 2000)

Geralmente, as máquinas-ferramentas que possuem amortecedores de massa sintonizados têm estes dispositivos otimizados para trabalhar em sua frequência natural dominante. Entretanto, a estabilidade ao chatter possui maior

ligação com a parte real negativa da FRF do sistema, a qual se localiza acima da frequência natural do sistema. O autor propôs então, aperfeiçoar a parte real negativa da FRF do sistema ferramenta-peça incrementando múltiplos amortecedores de massa passivos (AMS) à estrutura da máquina, aumentando a estabilidade e resistência a vibrações no processo de torneamento. A Figura 2.18 mostra a configuração de ensaios, além do posicionamento dos três amortecedores de massa. Os resultados dos ensaios mostraram que é possível aumentar, consideravelmente, a profundidade de usinagem limite de um sistema máquina-ferramenta-peça maximizando a parte real negativa das FRFs em comparação com a sintonização dos amortecedores na frequência de ressonância do sistema. Este método, aparentemente, é muito efetivo no aumento da produtividade. Contudo, a adição de amortecedores de massa, como mostra a Figura 2.18, de certa forma carrega a disposição da ferramenta de corte no ambiente de usinagem, o que pode eventualmente limitar a utilização da máquina em algumas operações de usinagem, além de ser necessária a sintonização dos amortecedores, o que deve demandar tempo de preparação. A aplicação deste método em ambientes indústrias passa pela redução geométrica dos amortecedores e pela sintonização automática dos mesmos (YANG; MUÑOZ; ALTINTAS, 2010).

Figura 2.18 – Acessórios Experimentais Fixados na Torre da Máquina (YANG; MUÑOZ; ALTINTAS, 2010)

Em outro caso foi proposto um novo AMS que combina as características lineares de um sistema comum com a adição de um amortecedor com propriedades não lineares, o que possibilita absorver energia pelo atrito e pela vibração de sua própria massa. As análises teóricas, testes de impactação e os experimentos de usinagem em operações de torneamento comprovaram que este novo modelo de AMS (Figura 2.19) com relação de massa de 0.01 aumentou o limite da profundidade de usinagem de 150 a 180% comparado com o sistema não amortecido. Analogamente ao sistema anterior, a aplicação deste modelo restringe-se na sua aplicação industrial pelo fato do tempo de sintonização dos amortecedores e sua disposição física no ambiente de usinagem (WANG et al., 2010).

Figura 2.19 – Sistema de Torneamento com TMD Não-Linear (WANG et al., 2010)

Métodos passivos de supressão de vibrações apresentam inúmeras vantagens como fácil aplicação, baixo custo e não necessitam de energia externa. Mas para um bom desempenho, alguns amortecedores passivos requerem uma sintonização muito precisa o que é um processo difícil de ser executado, devido a incertezas na estrutura da máquina-ferramenta e no processo de corte.

2.4.2 Controle Automático de Sistemas

O controle automático tem desempenhado um papel vital no avanço da engenharia e da ciência. Além de sua extrema importância para os veículos espaciais, para os sistemas de guiamento de mísseis, sistemas robóticos e similares, o controle automático tornou-se uma parte importante e integrante dos processos industriais e de manufatura modernos. Por exemplo, essencial para o comando numérico de máquinas-ferramentas da indústria de manufatura, objetivo deste trabalho, no projeto de sistemas de pilotagem automática da indústria aeroespacial e no projeto automobilístico. Essencial ainda em operações como

controle de pressão, temperatura, umidade, vazão entre outros (DORF; BISHOP, 2001).

Considerando que os avanços na teoria e na prática do controle automático propiciam meios para se atingir desempenho ótimo de sistemas dinâmicos e na melhoria da produtividade, seu domínio representa muito para o desenvolvimento da engenharia e da ciência de forma geral.

Um sistema que mantém uma relação preestabelecida entre a grandeza de saída e a grandeza de entrada, comparando-as e utilizando a diferença como meio de controle, é definido como sistema de controle com retroação, ou em malha fechada.

Na prática, os termos controle com retroação e controle a malha fechada são usados indistintamente. Em um sistema de controle a malha fechada, o sinal atuante do erro, que é a diferença entre o sinal de entrada e o sinal de retroação, que pode ser o próprio sinal de saída ou uma função do sinal de saída e de suas derivadas e/ou suas integrais, excita o controlador de modo a reduzir o erro e trazer o valor do sinal de saída para o valor desejado. A expressão controle a malha fechada acarreta sempre o uso de retroação, a fim de reduzir o erro do sistema (DORF; BISHOP, 2001).

Os sistemas nos quais o sinal de saída não afeta a ação do controle são chamados sistemas de controle a malha aberta. Em outras palavras, não se mede o sinal de saída e, conseqüentemente, este sinal não é enviado de volta ao controlador para comparação com o sinal de referência. Desta forma, a cada sinal de referência na entrada corresponde uma condição de operação fixa e como resultado, a exatidão depende de uma calibração inicial. Na presença de distúrbios,

os sistemas de controle a malha aberta não desempenham a tarefa desejada. Na prática, os sistemas de controle a malha aberta são usados somente quando as relações entre entrada e saída do processo a controlar forem conhecidas e quando distúrbios internos e externos não existirem, ou não forem suficientes para criar instabilidades.

Um sistema de controle pode ser constituído por certo número de componentes. Para mostrar as funções desempenhadas por cada um dos componentes e do fluxo de sinais entre eles, utiliza-se uma representação por meio de um diagrama de blocos. Diferindo de uma representação matemática puramente abstrata, o diagrama de blocos têm a vantagem de indicar mais realisticamente os fluxos de sinal do sistema real.

Em um diagrama de blocos todas as variáveis do sistema são ligadas umas as outras por meio de blocos funcionais. O bloco é um símbolo da operação matemática sobre o sinal de entrada do bloco que produz o sinal de saída. As funções de transferência dos componentes são usualmente introduzidas nos blocos correspondentes, que são conectados por setas para indicar o sentido do fluxo dos sinais. Nota-se que o sinal pode passar somente no sentido das setas. Assim, um diagrama de blocos de um sistema de controle mostra explicitamente uma propriedade unilateral.

A Figura 2.20 mostra um elemento do diagrama de blocos. O segmento orientado por uma seta apontada para o bloco indica o sinal de entrada, e o segmento que sai do bloco representa o sinal de saída. Nota-se que a dimensão do sinal de saída do bloco é a dimensão do sinal de entrada multiplicada pela função de transferência do bloco.

Figura 2.20 – Elemento de um Diagrama de Blocos

Em geral, a operação do funcional do sistema pode ser visualizada mais prontamente examinando o diagrama de blocos do que o próprio sistema físico. O diagrama contém informação relativa ao comportamento dinâmico, mas não inclui nenhuma informação sobre a construção física do sistema.

Nos diagramas de blocos a fonte de alimentação de energia não é mostrada, e além disso, o diagrama não é um sistema único, ou seja, inúmeros diagramas diferentes podem ser traçados para um mesmo sistema de acordo com a análise a ser realizada.

A Figura 2.21 mostra o exemplo de um diagrama de blocos de um sistema a malha fechada. A saída $C(s)$ retroage ao ponto de soma, onde é comparada com o sinal de referência $R(s)$. A natureza de malha fechada do sistema está indicada pela Figura 2.21. O sinal de saída do bloco, $C(s)$ neste caso, é obtido pela multiplicação da função de transferência $G(s)$ pelo sinal de entrada no bloco, $E(s)$. Qualquer sistema de controle linear pode ser representado por um diagrama de blocos constituído de blocos, pontos de soma e pontos de junção, conforme (OGATA, 2003).

Figura 2.21 – Sistema a Malha Fechada.

Quando o sinal de saída retroage ao ponto de soma para a comparação com a entrada, é necessário converter sua natureza física na mesma natureza do sinal de referência. Esta conversão é realizada pelo elemento de retroação cuja função de transferência é $H(s)$ conforme mostrado na Figura 2.21. O sinal de saída do sensor é comparado com o sinal de entrada, gerando o erro atuante $E(s)$. O sinal de retroação que retorna ao ponto de soma para a comparação com o sinal de entrada é $B(s) = H(s) C(s)$.

Um controlador automático compara o valor da grandeza de saída do processo com a grandeza de referência, determina o desvio e produz um sinal de controle que reduzirá o desvio a zero ou a um valor pequeno. A maneira pela qual o controlador automático produz o sinal de controle é chamada ação de controle.

Os controladores clássicos podem ser denominados de acordo com a ação de controle, como:

- Controlador de duas posições ou liga-desliga
- Controladores proporcionais
- Controladores do tipo integral
- Controlador do tipo proporcional e integral
- Controlador do tipo proporcional e derivativo
- Controlador do tipo proporcional, integral e derivativo.

A espécie de controlador a ser utilizada deve ser decidida com base no tipo de processo a controlar e nas condições de operação, incluído considerações como segurança, custo, disponibilidade, precisão, confiabilidade, peso e dimensão (OGATA, 2003).

As especificações de desempenho no domínio do tempo são índices importantes, uma vez que os sistemas de controle são inerentemente no domínio do tempo, ou seja, o desempenho no tempo é o comportamento de maior interesse para os sistemas de controle. Para isso, normalmente utiliza-se um sinal de entrada para teste, conforme (DORF; BISHOP, 2001).

Os sinais de entrada para teste comumente usados são a entrada degrau, a entrada em rampa, função impulso unitário, entrada senoidal e a entrada parabólica. A determinação de qual ou quais desses sinais de entrada devem ser utilizados para analisar características do sistema dependem da forma de solicitação a que o sistema será sujeito, mais frequentemente, sob condições normais de operação. Quando as excitações de um sistema de controle são representadas por funções que variam gradualmente com o tempo, então a solicitação em rampa pode ser um bom sinal de teste. Para sinais de transição brusca, uma solicitação em degrau pode ser o melhor sinal a ser empregado e para sistemas submetidos a excitações do tipo surto, uma função impulso pode ser a escolha mais apropriada.

2.4.3 Métodos Ativos para Suprimir ou Minimizar Vibrações

Nos métodos ativos, como o próprio nome sugere, as vibrações são eliminadas de forma ativa pelo monitoramento contínuo, diagnóstico do processo e execução de modificações necessárias no mesmo. Alguns pesquisadores empregaram técnicas para interromper o efeito regenerativo no torneamento

variando ativamente parâmetros do processo como rotação e avanço. Lin e Hu (1992) propuseram um método no qual se variou o avanço e a rotação do eixo-árvore para suprimir a vibração. Recentemente, Frumusanu et al. (2012) apresentou uma técnica de controle inteligente de estabilidade para o torneamento. Por meio da medição em processo da força de corte, a média da amplitude do sinal no domínio da frequência é extraída e uma nova estratégia de controle é utilizada selecionando o ponto de estabilidade mais próximo em um intervalo de oscilação admissível. Um modelo de controle dedicado é empregado para tomar decisões apropriadas ao ajuste da rotação do eixo-árvore, se necessário (Figura 2.22). O início da vibração foi evitado satisfatoriamente. Entretanto, os experimentos foram conduzidos em um ambiente de laboratório, precisando ainda ser testados em um ambiente prático.

Figura 2.22 – Estrutura do Sistema de Controle (FRUMUSANU et al., 2012).

Outro método para supressão da vibração utiliza um absorvedor com controle de atraso de realimentação. O atraso usualmente ocorre devido à natureza inerente da dinâmica do sistema. Um atraso pode ser utilizado para controlar movimentos de um sistema de movimentação caótico para um movimento ordenado e vice-versa. Olgac e Holm-Hansen (1994) propuseram um ressonador com atraso para controlar estruturas dinâmicas com realimentação de posição atrasadas. Esta método oferece vantagens como sintonização em tempo real e larga faixa de frequências. Olgac e Hosek (1998) mostraram um método utilizando diagramas de lugar das raízes com atrasos para suprimir vibrações de forma ativa usando um ressonador com atraso. Entretanto, não fica claro se a operação faceamento ao invés de torneamento longitudinal também foi modelada. O atraso resulta inevitavelmente do processo de regeneração, sendo a maior causa das vibrações no torneamento.

Weck, Verhaag e Gather (1975) apresentaram a ideia de que modificando a rotação do eixo-árvore para um valor que estivesse entre dois lóbulos do diagrama, ou seja, em uma região de corte estável, poderia reduzir os efeitos da vibração. Apesar de não variar a velocidade do eixo-árvore durante a usinagem esta técnica pode melhorar o processo. Contudo, em operações de torneamento utiliza-se rotações geralmente baixas em comparação com a frequência natural do sistema, o que resulta em trabalhar com uma região do diagrama de lóbulos em que ocorre uma sobreposição entre estes e, portanto tornando a profundidade crítica de corte, ou seja, a profundidade de usinagem estável em qualquer rotação, a única opção de estabilidade nesta faixa de rotações, o que limita a aplicação desta técnica em operações de torneamento .

Em uma técnica proposta por Liao e Young, 1996, para o controle de vibrações em processo com ajuste automático da rotação do eixo-árvore, as forças

de corte foram medidas com um dinamômetro e a frequência de vibração identificada por meio da análise do espectro. A frequência de vibração foi então utilizada para calcular as novas rotações do eixo-árvore em que as vibrações seriam evitadas. Neste caso, como a operação de usinagem utilizada foi o fresamento, a aplicação de rotações mais próximas da frequência de ressonância permite selecionar profundidades de corte dentro dos lóbulos, uma vez que quanto mais próximo da frequência de ressonância está a rotação, maior a área do lóbulo correspondente em termos de estabilidade. Por esse motivo esta técnica aplica-se de forma muito mais efetiva no fresamento do que no torneamento, citado anteriormente.

Outro método apresentado para reduzir as vibrações regenerativas, se fundamenta no ajuste da rotação do eixo-árvore, de forma automática, para uma rotação múltipla da frequência de vibração do sistema, em usinagens com a operação de torneamento. Isso resultou em um corte estável, uma vez que a diferença de fase entre a revolução atual e a anterior da peça é forçada a ser igual a zero. Entretanto, a frequência natural do sistema máquina-ferramenta-peça estava em torno de 230 Hz, o que permite que as rotações selecionadas para o torneamento estejam próximas da frequência de ressonância o que permite selecionar uma profundidade de usinagem dentro da área de estabilidade do lóbulo. Geralmente, as frequências de ressonância encontradas em sistemas máquina-ferramenta-peça são consideravelmente maiores, o que limita a aplicação desta técnica à algumas condições específicas (TARNG; HSEIH; LI, 1996).

Soliman e Ismail (1997) projetaram e aplicaram um controlador com lógica fuzzy para suprimir vibrações. A vibração era detectada em processo por um indicador de valor R calculado a partir de componentes da força de corte em baixas

e altas frequências. Entretanto, o desempenho do controlador foi influenciado pelo atraso de resposta proporcionado pelo computador utilizado no sistema. Apesar deste efeito, o controlador não instabilizou nenhum dos experimentos práticos em que foi aplicado, mostrando que a solução é eficaz apesar das limitações impostas pelo sistema eletrônico utilizado.

Outra técnica para eliminação de vibrações é a variação de rotação do eixo-árvore, na qual a velocidade do mesmo varia continuamente o que interrompe o efeito regenerativo. Este método de modulação contínuo da rotação do eixo-árvore está cada vez mais atraindo a atenção devido a sua simplicidade e eficácia na supressão de vibração. A estabilidade do sistema ferramenta-máquina pode ser aumentada com o uso desta técnica. A dificuldade de utilizar técnicas que variam a velocidade do eixo-árvore é que a inércia do próprio eixo precisa ser superada. Esta técnica foi melhorada pela variação em rampa da velocidade do eixo-árvore como meio de evitar as vibrações.

A maior vantagem desta técnica de controle em processo é que as vibrações podem ser monitoradas sem parar a máquina. Al-Regib et al. (2003) desenvolveu um procedimento sistemático para otimização da variação de rotação, magnitude e frequência em um processo de torneamento. Uma variação senoidal foi empregada de forma a interromper o mecanismo de vibração regenerativa. Contudo é uma solução difícil de ser aplicada industrialmente, por causa das limitações dinâmicas dos eixos-árvore. Esta técnica requer um torque elevado do eixo-árvore da máquina para superar a inércia do sistema. Testes de torneamento foram realizados para verificar a efetividade da técnica, mas utilizaram-se apenas baixas rotações.

Outro modo é por meio de um sinal randômico para determinar o nível da variação da velocidade do eixo-árvore para reduzir o *chatter* durante o processo de torneamento. Concluiu-se que este é um sinal mais simples de ser aplicado, uma vez que não existe a necessidade de determinar a frequência de ressonância do sistema para aplicar a frequência em sinais senoidais. O autor ainda verificou que, comparativamente, o sinal randômico produz resultados de desempenho próximos aos apresentados na variação senoidal da velocidade (YILMAZ; AL-REGIB, 2002).

Mais recentemente, Wu e Chen (2010) aplicaram a variação da rotação do eixo-árvore no torneamento não circular, operação esta em se produz uma seção elíptica na peça obra, por meio do diagrama representado pela Figura 2.23. Os diagramas de estabilidade de ambas as condições de usinagem com rotação constante e para a variação de rotação do eixo-árvore foram comparadas para um processo de torneamento. Verificou-se que vibrações que surgem durante a usinagem com rotação constante podem ser eliminadas variando continuamente a rotação do eixo-árvore. Além disso, se pôde notar que a amplitude de oscilação da rotação do eixo-árvore, possui maior influência na estabilização do processo que a própria frequência de variação da rotação.

Figura 2.23 – Diagrama do Sistema de Variação de Velocidade do Eixo-Árvore (WU; CHEN, 2010).

Técnicas de variação de velocidade do eixo-árvore parecem ser facilmente aplicáveis, contudo, o sucesso é limitado a operações curtas nas quais as vibrações não se desenvolveram ainda. Existem maiores restrições à variação de rotação do eixo-árvore em ambientes industriais em função de que para interromper o mecanismo de regeneração das vibrações a variação da rotação precisa ser extremamente rápida, o que pode não ser possível devido ao alto momento de inércia do sistema do eixo-árvore. Essa técnica de variação do eixo-árvore pode também não ser eficiente, devido à quantidade de energia consumida para acelerar e desacelerar o eixo-árvore. Um pequeno distúrbio da rotação do eixo-árvore em altas rotações pode resultar em graves desbalanceamentos e instabilidade do mesmo, levando a falhas em componentes da máquina-ferramenta. Devido a estas desvantagens das técnicas de variação de velocidade do eixo-árvore, a sua aplicação ainda não se deu de forma mais abrangente no ambiente industrial.

Muitos pesquisadores têm verificado vários materiais inteligentes para suprimir vibrações. Materiais ativos tem a habilidade de transformar forças mecânicas e deslocamento em outras formas de energia. Esses elementos ativos são usualmente integrados a estrutura da máquina-ferramenta de forma discreta e tem como objetivo introduzir energia ao sistema de forma contraria a vibração regenerativa. Devido a sua marcante sensibilidade e atuação em situações críticas, estes elementos são denominados como materiais inteligentes. São aqueles que possuem efeitos piezoeletricos, magneto restritivos, bem como materiais como os fluídos magneto e elétrico reológicos, fluídos iônicos e ligas com memória de forma. Park et al. (2007) revisaram a aplicação de materiais inteligentes com foco especial em piezoeletricos e magneto restritivos e suas aplicações em supressão ativa de vibrações em torneamento e outras operações de usinagem. A Figura 2.24 mostra um exemplo de aplicação de material piezoelétrico de baixo custo para medição da vibração durante o processo de usinagem. Choudhury, Goudimenko e Kudinov (1997) propôs a supressão de vibrações em processo com um piezoeletrico ligado ao suporte da ferramenta. As vibrações entre a ferramenta de corte e a peça eram monitoradas usando sensores óticos e quando estas vibrações causavam efeitos regenerativos, uma força oposta era gerada por um excitador usando um método de controle em malha fechada para estabilizar o sistema.

Figura 2.24 – Configuração de Montagem do Sensor Piezoelétrico (PARK et al., 2007).

Pode-se ainda utilizar um atuador piezoelétrico montado em um suporte de ferramentas para suprimir vibrações. O atuador regula o deslocamento da máquina com um controle adaptativo robusto que representa a histerese não linear do processo de torneamento. Esta técnica se mostrou significativamente eficaz na redução do fenômeno de vibrações no torneamento (PAN; SU, 2001). Chiou et al. (2003) usou um suporte eletrostático e piezoelétrico nos rolamentos do eixo-árvore com controle ativo o que possibilitou alterar a FRF e os parâmetros modais do sistema, reduzindo sensivelmente as vibrações. Entretanto, o algoritmo proposto requer muitas simulações para alterar a variação da força de corte quando os modos de vibração são alterados na estrutura da máquina.

Ganguli et al. (2005) propôs uma estratégia de amortecimento ativo com um sensor e um atuador para a estabilização das vibrações regenerativas. O efeito do controle ativo do amortecimento nas vibrações regenerativas foi demonstrado por meio de simulações mecatrônicas para operação de torneamento. Verificou-se que o controle ativo de amortecimento com realimentação da velocidade não requer um modelo preciso da estrutura e pode ser considerada uma estratégia de controle de vibrações de larga faixa de aplicação. Além disso, observou-se que o controle ativo de amortecimento altera a frequência de vibração, sendo mais eficiente em regiões de baixa estabilidade do que nas altas.

A estabilidade em um processo de usinagem com fenômeno de chatter pode ser obtida de duas formas. Ajustando a velocidade do eixo-árvore para que a diferença de fase entre a vibração da peça e da ferramenta seja zero ou aumentando o amortecimento estrutural. Ganguli, Deraemaeker e Preumont, (2007), ainda utilizou duas formas de análise da estabilidade. A primeira técnica foi à utilizada por Altintas (2000), somada a análise do lugar das raízes do sistema, técnica utilizada para análise de estabilidade de sistema de controle a malha fechada (OGATA, 2003). A espessura do cavaco no torneamento é dependente da velocidade do eixo-árvore e do amortecimento, então o controle ativo de amortecimento com realimentação de velocidade foi selecionado para ser a estratégia de controle aplicada neste experimento. Entretanto, o escopo desta estratégia para aumentar a estabilidade está limitado a regiões de baixa estabilidade do diagrama de lóbulos.

Outro estudo apresentou três diferentes técnicas de controle de vibrações dedicadas ao processo de torneamento: controle de velocidade independente, controle de velocidade especificada e controle de intervalo de velocidade. Um rolamento magnético ativo conectado com a ferramenta para maximizar o efeito de amortecimento e aprimorar a estabilidade do processo de corte, como representado no esquema da Figura 2.25. Isso mostrou que melhoras significativas no diagrama de lóbulos podem ser alcançadas usando controladores dedicados, como controladores proporcional-integral-derivativo (PID). Um sistema de levitação magnética como este pode ser implementado em várias aplicações de engenharia, como isolamento de vibrações ou rolamentos sem atrito (CHEN; KNOSPE, 2007).

Figura 2.25 – Esquema do Ensaio Experimental (CHEN; KNOSPE, 2007).

Finalmente, pôde-se concluir com esta revisão bibliográfica que existem inúmeras vantagens nos métodos de controle ativo de vibrações. Por exemplo, este tipo de método de controle não requer um modelo detalhado do sistema, além disso, é robusto caso sejam utilizados adequadamente sensores e atuadores. Isso o credencia como potencial forma de controle de vibrações em usinagem. Ambas as operações de fresamento e torneamento são associadas com vibrações de grandes amplitudes e um atuador é necessário para se ter controle efetivo do sistema. Desta forma atuadores hidráulicos ou inerciais são mais indicados neste caso de controle ativo de amortecimento. Também foi observado que os métodos de controle ativo são mais eficientes em aprimorar a estabilidade da ferramenta em regiões em que ela é baixa, do que nas regiões em que ela é mais alta. A aplicação destes controles aumenta a estabilidade em regiões nas quais ela é baixa, o que permite usinar com maior produtividade aumentando parâmetros como profundidade de usinagem e avanço. Entretanto, os métodos ativos possuem algumas desvantagens, como ser limitados a velocidades baixas e, além disso, requerem hardwares e softwares mais complexos e são mais caros que as técnicas passivas de maneira geral.

Outra conclusão importante é que apesar das potenciais vantagens dos métodos ativos, absorvedores de vibração sintonizados continuam a ser um dispositivo útil para aumentar a estabilidade do processo de torneamento, devido ao seu baixo custo e complexidade. Para os absorvedores de vibração, tanto ativos como passivos o desempenho depende muito da correta sintonização dos parâmetros físicos do sistema. Embora métodos de controle ativo tenham se tornado cada vez mais populares, controles passivos ainda são importantes e efetivas ferramentas de supressão de vibrações. Métodos passivos não levam o controlador a situações de instabilidade, como no caso de métodos ativos. Devidos aos novos avanços em tecnologias de controle eletrônicos, é possível sugerir que os métodos de controle de vibração do futuro deverão ser uma fusão entre controles ativos e passivos aplicados simultaneamente para suprimir a vibração.

3 PROPOSTAS PARA MINIMIZAR VIBRAÇÕES EM OPERAÇÕES DE TORNEAMENTO

Neste trabalho foram propostos e analisados três diferentes métodos para minimizar as vibrações em operações de torneamento variando dinamicamente a área de corte. Neste capítulo encontra-se a descrição e fundamentação teórica da aplicação de cada um deles.

3.1 Método para Minimizar Vibrações pela Variação Dinâmica do Avanço

Um sistema dinâmico de vibração na operação de sangramento, considerado como corte ortogonal é definido pelo diagrama de blocos da Figura 3.1 (OLGAC; HOSEK, 1998). A espessura desejada do cavaco h_0 , é perturbada pela oscilação da posição da peça em relação à ferramenta, representada por y . Estas oscilações criam variações na força que estão τ segundos atrasadas em relação à passagem anterior.

Figura 3.1 – Diagrama de Blocos do Sangramento com Corte Ortogonal (OLGAC; HOSEK, 1998).

A função de transferência $G(s)$, representada pela equação 3.1, relaciona o deslocamento y com a força de avanço F_f . A estrutura representada pelo diagrama da Figura 3.1 estará em equilíbrio enquanto o deslocamento y for nulo.

$$G(s) = \frac{1}{ms^2 + cs + k} \quad (3.1)$$

Com isso, a força de avanço permanece constante e esta condição será de estabilidade no corte. De acordo com o diagrama de blocos da figura acima se tem que a função de transferência em malha fechada pode ser definida por:

$$\frac{y(s)}{h_0(s)} = \frac{ap k_{fc} G(s)}{1 + ap k_{fc} G(s)(1 - e^{-\tau s})} \quad (3.2)$$

A equação 3.2 é uma equação diferencial atrasada. Este atraso está relacionado com a realimentação proporcionada pela usinagem da superfície ondulada proveniente da vibração durante a volta anterior do eixo-árvore. Vibração esta que tem seu modo exatamente na direção da velocidade de avanço da ferramenta contra a peça.

Mantendo a velocidade de avanço da ferramenta contra peça em um valor constante obtém-se a espessura desejada do cavaco h_0 , a qual é a entrada do diagrama representado pela Figura 3.1. Entretanto, se a saída do sistema (y) for medida e este deslocamento entre a peça e a ferramenta de corte for realimentado alterando dinamicamente a velocidade de avanço do respectivo eixo da máquina-ferramenta é possível cancelar o mecanismo regenerativo do processo de usinagem que causa o fenômeno de *chatter*, como representado pela Figura 3.2.

Figura 3.2 – Diagrama de Blocos do Sangramento com Corte Ortogonal e Compensação do *Chatter*.

O diagrama de blocos da Figura 3.2 pode ser representado analiticamente pela equação 3.3, em que o termo de realimentação do atraso é cancelado e sua estabilidade passa a depender exclusivamente de características físicas relacionadas aos parâmetros de rigidez dinâmica da função de transferência $G(s)$.

$$\frac{y(s)}{h_0(s)} = \frac{ap k_{fc} G(s)}{1 + ap k_{fc} G(s)} \quad (3.3)$$

3.2 Método para Minimizar Vibrações pela Variação Dinâmica da Profundidade de Usinagem

Analogamente ao método proposto anteriormente para a operação de sangramento propõem-se a variação dinâmica da profundidade de usinagem como sistema de compensação do fenômeno *chatter* para o processo de torneamento cilíndrico. A Figura 3.3 mostra um esquema de usinagem para o torneamento cilíndrico de um tubo aplicado na perfuração de poços e na extração de petróleo. Esse tipo de operação de usinagem sofre grande influência em sua produtividade devido ao surgimento do fenômeno *chatter*, o que pode ser justificado pela característica construtiva dos tubos, que geralmente possuem paredes finas e uma relação diâmetro/comprimento que reduz sua rigidez dinâmica, impossibilitando em muitos casos, qualquer usinagem livre de vibrações.

Figura 3.3 – Esquema de Usinagem para o Torneamento Cilíndrico de Tubo para Petróleo.

O diagrama de blocos da Figura 3.4 representa o sistema de realimentação no torneamento cilíndrico com corte oblíquo. Observa-se que o modo de vibração menos rígido do tubo está na direção radial (Figura 3.3), desta forma o deslocamento da posição da peça em relação à ferramenta dar-se-á na direção do eixo X e consequentemente, alterando a profundidade de usinagem a_p ao invés da espessura de usinagem h . Como a alteração será na profundidade de usinagem a_p a variação da força será pela força passiva F_r .

Figura 3.4 – Diagrama de Blocos do Torneamento Cilíndrico com Corte Oblíquo.

É possível representar o sistema pela sua função de transferência à malha fechada, representada pela equação 3.4.

$$\frac{x(s)}{ap_0(s)} = \frac{h k_{rc} G(s)}{1 + h k_{rc} G(s)(1 - e^{-\tau s})} \quad (3.4)$$

Para cancelar o laço de realimentação do atraso seria necessário então medir o deslocamento entre a peça e a ferramenta, representado no diagrama da Figura 3.4 pela saída x , e utilizá-lo para alterar dinamicamente a profundidade de usinagem (a_p), reposicionando o carro X do torno utilizado. A Figura 3.5 mostra um esquema que representa a proposta para a medição do deslocamento da peça e sua realimentação dinâmica na posição da ferramenta relativa a profundidade de usinagem.

Figura 3.5 – Esquema de Usinagem para o Torneamento Cilíndrico de Tubo para Petróleo com Compensação do *Chatter*.

Com a medição do deslocamento da peça em relação à ferramenta e a compensação da posição do eixo variando dinamicamente a profundidade de usinagem (a_p), pode-se alterar o diagrama de blocos removendo o laço de realimentação do atraso, como pode ser observado na Figura 3.6.

Figura 3.6 – Diagrama de Blocos do Torneamento Cilíndrico com Corte Obliquo e Compensação do *Chatter*.

Deste modo a equação que representa sua função de transferência à malha fechada pode ser escrita na seguinte forma:

$$\frac{x(s)}{a_{p0}(s)} = \frac{h k_{rc} G(s)}{1 + h k_{rc} G(s)} \quad (3.5)$$

Nota-se que a equação 3.5 é semelhante à equação 3.3, nas quais o termo que representa o atraso e^{-Ts} , e, conseqüentemente, o fenômeno *chatter* está suprimido e a estabilidade do sistema passa a ser definida pelas características dinâmicas da função de transferência da estrutura da peça $G(s)$.

Entretanto, a aplicação destes dois métodos propostos precisa atender a premissa de que o sistema de controle dinâmico da espessura ou da profundidade de usinagem, respectivamente, seja capaz de responder na mesma frequência de vibração apresentada pelo fenômeno *chatter*.

3.3 Método para Minimizar Vibrações pela Variação Discreta da Profundidade de Usinagem.

Contudo, no torneamento cilíndrico o fenômeno de realimentação ocorre como no sangramento, na qual, o excesso de material deixado pela vibração na primeira volta é retirado na segunda volta, e assim sucessivamente, o que caracteriza o laço de realimentação atrasado do diagrama de blocos das Figuras 3.1 e 3.4. Entretanto, no torneamento cilíndrico esse material excedente e proveniente da volta anterior teoricamente não deveria ser removido, uma vez que na volta seguinte o material a ser usinado não teve contato com a ferramenta na volta anterior, como no caso da operação de sangramento. Porém, a ferramenta possui uma geometria que permite que o material excedente da volta anterior seja removido pela sua aresta de corte ou raio de ponta, uma vez que a dimensão destas geometrias é maior que o deslocamento proporcionado pelo avanço durante o período de uma revolução do eixo-árvore. A Figura 3.7 mostra um esquema que representa a usinagem a ser executada pelo torneamento cilíndrico e o material excedente das voltas anteriores que é removido pela aresta de corte.

Figura 3.7 – Representação da Remoção de Material Excedente da Vibração.

A tendência natural desse sistema é que como existe a realimentação a cada volta, a magnitude da vibração, neste caso específico da peça, aumente, e, consequentemente, a quantidade de material excedente para ser retirado na próxima volta também seja maior até o limite, em que a ferramenta perde contato com a peça em determinados pontos durante uma volta. Esse efeito poderia ser evitado, se após a primeira volta, fosse conhecida a quantidade de material excedente que entraria em contato com a aresta de corte da ferramenta na volta seguinte, e no instante de início desta nova revolução a ferramenta se afastasse da peça para evitar esse contato. Esse mecanismo iria evitar a realimentação contínua, e considerando que o sistema é amortecido, poderia ser interrompido esse afastamento após a estabilização do movimento oscilatório entre ferramenta e peça.

A Figura 3.8 correlaciona o movimento oscilatório natural da peça em relação à ferramenta e a quantidade de material excedente deixada em cada volta.

Figura 3.8 – Correlação do Material Excedente com a Vibração da Peça.

Conhecendo as características dinâmicas do sistema, as quais podem ser medidas por meio de uma Função Resposta em Frequência (FRF) e a força radial ou de afastamento, que pode ser obtida, uma vez que as constantes do material, da ferramenta (K_{rc}) e a área de corte são conhecidas. O deslocamento ou a posição da peça em relação a ferramenta (X_0) pode ser determinado, aplicando uma entrada degrau na função de transferência à malha fechada representada pela equação 3.5, e assim pode ser realizado o afastamento da ferramenta no valor máximo da vibração, utilizando a função síncrona do CNC SIEMENS, evitando o contato da ferramenta com a superfície ondulada produzida pela volta anterior.

Essa técnica altera o diagrama de blocos da Figura 3.4 e, conseqüentemente, a função de transferência da equação 3.4, uma vez que o laço de realimentação do

atraso é suprimido por causa do afastamento da ferramenta na direção do eixo X o que evita o contato da aresta de corte ou raio da ponta da ferramenta com a superfície ondulada da volta anterior. Entretanto, este afastamento produz uma diferença na profundidade de usinagem (ap) que é subtraída do valor desejado (ap_0). O diagrama de blocos da Figura 3.9 ilustra o sistema com a retração da ferramenta para evitar a vibração.

Figura 3.9 – Diagrama de Blocos com Afastamento da Ferramenta.

A entrada X_0 pode ser determinada, como mencionado anteriormente, por meio de uma entrada degrau na equação 3.5. A função $B(s)$ descrita pela equação 3.6. É um termo necessário, pois o sistema é sub-amortecido e o valor de afastamento da ferramenta a cada volta precisa ser atenuado pelo fator de amortecimento da função $G(s)$.

$$B(s) = 1 - \frac{1}{s + \xi\omega_n} \quad (3.6)$$

Adicionalmente é necessário a aplicação do termo $G_0(s)$, conhecido como extrapolador de ordem zero, representado pela equação 3.7, em função do afastamento se dar uma vez a cada volta do eixo-árvore, o que caracteriza esta atuação como discreta no tempo.

$$G_0(s) = 1 - \frac{e^{-sT}}{s} \quad (3.7)$$

Na qual T é o período de uma rotação do eixo-árvore. Analisando o diagrama de blocos da Figura 3.9 é possível descrever a função de transferência entre o deslocamento da peça em relação à ferramenta ($X(s)$) e a profundidade de usinagem esperada (ap_0) por meio da equação 3.8.

$$\frac{X(s)}{ap_0(s)} = \left[\frac{hk_f G(s)}{1 + hk_f G(s)} \right] + \left[\left(X_0 - \frac{X_0}{s + \xi\omega_n} \right) \left(\frac{1 - e^{-sT}}{s} \right) \right] \quad (3.8)$$

A sequência que deve ser observada para a aplicação do método proposto está descrita na Figura 3.10.

Figura 3.10 – Sequencia para a Aplicação do Método Proposto.

Em resumo, a utilização do método proposto se dá por meio dos cinco passos descritos na Figura 3.10:

- **Determinação da FRF:** Determinação da função de transferência do sistema máquina-peça-ferramenta $G(s)$ por ensaio de impactação;
- **Extração de ω_n e ξ da FRF:** Por meio da função resposta em frequência FRF deve-se determinar a frequência de ressonância do sistema ω_n e seu fator de amortecimento ξ ;

- **Avaliação da Constante de corte K_{rc} :** Avaliação do coeficiente de corte K_{rc} derivados da equação 2.13 para a ferramenta de corte e o material à ser usinado;
- **Determinação do X_0 pela Entrada Degrau:** Determinação do valor de deslocamento inicial da ferramenta (X_0) por meio de entrada degrau na equação 3.5, considerando os parâmetros de corte desejados;
- **Programação da Função Síncrona:** Aplicação prática do método na usinagem desejada com a programação do afastamento da ferramenta em cada volta com a utilização da função síncrona do CNC SIEMENS 828D sl.

4 TRABALHO EXPERIMENTAL

Os ensaios experimentais foram realizados no Laboratório de Máquinas-Ferramenta das Indústrias Romi S.A. e no Laboratório de Processos Avançados e Sustentabilidade- LAPRAS, no Núcleo de Manufatura Avançada – NUMA, da Escola de Engenharia de São Carlos – USP.

O trabalho experimental pode ser dividido em seis etapas:

- 1- Simulação em elementos finitos para obtenção da frequência de ressonância do fenômeno *chatter*;
- 2- Verificação da capacidade de oscilação do eixo servoacionado da máquina-ferramenta utilizada para a variação dinâmica da profundidade ou espessura de usinagem;
- 3- Determinação da Função Resposta em Frequência (FRF) do sistema real;
- 4- Simulação e comparação do sistema original com o modificado para aplicação do método para minimizar vibrações;
- 5- Aplicação prática do sistema para minimizar vibrações em uma máquina-ferramenta real;
- 6- Ensaios de usinagem para validar a aplicabilidade do método proposto;

4.1 Simulação em elementos finitos para obtenção da frequência de ressonância do fenômeno chatter

Como mencionado anteriormente à aplicação dos métodos descritos em 3.1 e 3.2 precisam atender a premissa de que o sistema de controle dinâmico da espessura ou profundidade de usinagem respectivamente seja capaz de responder na mesma frequência de vibração do fenômeno chatter. Para verificar essa

característica simulou-se o modo de vibração da peça que será posteriormente utilizada nos ensaios práticos. Trata-se de um tubo de aço ABNT 1045 com diâmetro externo de 210mm, diâmetro interno de 200mm e comprimento de 365mm, como ilustrado na Figura 4.1.

Figura 4.1 – Tubo Utilizado nos Ensaios Experimentais.

A simulação para obtenção dos modos de vibração e suas respectivas frequências foi executada utilizando os softwares *Simulation* 2012 x64 SP5 e *Solidworks Premium* 2012 x64 SP5.0. A Figura 4.2 mostra os detalhes da malha utilizada na simulação para obtenção dos modos de vibração e frequências.

Malha Detalhes	
Nome do estudo	Estudo 2 (-Valor predeterminado-)
Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado	Malha padrão
Transição automática	Desativada
Incluir loops de malha automáticos	Desativada
Pontos Jacobianos	4 pontos
Tamanho do elemento	11.2181 mm
Tolerância	0.560907 mm
Qualidade da malha	Alta
Total de nós	23780
Total de elementos	11935
Proporção máxima	7.9383
Porcentagem de elementos com Proporção < 3	90.5
Porcentagem de elementos com Proporção > 10	0
% de elementos distorcidos (Jacobiana)	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss)	00:00:04
Nome do computador	MI03499

Figura 4.2 – Configurações de Software para Obtenção da Malha de Elementos Finitos.

4.2 Verificação da Capacidade de Oscilação do Eixo Servoacionado da Máquina-Ferramenta Utilizado para a Variação Dinâmica da Profundidade ou Espessura de Usinagem

A máquina selecionada para os ensaios foi um torno CNC vertical ROMI VTL 700 com CNC SIEMENS 828D sl (Figura 4.3). A verificação da capacidade de oscilação do eixo coordenado posicionado na direção do X, o qual responde pelo diâmetro a ser usinado, foi realizada utilizando a função de programação síncrona do CNC SIEMENS, a qual permite que instruções de programação sejam executadas simultaneamente com o programa de usinagem. Isto permite que a profundidade de usinagem seja variada dinamicamente enquanto o torneamento cilíndrico do tubo é realizado. Para o ensaio de medição da frequência máxima de oscilação programou-se a função síncrona para que oscilasse com amplitude fixa de 0,01 mm ao redor da posição do diâmetro da peça 210 mm (Figura 4.1).

Figura 4.3 – Máquina Utilizada nos Ensaaios Experimentais.

4.3 Determinação da Função Resposta em Frequência (FRF)

Para determinar as FRF's necessárias para o cálculo do afastamento necessário da ferramenta durante a usinagem, foram realizados ensaios de impacto com a peça escolhida montada na máquina. Para o ensaio, utilizou-se um martelo com transdutor de força PCB modelo 086C03, com sensibilidade de 2,25mV/N e ponteira metálica, um acelerômetro do fabricante PCB, com sensibilidade de 10mV/G e um módulo de aquisição de dados National Instruments NI9233. Os dados foram adquiridos e tratados usando-se um aplicativo desenvolvido com a plataforma LabVIEW 2014, o que possibilita que as FRF's sejam mostradas em gráfico e arquivadas ao final do ensaio. Utilizou-se durante os ensaios janelamento

Hanning, estimador de FRF $H_1(\omega)$, cinco médias, taxa de aquisição de 50 KHz e amostragem de 50 mil pontos. A Figura 4.4 mostra o sistema de aquisição de dados e a configuração de montagem para o ensaio de impacto.

(a) Sistema de Aquisição de Dados

(b) Configuração Física

Figura 4.4 – Configuração do Banco de Ensaio Utilizado.

4.4 Simulação e Comparação do Sistema Original com o Modificado para Aplicação do Método para Minimizar Vibrações

Antes de construir o sistema proposto analiticamente foram conduzidas simulações utilizando um modelo matemático no software Simulink para verificar o desempenho. Foram simulados os sistemas de torneamento cilíndrico com vibrações regenerativas, representado pelo diagrama de blocos da Figura 3.4 e com o método proposto de afastamento da ferramenta também para o torneamento cilíndrico representado pelo diagrama da Figura 3.9.

As simulações foram conduzidas de modo a se determinar os limites de estabilidade de cada um dos cenários e comparar com os resultados encontrados. O tempo de simulação foi de 5 segundos, utilizando o solver ode 45 (Dormand-Prince) de passo variável e tolerância relativa de 0.001 segundos.

4.5 Aplicação Prática do Sistema de Supressão de Vibrações em uma Máquina-Ferramenta

Após as simulações programou-se o sistema de supressão de vibrações na máquina-ferramenta selecionada para o ensaio experimental de usinagem, representada pela Figura 4.5 utilizando o software LabVIEW 2014 para ativar a função de programação síncrona do CNC SIEMENS 828D sl. O aplicativo LabVIEW além de controlar o afastamento da ferramenta também adquiri o sinal de vibração da máquina por meio de um acelerômetro do fabricante PCB, com sensibilidade de 10mV/G e um módulo de aquisição de dados National Instruments NI9233

Figura 4.5 – Configuração da Medição de Vibrações Durante Ensaio de Usinagem.

4.6 Ensaio de Usinagem para Validar a Aplicabilidade do Método Proposto

Uma vez finalizada a aplicação prática do sistema proposto na máquina, foram conduzidos ensaios de torneamento para verificar o desempenho do método de afastamento da ferramenta para supressão de vibração no torneamento cilíndrico, comparando as usinagens com e sem a ativação do mecanismo de controle da profundidade de usinagem.

A peça utilizada como citado anteriormente foi um tubo de aço ABNT 1045 com diâmetro externo de 210 mm, diâmetro interno de 200 mm. A velocidade de corte utilizada foi de 250 m/min produzindo uma rotação no diâmetro de 210 mm de 380 RPM. O suporte de ferramentas utilizado foi o PDJNL3225P15 e o inserto foi o DNMG110408 ambos do mesmo fabricante a SANDVIK COROMANT.

A análise foi realizada por meio da medição do sinal da vibração utilizando um acelerômetro no suporte da ferramenta, como ilustrado na Figura 4.5. Além da avaliação qualitativa ou visual do acabamento superficial resultante da operação de usinagem.

Para a validação do método em diferentes condições estruturais e de aplicação na operação de usinagem, variou-se o comprimento do tubo, o que influencia nas características estruturais e, conseqüentemente, na vibração durante a usinagem. Além disso, foram ensaiados diferentes parâmetros de corte, como o avanço (f) e a profundidade de usinagem desejada (ap_0).

Inicialmente o comprimento do tubo era de 365 mm, e foram ensaiados com avanço de (f) de 0,2 mm/rot e 0,1mm/rot. A profundidade de usinagem desejada (ap_0) nesse caso se manteve em 0,1 mm.

O próximo comprimento de tubo usinado foi de 300 mm. Nessa condição utilizaram-se os avanços em 0,1 e 0,2 mm/rot e a profundidade de usinagem desejada de 0,1 e 0,2 mm.

Finalmente reduziu-se o tubo ao comprimento de 250 mm e usinou-se novamente com os avanços de 0,1 e 0,2 mm/rot e as profundidades de corte desejadas de 0,1 e 0,2 mm.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Simulação em Elementos Finitos para Obtenção da Frequência de Ressonância do Fenômeno *Chatter*

O resultado da simulação mostrou um modo de vibração na direção do eixo X da máquina, o que era esperado uma vez que a fixação é feita na placa do torno por castanhas, o que pode ser classificado como um tudo engastado em uma das extremidades. Contudo, a frequência de ressonância para este mesmo modo de vibração foi de 1225 Hz, como pode ser observado na Figura 5.1. O que permite concluir que para anular o laço de realimentação do atraso do diagrama de blocos da Figura 3.4 seria necessário que o sistema de acionamento do eixo X da máquina-ferramenta produzisse uma compensação da posição da ferramenta nesta mesma frequência e amplitude.

Figura 5.1 – Simulação dos Modos de Vibração e Frequências de Ressonância da Peça sob Análise.

5.2 Verificação da Capacidade de Oscilação do Eixo Servoacionado da Máquina-Ferramenta para a Variação Dinâmica da Profundidade de Usinagem ou Avanço

A medição da resposta do eixo a programação síncrona da oscilação com magnitude de 0,01 mm foi realizada pelo encoder do motor do eixo X. A Figura 5.2 mostra a posição do eixo X no tempo, em que a linha vermelha representa o *setpoint* de posição e a linha verde o sinal de posição do encoder do eixo X. Este sinal representa a oscilação máxima que o sistema CNC-motorização-máquina consegue responder ao estímulo gerado pela função síncrona que solicita um movimento de 0,01 mm na direção inversa à concluída pelo movimento anterior, ou seja, a frequência de oscilação é limitada pelos valores de aceleração do eixo e sua

respectiva inércia.

Figura 5.2 – Resposta do Eixo X no Tempo à Oscilação de 0,01mm.

A Figura 5.3 mostra a resposta no domínio da frequência, na qual é possível verificar que a resposta do sistema na amplitude de 0,01 mm se limita em uma oscilação na frequência de 12 Hz, muito inferior a frequência de vibração do tubo, estimada pelo estudo em elementos finitos em 1225 Hz, o que inviabiliza a tentativa

de controle direto da vibração provocada pelo chatter com a função síncrona nesta máquina e com a peça selecionada utilizando os métodos propostos em 3.1 e 3.2.

Figura 5.3 – Resposta do Eixo X no Domínio da Frequência à Oscilação de 0,01mm.

Entretanto, como o método proposto em 3.3 atua uma vez a cada revolução do eixo-árvore, seria possível aplicá-lo na máquina-ferramenta em questão em rotações inferiores à 720 RPM, o que portanto, viabiliza a aplicação prática deste método para a peça selecionada para o ensaio de usinagem.

5.3 Determinação da Função Resposta em Frequência (FRF)

Como citado no capítulo 4 a obtenção dos parâmetros dinâmicos do sistema máquina-ferramenta-peça passa pela obtenção de sua função resposta em frequência (FRF). O ensaio de impactação realizado de acordo com as especificações do item 3.3 produziu a FRF da Figura 5.4

Figura 5.4 – Função Resposta em Frequência do Sistema Máquina-ferramenta-Peça.

Analisando a Figura 5.4 pode-se notar que o sistema possui um modo de vibração em 1265 Hz e valor de receptância (-1,416 $\mu\text{m/N}$). Este é o modo de vibração excitado pelo fenômeno de *chatter* durante um processo de usinagem instável.

5.4 Simulação e Comparação do Sistema Original com o Modificado para Aplicação do Método para Minimizar Vibrações

Foram realizadas simulações dos sistemas sem e com a aplicação do sistema de controle da profundidade de usinagem utilizando um modelo simulink. A partir do diagrama da Figura 3.4 é possível simular o comportamento de um processo de torneamento cilíndrico oblíquo. As variáveis do sistema foram definidas a partir dos parâmetros de corte descritos para o primeiro ensaio do item 4.6, ou seja, com o comprimento do tudo em 365 mm, velocidade de avanço de 0,2 mm/rot e profundidade de usinagem 0,1 mm. A constante para a força específica de corte K_{rc} foi encontrada por meio da equação 2.13, considerando as características da

ferramenta e do material a ser usinado nos ensaios experimentais, aço ABNT 1045 (Santos, 2014). O valor determinado foi $K_{rc} = 9.e^6 \text{ N/m}^2$. A partir da função resposta em frequência (FRF) obtida, conforme o item 4.3 e com os resultados em 5.3, determinou-se que $\omega_n=201,3 \text{ rad/s}$ e $\xi=0,00395$. A Figura 5.5 mostra que a condição de usinagem selecionada para a simulação é instável, uma vez que a saída do sistema representada pelo deslocamento entre a ferramenta e a peça tende ao infinito, configurando, então, um sistema sem controle de vibração.

Figura 5.5 – Simulação do Sistema sem Controle de Vibrações.

A simulação com a aplicação do sistema de controle da profundidade de usinagem descrito pelo diagrama de blocos da Figura 3.9 necessita do cálculo do deslocamento inicial X_0 . Para isso utilizou-se os mesmos parâmetros de corte selecionados anteriormente e aplicando uma entrada degrau na função de transferência à malha fechada do processo de torneamento cilíndrico, representada

pela equação 3.5. A Figura 5.6 mostra que o deslocamento inicial X_0 para a condição de usinagem selecionada foi de 0,013mm.

Figura 5.6 – Resposta à Entrada Degrau na Equação 3.5.

De posse do valor do deslocamento inicial o sistema de afastamento da ferramenta da Figura 3.9 pode ser simulado utilizando os mesmos parâmetros de corte da condição sem controle. O resultado mostrado pela Figura 5.7 ilustra que o modelo proposto estabiliza um processo de usinagem instável.

Figura 5.7 – Simulação do Sistema com Controle de Vibrações por Afastamento da Ferramenta.

O resultado apresentado acima foi satisfatório, contudo é necessária também uma análise do afastamento total da ferramenta, o que caracteriza a profundidade de usinagem real utilizada durante a usinagem. A Figura 5.8 mostra que no final a profundidade inicial de 0,1 mm estabilizou-se em 0,07 mm, aproximadamente, o que permite concluir que nesse caso foram necessários 30 μm de afastamento para garantir a estabilidade do processo.

Figura 5.8 – Afastamento Total da Ferramenta no Processo de Usinagem Simulado.

5.5 Resultados dos Ensaios de Usinagem para Validar a Aplicabilidade do Método Proposto

5.5.1 Usinagem do Tubo com Comprimento de 365 mm

O primeiro ensaio de usinagem realizado foi com o tubo com comprimento de 365 mm, 0,2 mm/rot de velocidade de avanço, profundidade de usinagem desejada de 0,1 mm e a máquina sem a utilização de nenhum método de supressão de vibrações. A Figura 5.9 mostra o espectro no domínio da frequência do sinal de vibração adquirido do acelerômetro posicionado no suporte da ferramenta. A frequência de vibração observada é da ordem de 1250 Hz, muito próxima do resultado do ensaio de impactação que ficou em 1265 Hz e da simulação com elementos finitos que mostra essa ressonância em 1225 Hz. Isso comprova que a vibração para esta operação de usinagem foi oriunda de um modo de vibração da peça e não da ferramenta ou da estrutura da máquina. A Figura 5.9 ilustra ainda o acabamento superficial da peça usinada. É possível notar as marcas deixadas pela oscilação entre a peça e a ferramenta de corte, características de um processo de torneamento com o fenômeno *chatter*.

Figura 5.9 – Resultado da Usinagem no Tubo de 365 mm com f de 0,2 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Sem Atuação.

Com a utilização do método proposto de afastamento da ferramenta para evitar o contato com a superfície ondulada anterior o resultado foi uma usinagem sem o aparecimento do fenômeno *chatter*. Os parâmetros de corte foram exatamente os mesmos da usinagem anterior, porém com o modelo proposto no item 3.3, prevendo um afastamento da ferramenta modulado pela rotação do eixo-árvore e atenuado pelo mesmo fator de amortecimento calculado a partir da FRF medida experimentalmente. A Figura 5.10 mostra o espectro em frequência do acelerômetro durante a usinagem. É possível observar que a frequência de ressonância de 1250 Hz não foi excitada, diferentemente do apresentado na Figura 5.9. Sem a influência do fenômeno de *chatter* a usinagem é estável e o acabamento superficial da peça mostra parâmetros satisfatórios, ou seja, sem marcas de vibração causados pelo deslocamento da ferramenta em relação à peça, como pode ser observado na Figura 5.10.

Figura 5.10– Resultado da Usinagem no Tubo de 365 mm com f de 0,2 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Com Atuação.

Ainda com o comprimento do tubo em 365 mm e a profundidade de usinagem desejada em 0,2 mm alterou-se o avanço para 0,1 mm/rot sem atenuar a vibração. A Figura 5.11 mostra que o processo continua instável sem a atenuação. É possível observar ainda que a frequência de ressonância permanece inalterada.

Figura 5.11 – Resultado da Usinagem no Tubo de 365 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Sem Atuação.

Quando aplicado o afastamento da ferramenta recalculado para a velocidade de avanço de 0,1 mm/rot, observa-se que, assim como no exemplo anterior, a usinagem é estável e o espectro de frequência não apresenta mais a vibração na ressonância de 1250 Hz, conforme ilustra a Figura 5.12.

Figura 5.12 – Resultado da Usinagem no Tubo de 365 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Com Atuação.

5.5.2 Usinagem do Tubo com Comprimento de 300 mm

Os próximos ensaios foram realizados com o tubo no comprimento de 300 mm. O primeiro foi com o avanço de 0,2 mm/rot e profundidade de usinagem desejada em 0,1 mm. A Figura 5.13 mostra o resultado da usinagem e da vibração sem o método de afastamento. Assim como nos ensaios anteriores sem o sistema de compensação a usinagem foi instável e a vibração na frequência de ressonância de 1250 Hz esteve presente.

Figura 5.13 – Resultado da Usinagem no Tubo de 300 mm com f de 0,2 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Sem Atuação.

Com a atuação do sistema de afastamento na mesma condição de usinagem anterior, observou-se um corte estável, sem vibrações na frequência de ressonância e sem marcas significativas na peça (Figura 5.14).

Figura 5.14 – Resultado da Usinagem no Tubo de 300 mm com f de 0,2 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Com Atuação.

Mantendo os parâmetros anteriores e variando somente a velocidade de avanço de 0,2 para 0,1 mm/rot o resultado da usinagem sem atuação do sistema de compensação foi instável novamente. A Figura 5.15 mostra o espectro de frequência do sinal de vibração com destaque para a frequência de 1250 Hz e para as marcas no acabamento superficial.

Figura 5.15 – Resultado da Usinagem no Tubo de 300 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Sem Atuação.

Com a atuação pelo método proposto, também nesse caso se pode observar a estabilização da usinagem, ausência de marcas de vibração no acabamento da peça e da frequência de vibração de 1250 Hz no espectro do sinal do acelerômetro, como ilustra a Figura 5.16.

Figura 5.16 – Resultado da Usinagem no Tubo de 300 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Com Atuação.

Alterando o avanço de 0,1 para 0,2 mm/rot e a profundidade de usinagem desejada de 0,1 para 0,2 mm, observou-se que o processo ainda é instável, e tanto o sinal do acelerômetro, quanto o acabamento superficial da peça comprova essa instabilidade, conforme mostra a Figura 5.17.

Figura 5.17 – Resultado da Usinagem no Tubo de 300 mm com f de 0,2 mm/rot e a_{p0} de 0,2 mm Sem Atuação.

Nesse caso, com a atuação do método de afastamento da ferramenta, notou-se que a usinagem estabilizou produzindo um acabamento superficial sem marcas e o espectro de vibração sem a presença da frequência de ressonância de 1250 Hz (Figura 5.18).

Figura 5.18 – Resultado da Usinagem no Tubo de 300 mm com f de 0,2 mm/rot e a_{p0} de 0,2 mm Com Atuação.

O último ensaio de usinagem no tubo com comprimento de 300 mm utilizou o avanço de 0,1 mm/rot e a mesma profundidade de usinagem desejada de 0,2 mm. Novamente, o processo sem a atuação mostrou-se instável com marcas de vibração e aparecimento da frequência de ressonância no espectro do acelerômetro, como mostra a Figura 5.19.

Figura 5.19 – Resultado da Usinagem no Tubo de 300 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,2 mm Sem Atuação.

Mais uma vez o método se mostrou eficaz e o processo estabilizou-se com a sua aplicação, como pode ser comprovado na Figura 5.20, na qual se observa um acabamento sem as marcas de vibração da figura anterior e ainda sem a presença da frequência de ressonância no espectro de aceleração.

Figura 5.20 – Resultado da Usinagem no Tubo de 300 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,2 mm Com Atuação.

5.5.3 Usinagem do Tubo com Comprimento de 250 mm

Com a redução do comprimento do tubo para 250 mm, esperava-se uma alteração nas características dinâmicas do sistema, a fim de comprovar que o funcionamento do método não se limitava a um sistema específico. O primeiro ensaio realizado foi com um avanço de 0,1 mm/rot e a profundidade de usinagem de 0,2 mm. Nesse caso, mesmo com redução do comprimento do tubo, o processo ainda mostrou-se instável, com marcas no acabamento superficial e vibração no espectro do acelerômetro, como mostrado pela Figura 5.21. Além disso, se observou que a frequência de ressonância antes em 1250 Hz agora passou de 1300 Hz, o que comprova uma alteração significativa nas características dinâmicas do sistema.

Figura 5.21 – Resultado da Usinagem no Tubo de 250 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,2 mm Sem Atuação.

Com a aplicação do método de atuação com afastamento da ferramenta, o processo se estabiliza e as marcas de vibração não mais podem ser verificadas na peça e nem mesmo a frequência de ressonância no espectro do sinal do acelerômetro, como ilustra a Figura 5.22.

Figura 5.22 – Resultado da Usinagem no Tubo de 250 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,2 mm Com Atuação.

Ainda com o comprimento de 250 mm variou-se a profundidade de usinagem desejada de 0,2 para 0,1 mm, mantendo o avanço em 0,1 mm/rot. A Figura 5.23 mostra que a usinagem nessa condição sem o sistema de atuação permanece instável, com marcas no acabamento e com a frequência de ressonância destacada no espectro do sinal de aceleração. Diferentemente dos exemplos anteriores com 300 mm de comprimento, a amplitude do sinal de vibração, bem como as marcas no acabamento possuem menor intensidade, o que sugere que ao reduzir o comprimento do tubo sua tolerância à vibração tenha sido aumentada.

Figura 5.23 – Resultado da Usinagem no Tubo de 250 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Sem Atuação.

Utilizando o método de afastamento nessa condição, observa-se pela Figura 5.24 que as marcas no acabamento e a frequência de ressonância do sinal do acelerômetro desaparecem, caracterizando a estabilidade do processo de usinagem.

Figura 5.24 – Resultado da Usinagem no Tubo de 250 mm com f de 0,1 mm/rot e a_{p0} de 0,1 mm Com Atuação.

Finalmente, variou-se o avanço de 0,1 para 0,2 mm/rot e a profundidade de usinagem desejada de 0,1 para 0,2 mm para o tubo com comprimento de 250 mm. O resultado da usinagem permaneceu instável, como ilustrado na Figura 5.25, as marcas de vibração no acabamento superficial e a magnitude do sinal de aceleração na frequência de ressonância aumentaram, significativamente, em relação ao ensaio anterior, justamente em função do aumento na força causado pela maior área de usinagem.

Figura 5.25 – Resultado da Usinagem no Tubo de 250 mm com f de 0,2 mm/rot e ap_0 de 0,2 mm Sem Atuação.

Aplicando o método de afastamento dinâmico da ferramenta, o resultado foi mais uma vez a estabilização do processo de usinagem, com o espectro do sinal do acelerômetro sem a frequência de ressonância e a peça sem marcas de vibração como mostrado na Figura 5.26.

Figura 5.26 – Resultado da Usinagem no Tubo de 250 mm com f de 0,2 mm/rot e a_{p0} de 0,2 mm Com Atuação.

Analizando os resultados dos ensaios de usinagem pode-se verificar que o método de afastamento da ferramenta no início do processo de usinagem se mostrou eficaz em todas as situações em que foi submetido. A estabilidade, quando utilizado esse modelo de controle, se aplica mesmo com a variação do avanço da ferramenta, o que conseqüentemente altera a espessura do cavaco. Outro parâmetro de corte variado foi a profundidade de usinagem desejada, responsável pela largura do cavaco e fator com relação direta com a força passiva F_r , que desencadeia o processo de deslocamento entre a ferramenta e a peça e com isso o fenômeno de *chatter*. Finalmente, a estrutura da peça em execução foi variada, alterando seu comprimento ao longo dos ensaios, o que possibilitou a variação de características dinâmicas como a frequência de ressonância e o fator de

amortecimento, comprovando a sua aplicabilidade independentemente dos parâmetros de processo utilizados.

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com o desenvolvimento do trabalho pode-se observar as seguintes conclusões:

- Para que o sistema de controle para minimização de vibrações seja efetivo, por meio do controle dinâmico da área de corte, a máquina e seu sistema de servoacionamento do eixo X deve responder na frequência de ressonância que excita o fenômeno de *chatter*. No caso do sistema sob investigação em 1250 Hz. Porém, a máquina utilizada nos ensaios responde até no máximo com 12 Hz, o que inviabilizou a aplicação dos métodos propostos nos itens 3.1 e 3.2;
- Mesmo com a limitação imposta pela resposta do sistema servoacionado da máquina utilizada em até 12 Hz foi possível avaliar outro modelo de supressão de vibrações para o torneamento cilíndrico. Isso em função da característica específica deste processo em que as marcas da vibração da volta anterior são retiradas pelo contato da aresta de corte ou raio de ponta da ferramenta;
- O método de afastamento da ferramenta no início do processo para evitar o aparecimento do fenômeno *chatter* até que o fator de amortecimento do sistema mecânico garanta o final da oscilação causada pela entrada da ferramenta em contato com a peça, mostrou pelos resultados de usinagem apresentados, ser uma forma de minimizar os efeitos causados pelo fenômeno *chatter*.
- Os ensaios de usinagem comprovaram ainda a eficácia do método de afastamento da ferramenta, independentemente dos parâmetros de

cutte selecionados, como profundidade de usinagem e avanço, além das características dinâmicas do sistema que foram alteradas pela redução do comprimento da peça utilizada nos ensaios.

Como sugestões para a continuidade deste trabalho ou pesquisas futuras recomendam-se:

- Validação do método proposto para a minimização da vibração com a variação dinâmica da profundidade de usinagem na frequência de vibração da peça. Para isso seria necessário que a resposta do sistema de servomecanismo responda na frequência de ressonância que excita o fenômeno de *chatter*.
- Aplicação do método de afastamento da ferramenta em outras operações como torneamento interno e fresamento.
- Utilização do método proposto para a variação dinâmica também em diferentes operações de usinagem como sangramento, fresamento e torneamento interno.

7 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

AL-REGIB, E., NI, J., LEE S.-H., **Programming spindle speed variation for machine tool chatter suppression.** International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 43, p.1229–1240, 2003.

ALTINTAS, Y. et. al. **Identification of dynamic cutting force coefficients and chatter stability with process damping.** CIRP annals Manufacturing Technology, vol. 57, p.371-374. 2008.

ALTINTAS, Y. **Manufacturing Automation.** Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design. Cambridge Press, 2000.

ARMAREGO, E.J.A., WHITFIELD, R.C. **Computer Based Modelling of Popular Machining Operations for force and power predictions.** CIRP Annals, vol. 34, p.65-69, 1985.

BEDIAGA, I., MUÑOA, J., HERNÁNDEZ, J., LÓPEZ DELACALLE, L.N., **An automatic spindle speed selection strategy to obtain stability in high-speed milling,** International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 49, p. 384–394, 2009.

BHUIYAN, M.S.H., CHOUDHURY, I.A., NUKMAN, Y., **An innovative approach to monitor the chip formation effect on tool state using acoustic emission in turning.** International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 58, p. 19–28, 2012.

BOOTHROYD, G. **Fundamentals of metals machining and machine tools.** 5 ed. International student edition. Nova York: McGraw Hill, 1981.

CHEN, M., KNOSPE, C.R., **Control approaches to the suppression of machining chatter using active magnetic bearings**. IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 15, p. 220–232, 2007.

CHIOU, C.H., HONG M.S., EHMANN K.F., **The feasibility of eigenstructure assignment for machining chatter control**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 43, p. 1603–1620, 2003.

CHIOU, R.Y., LIANG, S.Y., **Analysis of acoustic emission in chatter vibration with tool wear effect in turning**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 40, p. 927–941, 2000.

CHOUDHURY, S.K., GOUDIMENKO, N.N., KUDINOV V.A., **On-line control of machine tool vibration in turning**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 37, p. 801–811, 1997.

CLANCY, B.E., RAO, B., SHIN, Y.C., **Time Domain Chatter Prediction Including Tool Wear Effects During Face Turning of Nickel Based Super Alloys**, in, Society of Manufacturing Engineers, West Lafayette, ID, United states, p. 1–8, 2002.

DEGARMO, E. P., BLACK, J. T., KOHSER, R.A., **Materials and processes in manufacturing**. 10th edition, John Wiley, 2008.

DIMLA, D.E., LISTER, P.M., **On-line metal cutting tool condition monitoring.: I: Force and vibration analyses**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 40, p.739–768, 2000.

DOHNER, J.L., LAUFFER, J.P., HINNERICHS, T.D., SHANKAR, N., REGELBRUGGE, M., KWAN, C., **Mitigation of chatter instabilities in milling by active structural control**, Journal of Sound and Vibration, vol. 269, p. 197–211, 2006.

DORF, R.C., BISHOP, R.H., **Sistemas de Controle Modernos**, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., Rio de Janeiro, 2001.

ERNEST, H. MERCHANT, M. E. **Chip formation, friction and high quality surfaces**. Proc. Symp. Surface Treatment of metals, n.21-25.p. 299-378, 1940.

EYNIAN, M., ALTINTAS, Y., **Chatter stability of general turning operations with process damping**. Journal of Manufacturing Science and Engineering, vol. 131, p.041005–041010, 2009.

FERRARESI, D. **Fundamentos da Usinagem dos Metais**. São Paulo: Blucher, 1977.

FRUMUSANU, G.R., CONSTANTIN, I.C., MARINESCU V., EPUREANU A., **Development of a stability intelligent control system for turning**, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, p. 1–15, 2012.

GANGULI, A., DERAEMAEKER A., HORODINCA M., PREUMONT A., **Active damping of chatter in machine tools—demonstration with a ‘hardware-in-the-loop’ simulator**. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, vol. 219, p. 359–369, 2005.

GANGULI A., DERAEMAEKER A., PREUMONT A., **Regenerative chatter reduction by active damping control**, Journal of Sound and Vibration, vol. 300, p. 847–862, 2007.

GRABEC, I., GRADISEK, J., GOVEKAR E., **A New Method for chatter detection in turning**. CIRP Annals—Manufacturing Technology, vol.48, p. 29–32, 1999.

GRABEC, I., LESKOVAR, P., **Acoustic emission of a cutting process**, Ultrasonics, vol. 15, p. 17–20, 1977.

HAJIKOLAEI, K. H., et al., **Spindle speed variation and adaptive force regulation to suppress regenerative chatter in the turning process**. Journal of Manufacturing Processes, vol. 12, p.106-115, 2010.

HEYNS, P.S. **Tool condition monitoring using vibration measurements—a review**. Insight—Non Destructive Testing and Condition Monitoring. vol.49, p. 447–450, 2007.

HUYANAN, S., SIMS, N.D., **Active vibration absorbers for chatter mitigation during milling**, in: Institution of Mechanical Engineers — 9th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, vol.1, p.125–140, 2008.

KAYHAN, M., BUDAK, E., **An experimental investigation of chatter effects on tool life**. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, vol. 223, p. 1455–1463, 2009.

KEBDANI, S., SAHLI, A., RAHMANI, O., BOUTCHICHA, D., BELARBI, A., **Analysis of chatter stability in facing**. Journal of Applied Sciences, vol. 8, p.2050–2058, 2008.

KIM, N.H., WON, D., ZIEGERT, J.C., **Numerical analysis and parameter study of a mechanical damper for use in long slender end mills**, International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 46, p. 500–507, 2006.

KOENIGSBERGER, F. and TLUSTY, J. **Machine Tool Structures- V06.I : Stability Against Chatter**, Pergamon Press, 1967.

KOTAIAH, K.R., SRINIVAS, J., **Dynamic analysis of a turning tool with a discrete model of the workpiece**. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, 2009.

LANDERS, R. G. and ULSOY, A.G. **Nonlinear Feed Effect in Machining Chatter Analysis**. Journal of Manufacturing Science and Engineering, vol. 130. 2008.

LEE, E.H. and SHAFFER, B.W. **Theory of Plasticity Applied to the Problem of Machining**. Journal of Applied Mechanics, vol 18, p. 405-413, 1951.

LEE, E., NIAN, C., TARNG Y., **Design of a dynamic vibration absorber against vibrations in turning operations**. Journal of Materials Processing Technology, vol. 108, p. 278–285, 2001.

LIAO Y.S., YOUNG Y.C., **A new on-line spindle speed regulation strategy for chatter control**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 36, p. 651–660, 1996.

LI, H.Z. et. al. **Modeling of Cutting Forces in helical end Milling using a Predictive Machine Theory**. International Journal of Mechanical Sciences.Vol.43, p.1711-1730. 2001.

LIN S., HU M., **Low vibration control system in turning**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 32, p. 629–640, 1992.

MACHADO, A. R. et al. **Teoria da Usinagem dos Materiais**. Editora Blucher, 2009.

MAIA, N. M. M., SILVA, J. M. M. **Theoretical and Experimental Modal Analysis**. New York. Wiley & Sons. 1997.

MARUI, E., EMA, S., HASHIMOTO, M., WAKASAWA, Y., **Plate insertion as a means to improve the damping capacity of a cutting tool system**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 38, p. 1209–1220, 1998.

MAY, P., ZHOU, E. **Numerical Modelling and Design of an Eddy Current Sensor**, Numerical Modelling, ed. Dr. Peep Miidla, ISBN: 978-953-51-0219-9, InTech, DOI: 10.5772/36825, 2012.

MEI, D., KONG, T., SHIH, A.J., CHEN, Z., **Magnetorheological fluid-controlled boring bar for chatter suppression**, Journal of Mater. Process. Technol., vol. 209, p. 1861–1870, 2009.

MERCHANT, M. E. **Mechanics of the Metal Cutting Process I**. Orthogonal Cutting and type 2 chip. Journal of Applied Physics, vol. 16, n.5, p.267-275, 1954.

MIGUÉLEZ, M.H., RUBIO L., LOYA, J.A., FERNÁNDEZ-SÁEZ, J., **Improvement of chatter stability in boring operations with passive vibration absorbers**, International Journal of Mechanical Science, vol. 52, p. 1376-1384, 2010.

MORADI, H., BAKHTIARI-NEJAD, F., MOVAHHEDY, M.R., **Tuneable vibration absorber design to suppress vibrations: An application in boring manufacturing process**, Journal of Sound and Vibration, vol. 318, p. 93–108, 2008.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**, Pearson Education do Brasil, São Paulo, 2003.

OLGAC, N., HOLM-HANSEN B.T., **A novel active vibration absorption technique: delayed resonator**. Journal of Sound and Vibration, vol. 176, p. 93–104, 1994.

OLGAC, N., HOSEK M., **A new perspective and analysis for regenerative machine tool chatter**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 38, p. 783–798, 1998.

OZLU, E., BUDAK, E., **Comparison of one-dimensional and multi-dimensional models in stability analysis of turning operations**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 47, p.1875–1883, 2007.

PALMER, W.B., OXLEY, P.L.B. **Mechanics of Orthogonal Machining**. Proceedings Institution of Mechanical Engineers, vol 173(no24): 623-654, 1959.

PAN, J., SU, C.Y., **Chatter suppression with adaptive control in turning metal via application of piezoactuator**. IEEE 2433, p. 2436–2441, 2001.

PARK G., BEMENT, M.T., HARTMAN, D.A., SMITH, R.E., FARRAR, C.R., **The use of active materials for machining processes: a review**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 47, p. 2189–2206, 2007.

QUINTANA, G., CIURANA, J. **Chatter in machining processes: A review**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 51, p. 363–367, 2011.

RAHMAN, M., ITO, Y., **Stability analysis of chatter vibration in turning processes**. Journal of Sound and Vibration, vol. 102, p. 515–525, 1985.

RIVIN, E.I., KANG, H., **Improvement of machining conditions for slender parts by tuned dynamic stiffness of tool**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 29, p. 361–376, 1989.

ROMI INDUSTRIES. Disponível em: <<http://www.romi.com.br>>. Acesso em: 14 nov. 2013.

SANDVIK COROMANT. Disponível em: <<http://www.coromant.sandvik.com.br>>. Acesso em: 21 out. 2013.

SANTOS, R.G., COELHO, R.T., **A contribution to Improve the Accuracy of Chatter Prediction in Machine Tools Using the Stability Lobe Diagram.** Journal of Manufacturing Science and Engineering, vol. 136, issue 2, 2014.

SATHIANARAYANAN, D., KARUNAMOORTHY, L., SRINIVASAN, J., KANDASAMI, G.S., PALANIKUMAR, K., **Chatter suppression in boring operation using magnetorheological fluid damper,** Material Manufacturing Process, vol. 23, p. 329–335, 2008.

SEKAR, M., SRINIVAS, J., KOTAIAH, K., YANG, S., **Stability analysis of turning process with tailstock-supported workpiece.** The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 43, p. 862–871, 2009.

SEMERGIL, S.E., CHEN, L.A., **Preliminary Computations For Chatter Control In End Milling,** Journal of Sound and Vibration, vol. 249, p. 622–633, 2002.

SERRA, R., CHIBANE, H., LEROY, R., **Dynamic Characterization of the Cutting Conditions in Dry Turning.** IOP Publishing, p. 012–025, 2009.

SHANKER, A., **An analysis of chatter vibration while turning slender work-pieces between centres.** Annals of CIRP, vol. 25, p.273–276, 1976.

SIDDHPURA, M., PAUROBALLY, R. **A review of chatter vibration research in turning.** International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 61, p. 27–47, 2012.

STABLER, G.V. **The Chip flow Law and Its Consequences.** Advances in machine tool Design and Research, p.243-251, 1964.

SOLIMAN E., ISMAIL F., **Chatter suppression by adaptive speed modulation.** International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 37, p. 355–369, 1997.

SOLIMAN E., ISMAIL F., **A control system for chatter avoidance by ramping the spindle speed**. Journal of Manufacturing Science and Engineering, vol. 120, 1998.

SUZUKI, N., SHAMOTO, K.N.E., YOSHINO, K., **Effect of cross transfer function on chatter stability in plunge cutting**. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, vol. 4, p. 883–891, 2010.

TAKEMURA, T., KITAMURA T., HOSHI, T., **Active suppression of chatter by programmed variation of spindle speed**, Annals of CIRP, vol. 23, p. 121–122, 1974.

TARNG, Y.S., HSEIH, Y.W., LI, T.C., **Automatic selection of spindle speed for suppression of regenerative chatter in turning**. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 11, p. 12–17, 1996.

TARNG, Y.S., KAO, J.Y., LEE, E.C., **Chatter suppression in turning operations with a tuned vibration absorber**. Journal of Materials Processing Technology, vol. 105, p. 55–60, 2000.

TAYLOR, F.W., **On the art of cutting metals**, Transactions of ASME, vol. 28, 1907.

THOMAS, M., BEAUCHAMP, Y., **Statistical investigation of modal parameters of cutting tools in dry turning**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 43, p. 1093–1106, 2003.

TLUSTY, J. and POLACEK, M. **The Stability of machine tools Against Self Excited Vibrations in Machining**. International Research in Production Engineering, ASME, p. 465-474, 1963.

TOBIAS, S.A. **Machine Tool Vibration**. Blackie and Sons Ltda, 1965.

PALMER, W.B. and OXLEY, P.L.B. **Mechanics of Orthogonal Machining.** Proceedings Institution of Mechanical Engineers, vol 173(no24): 623-654, 1959.

PARK, G., BEMENT, M.T., HARTMAN, D.A., SMITH, R.E., FARRAR, C.R. **The use of active materials for machining processes: a review.** International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol 47, p.2189–2206, 2007.

WANG, J.H., LEE, K.N., **Suppression of chatter vibration of a CNC machine centre—an example,** Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 10, p. 551–560, 1999.

WANG, M., ZAN, T., YANG, Y., FEI, R., **Design and implementation of non- linear TMD for chatter suppression: an application in turning processes.** International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 50, p. 474–479, 2010.

WECK, M., VERHAAG E., GATHER M., **Adaptive control for face-milling operations with strategies for avoiding chatter vibrations and for automatic cut distribution.** Annals of the CIRP 24, p. 405–409, 1975.

WU, D., CHEN, K., **Chatter suppression in fast tool servo-assisted turning by spindle speed variation.** International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 50, p. 1038–1047, 2010.

XIAO, M., KARUBE, S., SOUTOME, T., SATO, K., **Analysis of chatter suppression in vibration cutting.** International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 42, p. 1677–1685, 2002.

YANG, Y., MUÑOZ, J., ALTINTAS, Y., **Optimization of multiple tuned mass dampers to suppress machine tool chatter.** International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 50, p.834–842, 2010.

- YEH, L.J., LAI, G.J., **A study of the monitoring and suppression system for turning slender workpieces**. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, vol. 209, p. 227–236, 1995.
- YILMAZ, A., AL-REGIB, E., NI, J., **Machine tool chatter suppression by multi-level random spindle speed variation**. Journal of Manufacturing Science and Engineering, vol. 124, p. 208-216, 2012.
- YUSOFF, A.R., TURNER, S., TAYLOR C.M., SIMS N.D., **The role of tool geometry in process damped milling**, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, p. 1–13, 2010.
- ZATARAIN, M., BEDIAGA, I., MUÑOA, J., LIZARRALDE, R., **Stability of milling processes with continuous spindle speed variation: analysis in the frequency and time domains, and experimental correlation**, CIRP Annals — Manufacturing Technology, vol. 57, p. 379-384, 2008.
- ZHENG, L. et. al. **Three Dimensional Cutting Force Analysis in End Milling**. International Journal of Mechanical Sciences.Vol.38, p.259-269. 1995.
- ZHU ,K., WONG, Y.S., HONG, G.S., **Wavelet analysis of sensor signals for tool condition monitoring: a review and some new results**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 49, p.537–553, 2009.
- ZOU, G.P. et. al. **A new approach to the modeling of oblique cutting process**.International Journal of Machine Tools & Manufacture. 2009.