**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS**

Giuliana Sardi Venter

**Controle ativo e passivo para redução de *chatter* em
processos de torneamento utilizando atuadores
piezelétricos**

São Carlos

2018

Giuliana Sardi Venter

**Controle ativo e passivo para redução de *chatter* em
processos de torneamento utilizando atuadores
piezelétricos**

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, para obtenção do título de Doutor em Ciências - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Dinâmica das Máquinas e Sistemas

Orientadora: Profa. Dra. Maíra Martins da Silva

**São Carlos
2018**

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.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues Fontes da
EESC/USP com os dados inseridos pelo(a) autor(a).

V465c Venter, Giuliana Sardi
 Controle ativo e passivo para redução de chatter em
 processos de torneamento utilizando atuadores
 piezelétricos / Giuliana Sardi Venter; orientadora
 Máira Martins da Silva. São Carlos, 2018.

 Tese (Doutorado) - Programa de Pós-Graduação em
 Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Dinâmica
 e Mecatrônica -- Escola de Engenharia de São Carlos da
 Universidade de São Paulo, 2018.

 1. Torneamento. 2. Chatter. 3. Materiais
 inteligentes. 4. Atuadores piezelétricos. 5. Controle.
 I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidata: Engenheira **GIULIANA SARDI VENTER**.

Título da tese: "Controle ativo e passivo para redução de chatter em processos de torneamento utilizando atuadores piezelétricos".

Data da defesa: 29/01/2019.

Comissão Julgadora:

Resultado:

Profa. Associada **Maíra Martins da Silva**
(Orientadora)
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

APROVADA

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

APROVADA

Prof. Dr. **Armando Ítalo Sette Antonialli**
(Universidade Federal de São Carlos/UFSCar)

Aprovada

Prof. Dr. **Anselmo Eduardo Diniz**
(Universidade Estadual de Campinas/UNICAMP)

APROVADA

Prof. Dr. **Robson Pederiva**
(Universidade Estadual de Campinas/UNICAMP)

Aprovada

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:
Prof. Associado **Gherhardt Ribatski**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Luís Fernando Costa Alberto**

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos os professores da EESC e de outros institutos que contribuíram para a minha jornada acadêmica, da graduação ao fim deste doutorado. Em especial, agradeço imensamente a minha orientadora, Profa. Dra. Maíra Martins da Silva, sem a qual este projeto não teria sido possível. Agradeço pela confiança depositada em mim, pela compreensão em momentos de problemas, pela ótima orientação e pelos conselhos e experiências acadêmicas e pessoais divididas nestes vários anos de orientação. Espero continuar neste caminho que você me ajudou a trilhar.

Ao meu marido João Paulo Orlando, que compartilhou os melhores e piores momentos comigo e nunca duvidou da minha capacidade e interesse pela pesquisa. Agradeço pelas conversas honestas, pelo exemplo de trabalho duro e por todas as vezes em que você me animou e me ajudou a seguir em frente quando o caminho parecia simplesmente difícil demais. Eu não teria chego até aqui sem você.

À minha família, que me deu suporte durante estes anos e sempre confiou nas minhas capacidades, mesmo quando eu não acreditava nelas. Mesmo muitos estando distantes, meus familiares sempre mostraram confiança e orgulho na minha trajetória. Muito obrigada Gio, Arthur e aos meus pais, em especial.

Aos meus amigos João Vitor de Carvalho Fontes e Eduarda Paz Padoin que deram apoio psicológico ou técnico em conversas infundáveis e esclarecedoras. A todos os meus amigos, nomeados ou não aqui, os momentos de descontração proporcionado por vocês foram muito importantes nesta jornada.

Ao técnico Tiago Monteiro Camponucci, do laboratório Núcleo de Manufatura Avançada (NUMA), sem o qual os experimentos deste projeto não teriam sido realizados, o meu muito obrigada. Aos professores Reginaldo Teixeira Coelho, Leopoldo Pisanelli Rodrigues de Oliveira e Marcelo Bertolete Carneiro, cujas contribuições durante o período de doutorado também foram muito importantes.

Agradeço à EESC e, especialmente, aos departamentos de Engenharia Mecânica e de Engenharia de Produção, pelo fornecimento da infraestrutura necessária para a realização deste trabalho. E por fim, agradeço aos institutos CNPq pelo apoio financeiro através de projetos e à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP) pela bolsa de doutorado processo 2014/23108-4 e projeto de manutenção 2017/11328-8.

*” Long you live and high you fly
And smiles you give and tears you’ll cry
And all you touch and all you see
Is all your life will ever be. ”
Breath by Pink Floyd*

*”Not all those who wander are lost.”
J.R.R. Tolkien*

RESUMO

VENTER, G. S. **Controle ativo e passivo para redução de *chatter* em processos de torneamento utilizando atuadores piezelétricos**. 2018. 137p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2018.

Chatter é uma vibração que ocorre durante operações de usinagem devido à complexa interação entre a peça usinada, cavaco e ferramenta de corte durante o corte. Estratégias para modelagem, monitoramento e redução de *chatter* estão constantemente sob investigação, devido ao fato de o *chatter* prejudicar a produtividade da indústria e a qualidade de peças usinadas. Esta pesquisa apresenta um método para reduzir a vibração causada pelo *chatter*, melhorando o limite de estabilidade em processos de torneamento usando camadas piezelétricas embutidas no porta-ferramenta. As estratégias de redução de vibração se baseiam no fato de que o amortecimento estrutural tem uma relação proporcional com o limite de estabilidade, sendo que o amortecimento estrutural do sistema pode ser aumentado ativamente ou passivamente. Na metodologia de controle ativo estudada, as camadas piezelétricas foram conectadas a um esquema de controle de realimentação de velocidade. Na metodologia de controle passivo, as camadas piezelétricas foram conectadas a um circuito de *shunt* indutivo-resistivo. Devido à complexidade inerente do processo de corte, o *chatter* é um fenômeno que pode ser governado por não-linearidades presentes no processo. Para compreender como estas não-linearidades serão afetadas na resposta dinâmica do sistema, uma análise da resposta não-linear do sistema sob a ação dos diferentes métodos de controle é necessária. A eficácia de ambas as estratégias foi então avaliada através da análise numérica e experimental, em que foram estudadas as respostas do sistema por meio de diagramas de fase, além de espectros numéricos e experimentais. Funções de resposta em frequência do porta-ferramenta e seus respectivos diagramas de lóbulos experimentais também foram analisados, de forma a estudar o aumento do limite de estabilidade proporcionado pelos métodos de controle. Pode-se concluir que ambas as estratégias podem ser boas alternativas para a redução do *chatter* em processos de usinagem, já que os resultados numéricos e experimentais mostraram efetivamente um aumento do amortecimento estrutural e diminuição da vibração. No entanto, a estratégia ativa proposta é mais robusta do que a estratégia passiva, uma vez que não requer o ajuste fino dos parâmetros de controle. Além disso, foi possível obter experimentalmente em laboratório um aumento consideravelmente maior do amortecimento estrutural utilizando o método de controle ativo. Devido à limites tecnológicos, como limites de tensão disponíveis e amplificadores operacionais, foi possível apenas diminuir a vibração com o uso de ambos os métodos de controle, não sendo possível a supressão da vibração experimentalmente, ao contrário do que foi observado em resultados numéricos.

Palavras-chave: Torneamento, *chatter*, materiais inteligentes, controle de vibração, dinâmica não-linear

ABSTRACT

VENTER, G. S. **Active and passive control for chatter reduction in turning process using piezoelectric devices**. 2018. 137p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2018.

Chatter is a vibration that occurs during machining operations due to the complex interaction between the machined part, chip and cutting tool during cutting. Strategies for chatter modeling, monitoring, and reduction are constantly under investigation, as chatter impairs industry productivity and the quality of machined parts. This research presents a methodology to reduce the vibration caused by chatter by improving the stability limit in turning processes using piezoelectric layers embedded in the tool holder. This improvement is based on the fact that the structural damping has a proportional relation with the stability limit. Thus, the instability that occurs during chatter operations can be significantly reduced by increasing the structural damping of the system, either actively or passively. In the active control methodology studied, the piezoelectric layers were connected to a velocity feedback control scheme. In the passive control methodology, the piezoelectric layers were connected to an inductive-resistive shunt circuit. Due to the inherent complexity of the cutting process, chatter is a phenomenon that can be governed by nonlinearities present in the process. Thus, an analysis of the system's nonlinear response under the action of different control methods is necessary in order to understand how the dynamic response of the system will be affected. The efficacy of both strategies was evaluated through numerical and experimental analysis, in which the system responses were studied through phase diagrams and numerical and experimental spectra. Frequency response functions of the tool holder and their respective experimental lobule diagrams were also analyzed in order to study the increase in the stability limit provided by the control methods. It can be concluded that both strategies may be good alternatives for the reduction of chatter, and vibration in general, in the processes, since numerical and experimental results have effectively shown an increase in structural damping and a decrease in vibration. However, the proposed active strategy is more robust than the passive one, since it does not require the fine tuning of the control parameters. In addition, it was possible to obtain in an experimental setup a considerably greater increase of the structural damping using the active control method. Due to the technological limits, such as electrical tension limits and operational amplifiers, it was only possible to reduce the chatter vibration with the use of both control methods, therefore not being possible to suppress the vibration experimentally, contrary to what was observed in numerical results.

Keywords: turning process, chatter, smart materials, vibration control, nonlinear dynamics

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Acabamento superficial em diversas aplicações de usinagem com vibração de <i>chatter</i>	28
Figura 2 – (a) Estratégia passiva - material piezelétrico conectado a um <i>shunt</i> passivo e (b) Estratégia ativa - material piezelétrico conectado a uma estratégia de controle	31
Figura 3 – Superfícies onduladas formadas pela usinagem	34
Figura 4 – a) Desenho esquemático de torneamento externo, b) Desenho esquemático de torneamento interno	35
Figura 5 – Fenômenos físicos na zona de corte	36
Figura 6 – a) Desenho esquemático da formação do cavaco, b) Imagem de microscopia eletrônica de varredura do cavaco segmentado	37
Figura 7 – Modelo de três graus de liberdade	38
Figura 8 – Fluxograma para diferentes tipos de controle: a) controle passivo; b) controle ativo	39
Figura 9 – Sistema para redução de vibração em fresamento em circuito fechado de controle	40
Figura 10 – Esquema de controle ativo proposto por Munoa et al. (2015)	40
Figura 11 – Esquema de controle ativo proposto por Chen et al. (2015)	41
Figura 12 – Estrutura do porta-ferramenta amortecido proposto por Liu et al. (2017)	42
Figura 13 – Estrutura do porta-ferramenta amortecido proposto por Suyama, Diniz e Pederiva (2016)	42
Figura 14 – Modelo esquemático de um material piezelétrico acoplado a um circuito de <i>shunt</i>	42
Figura 15 – Modelo esquemático de um <i>shunt</i> indutivo resistivo	43
Figura 16 – Esquema da peça, porta-ferramenta e camada piezoelétrica	46
Figura 17 – Setup experimental utilizado para análise da rugosidade superficial em torneamento interno em diferentes condições de <i>chatter</i>	51
Figura 18 – Diferentes apalpadores utilizados com o perfilômetro Talysurf50: A) apalpador cônico de perfil e B) apalpador de indução de rugosidade	52
Figura 19 – DLE experimental: a) amplitude da FRF experimental; b) DLE	53
Figura 20 – DLE dividido em três regiões	54
Figura 21 – Perfis da superfície obtidos com o perfilômetro TalySurf50® em: a) área A sem <i>chatter</i> ; b) área B com <i>chatter</i> ; c) área C sem <i>chatter</i>	55

Figura 22 – Detalhe da superfície em: a) área A sem <i>chatter</i> ; b) área B com <i>chatter</i> ; c) área C sem <i>chatter</i>	56
Figura 23 – Médias para uma interação bidirecional entre efeitos de n e ap para a média de rugosidade $\overline{R}_a$	57
Figura 24 – Médias para uma interação bidirecional entre efeitos de n e ap para a média de rugosidade $\overline{R}_t$	57
Figura 25 – Médias para uma interação bidirecional entre efeitos de n e ap para a média de rugosidade $\overline{R}_z$	58
Figura 26 – Esquema do processo de usinagem	62
Figura 27 – Modelo de dois graus de liberdade	62
Figura 28 – Dependência entre força de corte e velocidade	65
Figura 29 – Modelo esquemático do sistema com material piezelétrico	66
Figura 30 – Modelo esquemático do <i>shunt</i> passivo	67
Figura 31 – Diagramas de fase simulado sem controle - direção x	68
Figura 32 – Diagramas de fase simulado sem controle - direção y	68
Figura 33 – Diagramas de fase simulado com controle passivo - direção x	69
Figura 34 – Diagramas de fase simulado com controle passivo - direção y	69
Figura 35 – Diagramas de fase simulado com controle ativo $K=0.06$ - direção x	70
Figura 36 – Diagramas de fase simulado com controle ativo $K=0.06$ - direção y	70
Figura 37 – Diagramas de fase simulado com controle ativo $K=0.02$ - direção x	71
Figura 38 – Diagramas de fase simulado com controle ativo $K=0.02$ - direção y	71
Figura 39 – Espectro simulado sem controle - direção x	72
Figura 40 – Espectro simulado sem controle - direção y	72
Figura 41 – Espectro simulado com controle passivo - direção x	72
Figura 42 – Espectro simulado com controle passivo - direção y	73
Figura 43 – Espectro simulado com controle ativo $K=0.2$ - direção x	73
Figura 44 – Espectro simulado com controle ativo $K=0.2$ - direção y	73
Figura 45 – Adesivo epoxy 3M Scotch-Weld DP460 utilizada para montagem experimental	76
Figura 46 – Detalhe da fixação experimental no laboratório: a) vista superior; b) vista lateral	76
Figura 47 – Esquema de montagem do atuador piezelétrico em paralelo	77
Figura 48 – Esquema de montagem do atuador piezelétrico em serie	78
Figura 49 – Detalhe da montagem do atuador piezelétrico multicamadas em série: a) porta-ferramenta, silicone utilizado e pastilha piezelétrica adicional com terminais elétricos; b) camada de silicone utilizada na pastilha piezelétrica do porta-ferramenta	79
Figura 50 – Montagem final do atuador piezelétrico multicamadas em paralelo: a) porta-ferramentas com atuadores piezelétricos e terminais; b) detalhe das pastilhas piezelétricas montadas em paralelo	80
Figura 51 – Epoxy condutiva com prata utilizada para montagem experimental	80

Figura 52 – Detalhe da montagem do atuador piezelétrico multicamadas em serie: a) aplicação da camada de epoxy condutiva na superfície negativa de uma pastilha piezelétrica; b) atuador piezelétrico multicamadas com duas pastilhas piezelétricas	81
Figura 53 – Montagem final do atuador piezelétrico multicamadas em paralelo: a) porta-ferramenta instrumentado com atuador piezelétrico multicamadas; b) detalhe das pastilhas piezelétricas montadas em paralelo com terminais	82
Figura 54 – Sinal de chirp gerado	83
Figura 55 – Representação da entrada e saída utilizada para obtenção das FRFs	84
Figura 56 – Esquema da montagem experimental para controle ativo	85
Figura 57 – Controle ativo de velocidade implementado no Simulink	86
Figura 58 – Esquema de controle ativo no para um direção no ControlDesk	86
Figura 59 – Esquema de controle ativo para duas direções no Simulink	87
Figura 60 – Esquema de controle ativo no para duas direções no ControlDesk	88
Figura 61 – Desenho esquemático de circuito LR usado como <i>shunt</i> passivo, adaptado de (VIANA; STEFFEN, 2006)	88
Figura 62 – Esquema da montagem experimental para controle passivo	88
Figura 63 – Montagem experimental do processador de sinais, condicionador ICP e protoboard com shunt LR	89
Figura 64 – Gráfico de Nyquist experimental	90
Figura 65 – Amplitude das FRFs - primeira configuração de engaste	91
Figura 66 – Aproximação da FRF da campanha experimental no laboratório do porta-ferramenta instrumentado com uma camada única de material piezelétrico a) circuito aberto b) <i>shunt</i> passivo c) controle de velocidade	92
Figura 67 – Diagrama de lóbulos para a campanha experimental no laboratório do porta-ferramenta instrumentado com uma camada única de material piezelétrico	93
Figura 68 – Detalhe - diagrama de lóbulos para a campanha experimental no laboratório do porta-ferramenta instrumentado com uma camada única de material piezelétrico	93
Figura 69 – Diagrama de fases experimental na condição de circuito aberto - direção x	95
Figura 70 – Diagrama de fases experimental na condição de circuito aberto - direção y	95
Figura 71 – Diagrama de fases experimental com controle passivo - direção x	96
Figura 72 – Diagrama de fases experimental com controle passivo - direção y	97
Figura 73 – Espectro experimental com controle passivo - direção x	97
Figura 74 – Espectro experimental com controle passivo - direção y	98
Figura 75 – Porta-ferramenta instrumentado para experimentos passivo e ativo	98
Figura 76 – Esquema de controle ativo no Simulink para utilização durante a usinagem	99
Figura 77 – Espectro experimental com circuito aberto, controle passivo e controle ativo	99
Figura 78 – Qualidade superficial de peça usinada em condições de <i>chatter</i>	100

Figura 79 – Diagramas de fase experimentais para a direção y : a) circuito aberto; b) controle ativo; c) controle passivo	102
Figura 80 – Detalhe da montagem do setup experimental com o novo porta-ferramenta: a) porta-ferramenta alinhado; c) conexão com o shaker	103
Figura 81 – Amplificadores operacionais utilizados para controle ativo de velocidade no setup com porta-ferramenta instrumentado com atuador piezelétrico multilayer	105
Figura 82 – Amplitude da FRF experimental com atuador piezelétrico multicamadas em paralelo para a primeira configuração	106
Figura 83 – Diferentes condições de fixação no setup experimental - a) vista superior da primeira configuração b) vista superior da segunda configuração c) vista lateral	110
Figura 84 – Representação da entrada e saída utilizada para obtenção das FRFs	111
Figura 85 – Esquema experimental - controle passivo	112
Figura 86 – Esquema da montagem experimental para controle ativo	113
Figura 87 – Controle ativo de velocidade implementado no Simulink	114
Figura 88 – Amplitude da FRF experimental com controle passivo com diferentes valores de indutância	114
Figura 89 – Amplitude da FRF experimental com circuito aberto e circuito fechado com controle passivo e ativo na primeira configuração de fixação	115
Figura 90 – Amplitude da FRF experimental com circuito aberto e circuito fechado com controle passivo e ativo na segunda configuração de fixação	116
Figura 91 – DLE estimado para o sistema com circuito aberto, <i>shunt</i> passivo e controle de velocidade na primeira configuração de fixação	117
Figura 92 – DLE estimado para o sistema com circuito aberto e <i>shunt</i> passivo na primeira configuração de fixação	118
Figura 93 – Detalhe da montagem do setup experimental com o novo porta-ferramenta: a) porta-ferramenta alinhado; b) porta-ferramenta desalinhado; c) conexão com o shaker	119
Figura 94 – Amplitude da FRF experimental com atuador piezelétrico multicamadas em paralelo para a segunda configuração	120

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Rugosidade superficial em diferentes condições de corte.	54
Tabela 2 – Parâmetros calculados e montados para a obtenção dos <i>shunts</i> passivos . . .	90
Tabela 3 – Valores da aproximação das FRFs experimentais em funções de transferência de segunda ordem da campanha experimental no laboratório do porta-ferramenta instrumentado com uma camada única de material piezelétrico .	91
Tabela 4 – Parâmetros utilizados na campanha experimental para aquisição de dados no domínio do tempo	94
Tabela 5 – Parâmetros para definição dos <i>shunts</i> passivos	94
Tabela 6 – Parâmetros calculados e montados para a obtenção dos <i>shunts</i> passivos utilizados no experimento operacional	99
Tabela 7 – Qualidade superficial: média da rugosidade e seu desvio padrão	100
Tabela 8 – Parâmetros calculados e montados para a obtenção dos <i>shunts</i> passivos utilizados no experimento no laboratório com atuador piezelétrico multicamadas em série	104
Tabela 9 – Valores dos parâmetros calculados e utilizados para o <i>shunt</i> passivo	112
Tabela 10 – Valores da aproximação das FRFs experimentais em funções de transferência de segunda ordem	117

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

USP	Universidade de São Paulo
EESC	Escola de Engenharia de São Carlos
NUMA	Núcleo de Manufatura Avançada
FRF	Função de resposta em frequência
DLE	Diagrama de lóbulos de estabilidade
MCS	<i>Monte Carlo Simulation</i> - Simulação de Monte Carlo
FOSM	<i>First Order Second Moment</i> - Primeira ordem segundo momento
ADC	<i>Analog Digital Converter</i> - Conversor Analógico Digital
DAC	<i>Digital Analog Converter</i> - Conversor Digital Analógico
DDE	<i>Delay Differential Equations</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

ap	profundidade de usinagem em torneamento
n	rotação em torneamento
F_c	força de corte
f	avanço
v_a	velocidade de avanço
v_c	velocidade de corte
ν	coeficiente de sobreposição entre o corte anterior e o atual
T	é o período de uma revolução
L	indutância
R	resistência
$Z_i^{SHUNT}(s)$	impedância do circuito de <i>shunt</i>
T_j	tensão mecânica
A_i	área da seção transversal i
A_j	área da seção transversal j
B_i	comprimento inicial i
B_j	comprimento inicial j
S_j	a tensão não dimensional
D	deslocamento elétrico
E	o campo elétrico
S	deformação mecânica adimensional
T	tensão mecânica
ϵ	matriz de constantes dielétricas do material

s	matriz de conformidade do material
d	constante piezoelétrica que relaciona a deformação mecânica com a tensão elétrica
s^E	matriz de conformidade do material sob campo elétrico constante
ϵ^T	matriz de constantes dielétricas do material sob tensão mecânica constante
V	tensão elétrica
I	corrente elétrica
B	matriz diagonal que contém os comprimentos do material piezelétrico
A	matriz de áreas das superfícies do material piezelétrico
Y	admissão elétrica
k	coeficiente de acoplamento eletromecânico
$\bar{Z}_i^{ELECT}$	impedância elétrica do <i>shunt</i>
C_{PZT}^T	capacitância piezelétrica
m_r	massa modal
k_r	rigidez modal
w_n	frequência natural a ser reduzida no circuito de <i>shunt</i> passivo
$\bar{K}$	relação entre a rigidez modal em curto circuito e a rigidez modal total do circuito
T	período de revolução
$w(t)$	deslocamento instantâneo
ap_0	profundidade de corte estática
ω_c	frequência de <i>chatter</i>
K_{lim}	limite de estabilidade
R_a	rugosidade média
R_t	rugosidade medida como maior distância entre um vale e pico
R_z	rugosidade média de dez máximos valores
ζ	coeficiente de amortecimento do sistema

K_p	ganho da função de transferência
ω_n	é a frequência natural do sistema
σ	desvio padrão
m	massa inercial
ke	rigidez da estrutura
r	coeficiente de amortecimento
F_x	força principal de corte
F_y	força de fricção
h	profundidade de corte - modelo não linear
v	velocidade relativa de corte
v_a	velocidade de fricção
R	fator de redução
ϕ	ângulo de cisalhamento
F_t	força total aplicada à massa
F_{PZT}	força que o material piezelétrico aplica à massa
c^E	módulo de Young sob um campo magnético constante
k^2	coeficiente de acoplamento do material piezelétrico
Q	carga elétrica
Δ	deformação mecânica total
K_a	rigidez piezoelétrica no circuito em que não se aplica tensão elétrica
n	número de camadas piezelétricas do atuador
f_{chirp}	frequência determinada para o chirp
f_{0chirp}	frequência inicial do chirp
f_{1chirp}	frequência final do chirp
β	coeficiente do chirp
t_{chirp}	tempo de duração do chirp

ϕ_{0chirp} fase inicial do sinal do chirp

A_{chirp} amplitude do sinal do chirp

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	Objetivos	31
1.2	Principais contribuições	31
1.3	Estrutura da tese	32
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	33
2.1	Considerações iniciais	33
2.2	<i>Chatter</i>	33
2.2.1	<i>Chatter</i> de regeneração	34
2.2.2	<i>Chatter</i> por acoplamento de modos - <i>chatter</i> de fricção	35
2.3	Modelagem matemática não-linear	37
2.4	Métodos de controle	38
2.4.1	Controle ativo	38
2.4.2	Controle passivo	40
2.4.2.1	Avaliação de parâmetros ótimos do <i>shunt</i> passivo	43
2.5	Formulação matemática linear utilizada para cálculo do limite de estabilidade	45
2.6	Considerações finais	47
3	UMA ANÁLISE DA RUGOSIDADE SUPERFICIAL	49
3.1	Considerações iniciais	49
3.2	Conceitos básicos	49
3.2.1	Os conceitos básicos de ANOVA	50
3.2.2	Os conceitos básicos de R_a , R_t e R_z	50
3.3	Procedimento experimental	50
3.3.1	Resultados e discussão	52
3.4	Considerações finais	58
4	AVALIAÇÃO NUMÉRICA DAS ESTRATÉGIAS DE CONTROLE	61
4.1	Considerações iniciais	61
4.2	Modelagem matemática	61
4.2.1	Modelagem não-linear	61
4.3	Resultados numéricos	68
4.4	Considerações finais	74

5	AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DAS ESTRATÉGIAS DE CONTROLE	75
5.1	Considerações iniciais	75
5.2	Montagens experimentais	75
5.2.1	Montagem experimental para controle ativo	83
5.2.2	Montagem experimental para controle passivo	87
5.3	Campanha experimental com atuador piezelétrico simples	89
5.3.1	Campanha experimental no laboratório	89
5.3.2	Campanha experimental operacional	92
5.3.2.1	Campanha experimental operacional com controle passivo	93
5.3.2.2	Experimentos operacionais com controle ativo e passivo	96
5.4	Campanha experimental com atuadores multicamadas no laboratório	103
5.5	Considerações finais	106
6	SOBRE A ROBUSTEZ DAS ESTRATÉGIAS DE CONTROLE	109
6.1	Considerações iniciais	109
6.2	Metodologia experimental	109
6.3	Resultados	114
6.4	Avaliação da robustez das estratégias de controle no porta-ferramenta instrumentado com atuadores piezelétricos multicamadas	118
6.5	Considerações finais	120
7	CONCLUSÕES	123
7.1	Limitações	126
7.2	Propostas para trabalhos futuros	127
7.3	Lista de publicações	128
	REFERÊNCIAS	131

INTRODUÇÃO

Chatter pode ser caracterizado como uma vibração que ocorre durante a usinagem devido à complexa interação entre a peça, o cavaco, a ferramenta de corte e o porta-ferramenta. É um fenômeno caracterizado por sua vibração intensa que gera uma qualidade superficial ruim (ver Figura 1) e fora dos padrões, excessivo desgaste da ferramenta de corte e diminuição da produtividade do processo como um todo (MUNOA et al., 2016; QUINTANA; CIURANA, 2011). Desta forma, *chatter* tem se mantido como tópico de interesse em pesquisas por décadas. Estratégias para monitoramento (OSTASEVICIUS et al., 2017; SEEMUANG; MCLEAY; SLATTER, 2016), prevenção (YANG et al., 2016; SUN; ZHANG; WANG, 2016), modelagem (SIDDHPURA; PAUROBALLY, 2012; SILVA et al., 2015; GRABEC, 1988; PRATT; NAYFEH, 1999) e controle (SILVA et al., 2015; Sajedi Pour; BEHBAHANI, 2016; NEUGEBAUER; DENKENS; WEGENER, 2007) de *chatter* devem ser estudadas e são de alta importância para o aumento da produtividade da indústria.

Em operações de usinagem, a combinação de parâmetros de usinagem, como a profundidade de usinagem ap e avanço f influenciam diretamente na qualidade do corte. Variações nestes parâmetros podem gerar grandes diferenças na espessura do cavaco e na interação entre cavaco/superfície, gerando flutuações nas forças de corte e deslocamentos maiores do que o esperado, causando *chatter*.

A regeneração na espessura do cavaco, causada por modulações deixadas na superfície usinada de revoluções anteriores, é a principal causa de *chatter* (WIERCIGROCH; BUDAK, 2001; ERTURK; INMAN, 2008a; SILVA et al., 2013; SAHA et al., 2015). Além do fenômeno de regeneração, *chatter* pode ser causado por não-linearidades no atrito entre cavaco e superfície de saída da ferramenta, fenômenos termomecânicos ou acoplamento de modos de vibrar (WIERCIGROCH; BUDAK, 2001; SAHA et al., 2015; WIERCIGROCH; KRIVTSOV, 2001). Durante o torneamento externo ou fresamento, o porta-ferramenta tem uma rigidez relativamente pequena na direção do avanço de corte, o que torna o porta-ferramenta flexível nesta direção. Desta forma,

Figura 1 – Acabamento superficial em diversas aplicações de usinagem com vibração de *chatter*

Fonte: Adaptado de Munoa et al. (2016)

mesmo sem a utilização de passes subsequentes, o corte é afetado pela superfície das últimas revoluções devido à vibração do porta-ferramentas na direção de avanço, o que gera *chatter* de regeneração. Em processos de torneamento externo com porta-ferramentas curto e com alta rigidez, o *chatter* de regeneração ocorre devido em casos de torneamento de eixos finos e compridos. Em processos de torneamento interno os porta-ferramentas são inerentemente mais compridos e esbeltos, com uma menor rigidez, elevando o nível vibração. Neste caso, o porta-ferramenta é posicionado de forma que a direção de avanço de corte é a direção menos flexível da ferramenta, de forma que a vibração nesta direção pode ser desconsiderada. A sobreposição de passes que ocorre devido às vibrações nas outras direções da ferramenta é pequena comparada a outros efeitos que geram *chatter*, de forma que, em casos de passes únicos, o *chatter* de regeneração pode ser desconsiderado na modelagem do fenômeno (WIERCIGROCH; BUDAK, 2001; SAHA et al., 2015; WIERCIGROCH; KRIVTSOV, 2001).

Em operações de torneamento interno, o *chatter* ocorre principalmente devido às forças de atrito entre o cavaco e a superfície de saída da ferramenta (WIERCIGROCH; BUDAK, 2001; WIERCIGROCH; KRIVTSOV, 2001; SAHA et al., 2015), deformação entre as lamelas do cavaco nas zonas primária e secundária de cisalhamento. O processo de formação do cavaco é altamente não linear com complexas interações dinâmicas e termodinâmicas (WIERCIGROCH;

KRIVTSOV, 2001) que geram acoplamento dos modos de vibrar. O atrito que ocorre entre o cavaco e a ferramenta e entre a ferramenta e a peça pode ser descrita como uma função não-linear dependente da velocidade relativa de corte (GRABEC, 1988; WIERCIGROCH; KRIVTSOV, 2001). Esforços na modelagem do *chatter* considerando tais não-linearidades foram feitos por Wiercigroch e Krivtsov (2001), Saha et al. (2015), Grabec (1988). Uma modelagem simplificada que reproduz os resultados não-lineares esperados foi desenvolvida por Grabec (1988).

Durante a operação de usinagem, os parâmetros de usinagem escolhidos podem causar cortes estáveis (sem a presença de *chatter*) ou instáveis (com a presença de *chatter*). O diagrama de lóbulos de estabilidade (DLEs), gráfico que representa as regiões de condição de corte estáveis ou instáveis, é vastamente utilizado para a escolha dos parâmetros de corte que proporcionem um processo sem *chatter* (URBIKAIN et al., 2013; URBKAIN et al., 2015; GANGULI; DERAEMAEKER; PREUMONT, 2007; COMPEÁN et al., 2012). A escolha cuidadosa dos parâmetros de forma que estejam abaixo do limite de estabilidade, embora funcional, limita a produtividade do processo. Várias estratégias ativas e passivas usando uma ampla gama de sensores e atuadores já foram propostas e exploradas (MUNOA et al., 2016; QUINTANA; CIURANA, 2011; SIDDHPURA; PAUROBALLY, 2012) de forma a reduzir a vibração e aumentar a produtividade do processo. Wu et al. (2009), Yu, Hong e Wong (2012) desenvolveram atuadores piezelétricos em um projeto de *rapid tool servo* capaz de usinagem precisa. Matsubara, Maeda e Yamaji (2014) utilizaram material piezelétrico acoplado ao porta-ferramenta e um absorvedor dinâmico ativo para redução de vibração. Munoa et al. (2015) utilizaram controle ativo no *drive* da máquina ferramenta para controle de *chatter*.

Estratégias para aumentar o limite de estabilidade do sistema são uma forma simples e direta de se aumentar a produtividade, fornecendo uma maior gama de parâmetros de corte que podem ser utilizados obtendo-se um corte sem *chatter*, e devem ser exploradas. O limite de estabilidade é conhecido por ser proporcionalmente relacionado ao amortecimento estrutural (SILVA et al., 2013; SILVA et al., 2010; GANGULI; DERAEMAEKER; PREUMONT, 2007). Ao aumentar o amortecimento do sistema, pode-se aumentar o limite de estabilidade e levar a um corte estável sem o impacto negativo sobre a produtividade que uma escolha conservadora de parâmetros pode ter. É possível aumentar o amortecimento do sistema através de estratégias de controle passivas ou ativas. Estratégias passivas podem usar amortecedores de massa sintonizados (*tuned mass dampers*) (EMA; MARUI, 2000; SIMS, 2007) ou *shunts* passivos eletromecânicos (ERTURK; INMAN, 2008a; SILVA et al., 2013; ERTURK; INMAN, 2008b) de forma a alterar o amortecimento estrutural do sistema. Os *shunts* passivos indutivo-resistivos proporcionam o mesmo efeito na redução da vibração que os amortecedores de massa sintonizados (VIANA; STEFFEN, 2006) e podem ser conectados à estrutura dos porta-ferramentas através do uso de material piezelétrico acoplado ao porta-ferramenta, evitando a necessidade de inclusão de massa no sistema.

O uso de *shunts* passivos foi primeiramente investigado para melhorar o limite de

estabilidade em casos de *chatter* por [Erturk e Inman \(2008a\)](#). Como esta proposta não requer uma fonte de tensão externa, é considerada uma estratégia de controle passivo. A avaliação desta proposta foi realizada numericamente por meio da formulação de um modelo eletromecânico distribuído e diferentes circuitos *shunt* por [Silva et al. \(2013\)](#), [Erturk e Inman \(2008a\)](#). A dissipação de energia nos *shunts* passivos fornece amortecimento adicional à estrutura do sistema, gerando um limite de estabilidade mais alto. Estratégias para otimizar os componentes elétricos do *shunt* para aumentar o amortecimento estrutural foram propostas por [Viana e Steffen \(2006\)](#). A viabilidade experimental do uso de circuitos de *shunts* passivos para aumentar o limite de estabilidade em operações de torneamento interno foi explorada por [Silva et al. \(2015\)](#). Apesar de ter sido minuciosamente estudado, o controle utilizando estratégias de *shunt* passivo foi estudado numericamente apenas em modelos lineares. Uma análise da resposta dinâmica não linear numérica ou experimental do sistema sob condições deste controle passivo, entretanto, não foi realizada.

Embora as estratégias passivas (como na Figura 2a)) possam ter vantagens sobre as estratégias ativas ([SILVA et al., 2015](#)), tendo em vista o fato de serem facilmente implementadas e não requererem energia adicional, elas são altamente dependentes da escolha dos parâmetros ([VIANA; STEFFEN, 2006](#)). Essa dependência pode representar um problema quando se trata de robustez ([VENTER et al., 2017](#); [VENTER; Da Silva, 2016](#)). A utilização de estratégias de controle ativo pode não apenas corrigir o problema da falta de robustez que ocorre com o uso de estratégias de controle passivo, como também obter um melhor desempenho na redução da vibração.

[Pratt e Nayfeh \(1999\)](#), [Pratt \(1997\)](#) propõem uma ação de controle para a redução da vibração durante a operação de torneamento. Essa ação de controle é realizada por meio do monitoramento da vibração por acelerômetros e pela ação de controle por meio de um atuador denominado *VPI Smart Tool*. Apesar dessa estratégia ter obtido resultados relativamente satisfatórios, o equipamento requerido para a realização do experimento faz com que essa estratégia tenha suas limitações práticas. Além disso, o controle aplicado para duas direções precisa ser revisto e aprimorado. Sua estratégia de controle ativo propõe, também, um aumento no amortecimento da estrutura. Utilizando porta-ferramentas instrumentados com material piezelétrico, um esquema de controle de velocidade foi numericamente explorado por [Silva et al. \(2013\)](#) utilizando um modelo linear e experimentalmente investigado por [Tanaka et al. \(1994\)](#), [Silva et al. \(2015\)](#), [Venter e Da Silva \(2016\)](#). Essa estratégia requer o uso de amplificadores piezelétricos para realimentar os sinais de controle para o material piezelétrico. Por esse motivo, essa proposta é considerada uma estratégia de controle ativo. O esquema desta estratégia ativa é representado na Figura 2b). A eficiência para aumentar o limite de estabilidade e a robustez desta proposta não foram investigadas numericamente ou experimentalmente. A falta de resultados experimentais comparativos sob diferentes condições também compromete a demonstração da viabilidade técnica da proposta. Apesar de ter sido minuciosamente estudado, o controle utilizando estratégias de controle de velocidade ativa foi estudado numericamente apenas em

modelos lineares. Uma análise da resposta dinâmica não linear numérica ou experimental do sistema sob condições deste controle ativo, entretanto, não foi realizada.

A presente pesquisa tem como objetivo um estudo de conceito para comparar estratégias passivas e ativas que atuem incrementando o amortecimento estrutural do sistema utilizando porta-ferramentas instrumentados com material piezelétrico, mostrados na Figura 2, em sua eficiência para reduzir a vibração decorrente do *chatter*. Esta análise é feita tanto numericamente como experimentalmente. A análise numérica é realizada através do uso de modelos não lineares que incorporam a força de fricção não linear causadora de *chatter* em processos de torneamento interno com as forças aplicadas pelas estratégias de controle. Tendo em vista que no caso de torneamento interno utiliza-se ferramentas esbeltas e praticamente simétricas, as forças de corte e de fricção inerentemente ocorrem nas duas direções de vibração da ferramenta. Desta forma, os modelos e estratégias de controle devem atuar em ambas direções. As estratégias passiva e ativa são derivadas usando um circuito de *shunt* passivo e um controle de velocidade como esquemas de controle, respectivamente.

Figura 2 – (a) Estratégia passiva - material piezelétrico conectado a um *shunt* passivo e (b) Estratégia ativa - material piezelétrico conectado a uma estratégia de controle

Fonte: (SILVA et al., 2013)

1.1 Objetivos

Os principais objetivos científicos desse projeto são:

- a avaliação numérica das implicações não-lineares dos métodos de controle ativo de velocidade e passivo utilizando *shunt* indutivo-resistivo, utilizando material piezelétrico em uma camada ou atuadores piezelétricos multicamadas;
- a avaliação experimental do método de controle ativo de velocidade e passivo utilizando *shunt* indutivo-resistivo utilizando material piezelétrico através de campanhas experimentais em laboratório;
- a validação experimental da efetividade do uso de atuadores piezelétricos multicamadas para aumento do amortecimento estrutural do porta-ferramenta e redução da vibração causada pelo fenômeno do *chatter*;

- a aplicação do método de controle ativo de velocidade e passivo utilizando *shunt* indutivo-resistivo utilizando um atuador piezelétrico para redução da vibração gerada pelo fenômeno do *chatter*;
- a análise de robustez das estratégias de controle propostas para reduzir a vibração gerada por *chatter*;
- a verificação experimental do comportamento dinâmico não linear do *chatter* utilizando porta-ferramenta instrumentado em operações de usinagem em um torno CNC.

1.2 Principais contribuições

Apresentar um modelo simples que efetivamente descreva o fenômeno do *chatter* com as estratégias de controle propostas, incluindo as forças de corte não-lineares, tendo em vista que um modelo de *chatter* não-linear ainda não foi estudado em conjunto com estratégias de controle. Verificação da capacidade técnica de desenvolvimento do sistema de controle, através de experimentos realizados em setups experimentais e experimentos operacionais. Os experimentos proporcionam também a habilidade de verificação das características dinâmicas não-lineares do *chatter* em torneamento interno.

1.3 Estrutura da tese

O restante desta tese é organizado como segue. No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica do problema, suas possíveis formulações matemáticas e tipos de controle utilizados, criando a fundação dos trabalhos realizados na presente tese. Em sequência, no Capítulo 3 é apresentada uma análise experimental da qualidade superficial de superfícies usinadas sob diferentes condições de torneamento interno e *chatter*, o que demonstra uma forte motivação deste trabalho. No Capítulo 4, é realizada uma avaliação numérica das estratégias de controle ativa e passiva propostas. A análise numérica é realizada através de um modelo de massa concentrada, com a aplicação de uma força não-linear que representa a força de corte. No Capítulo 5, é realizada uma avaliação experimental das estratégias de controle ativa e passiva propostas. A análise experimental é realizada em um setup experimental e em um torno CNC. Análises modais e temporais são apresentadas. Um estudo sobre a robustez dos métodos de controle propostos pode ser visto no Capítulo 6. Por último, são apresentadas as conclusões finais desta tese de doutorado no Capítulo 7.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Considerações iniciais

Neste capítulo são apresentadas considerações teóricas necessárias para o desenvolvimento do trabalho. Uma breve introdução ao *chatter* é exposta e suas causas são exploradas. Uma revisão de modelos matemáticos que descrevem o fenômeno é apresentada. Por fim, é realizada uma revisão das formas de controle utilizadas para suprimir e reduzir a vibração gerada por *chatter*, dando maior ênfase às estratégias exploradas neste trabalho.

2.2 Chatter

Chatter é uma vibração que pode ocorrer em processos de usinagem e diminuir a qualidade superficial da peça usinada, limitando a produtividade do processo e gerando necessidade de retrabalho. Peças usinadas sob condições de *chatter* resultam em acabamento superficial com qualidade abaixo do esperado, desgaste mais rápido da ferramenta de corte, diminuição da vida da ferramenta e da segurança da usinagem (WIERCIGROCH; BUDAK, 2001). Estudos relacionados com *chatter* e sua prevenção e controle são realizados há décadas (GRABEC, 1988; HANNA; TOBIAS, 1974; STÉPÁN, 2001). Entretanto, mesmo com todos esses avanços, o *chatter* continua sendo um desafio (QUINTANA; CIURANA, 2011). Quintana e Ciurana (2011) e Wiercigroch e Budak (2001) descrevem os quatro processos causadores de *chatter*. São eles:

- *Chatter* de fricção
- *Chatter* termomecânico
- *Chatter* por acoplamento de modos
- *Chatter* de regeneração

Nas subseções seguintes será apresentada uma rápida revisão sobre o *chatter* de regeneração e o *chatter* por acoplamento de modos, efeitos conhecidos como os maiores causadores do *chatter* (QUINTANA; CIURANA, 2011; WIERCIGROCH; BUDAK, 2001).

2.2.1 *Chatter* de regeneração

Chatter regenerativo ocorre devido à sobreposição das superfícies de corte geradas em períodos e/ou cortes subsequentes. Ele ocorre tão frequentemente porque a grande maioria das usinagens lida com o fenômeno de sobreposição de cortes (WIERCIGROCH; BUDAK, 2001). O processo de usinagem gera uma superfície ondulada (QUINTANA; CIURANA, 2011), e, a cada passe, uma nova onda é criada em cima da anterior. Devido a esta superfície ondulada, a força de corte e a espessura do cavaco se alteram, o que leva a instabilidades e a presença de *chatter*. A Figura 3 é uma visualização das superfícies onduladas que foram formadas pelo passe anterior (à esquerda na imagem) e que foram formadas pelo passe atual (à direita na imagem).

Figura 3 – Superfícies onduladas formadas pela usinagem

Fonte: (PRATT; NAYFEH, 1999)

A força de corte, F_c , presente no torneamento pode ser descrita como uma função da espessura de corte h , avanço f e a rotação n , que representa a velocidade de corte v_c . Sua variação dinâmica pode ser vista na eq. 2.1 (WIERCIGROCH; BUDAK, 2001):

$$dF_c = \frac{\partial F_c}{\partial a_p} dh + \frac{\partial F_c}{\partial f} df + \frac{\partial F_c}{\partial n} dn, \quad (2.1)$$

em que a espessura do cavaco é calculada pela eq. 2.2:

$$dh = x(t) + \nu x(t - T), \quad (2.2)$$

em que ν é um coeficiente de sobreposição entre o corte anterior e o atual e T é o período de uma revolução.

Durante o torneamento externo ou fresamento, o porta-ferramenta tem uma rigidez relativamente pequena na direção do avanço de corte, o que torna o porta-ferramenta flexível nesta direção. Desta forma, mesmo sem a utilização de passes subsequentes, o corte é afetado pela superfície das últimas revoluções devido à vibração do porta-ferramenta na direção de avanço, o que gera *chatter* de regeneração.

2.2.2 *Chatter* por acoplamento de modos - *chatter* de fricção

O objetivo desta pesquisa é aumentar o limite de estabilidade e reduzir a vibração gerada pelo fenômeno de *chatter* em processos de usinagem interna, em que os porta-ferramentas são inerentemente mais compridos e esbeltos, tornando-os propensos a maiores vibrações. Neste caso o porta-ferramenta é posicionado de forma que a direção de avanço de corte é a direção menos flexível da ferramenta, possibilitando que a vibração nesta direção seja desconsiderada. A sobreposição de passes que ocorre devido às vibrações nas outras direções da ferramenta é pequena comparada a outros efeitos que geram *chatter*, de forma que, em casos de passes únicos, o *chatter* de regeneração pode ser desconsiderado na modelagem do fenômeno (WIERCIGROCH; BUDAK, 2001; SAHA et al., 2015; WIERCIGROCH; KRIVTSOV, 2001). Weremczuk e Rusinek (2017) propôs um modelo que incorpora *chatter* de fricção a *chatter* de regeneração, mas apenas analisam uma direção de vibração. A Figura 4 apresenta um esquema do posicionamento do porta-ferramenta em torneamento externo e interno. Como pode ser visto, no caso de torneamento externo (ver Figura 4a)) a direção de avanço (z) é flexível e ocorre *chatter* de regeneração. No caso de torneamento interno (ver Figura 4b)) a direção z é a menos flexível da ferramenta, que apresenta vibrações nas direções x e y , portanto não tendo influência significativa de revoluções anteriores (vistas na direção z).

Figura 4 – a) Desenho esquemático de torneamento externo, b) Desenho esquemático de torneamento interno

Fonte: Silva et al. (2013)

Em operações de torneamento interno o *chatter* ocorre principalmente devido às forças de fricção entre o cavaco e a superfície de saída da ferramenta, deformação entre as lamelas do

cavaco nas zonas primária e secundária de cisalhamento. O processo de formação do cavaco é altamente não linear com complexas interações dinâmicas e termodinâmicas (WIERCIGROCH; KRIVTSOV, 2001) que geram acoplamento dos modos de vibrar. Estas interações englobam, por exemplo, deformações elasto-plásticas nas zonas de corte; fricção entre a peça, ferramenta e cavaco; geração e transferência de calor; adesão; difusão; e até mesmo transformações de fase do material do cavaco (Figura 5). A fricção que ocorre entre o cavaco e a ferramenta e entre a ferramenta e a peça pode ser descrita como uma função não-linear dependente da velocidade relativa de corte.

Figura 5 – Fenômenos físicos na zona de corte

Fonte: adaptado de (WIERCIGROCH; BUDAK, 2001)

As forças de fricção ocorrem nas duas zonas de fricção mostradas na Figura 5. Estas forças são interdependentes (WIERCIGROCH; KRIVTSOV, 2001) e acoplam a vibração nas duas direções, formando o *chatter* por acoplamento de modos. A presença de cavacos segmentados (Figura 6) aumenta a não-linearidade das forças de fricção, bem como as torna mais elevadas.

Figura 6 – a) Desenho esquemático da formação do cavaco, b) Imagem de microscopia eletrônica de varredura do cavaco segmentado

Fonte: adaptado de (WIERCIGROCH; BUDAK, 2001)

2.3 Modelagem matemática não-linear

Uma modelagem contínua, utilizando a teoria de Euler-Bernoulli devido a esbeltez da ferramenta, como a proposta por Miguélez et al. (2010), Ganguli, Deraemaeker e Preumont (2007), Silva et al. (2010), embora muito utilizada, não apresenta as não-linearidades e acoplamento de modos a serem estudados nesta pesquisa. O método de estudo via DDEs (*Delay Differential Equations*), como proposto por Deshpande e Fofana (2001), Fofana (2003), Chandiramani e Pothala (2006) e que é outra forma de análise com modelagem contínua, é vastamente utilizado para a análise do *chatter* regenerativo, devido a sua natureza inerentemente baseada em atrasos. Este método, entretanto, não beneficiaria a análise não linear de *chatter* de fricção.

Trabalhos como o de Litak, Schubert e Radons (2012) e Stépán (2001) apresentam uma modelagem para previsão de *chatter* através de parâmetros concentrados, entretanto usam apenas um grau de liberdade e analisam o fenômeno de *chatter* regenerativo. Uma análise mais detalhada da interação entre a ferramenta e a peça usinada é proposta por Vela-Martínez et al. (2008), que também propõe um modelo com apenas um grau de liberdade. Como o grande objetivo deste trabalho é a análise dos dois primeiros modos de vibrar da ferramenta, fricção e seu acoplamento, gerando não-linearidades, o modelo proposto deve ter dois graus de liberdade ou mais.

Kalmár-Nagy e Moon (2003) propuseram uma modelagem por parâmetros concentrados considerando três graus de liberdade, dois graus de liberdade referentes à flexão e um grau de liberdade referente à torção, como ilustrado na Figura 7. Em seu artigo, os autores mostram que o acoplamento devido a fricção e as não linearidades inerentes a esse acoplamento ocorrem entre os dois modos de flexão, chegando a conclusão que o modo de torção pode ser desconsiderado nestas análises.

Utilizando esta conclusão, percebe-se que o grau de liberdade de torção não é necessário

Figura 7 – Modelo de três graus de liberdade

Fonte: [Kalmár-Nagy e Moon \(2003\)](#)

para uma modelagem abrangente do fenômeno. O modelo utilizado para este trabalho deverá ter dois graus de liberdade, compreendendo o acoplamento existente entre os dois modos de flexão da ferramenta. O modelo deve conter não-linearidades causadas pela força de fricção que causa o acoplamento das duas direções de vibração.

2.4 Métodos de controle

Embora seja possível selecionar parâmetros de corte (como velocidade de rotação e profundidade de corte) em que se tenha um corte estável, sem *chatter*, a produtividade da operação é extremamente dependente de tais parâmetros ([MUNOA et al., 2016](#); [QUINTANA; CIURANA, 2011](#)). Desta forma, de modo a produzir peças com rugosidade aceitável sem detrimento da produtividade da operação, é necessário a utilização de métodos de controle. Para reduzir esta vibração gerada por *chatter*, que é excessiva e gera superfícies fora do padrão (ver Figura 1), pode-se usar métodos de controle passivo ou ativo ([MUNOA et al., 2016](#); [QUINTANA; CIURANA, 2011](#); [SIDDHPURA; PAUROBALLY, 2012](#)).

2.4.1 Controle ativo

Os métodos de controle ativo aumentam o amortecimento da estrutura através de dispositivos que requerem energia externa ([MUNOA et al., 2016](#); [MUHAMMAD et al., 2017](#); [CHIU; CHAN, 1997](#); [PRATT; NAYFEH, 1999](#); [VENTER et al., 2017](#)). Métodos de controle ativo trabalham em uma malha fechada (ver Figura 8b)) ([PREUMONT, 2011](#)), em que o sistema é monitorado em tempo real através do uso de sensores de forma a atuar sobre esta variável de controle medida. Nestes métodos, a variável de controle medida ou o erro desta variável em relação à uma referência pré determinada, é a entrada do controlador, que então atua sobre o sistema com atuadores variados. A Figura 9 mostra a malha de controle determinada por [Muhammad et al. \(2017\)](#) para um controle ativo em fresamento, em que o erro é a variável de entrada no controlador. Estes atuadores necessitam de energia externa para sua atuação, o que

torna estas estratégias mais caras e difíceis de serem implementadas. Entretanto, tais estratégias não sofrem com o problema de robustez encontrado em estratégias passivas.

Figura 8 – Fluxograma para diferentes tipos de controle: a) controle passivo; b) controle ativo

Fonte: elaborado pela própria autora

Munoa et al. (2015), Pratt e Nayfeh (1999), Pratt (1997), Zhao, Shi e Huang (2016) propõe uma ação de controle para a redução da vibração utilizando drives próprios das máquinas ferramenta. Em Pratt e Nayfeh (1999), essa ação de controle é realizada através do monitoramento da vibração por acelerômetros e pela ação de controle através de um atuador denominado *VPI Smart Tool*. Munoa et al. (2015) utiliza os próprios drives do torno em junção com um acelerômetro posicionado no centro do porta-ferramenta para aumentar o amortecimento da estrutura. Este esquema pode ser visto na Figura 10. Atuadores magnéticos são utilizados por Chen et al. (2015) e Sajedi Pour e Behbahani (2016). Chen et al. (2015) propõe o uso de atuadores magnéticos em conjunto com controles ótimos H_∞ , cujo esquema experimental proposto pode ser visto na Figura 11.

Os sistemas mecatrônicos usados em máquinas-ferramentas, como porta-ferramentas instrumentados com material piezelétricos (ver Figura 2), podem ser empregados tanto em estratégias passivas quanto ativas e são mostrados robustos para tais aplicações (NEUGEBAUER; DENKENS; WEGENER, 2007). Como o material piezelétrico gera um acoplamento eletromecânico entre o circuito de controle e o sistema mecânico, é uma alternativa simples de se atuar nos porta-ferramentas.

Figura 9 – Sistema para redução de vibração em fresamento em circuito fechado de controle

Fonte: Adaptado de [Muhammad et al. \(2017\)](#)

Figura 10 – Esquema de controle ativo proposto por [Munoo et al. \(2015\)](#)

Fonte: Adaptado de [Munoo et al. \(2015\)](#)

Utilizando porta-ferramentas instrumentados com material piezelétrico, [Chiu e Chan \(1997\)](#), [Kumar, Srivastava e Srivastava \(2014\)](#) e [Khot et al. \(2012\)](#) desenvolveram um controle PID para reduzir a vibração provocada por *chatter*. Um esquema de controle de velocidade foi numericamente explorado por [Silva et al. \(2013\)](#) utilizando um modelo linear e experimentalmente investigado por [Tanaka et al. \(1994\)](#), [Silva et al. \(2015\)](#), [Venter et al. \(2017\)](#). Essa estratégia requer o uso de amplificadores piezelétricos para realimentar os sinais de controle para o material piezelétrico. Por esse motivo, essa proposta é considerada uma estratégia de controle ativo. O esquema desta estratégia ativa é representado na Figura 2b). A eficiência para aumentar o limite de estabilidade e a robustez desta proposta não foram investigadas numericamente ou experimentalmente. A falta de resultados experimentais comparativos sob diferentes condições também compromete a demonstração da viabilidade técnica da proposta. Apesar de ter sido estudado, o controle utilizando estratégias de controle de velocidade ativa foi estudado numericamente apenas em modelos lineares. Uma análise da resposta dinâmica não linear numérica ou experimental do sistema sob condições deste controle passivo, entretanto, não foi realizada.

Figura 11 – Esquema de controle ativo proposto por [Chen et al. \(2015\)](#)

Fonte: Adaptado de [Chen et al. \(2015\)](#)

2.4.2 Controle passivo

Os métodos de controle passivo aumentam o amortecimento da estrutura através de dispositivos que não requerem energia externa ([URBIKAIN et al., 2015](#); [ERTURK](#); [INMAN, 2008a](#); [SILVA et al., 2015](#); [MORADI](#); [MOVAHHEDY](#); [VOSSOUGH, 2012](#)). Ao contrário de métodos de controle ativo, os passivos podem ser descritos como controles de malha aberta, em que não há monitoramento do sistema em tempo real através do uso de sensores, como pode ser visto na Figura 8a). O dispositivo utilizado para aumentar o amortecimento estrutural do sistema pode ser descrito como uma alteração no próprio sistema e sua dinâmica, por isso ele pode ser visto como um sistema alterado, sem ação de controle. Embora as estratégias passivas possam ter algumas vantagens sobre as ativas ([SILVA et al., 2015](#)), sendo facilmente implementadas e não requerendo energia adicional, elas são altamente dependentes da escolha dos parâmetros. Essa dependência pode representar um problema quando se trata de robustez ([VENTER](#); [Da Silva, 2016](#)).

Estratégias passivas para controle de *chatter* englobam dispositivos dinâmicos que aumentam o amortecimento ([EMA](#); [MARUI, 2000](#); [SIMS, 2007](#); [LIU et al., 2017](#); [MORADI](#); [MOVAHHEDY](#); [VOSSOUGH, 2012](#)) ou dispositivos eletro-mecânicos que simulam um amortecimento virtual ([ERTURK](#); [INMAN, 2008a](#); [ERTURK](#); [INMAN, 2008b](#); [YIGIT](#); [CIGEROGLU](#); [BUDAK, 2014](#); [SILVA et al., 2015](#); [NEUGEBAUER](#); [DENKENA](#); [WEGENER, 2007](#); [SILVA et al., 2013](#); [VIANA](#); [STEFFEN, 2006](#); [MATSUBARA](#); [MAEDA](#); [YAMAJI, 2014](#)). [Moradi, Movahhedy e Vossoughi \(2012\)](#) desenvolveram um absorvedor dinâmico de vibrações variável para tentar reduzir o problema inerente de falta de robustez de controles passivos. Este absorvedor é um dispositivo que é acoplado externamente à fresa, aumentando o amortecimento em duas direções de vibração. [Liu et al. \(2017\)](#) também utilizaram a teoria de absorvedor dinâmico de

vibrações, criando um amortecedor dinâmico de vibração com rigidez variável, como pode ser visto na Figura 12. Suyama, Diniz e Pederiva (2016), Diniz et al. (2018) utilizaram absorvedores de impacto na forma de esferas inseridas no interior do porta-ferramenta. Um esquema deste absorvedor pode ser visto na Figura 13.

Figura 12 – Estrutura do porta-ferramenta amortecido proposto por Liu et al. (2017)

Fonte: Adaptado de Liu et al. (2017)

Figura 13 – Estrutura do porta-ferramenta amortecido proposto por Suyama, Diniz e Pederiva (2016)

Fonte: Suyama, Diniz e Pederiva (2016)

Tanto Moradi, Movahhedy e Vossoughi (2012) quanto Liu et al. (2017) ou Liu et al. (2017, 2017) alteram consideravelmente a estrutura do porta-ferramenta, sendo complexos de serem aplicados e, portando, tendo aplicações restritas. Ao contrário destas estratégias, sistemas elétricos passivos acoplados ao sistema mecânico através do uso de material piezelétrico são acoplados externamente e são uma forma mais simples de aumentar o amortecimento estrutural e, conseqüentemente, diminuir a vibração do sistema (HAGOOD; FLOTOW, 1991; VIANA; STEFFEN, 2006) (ver Figura 14). Estes sistemas elétricos são denominados de circuitos *shunt* passivos e o uso de um circuito indutivo-resistivo (LR) é equivalente a adição de um absorvedor dinâmico de vibrações (ERTURK; INMAN, 2008a), porém mais compactos. A Figura 15 mostra o modelo esquemático de um *shunt* indutivo-resistivo, investigado por Viana e Steffen (2006). A metodologia proposta por Hagood e Flotow (1991) para a obtenção dos valores ótimos dos componentes elétricos usados no *shunt* foi utilizada neste trabalho.

Figura 14 – Modelo esquemático de um material piezelétrico acoplado a um circuito de *shunt*

Fonte: adaptado de Viana e Steffen (2006)

Figura 15 – Modelo esquemático de um *shunt* indutivo resistivo

Fonte: adaptado de Viana e Steffen (2006)

O uso de *shunts* passivos foi primeiramente investigado para melhorar o limite de estabilidade em casos de *chatter* por Erturk e Inman (2008a). Como esta proposta não requer uma fonte de tensão externa, é considerada uma estratégia de controle passivo. A avaliação desta proposta foi realizada numericamente através da formulação de um modelo eletromecânico distribuído e diferentes circuitos *shunt* por Silva et al. (2013), Erturk e Inman (2008a). A dissipação de energia nos *shunts* passivos fornece amortecimento adicional à estrutura do sistema, gerando um limite de estabilidade mais alto. Estratégias para otimizar os componentes elétricos do *shunt* para aumentar o amortecimento estrutural foram propostas por Viana e Steffen (2006) (ver Figura 15). A viabilidade experimental do uso de circuitos de *shunts* passivos para aumentar o limite de estabilidade em operações de torneamento interno foi explorada por Silva et al. (2015). Apesar de ter sido estudado, o controle utilizando estratégias de *shunt* passivo foi estudado numericamente apenas em modelos lineares. Uma análise da resposta dinâmica não linear numérica ou experimental do sistema sob condições deste controle passivo, entretanto, ainda não foi realizada.

2.4.2.1 Avaliação de parâmetros ótimos do *shunt* passivo

A utilização de *shunts* passivos indutivos-resistivos pode aumentar o amortecimento do sistema e, portanto, seu limite de estabilidade, atuando como um atenuador de vibração dinâmico clássico. Os *shunts* passivos podem ser modelados como visto nas Figuras 14 e 15. Os

parâmetros L e R devem ser cuidadosamente escolhidos, de forma que o *shunt* atenua a vibração na frequência de ressonância da estrutura. Estes parâmetros devem, portanto, ser especificados de acordo com a dinâmica do sistema que está sendo controlado.

Na Figura 14, **i** e **j** são os eixos de coordenadas que indicam a direção para vetores elétricos e mecânicos, $Z_i^{SHUNT}(s)$ é a impedância do circuito de *shunt*, T_j é a tensão mecânica, A_i e A_j são as áreas das seções transversais, B_i e B_j são os comprimentos iniciais, S_j é a tensão não dimensional.

A expressão geral que descreve o comportamento piezelétrico pode ser descrita como (VIANA; STEFFEN, 2006; HAGOOD; FLOTOW, 1991; PREUMONT, 2011):

$$\begin{bmatrix} \mathbf{D} \\ \mathbf{S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \epsilon^T & \mathbf{d} \\ \mathbf{d}^t & \mathbf{s}^E \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{E} \\ \mathbf{T} \end{bmatrix}, \quad (2.3)$$

em que $\mathbf{D}$ é o deslocamento elétrico, $\mathbf{E}$ é o campo elétrico, $\mathbf{S}$ são as deformações mecânicas adimensionais, $\mathbf{T}$ é a tensão mecânica, ϵ é a matriz de constantes dielétricas do material, $\mathbf{s}$ é a matriz de conformidade do material e $\mathbf{d}$ é a constante piezoelétrica que relaciona a deformação mecânica com a tensão elétrica. A variável $\mathbf{s}^E$ refere-se à matriz de conformidade do material sob campo elétrico constante. A variável ϵ^T refere-se à matriz de constantes dielétricas do material sob tensão mecânica constante. Usando a eq. 2.3, juntamente com equações básicas de corrente e tensão, é possível obter (HAGOOD; FLOTOW, 1991):

$$\begin{bmatrix} \mathbf{I} \\ \mathbf{S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Y}^{ELECT}(s) & s\mathbf{A}\mathbf{d} \\ \mathbf{d}^t\mathbf{B}^{-1} & \mathbf{s}^E \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{V} \\ \mathbf{T} \end{bmatrix}, \quad (2.4)$$

em que $\mathbf{V}$ é a tensão elétrica, $\mathbf{I}$ é a corrente elétrica, $\mathbf{B}$ é a matriz diagonal que contém os comprimentos do material piezelétrico, $\mathbf{A}$ é a matriz de áreas das superfícies do material piezelétrico, $\mathbf{Y}$ é a admissão elétrica e $\mathbf{Y}^{ELECT} = \mathbf{Y}_{PZT}^D + \mathbf{Y}^{SHUNT}$, sabendo que $\mathbf{Y}_{PZT}^D = s\mathbf{C}_{PZT}^T$.

O coeficiente de acoplamento eletromecânico, k , é definido de modo que seu quadrado representa fisicamente a porcentagem de energia de deformação mecânica que pode ser transformada em energia elétrica e vice-versa. k é definido como:

$$k_{ij} = \frac{d_{ij}}{\sqrt{s_{ij}^E \epsilon_i^T}}, \quad (2.5)$$

em que d_{ij} é a constante do material piezelétrico que relaciona a tensão elétrica na i -ésima direção com a deformação na j -ésima direção.

A impedância mecânica não dimensional para o material piezelétrico com um circuito *shunt* indutivo-resistivo pode ser mostrada como sendo (HAGOOD; FLOTOW, 1991):

$$\bar{Z}_{jj}^{MEC} = \frac{1 - k_{ij}^2}{1 - k_{ij}^2 \bar{Z}_i^{ELECT}}, \quad (2.6)$$

em que $\bar{Z}_i^{ELECT}$ é a impedância elétrica do *shunt*.

Para *shunt* passivo indutivo-resistivo visto na Figura 15, $\bar{Z}_i^{ELECT}$ pode ser descrita como:

$$\bar{Z}_i^{ELECT} = \frac{LC_{PZT}^T s^2 + RC_{PZT}^T s}{LC_{PZT}^T s^2 + RC_{PZT}^T s + 1}, \quad (2.7)$$

em que L é a indutância, R é a resistência e C_{PZT}^T é a capacitância piezelétrica.

Usando a eq. 2.6, eq. 2.7 pode ser reescrito como:

$$\bar{Z}_{jj}^{MEC} = 1 - k_{ij}^2 \frac{1}{LC_{PZT}^T s^2 + RC_{PZT}^T s + 1}. \quad (2.8)$$

A função de transferência do sistema pode ser mostrada como (HAGOOD; FLOTOW, 1991):

$$H(s) = \frac{s^2}{k_r + s\bar{Z}_{jj}^{MEC}(s) + s^2 m_r}, \quad (2.9)$$

em que m_r e k_r são as massas e rigidezes modais.

Usando as eqs. 2.8 e 2.9 é possível obter os seguintes valores ótimos:

$$L_{opt} = \frac{1}{C_{PZT}(1 + K_{ij}^2)w_n^2}, \quad (2.10)$$

em que w_n é a frequência natural a ser reduzida, em rad/s e K_{ij} :

$$K_{ij}^2 = \bar{K} \frac{k_{ij}^2}{1 - k_{ij}^2}, \quad (2.11)$$

em que $\bar{K}$ é a relação entre a rigidez modal em curto circuito e a rigidez modal total do circuito.

2.5 Formulação matemática linear utilizada para cálculo do limite de estabilidade

Diagramas de lóbulos de estabilidade (DLEs) são aplicados em diversas pesquisas de forma a caracterizar o sistema e o fenômeno do *chatter* e proporcionando uma forma de quantificar o aumento do amortecimento gerado pelos controles passivo e ativo. Uma estimativa do DLE para fresamento de paredes finas usando um modelo linear com não-linearidades introduzidas é mostrada por [Compeán et al. \(2012\)](#). [Urbikain et al. \(2013\)](#), [Urbikain et al. \(2015\)](#) usaram a estratégia do método de polinômios de Chebyshev para calcular o DLE. [Urbikain et al. \(2013\)](#) melhoraram o método para condições gerais de *chatter* para porta-ferramentas esbeltos, o que produz uma vibração maior na direção tangencial. O método homotópico de perturbação em múltiplos estágios é usado para estimar o DLE para fresamento multivariáveis por [Compeán et al. \(2012\)](#). [Huang et al. \(2016\)](#) determinaram um modelo probabilístico de *chatter* regenerativo e encontra as áreas estáveis de parâmetros de corte utilizando Simulação Monte Carlo (MCS) e um método avançado de primeira ordem segundo momento (FOSM). Usando vários modos de

vibrar, [Wan et al. \(2015\)](#) propõem um método para derivar os DLE em processos de fresamento. [Ganguli, Deraemaeker e Preumont \(2007\)](#) apresentaram um método mais simples, que aproxima o sistema como um único grau de liberdade em processos de torneamento e usa essa aproximação para gerar os DLEs. Este método é explorado a seguir.

A relação proporcional entre o amortecimento e o limite de estabilidade é explorada por [Silva et al. \(2013\)](#), [Erturk e Inman \(2008a\)](#) usando um modelo de um grau de liberdade que representa a flexibilidade do porta-ferramenta na direção de corte como visto na Figura 16.

Figura 16 – Esquema da peça, porta-ferramenta e camada piezoelétrica

Fonte: adaptado de ([GANGULI; DERAEMAEKER; PREUMONT, 2007](#))

Considerando T como o período de revolução, $w(t)$ e $w(t - T)$ como os deslocamentos em dois cortes sucessivos e ap_0 como a profundidade de corte estática, a profundidade de corte instantânea pode ser escrita como :

$$ap_i(t) = ap_0(t) + w(t - T) - w(t). \quad (2.12)$$

Supondo que a ferramenta é flexível na direção x e que há corte ortogonal, a força de corte F é proporcional à área frontal do cavaco. Nesse caso, a força de corte pode ser expressa como:

$$F(t) = K_f a (ap_0(t) + w(t - T) - w(t)), \quad (2.13)$$

em que K_f é um coeficiente de corte obtido experimentalmente e a é a largura de corte. No domínio de Laplace, a relação entre a força de corte F e o deslocamento de extremidade livre do porta-ferramenta pode ser escrita pela função de transferência do sistema $G(s) = W/F(s)$:

$$G(s) = \frac{W(s)}{F_c(s)} = \frac{1}{ms^2 + cs + k}. \quad (2.14)$$

Usando as relações $H_i(s)/W(s)$ e $W(s)/H_0(s)$, a relação entre a profundidade de corte instantânea e estática pode ser encontrada como:

$$\frac{H(s)}{H_0(s)} = \frac{1}{1 + K_{cut}(s)G(s)(1 - e^{-sT})}, \quad (2.15)$$

em que $K_{cut}(s) = K_f a$. Usando a equação característica de circuito fechado $1 + K_{cortar}(s)G(s)(1 - e^{-sT}) = 0$, pode-se encontrar a frequência de *chatter* ω_c . Substituindo $s = i\omega_c$ na equação característica e usando a identidade de Euler, pode-se encontrar $K_{lim} = K_{cortar}(i\omega_c)$ (GANGULI; DERAEMAEKER; PREUMONT, 2007).

Sendo o limite de estabilidade K_{lim} uma propriedade física, seu imaginário é nulo. Portanto, ω_c e K_{lim} são encontrados como:

$$\omega_c T = 2p\pi - 2\tan^{-1}\left(\frac{\Lambda_R}{\Lambda_I}\right), \quad (2.16)$$

$$K_{lim} = -\frac{1}{2\Lambda_R}, \quad (2.17)$$

em que $\Lambda_R = \text{Re}(G(i\omega_c))$, $\Lambda_I = \text{Imag}(G(i\omega_c))$ e $p=1,2,3 \dots$. Sendo assim, K_{lim} pode ser aumentado ao tornar-se a parcela real da função de transferência do sistema $\Lambda_R = \text{Re}[G(i\omega_c)] = (km\omega_c)/((km\omega_c)^2 + (c\omega_c)^2)$ menos negativa. Isso é possível aumentando-se o amortecimento estrutural do sistema. A solução de K_{lim} para $p=1,2,3 \dots$ leva ao diagrama de lobo do sistema.

2.6 Considerações finais

Neste capítulo foram apresentadas considerações teóricas necessárias para o desenvolvimento do trabalho. *Chatter* foi definido e descrito com relação a sua origem. Foram descritos com mais detalhes o *chatter* de fricção e *chatter* de acoplamento. Posteriormente, a modelagem de *chatter* de acoplamento originado por forças de fricção não lineares entre o cavaco e a ferramenta de corte proposta por Grabec (1988) foi descrita. A metodologia utilizada para obtenção dos diagramas de lóbulos experimentais descrita por Erturk e Inman (2008a) também foi descrita. Por fim, é realizada uma revisão das formas de controle utilizadas para suprimir e reduzir a vibração gerada por *chatter*, dando maior ênfase às estratégias exploradas neste trabalho.

No Capítulo 3 será apresentada uma análise experimental da qualidade superficial de superfícies usinadas sob diferentes condições de torneamento interno e *chatter*, o que demonstra uma forte motivação deste trabalho. Uma análise entre a rugosidade e os diagramas de lóbulos foi realizada por Lin, Hsu e Peng (2015). Entretanto, não foi realizada uma análise estatística ou visual, e a análise foi apresentada para torneamento externo, com uma ferramenta de menor porte. A análise é realizada utilizando ferramentas estatísticas de ANOVA, utilizando o software Statistica ®.

UMA ANÁLISE DA RUGOSIDADE SUPERFICIAL

3.1 Considerações iniciais

Conforme descrito nos capítulos anteriores, *chatter* é uma vibração auto-excitada que pode ocorrer durante torneamento interno e leva a grandes vibrações no porta-ferramenta, que levam à uma rugosidade elevada da superfície da peça usinada. O uso de ferramentas esbeltas para torneamento interno agrava esse problema. Diferentes níveis de vibração podem ocorrer devido a pequenas mudanças nos parâmetros de corte (profundidade de corte ap e rotação n), que podem gerar cortes estáveis (sem *chatter*) ou instáveis (com *chatter*). Este capítulo apresenta uma análise do acabamento superficial de peças usinadas com vários parâmetros de corte diferentes de forma a obter cortes estáveis e instáveis. São descritos conceitos básicos das ferramentas estatísticas utilizadas. Então, uma árvore de experimentos é descrita, de forma a isolar cada variável experimental. Em seguida, são apresentados resultados das peças usinadas sob todas as condições projetadas em um torno CNC, e ambos os dados coletados com um perfilômetro, bem como dados visuais foram analisados. São obtidas conclusões com relação à rugosidade e perfil impresso na peça usinada em condições com e sem *chatter*.

3.2 Conceitos básicos

Esta seção apresenta conceitos básicos para a análise de rugosidade realizada. A formulação para obtenção dos DLE pode ser vista no Capítulo 2. Aqui é apresentada uma breve introdução aos conceitos de ANOVA e os parâmetros de rugosidade R_a , R_t e R_z são rapidamente explicados.

3.2.1 Os conceitos básicos de ANOVA

Análise de variância (ANOVA) é um método estatístico utilizado para interpretar dados (ROSS, 1996). É uma ferramenta de decisão baseada em estatística para detectar qualquer diferença nas performances médias de dados experimentais e/ou numéricos (BHATTACHARYA et al., 2009). ANOVA é uma ferramenta matemática que avalia a variação total de diferentes fontes, decompondo esta variação em componentes que são relacionados a cada parâmetro sendo analisado. Para que o método seja efetivo em separar os efeitos de cada parâmetro analisado na variação total, uma árvore de experimentos bem definida deve ser utilizada. Nesta análise, uma ANOVA de variáveis múltiplas foi realizada, utilizando-se o software Statistica ®.

3.2.2 Os conceitos básicos de R_a , R_t e R_z

R_a é a rugosidade média da superfície medida da peça usinada. Este parâmetro fornece um guia geral de desempenho da parte e é vastamente utilizado na indústria. Pode ser matematicamente calculado como a área entre o perfil de rugosidade e sua linha média, ou como a integral do valor absoluto da altura do perfil rugosidade sobre o tamanho de medição (GALYER; SHOTBOLT, 1990):

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y| dl = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}, \quad (3.1)$$

em que l é o comprimento de medição e y é ordenada do perfil. Como o parâmetro R_a fornece uma média aritmética das irregularidades da superfície, ele não fornece uma boa representação do perfil da superfície. Desta forma, duas superfícies com dois perfis completamente distintos podem ter o mesmo valor de R_a , mas ter uma performance muito diferente.

R_t é calculado como a máxima distância entre um vale e um pico dentro dos limites do comprimento l de medição da superfície da peça usinada. Como este parâmetro de rugosidade não realiza uma média na superfície, ele pode fornecer uma estimativa melhor de variações de perfil nas superfícies medidas.

R_z é calculado como a média dos dez máximos valores de diferença de pico a vale dentro do comprimento de medição l . Este parâmetro realiza a média entre os valores mais positivos e mais negativos da superfície e também pode ser uma estimativa melhor do perfil da superfície.

3.3 Procedimento experimental

O porta-ferramenta A16T-SCLCR 4, da Sandvik Coromant ®, foi modificado de forma que seu comprimento total seja de 150mm, o que proporciona um balanço de 100mm de comprimento entre o ponto de engaste no torno e sua extremidade livre. O porta-ferramenta modificado foi engastado em um torno CNC e utilizado para torneamento interno e foi utilizada a ferramenta WNMG 06 04 08-PM 4315 da Sandvik Coromant ® para a usinagem de aço 1020. O setup experimental pode ser visto na Figura 17.

Figura 17 – Setup experimental utilizado para análise da rugosidade superficial em torneamento interno em diferentes condições de *chatter*

Fonte: elaborado pela própria autora

De forma a analisar o DLE do sistema e determinar as condições estáveis e instáveis de corte a serem usadas, a FRF experimental do setup foi obtida utilizando um martelo de impacto e um acelerômetro da PCB Piezoelectrics, além de um sistema de aquisição de dados. O sistema de aquisição de dados utilizado foi a placa dSPACE DS1103 PPC Controller Board. O método H2 foi utilizado para calcular a aproximação da FRF (EWINS, 2000). O método exposto por (ERTURK; INMAN, 2008b) foi utilizado para a obtenção do DLE.

Para a obtenção do DLE experimental é preciso realizar a aproximação da FRF experimental por uma função de transferência de segunda ordem nominal $G(s) = K_p / (s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)$, em que ζ é o coeficiente de amortecimento do sistema, K_p é o ganho da função de transferência e ω_n é a frequência natural do sistema. Devido à esta aproximação, o DLE também será aproximado e deverá ser ajustado utilizando dados operacionais.

De forma a analisar a instabilidade que ocorre durante o torneamento e a rugosidade superficial da peça usinada, a aquisição de dados ocorre após a operação de torneamento interno. Os experimentos foram realizados utilizando diferentes combinações de parâmetros de corte: o avanço f foi fixado em $f = 0.1 \text{ mm/rev}$, a profundidade de corte ap variou de $ap = 0.25 \text{ mm}$ até $ap = 0.75 \text{ mm}$, a rotação n variou de $n = 350 \text{ rpm}$ até $n = 727 \text{ rpm}$. O material sendo usinado foi aço carbono 1020. Estes parâmetros de corte proporcionam condições estáveis e instáveis de corte considerando o primeiro lóbulo do DLE do porta-ferramenta.

O perfil da superfície usinada foi obtido utilizando o perfilômetro TalySurf50 da Taylor Hobson. Utilizando o software Ultra, fornecido pela Taylor Hobson, os perfis podem ser analisados de forma a se obter parâmetros de rugosidade como R_a , R_t e R_z . É importante ressaltar, entretanto, que o apalpador utilizado no perfilômetro foi o apalpador cônico para obtenção de perfil e não o apalpador de indução de rugosidade (veja Figura 18). Esta decisão foi tomada devido ao apalpador de rugosidade não conseguir coletar corretamente os dados do perfil de

peças usinadas nas condições de maior vibração.

Figura 18 – Diferentes apalpadores utilizados com o perfilômetro Talysurf50: A) apalpador cônico de perfil e B) apalpador de indução de rugosidade

Fonte: elaborado pela própria autora

Foram utilizados ambos os apalpadores mostrados na Figura 18 para a medição do R_a de um modelo base SS-N S9 4, com $R_a = 3\mu m$ padrão. Com ambos os apalpadores foram obtidas medições com menos de 5% de erro do R_a modelo.

Mesmo assim, por utilizarmos um apalpador não recomendado para medição de rugosidade, as medições de rugosidade não devem ser utilizadas em comparação com outros dados de rugosidade, mas podem ser usadas com segurança nesta análise variacional comparativa, pois todos os dados são obtidos usando o mesmo apalpador e nas mesmas condições. Como os parâmetros só podem ser usados nessas comparações, os dados de rugosidade aqui são fornecidos de forma adimensional. O acabamento superficial também pode ser comparado qualitativamente através de imagens de superfície e do perfil bruto obtido pela ferramenta.

3.3.1 Resultados e discussão

Para encontrar o DLE do porta-ferramenta, primeiro é necessário obter a FRF experimental do sistema fixado no torno que será utilizado na operação de torneamento interno. Utilizando um teste de impacto, uma FRF experimental do setup experimental foi obtida e pode ser vista na Figura 19a). Pode-se aproximar a FRF experimental por uma função de transferência de segunda ordem nominal ($G(s) = K_p/(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)$), em que $\zeta = 0.025$ e $\omega_n = 74700rpm$. K_p deve ser ajustado utilizando-se dados experimentais do torneamento interno de forma que o DLE seja representativo. O DLE obtido pode ser visto na Figura 19 b).

Os experimentos operacionais foram realizadas com várias combinações diferentes de parâmetros de corte, nas quais o avanço f , a profundidade de corte ap e a velocidade de rotação n variaram conforme discutido anteriormente. Cada ponto visto na Figura 19b) representa uma combinação de parâmetros de corte e cada combinação proporciona um corte estável ou instável. O perfil superficial de cada peça usinada foi obtido em 3 pontos equidistantes de cada peça. A média da rugosidade da superfície $\bar{R}_a$, $\bar{R}_t$ e $\bar{R}_z$, e seu desvio padrão σ_a , σ_t e σ_z são mostrados na Tabela 1.

É possível ver a diferença entre condições estáveis e instáveis em todas as medidas de rugosidade. Os dados mostram, no entanto, que médias de rugosidade similares podem ser vistas em cortes estáveis e instáveis, que atestam os limites das medidas de rugosidade para quantificar

Figura 19 – DLE experimental: a) amplitude da FRF experimental; b) DLE

Fonte: elaborado pela própria autora

o acabamento da superfície em condições de vibração. Também é possível ver uma variação da rugosidade dentro dos grupos de condições estáveis e instáveis.

Com os dados fornecidos na Tabela 1, três regiões diferentes devem ser anotadas nos diagramas de lóbulos (veja a Figura 20). A e C são regiões estáveis, nas quais não existe *chatter*. B é uma região instável, em que há *chatter*. C é uma região em que se pode encontrar a melhor rugosidade superficial nos dados experimentais.

Usando o perfil de superfície bruta obtido a partir do TalySurf50®, pode-se analisar a diferença entre as regiões A, B e C a partir do DLE (ver Figura 21).

Como pode ser visto na Figura 21, os perfis das regiões A e C (regiões estáveis) são muito diferentes da região B (região instável). Em condições de *chatter*, a ferramenta vibra de forma que um perfil de ondulação seja impresso no acabamento da superfície. Uma parte com tal perfil superficial seria inaceitável na maioria dos usos práticos, independentemente da análise de

Tabela 1 – Rugosidade superficial em diferentes condições de corte.

$f(mm/rev)$	$ap(mm)$	$n(rpm)$	$\overline{R}_a(Nm)$	$\sigma_a(Nm)$	$\overline{R}_t(Nm)$	$\sigma_t(Nm)$	$\overline{R}_z(Nm)$	$\sigma_z(Nm)$
0.1	0.25	340	0.1046	0.0039	1.0421	0.2219	0.6501	0.0522
0.1	0.25	440	0.0830	0.0029	1.0093	0.3461	0.5309	0.0152
0.1	0.25	538	0.0760	0.0029	0.7482	0.0282	0.4856	0.0079
0.1	0.25	665	0.2002	0.0029	1.5589	0.0639	0.8302	0.0121
0.1	0.25	691	0.1869	0.0051	1.0882	0.0881	0.7730	0.0104
0.1	0.25	727	0.2487	0.0068	1.7237	0.0687	0.9266	0.0574
0.1	0.35	340	0.1123	0.0044	0.9903	0.0890	0.6770	0.0243
0.1	0.35	440	0.0601	0.0053	0.5485	0.0287	0.3990	0.0190
0.1	0.35	538	0.0388	0.0094	0.4394	0.1667	0.3370	0.1287
0.1	0.35	550	0.0374	0.0003	0.3940	0.0281	0.2885	0.0107
0.1	0.35	590	0.1219	0.0028	0.7210	0.0146	0.5798	0.0021
0.1	0.35	630	0.1226	0.0020	0.7795	0.0185	0.5965	0.0055
0.1	0.35	665	0.1373	0.0087	0.5939	0.4322	0.4333	0.3109
0.1	0.35	727	0.1496	0.0058	1.0164	0.0295	0.6872	0.0131
0.1	0.45	340	0.1204	0.0063	0.9874	0.0294	0.6843	0.0169
0.1	0.45	440	0.0669	0.0010	0.6813	0.1108	0.4483	0.0081
0.1	0.45	538	0.0391	0.0045	0.3870	0.0358	0.2960	0.0217
0.1	0.45	550	0.0364	0.0004	0.4045	0.0206	0.2928	0.0084
0.1	0.45	630	0.1258	0.0040	0.8107	0.0409	0.6228	0.0287
0.1	0.45	665	0.1268	0.0036	0.8660	0.0077	0.5948	0.0047
0.1	0.45	727	0.1314	0.0018	0.8750	0.0436	0.6583	0.0117
0.1	0.55	550	0.0393	0.0002	0.5014	0.0339	0.3042	0.0084
0.1	0.75	440	0.0510	0.0018	0.6024	0.0661	0.3751	0.0029
0.1	0.75	550	0.1028	0.0035	0.6280	0.0295	0.5105	0.0167
0.1	0.75	665	0.1316	0.0015	0.7520	0.0093	0.5972	0.0029

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 20 – DLE dividido em três regiões

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 21 – Perfis da superfície obtidos com o perfilômetro TalySurf50®em: a) área A sem *chatter*; b) área B com *chatter*; c) área C sem *chatter*

Fonte: elaborado pela própria autora

sua rugosidade. Pouca diferença pode ser vista nos perfis das regiões A e C. O perfil da região C tem picos e vales menores, e a distância entre eles também é menor, proporcionando um melhor acabamento superficial.

O acabamento superficial nestas três regiões pode ser visto na Figura 22.

Figura 22 – Detalhe da superfície em: a) área A sem *chatter*; b) área B com *chatter*; c) área C sem *chatter*

Fonte: elaborado pela própria autora

O acabamento superficial da região B (região instável) é claramente o menos desejável para usos práticos, pois o perfil ondulado pode ser visto impresso na superfície. Embora ambas as regiões A e C (regiões estáveis) apresentem uma superfície livre de texturas, é possível argumentar que o acabamento superficial da região C é melhor que o da região A, fato suportado pelos dados de rugosidade encontrados na Tabela 7. Isso suporta a afirmação de que o acabamento superficial pode apresentar variação mesmo dentro da região estável, dependendo dos parâmetros de usinagem.

Os dados apresentados na Tabela 7, juntamente com todos os dados coletados das três medidas repetidas para cada combinação de parâmetros, foram utilizados no software Statistica® para realizar a análise MANOVA (ANOVA de múltiplas variáveis). As medidas de rugosidade (R_a , R_t e R_z) foram utilizadas como as variáveis dependentes a serem analisadas e a profundidade de corte ap e rotação n foram utilizados como fatores. Os níveis utilizados para a variável de profundidade de corte foram: $ap = [250, 350, 450] \mu m$. Os níveis utilizados para a variável da rotação foram: $n = [340, 440, 538, 665, 727] rpm$. As Figuras 23, 24 e 25 apresentam

a análise de resultados de variação, com um intervalo de confiança de 0,95.

Figura 23 – Médias para uma interação bidirecional entre efeitos de n e ap para a média de rugosidade $\overline{R}_a$

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 24 – Médias para uma interação bidirecional entre efeitos de n e ap para a média de rugosidade $\overline{R}_t$

Fonte: elaborado pela própria autora

Pode-se ver que, para as três médias ($\overline{R}_a$, $\overline{R}_t$ e $\overline{R}_z$) existe um padrão claro, no qual os efeitos sobre as médias de rugosidade são afetados principalmente pela velocidade de rotação n . Embora tenham formulações intrinsecamente diferentes, $\overline{R}_t$ e $\overline{R}_z$ não fornecem uma análise mais clara do perfil quando comparadas ao uso de $\overline{R}_a$. É importante notar que quanto menor o ap , maior será o efeito em todas as rugosidades médias, devido ao raio de ponta da ferramenta. As médias de rugosidade mais altas são encontradas quando o $ap = 0.25mm = 250\mu m$ e $n = 665rpm$ ou $n = 727rpm$. As menores médias de rugosidade são encontradas quando tanto

Figura 25 – Médias para uma interação bidirecional entre efeitos de n e ap para a média de rugosidade $\overline{R_z}$

Fonte: elaborado pela própria autora

ap quanto n estão próximos do limite de estabilidade, na região estável do DLE (região C), como foi observado nos resultados anteriores.

Como o fenômeno da vibração é altamente não linear, a análise do acabamento superficial deve ser realizada usando diferentes ferramentas. Uma análise feita exclusivamente utilizando-se a rugosidade superficial não é suficiente para determinar a qualidade da superfície da peça usinada. Como pode ser visto na Figura 22, *chatter* claramente imprime um perfil ondulado na superfície da peça, o que não é aceitável em aplicações finais sem que seja realizado o retrabalho da peça. Um estudo completo deve abranger uma análise de perfil e rugosidade. Os usuários devem tentar encontrar a região C e trabalhar nessa região para obter os melhores resultados, devido aos melhores resultados de rugosidade e acabamento superficial obtidos nesta região.

3.4 Considerações finais

Este capítulo apresentou uma análise da rugosidade superficial de peças usinadas em várias condições estáveis e instáveis de corte em torneamento interno através de uma análise experimental. O DLE experimental foi obtido utilizando condições de cortes instáveis e estáveis. O acabamento superficial foi estudado quantitativa e qualitativamente através de dados de rugosidade superficial, fotos e análise do perfil das superfícies.

Um padrão claro nos efeitos pode ser visto, sendo afetado principalmente pela rotação n . Também deve se notar que quanto menor a profundidade de corte ap , maior a média de rugosidade.

Considerando todos os resultados presentes, a análise de acabamento superficial em casos de vibração deve ser realizada levando em consideração diversos dados, com diferentes ferramentas de análise. A análise feita exclusivamente com a rugosidade da superfície não é

suficiente para determinar a qualidade da peça. À medida que *chatter* imprime um perfil nas peças usinadas que não seriam aceitas na indústria, dados que não são mostrados na análise de rugosidade, um estudo completo deve abranger uma análise de perfil e de rugosidade. Os usuários devem tentar encontrar a região C e trabalhar nessa região para obter os melhores resultados. De forma a aumentar a região com corte aceitável, os limites do lóbulo de estabilidade devem ser maiores, o que pode ser alcançado aumentando-se o amortecimento estrutural do sistema.

No Capítulo 4, é realizada uma avaliação numérica das estratégias de controle ativa e passiva propostas para aumentar o amortecimento do sistema. A análise numérica é realizada através de um modelo de massa concentrada, com a aplicação de uma força não-linear que representa a força de corte. A estratégia ativa de controle simula um amortecimento virtual utilizando-se de um feedback de velocidade. A estratégia passiva de controle simula um amortecimento utilizando-se um circuito de *shunt* indutivo-resistivo passivo, que funciona similarmente a um amortecedor de massa sintonizada.

AVALIAÇÃO NUMÉRICA DAS ESTRATÉGIAS DE CONTROLE

4.1 Considerações iniciais

No Capítulo 4, é realizada uma avaliação numérica das estratégias de controle ativa e passiva propostas para aumentar o amortecimento do sistema. A análise numérica é realizada através de um modelo de massa concentrada, com a aplicação de uma força não-linear que representa a força de corte. A estratégia ativa de controle simula um amortecimento virtual utilizando-se de um feedback de velocidade. A estratégia passiva de controle simula um amortecimento utilizando-se um circuito de *shunt* indutivo-resistivo passivo, que funciona similarmente a um amortecedor de massa sintonizada.

4.2 Modelagem matemática

4.2.1 Modelagem não-linear

[Grabec \(1988\)](#) propôs um modelo não-linear com dois graus de liberdade de flexão para um corte ortogonal em que se assume que a espessura de corte é muito menor que a largura de corte. A força de corte pode então ser estimada através do fluxo de cavaco que se choca com a face da ferramenta na região de atrito. Relações empíricas generalizadas são utilizadas para descrever a dependência não-linear da força de corte em relação a velocidade e espessura do cavaco. A remoção básica de material se dá na direção ortogonal, em que a aresta de corte da ferramenta é dita paralela à superfície de corte e normal à direção de corte, como mostrado na Figura 26. O modelo elástico e inercial é representado pela Figura 27. As direções são aquelas demonstradas na Figura 17.

Esta modelagem não leva em conta não-linearidades estruturais. Sua dinâmica pode ser

Figura 26 – Esquema do processo de usinagem

Fonte: adaptado de (GRABEC, 1988)

Figura 27 – Modelo de dois graus de liberdade

Fonte: adaptado de (GRABEC, 1988)

descrita como:

$$m\ddot{x} + r_x\dot{x} + ke_x x = F_x, \quad (4.1)$$

$$m\ddot{y} + r_y\dot{y} + ke_y y = F_y, \quad (4.2)$$

onde m é a massa inercial, assumida igual para as duas direções, ke é a rigidez da estrutura, r é o coeficiente de amortecimento, $\ddot{x}$ é a aceleração e $\dot{x}$ é a velocidade de corte. A dependência entre F_x e F_y pode ser definida quando se assume que F_x é a força principal de corte e F_y é força de fricção:

$$F_y = K F_x, \quad (4.3)$$

em que K é o coeficiente de fricção.

A eq. 4.3 descreve o acoplamento que ocorre entre as duas direções de corte devido às forças de fricção. O coeficiente K e a força F_x são, então, o suficiente para a completa determinação das eqs. 4.1 e 4.2. A força de corte F_x é influenciada pela geometria, dinâmica e propriedades dos materiais da ferramenta e da peça a ser usinada. Assume-se que estas influências podem ser suficientemente traduzidas pela dependência da força de corte em relação a profundidade de usinagem h e velocidade relativa de corte v . Então, relações para estes dois fatores podem ser encontradas em Grabec (1988) e descritas, para uma grande variedade de materiais mecânicos, como:

$$F_x = F_{x0} \frac{h}{h_0} (C_1 (\frac{v}{v_0} - 1)^2 + 1), \quad (4.4)$$

$$K = K_0 (C_2 (\frac{v_a R}{v_0} - 1)^2 + 1) (C_3 (\frac{h}{h_0} - 1)^2 + 1), \quad (4.5)$$

em que as constantes F_{x0} , K_0 , h_0 , v_0 , C_1 , C_2 , C_3 definem as condições de corte e são obtidas empiricamente. Para simplificação, este modelo considera apenas os termos não-lineares quadráticos, ignorando os termos de maior ordem que têm menor influência nos resultados. v_a é definida como a velocidade de fricção, na direção y , e pode ser assumida a relação entre a velocidade relativa v , na direção x e um fator de redução R :

$$v_a = \frac{v}{R}, \quad (4.6)$$

em que R é um fator de redução de velocidade devido a deformação plástica. Este fator é encontrado sabendo-se o ângulo ϕ de cisalhamento, que representa a deformação plástica, é relacionado com o fator R com:

$$\text{ctg}\phi = R. \quad (4.7)$$

Levando-se em conta que o ângulo de cisalhamento tem uma maior dependência na velocidade de corte v que na profundidade de usinagem h , podemos aproximar R por:

$$R = R_0 (C_4 (\frac{v}{v_0} - 1)^2 + 1), \quad (4.8)$$

em que as constantes R_0 e C_4 representam, novamente, as condições de corte e serão definidas mais adiante.

As eqs. 4.4 a 4.8 são formulações empíricas, obtidas através de observações e experimentos, como apresentado por Grabec (1988). Por este motivo, são expressões médias. Para o propósito deste trabalho, assumiremos que as equações fornecem dados não apenas médios, mas também instantâneos. Para a resolução de tais equações e simulação de resposta, é necessária a

transição das equações para o domínio dinâmico e, para tanto, as variáveis h , v e v_a devem ser alteradas para quantidades variantes no tempo:

$$h(t) = h_i - y(t); \quad v(t) = v_i - \dot{x}(t); \quad v_a(t) = \frac{v(t)}{R(t)} - \dot{y}(t). \quad (4.9)$$

Desta forma, os valores estáticos de $h = h_i$ e $v = v_i$ se tornam dinâmicos. Condições de contorno referentes ao domínio devem ser impostas para que condições fisicamente impossíveis ($y > h$, $\dot{x} > v_i$ ou $v_a < 0$) não possam ocorrer. Logo, as equações devem estar sujeitas às seguintes condições:

$$F_x = 0 \text{ para } h < 0 \text{ ou } v < 0, \quad (4.10)$$

$$K(-v_a) = -K(v_a). \quad (4.11)$$

Que podem ser reescritas usando as equações de sinal e degrau unitário descritas pela Eq. 4.13:

$$U(x) = \{0 \text{ para } x < 0; 1 \text{ para } x \geq 0\}, \quad (4.12)$$

$$Sgn(x) = \{-1 \text{ para } x < 0; +1 \text{ para } x > 0\}. \quad (4.13)$$

Por último, normalizações devem ser realizadas. Desta forma, tomamos: $X = \frac{x}{h_0}$; $Y = \frac{Y}{h_0}$; $T = t \frac{v_0}{h_0} = tw_0$; $X' = \frac{\dot{x}}{v_0}$; $H_i = \frac{h_i}{h_0}$; $H = H_i - Y$; $V_i = \frac{v_i}{v_0}$; $V = V_i - X'$.

Portanto, as equações de movimento podem ser expressas de maneira simplificada:

$$X'' + D_x X' + AX = F, \quad (4.14)$$

$$Y'' + D_y Y' + BY = KF, \quad (4.15)$$

em que:

$$F = F_0 H(C_1(V-1)^2 + 1)U(H)U(V), \quad (4.16)$$

$$K = K_0 H(C_2(V_a - 1)^2 + 1)(C_3(H - 1)^2 + 1)U(F)Sgn(V_a), \quad (4.17)$$

$$R = R_0 H(C_4(V - 1)^2 + 1), \quad (4.18)$$

$$V_a = V - RY', \quad (4.19)$$

$$A = \frac{ke_x}{m}w_0^2, \quad (4.20)$$

$$B = \frac{ke_y}{m}w_0^2 = \left(\frac{w_y}{w_0}\right)^2, \quad (4.21)$$

$$D_x = \frac{r_x}{m}w_0^2, \quad (4.22)$$

$$F_0 = \frac{F_{x0}}{h_0 m}w_0^2. \quad (4.23)$$

A instabilidade do modelo é representada principalmente pela dependência da força de corte na velocidade. A Figura 28 mostra esta dependência.

Figura 28 – Dependência entre força de corte e velocidade

Fonte: Grabec (1988)

As constantes de materiais válidas para uma grande variedade padrão de aço carbono, inclusive aço carbono 1020, são definidas como $C_1 = 0,3$; $C_2 = 0,7$; $C_3 = 1,5$; $C_4 = 1,2$; $R_0 = 2,2$; $h_0 = 0,25\text{mm}$; $v_0 = 6,6\text{msec}^{-1}$; $k_0 = 0,36$; $w_0 = 2,710^{-4}\text{sec}^{-1}$ (GRABEC, 1988).

Para acoplar a estratégia de controle ao modelo mecânico, é utilizado um material piezelétrico. Um esquema simples deste modelo pode ser visto na Figura 29.

Nesse modelo esquemático de massa concentrada, o material piezelétrico adiciona uma

Figura 29 – Modelo esquemático do sistema com material piezelétrico

Fonte: elaborado pela própria autora

força à massa do sistema. Nesse caso, pode-se derivar:

$$X'' + D_x X' + AX = F_t, \quad (4.24)$$

$$Y'' + D_y Y' + BY = KF_t, \quad (4.25)$$

em que $F_t = F + F_{PZT}$ é a força total aplicada à massa e F_{PZT} é a força que o material piezelétrico aplica à massa através das estratégias de controle.

A expressão geral que descreve o comportamento piezelétrico no espaço tridimensional pode ser descrita na equação 2.3 (VIANA; STEFFEN, 2006; HAGOOD; FLOTOW, 1991; PREUMONT, 2011). Da equação 2.3, pode-se obter:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{T} \\ \mathbf{D} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \epsilon^T(1 - k^2) & \mathbf{e} \\ \mathbf{e}^T & \mathbf{c}^E \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{S} \\ \mathbf{E} \end{bmatrix}, \quad (4.26)$$

em que $c^E = \frac{1}{s^E}$ é o módulo de Young sob um campo magnético constante, $e = \frac{d}{s^E}$ é uma constante relacionando o deslocamento elétrico do material com a deformação. $k^2 = \frac{d^2}{s^E \epsilon^T} = \frac{e^2}{c^E \epsilon^T}$ é o coeficiente de acoplamento do material piezelétrico.

Da equação 4.26, obtém-se $\epsilon^S = \epsilon^T(1 - k^2)$, que representa a equivalência da constante dielétrica sob deformação constante e sob tensão constante.

Considerando que as características piezelétricas podem ser distribuídas uniformemente em um transdutor linear, pode-se integrar a equação 2.3 ou a equação 4.26 ao longo do volume do sólido. Com as equações básicas de corrente e tensão, é possível obter (VIANA; STEFFEN, 2006):

$$\begin{bmatrix} \mathbf{Q} \\ \mathbf{F}_{PZT} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C(1 - K^2) & d_{33}K_a \\ -d_{33}K_a & K_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{V} \\ \Delta \end{bmatrix}, \quad (4.27)$$

em que Q é a carga elétrica, Δ é a deformação mecânica total, V é a tensão elétrica aplicada, C é a capacitância piezelétrica, K_a é a rigidez piezelétrica no circuito em que não se aplica tensão elétrica e $K^2 = \frac{d_{33}^2 K_a}{C}$ é o fator de acoplamento eletromecânico.

A equação 4.27 também pode ser escrita como:

$$\begin{bmatrix} V \\ F_{PZT} \end{bmatrix} = \frac{K_a}{C(1 - K^2)} \begin{bmatrix} 1/K_a & d_{33} \\ -d_{33} & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q \\ \Delta \end{bmatrix}, \quad (4.28)$$

em que F_{PZT} é a força total aplicada no material piezelétrico, que pode ser descrita como $F_{PZT} = AT$, em que A é a área total da superfície do material piezelétrico.

Para o caso de atuadores piezelétricos multicamadas ideal, pode ser escrito:

$$\begin{bmatrix} V \\ F_{PZT} \end{bmatrix} = \frac{K_a}{C(1 - K^2)} \begin{bmatrix} 1/K_a & nd_{33} \\ -nd_{33} & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q \\ \Delta \end{bmatrix}, \quad (4.29)$$

em que n é o número de camadas piezelétricas no atuador.

Ao se utilizar apenas a direção principal de polarização, os vetores podem ser tratados como variáveis simples. Pode-se então usar eq. 4.29 para encontrar V , usando deformação Δ e carga elétrica Q .

Para obtermos as equações que governam o movimento do sistema sob controle passivo utilizando-se *shunts* indutivo-resistivos, precisamos obter a carga elétrica Q . A Figura 30 mostra o esquema de *shunt* passivo usado.

Figura 30 – Modelo esquemático do *shunt* passivo

Fonte: (VIANA; STEFFEN, 2006)

A carga elétrica pode ser calculada através do *shunt* passivo como $Q = ZVs$, em que $Z = Ls + R$. Sendo este um modelo de massa concentrada, Δ no material piezelétrico pode ser calculado como a deformação total da massa em cada direção de vibração. Finalmente, $F_{PZT} = -d_{33}K_aV + K_a\Delta$.

No caso do controle ativo, temos $F_{PZT} = -K_{ativo}v$. Neste caso, K_{ativo} é o ganho do controle ativo e v é o vetor de velocidades do porta-ferramenta $v = [\dot{x}\dot{y}]$.

4.3 Resultados numéricos

As simulações foram realizadas em MATLAB ® usando um método padrão Runge-Kutta 45. Os parâmetros utilizados para a simulação sem controle são, como determinados em Grabec (1988): $C_1 = 0,3$; $C_2 = 0,7$; $C_3 = 1,5$; $C_4 = 1,2$; $R = 0 = 2,2$; $h_0 = 0,25mm$; $v_0 = 6,6msec^{-1}$; $k_0 = 0,36$; $w_0 = 2,710^{-4}seg^{-1}$; $F_0 = 0,75$.

As Figuras 31 e 32 apresentam os diagramas de fase do sistema sem controle, obtidos com a velocidade e posição das duas direções de vibração, simuladas.

Figura 31 – Diagramas de fase simulado sem controle - direção x

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 32 – Diagramas de fase simulado sem controle - direção y

Fonte: elaborado pela própria autora

Pode-se ver que os diagramas de fase para direções x (ver Figura 31) e y (ver Figura 32) exibem uma dinâmica não-linear, com várias características harmônicas. Os diagramas de fase são muito preenchidos, indicando um sistema fortemente não linear, com movimento não-harmônico ou com alto índice harmônico. Embora o diagrama de fases esteja limitado e não se expande com o tempo, o que indica um comportamento estável, a vibração é bastante elevada e não reclusa a um círculo limite. A vibração na direção x (veja Figura 31) é maior que a vibração na direção y (veja Figura 32).

As Figuras 33 e 34 mostram os diagramas de fase obtidos a partir das simulações nas quais os materiais piezelétricos foram conectados aos circuitos passivos de *shunt*. Os parâmetros ótimos do *shunt* passivo foram calculados usando uma estratégia bem estabelecida (VIANA; STEFFEN, 2006). Como o termo de acoplamento eletromecânico é conhecido por ser muito pequeno, o L_{opt} pode ser aproximado por $L_{opt} = \frac{1}{Cw_n^2}$, em que C é a capacitância da camada piezelétrica usada e w_n é a frequência natural na qual se deseja diminuir a vibração.

Figura 33 – Diagramas de fase simulado com controle passivo - direção x

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 34 – Diagramas de fase simulado com controle passivo - direção y

Fonte: elaborado pela própria autora

Nas Figuras 33 e 34, pode-se ver que a dinâmica geral do sistema permanece a mesma, o que indica que a estratégia de controle pode ter diminuído a amplitude da vibração, mas não suprimiu a vibração. Os diagramas de fase ainda estão muito cheios, embora tenham uma menor vibração geral. A amplitude total do diagrama de fases diminuiu perto de 20% nas direções x e y , que podem ser atribuídos ao aumento do amortecimento que o sistema de controle fornece. A vibração na direção x ainda é maior que a vibração na direção y .

Nas Figuras 35 e 36, pode-se ver que o controle ativo foi capaz de alterar a dinâmica do sistema, de forma que não apenas a vibração tenha diminuído, mas também o movimento se comporta como um movimento estável ligado a um círculo limite. O sistema responde com pouca

Figura 35 – Diagramas de fase simulado com controle ativo $K=0.06$ - direção x

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 36 – Diagramas de fase simulado com controle ativo $K=0.06$ - direção y

Fonte: elaborado pela própria autora

informação em frequência, demonstrando menor não-linearidade. A vibração ainda existente é devido à natureza harmônica própria da força de usinagem. A vibração na direção x ainda é maior que a vibração na direção y .

Entretanto, é possível ser visto nas Figuras 37 e 38 que caso não haja tensão suficiente para ganhos maiores, a resposta do sistema se assemelha muito à resposta obtida com controle passivo. Pode-se ver que a dinâmica geral do sistema permanece a mesma, sendo incapaz de suprimir a vibração. A vibração permanece elevada e com muita informação na frequência. A vibração na direção x ainda é maior que a vibração na direção y .

Nas Figuras 39 a 44, mostram-se os espectros simulados para o sistema.

Os espectros do modelo com e sem controle apresentam resultados dentro do esperado, em que vê-se a frequência de *chatter* mais proeminente, com deformações na base do espectro e outras frequências aparecendo devido às características não-lineares do modelo. Assim como nos diagramas de fases, é possível ver que tanto o controle passivo como o controle ativo conseguiram reduzir a amplitude da vibração. O controle ativo, que é dependente da tensão disponível para aplicação técnica, consegue suprimir a vibração não-linear provocada pelo *chatter*, quando se tem tensão disponível suficiente para gerar a força de controle necessária. O controle ativo

Figura 37 – Diagramas de fase simulado com controle ativo $K=0.02$ - direção x

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 38 – Diagramas de fase simulado com controle ativo $K=0.02$ - direção y

Fonte: elaborado pela própria autora

reduziu significativamente a vibração, a tal modo que o movimento pode ser caracterizado como harmônico com apenas uma frequência, que aparece muito reduzida.

Figura 39 – Espectro simulado sem controle - direção x

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 40 – Espectro simulado sem controle - direção y

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 41 – Espectro simulado com controle passivo - direção x

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 42 – Espectro simulado com controle passivo - direção y

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 43 – Espectro simulado com controle ativo $K=0.2$ - direção x

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 44 – Espectro simulado com controle ativo $K=0.2$ - direção y

Fonte: elaborado pela própria autora

4.4 Considerações finais

O modelo não-linear para o porta-ferramenta instrumentado com material piezelétrico apresenta resultados dentro do esperado. Foi possível obter-se um acoplamento eletromecânico do modelo não-linear utilizando equações derivadas do material piezelétrico. Desta forma, os controles se provaram capazes de diminuir a vibração que ocorre durante *chatter*.

Os diagramas de fases do modelo sem controle demonstram bastante preenchidos, o que representa uma resposta dinâmica fortemente não-linear, com características não-harmônicas. O controle passivo foi capaz de reduzir a vibração, sem, no entanto, ser capaz de suprimir *chatter*. O controle ativo, que é dependente da tensão disponível para aplicação técnica, consegue suprimir a vibração não-linear provocada pelo *chatter*, quando se tem tensão disponível suficiente para gerar a força de controle necessária.

Os espectros do modelo com e sem controle apresentam resultados dentro do esperado, em que vê-se a frequência de *chatter* mais proeminente, com deformações na base do espectro e outras frequências aparecendo devido às características não-lineares do modelo. Assim como nos diagramas de fases, é possível ver que tanto o controle passivo como o controle ativo conseguiram reduzir a amplitude da vibração. O controle ativo reduziu significativamente a vibração, a tal modo que o movimento pode ser caracterizado como harmônico com apenas uma frequência, que aparece muito reduzida.

No Capítulo 5, é realizada uma avaliação experimental das estratégias de controle ativa e passiva propostas neste capítulo. A análise experimental é realizada inicialmente em uma campanha experimental no laboratório e posteriormente em um torno CNC. São realizados experimentos com um porta ferramenta instrumentado com uma pastilha piezelétrica em ambas as direções de vibração na campanha experimental no laboratório e no torno CNC, com resultados podendo ser analisados em função de FRFs, diagramas de lóbulos, diagramas de fases e análises de espectros experimentais, além da análise de superfícies com o perfilômetro. Também é explicada detalhadamente a montagem de um atuador multicamadas piezelétrico em um segundo porta ferramentas, que foi posteriormente testado.

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DAS ESTRATÉGIAS DE CONTROLE

5.1 Considerações iniciais

Neste capítulo, é realizada uma avaliação experimental das estratégias propostas de controle ativa e passiva. A análise experimental é realizada inicialmente em uma campanha experimental no laboratório e posteriormente em um torno CNC. São realizados experimentos com um porta ferramenta instrumentado com uma pastilha piezelétrica em ambas as direções de vibração na campanha experimental no laboratório e no torno CNC, com resultados podendo ser analisados em função de FRFs, DLEs, diagramas de fases e análises de espectros experimentais, além da análise de superfícies com o perfilômetro. Também é explicada detalhadamente a montagem de um atuador multicamadas piezelétrico em um segundo porta ferramentas, que foi posteriormente testado em uma campanha experimental no laboratório.

5.2 Montagens experimentais

A etapa experimental dessa proposta consiste na avaliação das propostas ativa e passiva para redução de *chatter* utilizando pastilhas piezelétricas acopladas no suporte da ferramenta e um circuito eletrônico de controle.

Para a averiguação experimental inicial, a aquisição de FRFs experimentais será realizada a fim de comprovar o aumento do amortecimento no sistema. Destas FRFs experimentais pode-se obter os diagramas de lóbulos, que quantificam o ganho obtido no limite de estabilidade do sistema. Esta etapa deverá ser realizada em laboratório, como feito em [Ganguli, Deraemaeker e Preumont \(2007\)](#), afim de tornar o sistema menos complexo para a avaliação das estratégias de controle. Ao final, após a verificação do funcionamento das propostas de controle em laboratório, o controle será aplicado no sistema real. Neste momento, o torneamento de peças será realizado para a averiguação da melhoria no acabamento superficial da peça e averiguação das

Figura 45 – Adesivo epoxy 3M Scotch-Weld DP460 utilizada para montagem experimental

Fonte: elaborado pela própria autora

características dinâmicas não-lineares do sistema.

O suporte de ferramenta utilizado para as campanhas experimentais com atuadores piezelétricos de uma camada é uma modificação do suporte S32U-PTFNL 16-W, da Sandvik Coromant®. O suporte foi reduzido para ter um comprimento total de 270mm e sua seção transversal foi fresada de modo a se tornar quadrada para suportar a adição do material piezelétrico. Uma cerâmica piezelétrica foi colada em cada direção principal de vibração com um adesivo epoxy especial 3M Scotch-Weld DP460, aplicado com uma pistola específica (ver Figura 45), e com terminais sendo soldados em fitas de cobre para acoplamento elétrico.

Figura 46 – Detalhe da fixação experimental no laboratório: a) vista superior; b) vista lateral

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 47 – Esquema de montagem do atuador piezelétrico em paralelo

Fonte: elaborado pela própria autora

O suporte modificado pode ser visto na Figura 46. A ferramenta utilizada para as usinagens é a TNMG 331-PF 4215, fornecida pela Sandvik Coromant®, que possui um raio de ponta de $0.4mm$.

A seção transversal foi fresada para suportar a adição do material piezelétrico. Uma cerâmica piezelétrica foi colada em cada direção principal de vibração com um adesivo epoxy especial 3M Scotch-Weld DP460. O material piezelétrico utilizado foi o *PZT – 5A*, com dimensões $75mm \times 25mm \times 4mm$. O suporte modificado pode ser visto na Figura 46.

Posteriormente foram construídos dois novos porta-ferramentas, um com atuador piezelétrico multicamadas em série e outro com atuador piezelétrico multicamadas em paralelo, como visto na Figura 47. A montagem de um atuador piezelétrico multicamadas em paralelo é interessante para casos em que há limitação de tensão. Desta forma, ao se montar duas ou mais pastilhas piezelétricas em paralelo, ambas podem receber a mesma tensão máxima disponível no ambiente experimental. Além desta vantagem, ao se montar duas pastilhas piezelétricas em paralelo, a capacitância total do novo sistema é a soma das capacitâncias das duas pastilhas separadas. Assim, ocorre um aumento na capacitância do sistema total, diminuindo o valor da indutância ótima calculada para o *shunt* indutivo-resistivo utilizado no controle passivo, incorrendo em uma maior facilidade na aquisição desta indutância. Para que essa montagem seja feita, é essencial que exista um isolamento entre as duas camadas piezelétricas utilizadas na montagem do atuador, como pode ser visto na Figura 47.

Por outro lado, para montagem de um atuador multicamadas piezelétrico em série é necessário utilizar um substrato que realize a adesão entre as pastilhas piezelétricas e, ao mesmo tempo, proporcione a condutividade elétrica entre as faces das duas pastilhas sendo ligadas, como pode ser visto na Figura 48. Desta forma, os terminais das pastilhas piezelétricas são conectados em série e uma tensão é aplicada nos terminais que estão na extremidade do atuador. Como a tensão aplicada em cada pastilha piezelétrica é menor, esta montagem é indicada para quando não se trabalha com limitação na tensão a ser aplicada, ou quando a tensão disponível é superior

Figura 48 – Esquema de montagem do atuador piezelétrico em serie

Fonte: elaborado pela própria autora

a necessária para controle.

Devido às vantagens em se utilizar um atuador piezelétrico multicamadas em paralelo quando se tem limitação de tensão disponível e valores de indutância ótima elevados, esta foi a montagem escolhida para instrumentar o porta-ferramenta S32U-PTFNL 16-W, da Sandvik Coromant®. O suporte instrumentado com uma pastilha piezelétrica em cada direção de vibração pode ser visto na Figura 46. Duas novas pastilhas piezelétricas de *PZT* – 5A, com dimensões $75\text{mm} \times 25\text{mm} \times 4\text{mm}$, foram utilizadas na montagem dos atuadores piezelétricos multicamadas. Detalhes da montagem podem ser vistos na Figura 49.

Como pode ser visto na Figura 49a), o porta-ferramenta já estava instrumentado com uma pastilha piezelétrica em cada direção de vibração, com os terminais soldados em fitas de cobre para acoplamento elétrico. De forma a isolar completamente os terminais ao se fazer a montagem da segunda pastilha em paralelo com a primeira, foi aplicada uma camada muito fina de silicone sobre as faces das pastilhas que seriam conectadas (ver Figura 49b)). Uma opção a ser considerada em trabalhos futuros é a utilização de uma camada isolante ao invés da camada de silicone. Após a aplicação do silicone, foi utilizado o adesivo epoxy especial 3M Scotch-Weld DP460, aplicado com uma pistola específica (ver Figura 45) para conectar as duas faces das pastilhas piezelétricas. O período de cura para cada montagem foi de 24h. A montagem final pode ser vista na Figura 50.

Após a montagem dos atuadores piezelétricos multicamadas em paralelo no porta-ferramenta S32U-PTFNL 16-W, da Sandvik Coromant®, foram medidas as capacitâncias das pastilhas piezelétricas isoladamente e na montagem em paralelo. Na direção da profundidade de corte (direção y), as duas pastilhas têm capacitâncias $C_{yp1} = 7,63\text{nF}$ e $C_{yp2} = 7,29\text{nF}$, totalizando em $C_{yp} = 14,92\text{nF}$. Na direção da velocidade de corte (direção x), as duas pastilhas têm capacitâncias $C_{xp1} = 6,94\text{nF}$ e $C_{xp2} = 8,03\text{nF}$, totalizando em $C_{xp} = 14,97\text{nF}$.

Figura 49 – Detalhe da montagem do atuador piezelétrico multicamadas em série: a) porta-ferramenta, silicone utilizado e pastilha piezelétrica adicional com terminais elétricos; b) camada de silicone utilizada na pastilha piezelétrica do porta-ferramenta

Fonte: elaborado pela própria autora

Por outro lado, o porta-ferramenta A16T-SCLCR 4, da Sandvik Coromant[®], foi modificado de forma a ter atuadores piezelétricos multicamadas em série. Inicialmente o porta-ferramenta foi alterado de forma que seu comprimento total seja de 150mm , o que proporciona um balanço de 100mm de comprimento entre o ponto de engaste no torno e sua extremidade livre. Para a montagem dos atuadores piezelétricos multicamadas em série, é necessária a utilização de uma epoxy condutiva. Foi utilizada a epoxy condutiva com base de prata, modelo 8331, da MG Chemicals, que pode ser vista na Figura 51.

As faces do porta-ferramenta A16T-SCLCR 4, da Sandvik Coromant[®], foram ligeiramente desbastadas na direção da velocidade de corte x para possibilitar a adesão das pastilhas piezelétricas. Foram utilizadas 3 pastilhas piezelétricas em cada face do porta-ferramenta. Cada pastilha piezelétrica de $PZT - 5A$ tinha dimensões de $30\text{mm} \times 14\text{mm} \times 1\text{mm}$.

Utilizando-se a epoxy condutiva com base de prata, modelo 8331, da MG Chemicals, foi realizada a adesão de três pastilhas piezelétricas para cada face, em um processo que envolveu a utilização de uma camada fina da epoxy condutiva como pode ser visto na Figura 52a). Muito cuidado deve ser tomado para que a epoxy condutiva não conecte os dois terminais de cada pastilha piezelétrica através da lateral da pastilha. Qualquer vestígio da epoxy condutiva que vá para a lateral da pastilha deve ser lixado, como pode ser visto na Figura 52b). O período de cura para cada montagem foi de 24h.

Figura 50 – Montagem final do atuador piezelétrico multicamadas em paralelo: a) porta-ferramentas com atuadores piezelétricos e terminais; b) detalhe das pastilhas pieze-létricas montadas em paralelo

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 51 – Epoxy condutiva com prata utilizada para montagem experimental

Fonte: elaborado pela própria autora

Após a cura da epoxy condutiva, foram utilizadas fitas de cobre para o acoplamento elétrico. Os atuadores foram então colados nas faces do porta-ferramenta utilizando o mesmo o adesivo epoxy especial 3M Scotch-Weld DP460, como pode ser visto na Figura 53a). Este passo foi realizado uma face por vez, respeitando o período de cura de 24h da epoxy. Por último, foram soldados os terminais elétricos nas fitas de cobre aplicadas anteriormente. O porta-ferramenta finalizado pode ser visto na Figura 53b).

Após a montagem dos atuadores piezelétricos multicamadas em série no porta-ferramenta A16T-SCLCR 4, da Sandvik Coromant[®], foram medidas as capacitâncias dos atuadores pi-

Figura 52 – Detalhe da montagem do atuador piezelétrico multicamadas em serie: a) aplicação da camada de epoxy condutiva na superfície negativa de uma pastilha piezelétrica; b) atuador piezelétrico multicamadas com duas pastilhas piezelétricas

Fonte: elaborado pela própria autora

ezelétricos de cada face. Na direção da profundidade de corte (direção y), as duas pastilhas têm capacitâncias $C_{ys1} = 2,14nF$ e $C_{ys2} = 2,10nF$, o que pode totalizar em $C_{ys} = 4,24nF$ quando ambos são conectados em paralelo no amplificador, de modo a receber o mesmo sinal de controle, mas em direção oposta. Na direção da velocidade de corte (direção x), as duas pastilhas têm capacitâncias $C_{xs1} = 2,08nF$ e $C_{xs2} = 2,06nF$, o que pode totalizar em $C_{xs} = 4,14nF$ quando ambos são conectados em paralelo no amplificador, de modo a receber o mesmo sinal de controle, mas em direção oposta.

Para os experimentos realizados no laboratório, os porta-ferramentas foram engastados em um *setup* experimental, utilizando um bloco de concreto como base, chapas metálicas para a inserção do suporte e parafusos para a fixação. Esta condição simula o engaste que ocorre no torno e que é a condição real utilizada na usinagem e o engaste para a ferramenta instrumentada com atuadores piezelétricos simples pode ser vista na Figura 46.

Para a obtenção de funções de resposta em frequência, é necessária uma entrada de força

Figura 53 – Montagem final do atuador piezelétrico multicamadas em paralelo: a) porta-ferramenta instrumentado com atuador piezelétrico multicamadas; b) detalhe das pastilhas piezelétricas montadas em paralelo com terminais

(a)

(b)

Fonte: elaborado pela própria autora

no sistema que varra uma grande faixa de frequências. Para tanto, foi utilizada a função chirp, gerada em um processador de sinais e enviada para um shaker. De forma a avaliar a robustez do método de controle, FRFs e DLEs são obtidas. Utilizando o sistema de aquisição de dados Data Physics Quattro FFT, gera-se um sinal de chirp linear (ver Figura 54), que serve como entrada no sistema físico para obtenção da FRF. O sinal de chirp linear é um sinal senoidal que aumenta em frequência linearmente em um determinado período de tempo, seguindo a função $f_{chirp} = f_{0chirp} + \beta t$, em que f_{0chirp} é a frequência inicial do chirp, t é o tempo e

$\beta = \frac{f_{1chirp} - f_{0chirp}}{t_{chirp}}$, em que f_{1chirp} é a frequência final do chirp e t_{chirp} é o tempo total em que o sinal ocorre. Desta forma, o sinal do chirp no tempo pode ser representado por:

$$chirp = A_{chirp} \left(\phi_{0chirp} + 2\pi \left(f_{0chirp}t + \frac{\beta}{2}t^2 \right) \right), \quad (5.1)$$

em que ϕ_{0chirp} é a fase inicial do sinal e A_{chirp} é a amplitude do sinal gerado. No chirp experimental, foram utilizados $f_{0chirp} = 150Hz$, $\phi_{0chirp} = 0$, $f_{1chirp} = 500Hz$, $t_{chirp} = 2,5s$ e $A_{chirp} = 1V$.

Figura 54 – Sinal de chirp gerado

Fonte: elaborado pela própria autora

O sinal de chirp gerado é alimentado a um shaker e é utilizado como entrada para a obtenção da FRF experimental (representado por A na Figura 55). A saída utilizada para a obtenção da FRF experimental é o sinal do acelerômetro localizado na extremidade livre do porta-ferramenta, acima do ponto de conexão da stinger do shaker (representado por B na Figura 55). O shaker usado é o modelo TMS Miniature SmartShakerTM K2004E01.

A stinger do shaker é conectada na extremidade livre do suporte da ferramenta através de um transdutor de força da PCB Piezotronics, modelo 208C01. Para a aquisição de FRF de ponto, um acelerômetro é conectado no mesmo ponto do suporte da ferramenta, em sua face oposta. Os acelerômetros utilizados são da PCB Piezotronics, modelo 352C65. Esta montagem experimental pode ser vista na Figura 55. A FRF é aproximada utilizando-se a aproximação H2 (EWINS, 2000).

5.2.1 Montagem experimental para controle ativo

Para os experimentos de controle ativo os sinais de resposta de aceleração devem ser enviados tanto para o processador de sinais Quattro, bem como para o computador, de forma a ser fechada a malha de controle. Desta forma, dois acelerômetros foram utilizados.

Figura 55 – Representação da entrada e saída utilizada para obtenção das FRFs

Fonte: elaborado pela própria autora

Para a aquisição dos sinais para o controle ativo foi utilizada a placa de aquisição dSPACE, uma placa de aquisição de dados em tempo real que possui conexão com o computador através de uma entrada serial. O modelo da placa é *ds1103*, contendo 20 canais ADC de entrada, 8 canais DAC de saída, interface CAN e serial. Seu software é integrado ao Simulink® e o algoritmo de controle pode ser desenvolvido nesta plataforma e então montado em tempo real na placa. O produto também é integrado ao software próprio ControlDesk, em que se podem realizar operações como visualização em tempo real de sinais e alterações de ganhos e parâmetros. O software também possibilita armazenar sinais pré escolhidos para pós processamento.

Como as entradas I/O da placa não suportam a saída ICP do acelerômetro, um condicionador de sinais ICP Modelo 482C SERIES da PCB Piezotronics foi utilizado. O sinal foi então adquirido pela dSPACE e introduzido ao Simulink, onde ocorre o processamento do sinal de aceleração e a geração do sinal de controle. O sinal de controle é então enviado ao sistema através da placa dSPACE e conectado ao material piezelétrico no porta-ferramenta. O experimento está detalhado na Figura 56.

O controlador utilizado no Simulink para uma direção de vibração está detalhado na Figura 57. O sinal é adquirido utilizando-se a porta ADC específica para uso no Simulink em

Figura 56 – Esquema da montagem experimental para controle ativo

Fonte: elaborado pela própria autora

conjunto com a placa de aquisição dSPACE ds1103. O sinal de aceleração adquirido é então tratado com a sensibilidade do sensor. O sinal de aceleração é então plotado a título de verificação. A aceleração passa então por um filtro passa alta Butterworth de 1ª ordem, com frequência de corte de 60Hz , de forma a diminuir ruídos experimentais. Após tratamento do sinal, a aceleração é integrada utilizando-se um integrador discreto em tempo real, com o método Foward Euler com passos de integração na mesma frequência que a frequência de aquisição de sinais 10^{-4}s . O sinal passa então a representar a velocidade em tempo real do sistema sendo estudado. A esta velocidade é aplicado um ganho $K \frac{\text{V}}{\text{m/s}^2}$, que é definido diretamente no programa ControlDesk (ver Figura 58), da dSPACE, que permite alterações em tempo real. Antes de o sinal passar pelo conversor DAC, ele passa por uma saturação, para garantir que o sinal não ultrapasse os 10V limitados pela placa de aquisição dSPACE ds1103. Como mostrado na Figura 56, o sinal de controle gerado é aplicado nas faces da placa piezelétrica que está colada no porta-ferramenta engastado no *setup* experimental.

Nos casos em que é possível realizar o controle ativo em duas direções de vibração, o controlador utilizado no Simulink para uma direção de vibração está detalhado na Figura 59. Os sinais são adquiridos utilizando-se a porta ADC específica para uso no Simulink em conjunto com a placa de aquisição dSPACE ds1103. Os sinais de aceleração adquiridos são então tratados com a sensibilidade do sensor e são plotados a título de verificação. As acelerações passam então por dois filtros passa alta Butterworth de 1ª ordem, com frequência de corte de 60Hz , de forma a diminuir ruídos experimentais. Após tratamento dos sinais, as acelerações são integradas utilizando-se um integrador discreto em tempo real, com o método Foward Euler com passos de integração na mesma frequência que a frequência de aquisição de sinais 10^{-4}s . Os sinais passam então a representar as velocidades em tempo real do sistema sendo estudado, em

Figura 57 – Controle ativo de velocidade implementado no Simulink

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 58 – Esquema de controle ativo no para um direção no ControlDesk

Fonte: elaborado pela própria autora

ambas as direções de vibração. A estas velocidades é aplicado um ganho $K_1 \frac{V}{m/s^2}$ e $K_2 \frac{V}{m/s^2}$, que são definidos diretamente no programa ControlDesk (ver Figura 60), da dSPACE, que permite alterações em tempo real. Antes dos sinais passarem pelos conversores DAC, eles são saturados, de forma a garantir que o sinal não ultrapasse os 10V limitados pela placa de aquisição dSPACE ds1103. Como demonstrado na Figura 56, o sinal de controle gerado é aplicado nas faces da placa piezelétrica que está colada no porta-ferramenta engastado no *setup* experimental, sendo que cada sinal de controle é aplicado em uma direção, em um ou dois atuadores piezelétricos.

Além do processamento dos sinais de controle, utilizou-se o Simulink e a dSPACE para a geração do sinal do chirp que alimenta o shaker. O sinal é gerado e passa por uma saturação que garante que o sinal não ultrapasse os 10V limitados pela placa da dSPACE. O ganho K_{chirp} é designado em tempo real no software ControlDesk (ver Figura 60).

Figura 59 – Esquema de controle ativo para duas direções no Simulink

Fonte: elaborado pela própria autora

5.2.2 Montagem experimental para controle passivo

Para a realização de experimentos em que existe o uso de ações de controle passivo, *shunts* indutivo-resistivo em série são utilizados. Os valores desses componentes eletrônicos interferem diretamente na qualidade da solução e, desta maneira, devem ser especificados de acordo com a dinâmica do sistema a ser controlado. A Figura 61 mostra um desenho esquemático do *shunt* utilizado.

Os sinais são adquiridos através do uso do processador de sinais Quattro. O experimento está esquematizado na Figura 62 e pode ser visto montado na Figura 63.

Figura 60 – Esquema de controle ativo no para duas direções no ControlDesk

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 61 – Desenho esquemático de circuito LR usado como *shunt* passivo, adaptado de (VIANA; STEFFEN, 2006)

Fonte: elaborado pela própria autora

;

Figura 62 – Esquema da montagem experimental para controle passivo

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 63 – Montagem experimental do processador de sinais, condicionador ICP e protoboard com shunt LR

Fonte: elaborado pela própria autora

5.3 Campanha experimental com atuador piezelétrico simples

Nesta seção é utilizado o porta-ferramenta instrumentado com atuadores piezelétricos simples que pode ser visto na Figura 46. São realizados experimentos em laboratório e experimentos operacionais.

5.3.1 Campanha experimental no laboratório

Para a realização de experimentos com controle ativo, utiliza-se o processador de sinais SignalCalc Ace - Quattro, da Data Physics Corporation para gerar o sinal *chirp* que é utilizado como entrada no shaker. O sinal *chirp* gerado varre de $50Hz$ a $500Hz$. A FRF é gerada a partir da aproximação H2, como mencionado em seções anteriores.

Para a realização de experimentos de controle passivo, Hagood e Flotow (1991) definiram uma estratégia com a qual se pode calcular os valores ótimos para o *shunt* passivo. Podemos calcular $L_{otimo} = \frac{1}{Cw_n^2}$, em que C é a capacitância da camada piezelétrica utilizada e w_n é a frequência natural em que se deseja diminuição da vibração. A capacitância das pastilhas piezelétricas utilizadas no porta-ferramenta com atuadores piezelétricos simples podem ser medidas como $C = 6,9nF$ e a frequência natural da estrutura obtida nos ensaios modais é de $w_n = 259Hz$. Desta forma, temos uma aproximação de $L_{otimo} = 55H$. Utilizando um programa desenvolvido no software MATLAB® com o modelo proposto por Silva et al. (2013), os valores para L e R para cada direção são então finamente ajustados e estão descritos na Tabela 2. Como os valores de indutância são muito elevados, não são encontrados comercialmente. Alguns indutores foram manufaturados e estes foram utilizados em série para chegar na configuração mais próxima do encontrado numericamente. A resistência interna dos indutores em série foi

medida em $3.6K\Omega$, de forma que não foi necessária a utilização de nenhuma resistência adicional. A montagem experimental está detalhada na Figura 63.

Tabela 2 – Parâmetros calculados e montados para a obtenção dos *shunts* passivos

Parâmetro	Valor
$L_{calculado}$	$55H$
$R_{calculado}$	$3.9K\Omega$
$L1$	$55.8H$
$R1$	$3.6K\Omega$

Fonte: elaborado pela própria autora

Para os experimentos, o porta-ferramenta foi engastado em um *setup* experimental descrito na Figura 46. *Shunts* indutivo-resistivos foram utilizados para a situação de controle passivo e os valores ótimos calculados para L e R estão descritos na Tabela 2.

Para verificar a viabilidade da utilização do controle ativo conectado às camadas piezoelétricas do porta-ferramenta, experimentos em circuito aberto, circuito fechado com controle passivo e circuito fechado com controle ativo foram realizados. Para a garantia da estabilidade do sistema quando em malha fechada na situação do controle ativo de velocidade, um diagrama de Nyquist experimental foi traçado (Figura 64).

Figura 64 – Gráfico de Nyquist experimental

Fonte: elaborado pela própria autora

Para a obtenção do diagrama de Nyquist a malha de controle foi fechada com um ganho de $K = -10$ sobre a velocidade obtida dos experimentos. O gráfico nos mostra que estamos muito longe do ponto de -1 que indica instabilidade e podemos utilizar ganhos de até 1000 em nosso controle sem entrar em uma malha fechada instável.

Desta forma, realizaram-se experimentos em circuito aberto, com controle passivo e controle ativo. FRFs de todas as situações foram obtidas e são apresentadas nas figs. 65.

Figura 65 – Amplitude das FRFs - primeira configuração de engaste

Fonte: elaborado pela própria autora

A Figura 65 mostra que as estratégias de controle ativo e passivo obtêm uma boa redução na amplitude da vibração. A redução do pico da amplitude da FRF é de aproximadamente 5.5dB para ambas as estratégias. Embora ambas as estratégias tenham apresentado resultado semelhante, é importante ressaltar que com um ganho de $K = -400$ o controle ativo satura na voltagem máxima de 220V disponível para o sistema. O gráfico de Nyquist demonstra que existe a possibilidade de aumentar o ganho do controlador, entretanto esbarra em um limite tecnológico de tensão disponível no local do experimento.

Diagramas de lóbulos permitem mensurar o ganho no limite de estabilidade das estratégias de controle testadas. Para se obter os diagramas de lóbulos experimentais, as FRFs devem ser aproximadas por funções de transferência de segunda ordem, sendo que o pico da FRF é o ponto mais importante desta aproximação. A Figura 66 mostra as aproximações obtidas.

Utilizando os valores obtidos nas aproximações das FRFs (Tabela 3), é possível construir os diagramas de lóbulos das Figuras 67, 68. Na tabela, temos: Caso 1: Circuito aberto, primeira configuração; Caso 2: Controle passivo, primeira configuração; Caso 3: Controle ativo, primeira configuração.

Tabela 3 – Valores da aproximação das FRFs experimentais em funções de transferência de segunda ordem da campanha experimental no laboratório do porta-ferramenta instrumentado com uma camada única de material piezelétrico

Parâmetro	Caso 1	Caso 2	Caso 3
w_n	1621 rad/s	1627 rad/s	1614 rad/s
ξ	0.014	0.026	0.026
Kp	1.4e4	1.4e4	1.4e4

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 66 – Aproximação da FRF da campanha experimental no laboratório do porta-ferramenta instrumentado com uma camada única de material piezelétrico a) circuito aberto b) *shunt* passivo c) controle de velocidade

Fonte: elaborado pela própria autora

Como pode ser visto na Figura 67, tanto a estratégia de controle passivo como a estratégia de controle ativo aumentaram o amortecimento da estrutura e, consequentemente, o limite de estabilidade do sistema. A Figura 68 mostra os detalhes do diagrama de lóbulos na primeira configuração de engaste. É possível notar pequena diferença nos lóbulos obtidos para o controle ativo e passivo. Para ambos é obtido aproximadamente $250 N/m$ de ganho no limite de estabilidade do sistema nos vales e picos dos primeiros lóbulos do diagrama.

5.3.2 Campanha experimental operacional

Para validar totalmente as estratégias propostas, experimentos operacionais foram realizados. Experimentos operacionais foram realizados utilizando as estratégias passiva e ativa anteriormente mencionadas. Alguns resultados preliminares usando a estratégia passiva também foram relatados em Venter (2015).

Figura 67 – Diagrama de lóbulos para a campanha experimental no laboratório do porta-ferramenta instrumentado com uma camada única de material piezelétrico

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 68 – Detalhe - diagrama de lóbulos para a campanha experimental no laboratório do porta-ferramenta instrumentado com uma camada única de material piezelétrico

Fonte: elaborado pela própria autora

5.3.2.1 Campanha experimental operacional com controle passivo

O porta-ferramenta descrito na Figura 46 foi utilizado para operações de torneamento interno utilizando um torno CNC. O controle passivo foi realizado como descrito na seção 5.2.2. A aquisição de sinais foi realizada utilizando-se o Quattro DataSignal Ace®, com acelerômetros posicionados nas duas direções principais de vibração. Gráficos de *spectra* e acelerações no tempo são obtidos. Os sinais de aceleração passarão por duas integrações numéricas, de forma que as posições e velocidades para cada direção sejam obtidas. Os sinais de posição e velocidade são então utilizados para a apresentação de diagramas de fase e respostas temporais.

Os parâmetros utilizados durante a usinagem se encontram definidos na Tabela 4.

Tabela 4 – Parâmetros utilizados na campanha experimental para aquisição de dados no domínio do tempo

Parâmetro	Valor
Rotação	2000rpm
Diâmetro interno da peça	80mm
Espessura de corte	0.25mm
Avanço	0.1mm/revolução
Raio de ponta da ferramenta	0.4mm

Fonte: elaborado pela própria autora

De forma a se analisar a resposta do sistema sob controle passivo, foi utilizada a metodologia de Hagood e Flotow (1991) para calcular os valores de indutância e resistência ótima para ambas as direções de vibração, como pode ser visto na Tabela 5.

Tabela 5 – Parâmetros para definição dos *shunts* passivos

Parâmetro	Valor
$L1$	$11.77H$
$R1$	$8.88K\Omega$
$L2$	$11.8H$
$R2$	$10.45K\Omega$

Fonte: elaborado pela própria autora

De forma a efetuar a validação do método de redução de *chatter* através da utilização de *shunts* passivos, ensaios são realizados em aberto e sob ações de controle.

A Figura 69 mostra o diagrama de fases obtido experimentalmente para a direção x . A Figura 70 apresenta o diagrama para a direção y .

Na direção x temos um diagrama de fases que mostra uma curva instável, que se assemelha a uma circunferência mas contém uma componente de variação formando uma espécie de banda em volta do círculo interno. Como o sistema não converge para nenhum ponto de equilíbrio ou círculo limite, fica verificada a instabilidade que ocorre durante o *chatter*. A alta variação da curva nos indica uma possibilidade de movimento não-periódico, como visto na literatura (GRABEC, 1988; DESHPANDE; FOFANA, 2001; PRATT; NAYFEH, 1999; WIERCIGROCH; KRIVTSOV, 2001). Na direção y também pode ser visto um comportamento instável, embora neste caso a curva se assemelhe mais a uma elipse. Devido à baixa amplitude de vibração para esta direção, todavia, é importante ressaltar que erros na medição do acelerômetro podem estar interferindo nos resultados finais. Os diagramas de fase experimentais são visivelmente similares aos resultados simulados, detendo o comportamento não-linear instável limitado por um círculo limite externo e com um diagrama de fases bem preenchido que sinaliza um movimento não-linear.

Figura 69 – Diagrama de fases experimental na condição de circuito aberto - direção x

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 70 – Diagrama de fases experimental na condição de circuito aberto - direção y

Fonte: elaborado pela própria autora

As Figuras 71 e 72 mostram os diagramas de fase experimentais para o caso de controle passivo. Como pode ser visto, assim como mostrado nas simulações, acontece uma diminuição da vibração mas a vibração excessiva permanece.

Os resultados apresentados nas Figuras 73 e 74 foram obtidos através do processamento dos sinais provenientes dos acelerômetros na direção x e y durante o processo de usinagem. Os *spectra* para ambas as direções detêm uma semelhança nas frequências em que os picos estão acontecendo. Este fato mostra um acoplamento das direções de vibração na frequência de *chatter*, aqui facilmente verificada como 422Hz. Como o engaste diverge do engaste obtido

Figura 71 – Diagrama de fases experimental com controle passivo - direção x

Fonte: elaborado pela própria autora

no laboratório, as características dinâmicas também serão alteradas. Também fica evidente que a amplitude de vibração na direção x é consideravelmente maior que a amplitude de vibração na direção y , demonstrando que, para esta configuração, a força de corte contribui mais para a vibração na direção de x que de y . Além do pico mais evidente em 422Hz, são vistos também os picos em 356Hz, 389Hz e 455Hz. Na base das curvas podem ser verificadas deformidades, o que caracteriza prováveis não-linearidades no sistema, fato já verificado no diagrama de fases e respostas temporais, além de confirmar os resultados simulados.

5.3.2.2 Experimentos operacionais com controle ativo e passivo

O porta-ferramenta foi usado para usinar três peças. Uma peça foi usinada usando o porta-ferramenta conectado a um circuito aberto. Outra peça foi usinada usando o porta-ferramenta conectado ao controle passivo. A última foi usinada usando o porta-ferramenta conectado ao esquema de controle ativo.

Os parâmetros de usinagem foram definidos como: profundidade de corte 0,25mm, velocidade de rotação 630rpm e taxa de avanço 0,1mm/revolução. Estas condições de usinagem são bastante duras para o atual porta-ferramenta, produzindo grandes amplitudes de vibração em todos os casos. A Figura 75 mostra a configuração experimental operacional.

Durante a usinagem, os dados são obtidos utilizando-se a dSPACE, conforme descrito na Seção 5.2. Os dados foram adquiridos na direção y da ferramenta e o esquema utilizado no Simulink para obtenção dos dados e controle ativo está descrito na Figura 76. Durante os experimentos de controle passivo e sem controle, o mesmo esquema é utilizado para obtenção

Figura 72 – Diagrama de fases experimental com controle passivo - direção y

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 73 – Espectro experimental com controle passivo - direção x

Fonte: elaborado pela própria autora

dos dados, sendo que a saída de controle não é conectada ao material piezelétrico.

Utilizando a mesma estratégia de [Hagood e Flotow \(1991\)](#) para se calcular os valores ótimos para o *shunt* passivo, com $C = 6,09nF$ e $w_n = 354Hz$, encontramos $L_{otimo} = 33,2H$. Como os valores de indutância são muito elevados, não são encontrados comercialmente. Alguns indutores foram manufaturados e estes foram utilizados em série para chegar na configuração mais próxima do encontrado numericamente. A resistência interna dos indutores em série foi

Figura 74 – Espectro experimental com controle passivo - direção y

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 75 – Porta-ferramenta instrumentado para experimentos passivo e ativo

Fonte: elaborada pela própria autora

medida em $2,7 K\Omega$, de forma que não foi necessária a utilização de nenhuma resistência adicional. Para o controle ativo, foi utilizado um ganho que fornece uma tensão máxima de 200V no pico de velocidade, sendo esta a maior tensão disponível nesta campanha experimental.

A Figura 77 apresenta os espectros experimentais do sistema nos cenários sob investigação. Pode-se ver que a amplitude da vibração é diminuída com o uso do *shunt* passivo e do controle de velocidade. O *shunt* passivo, no entanto, aumenta a amplitude do espectro na segunda frequência, enquanto o controle de velocidade reduz a amplitude em ambas as frequências.

Figura 76 – Esquema de controle ativo no Simulink para utilização durante a usinagem

Fonte: elaborado pela própria autora

Tabela 6 – Parâmetros calculados e montados para a obtenção dos *shunts* passivos utilizados no experimento operacional

Parâmetro	Valor
$L_{calculado}$	$33,2H$
$R_{calculado}$	$3K\Omega$
$L1$	$34,9H$
$R1$	$2,7K\Omega$

Fonte: elaborada pela própria autora

Figura 77 – Espectro experimental com circuito aberto, controle passivo e controle ativo

Fonte: elaborado pela própria autora

O acabamento superficial das três peças foi analisado em um perfilômetro. A média da rugosidade da superfície $\bar{R}_a$ e seu desvio padrão σ podem ser vistos na Tabela 7. Pode-se ver que as estratégias passiva e ativa são capazes de reduzir a média $\bar{R}_a$, melhorando o acabamento da superfície da peça (ver Figura 78). Esses resultados experimentais corroboram a viabilidade da proposta.

A Figura 79 mostra os diagramas de fases obtidos experimentalmente nas três situações.

Os diagramas de fases experimentais na direção y se assemelham com os diagramas de

Tabela 7 – Qualidade superficial: média da rugosidade e seu desvio padrão

Parâmetro	Circuito aberto	Estratégia ativa	Estratégia passiva
$\bar{R}_a$	17.44 μm	13.36 μm	12.67 μm
σ	1.78 μm	0.57 μm	0.47 μm

Fonte: elaborada pela própria autora

Figura 78 – Qualidade superficial de peça usinada em condições de *chatter*

Fonte: elaborado pela própria autora

fases obtidos experimentalmente em campanhas experimentais anteriores nesta direção, tendo em vista que o diagrama de fases mostra um movimento com uma dinâmica altamente não-linear, que se assemelha a um círculo e que não converge para nenhum ponto de equilíbrio ou círculo limite, fica verificada a instabilidade que ocorre durante o *chatter*. A alta variação da curva nos indica uma possibilidade de movimento não-periódico, como visto na literatura (GRABEC, 1988; DESHPANDE; FOFANA, 2001; PRATT; NAYFEH, 1999; WIERCIGROCH; KRIVTSOV, 2001). Como visto nas simulações, o controle passivo (ver Figura 79c)) consegue diminuir a vibração, mas não altera a dinâmica do sistema, que continua tendo o diagrama de fases muito preenchido, indicando um sistema com movimento não-periódico. A Figura 79b) mostra que o controle ativo também é capaz de diminuir a vibração, mas também mantendo a dinâmica do sistema. Conforme visto nos resultados numéricos, em casos em que não se tem tensão disponível para obter-se a força de controle necessária, o resultado do controle ativo pode ser similar ao resultado do controle passivo. A utilização de amplificadores que permitam o uso de maiores níveis de tensão, porta-ferramentas menores, com menores balanços, que causem menor vibração e atuadores piezelétricos multicamadas que permitam uma maior força de controle com uma menor tensão aplicada nos atuadores devem ser explorados de forma a conseguir a

supressão completa do *chatter* que se vê nos resultados numéricos. As deformações vistas nas laterais dos diagramas de fase podem ter ocorrido devido a saturação no limite superior dos sensores utilizados.

Figura 79 – Diagramas de fase experimentais para a direção y : a) circuito aberto; b) controle ativo; c) controle passivo

Fonte: elaborado pela própria autora

5.4 Campanha experimental com atuadores multicamadas no laboratório

Para verificar a viabilidade da utilização de atuadores piezelétricos multicamadas em série para controle da vibração que ocorre no porta-ferramenta, experimentos em circuito aberto, circuito fechado com controle passivo e circuito fechado com controle ativo foram realizados.

O porta-ferramenta A16T-SCLCR 4, da Sandvik Coromant®, modificado e instrumentado com os atuadores piezelétricos multicamadas foi preso em uma configuração experimental, em que um bloco de concreto é usado como base e estruturas metálicas com parafusos e suportes são usados para a fixação, como descrito na Seção 5.2. Esta condição simula o engaste que ocorre em um torno, condição real utilizada na usinagem. Na primeira configuração testada, o porta-ferramenta foi engastado de forma a garantir o alinhamento com o sistema de coordenadas de referência em todas as direções. Esta configuração está representada na Figura 80.

Figura 80 – Detalhe da montagem do setup experimental com o novo porta-ferramenta: a) porta-ferramenta alinhado; c) conexão com o shaker

Fonte: elaborado pela própria autora

De forma a avaliar a robustez do método de controle, FRFs experimentais são obtidas. Utilizando o sistema de aquisição de dados descrito na Seção 5.2, gera-se um sinal de chirp linear que percorre frequências de 50Hz a 1250Hz . O sinal de chirp gerado é alimentado a um shaker e é utilizado como entrada para a obtenção da FRF experimental. A saída utilizada para a obtenção da FRF experimental é o sinal do acelerômetro localizado na extremidade livre do porta-ferramenta, acima do ponto de conexão da *stinger* do shaker. Todas as FRFs obtidas foram de ponto e na direção da excitação gerada pelo shaker, assim como pode ser visto na Figura 55. A avaliação das estratégias de controle ativa e passiva também foram realizados nesta direção.

Para o controle passivo, foram utilizadas os dois atuadores piezelétricos multicamadas em série da direção x , que é a direção excitada pelo shaker (ver Figura 80). Nesta direção da velocidade de corte (direção x), as duas pastilhas têm capacitâncias $C_{xs1} = 2,08nF$ e $C_{xs2} = 2,06nF$, o que pode totalizar em $C_{xs} = 4,14nF$ quando ambos são conectados em paralelo no amplificador, de modo a receber o mesmo sinal de controle, mas em direção oposta, de forma que quando um atuador apresenta contração, o outro apresenta expansão.

Utilizando a mesma estratégia de Hagood e Flotow (1991) para se calcular os valores ótimos para o *shunt* passivo, podemos calcular $L_{otimo} = \frac{1}{Cw_n^2}$, em que C é a capacitância da camada piezelétrica utilizada e w_n é a frequência natural em que se deseja diminuição da vibração. Com a capacitância medida $C_{xs} = 4,14nF$ e a frequência natural $w_n = 869Hz$, temos uma aproximação de $L_{otimo} = 8.1H$. Utilizando um programa desenvolvido no software MATLAB® com o modelo proposto por Silva et al. (2013), os valores para L e R para cada direção são então finamente ajustados e estão descritos na Tabela 8. Como os valores de indutância são muito elevados, não são encontrados comercialmente. Alguns indutores foram manufaturados e estes foram utilizados em série para chegar na configuração mais próxima do encontrado numericamente, sendo que foram utilizados os indutores: $L = (6,19 + 0,51 + 0,38)H$. A resistência interna dos indutores em série foi medida em 350Ω , de forma que foi necessária a utilização de uma resistência adicional.

Tabela 8 – Parâmetros calculados e montados para a obtenção dos *shunts* passivos utilizados no experimento no laboratório com atuador piezelétrico multicamadas em série

Parâmetro	Valor
$L_{calculado}$	$8H$
$R_{calculado}$	$1,5K\Omega$
$L1$	$7,8H$
$R1$	$1,55K\Omega$

Fonte: elaborado pela própria autora

A montagem do experimento passivo se deu como detalhado na Seção 5.2.2. É importante ressaltar que como foram utilizados os atuadores piezelétricos das duas faces opostas, os terminais dos atuadores devem ser montados em uma *protoboard* no circuito de *shunt* de forma a ficarem com polarizações inversas. Desta forma, enquanto um atuador se expande, o outro se contrai, dobrando a ação de controle aplicada no porta-ferramenta.

Para a validação do controle ativo, foi utilizado o esquema de controle ativo de velocidade detalhado na Seção 5.2.1. O amplificador de piezo utilizado foi o TREK PZD 700, que disponibiliza até $700V$ de saída, que pode ser visto na Figura 81.

Os experimentos foram realizados com a condição de fixação apresentada na Figura 80. As FRFs experimentais são apresentadas para o circuito aberto e casos de controle passivo e ativo em ambas as fixações. Os parâmetros dos *shunts* passivos utilizados para o controle passivo

Figura 81 – Amplificadores operacionais utilizados para controle ativo de velocidade no setup com porta-ferramenta instrumentado com atuador piezelétrico multilayer

Fonte: elaborado pela própria autora

são os valores descritos na Tabela 8.

O primeiro desses experimentos foi realizado na primeira configuração de fixação, em que o porta-ferramenta está alinhado ao sistema de referência (Figura 80a)). Os valores do *shunt* passivo são descritos na Tabela 8 e foram testados vários ganhos distintos para o controle ativo. Os ganhos utilizados foram: $K_1 = 1160$, que garante um limite de aproximadamente 180V de tensão aplicada no pico de velocidade; $K_2 = 2000$, que garante um limite de 300V de tensão aplicada no pico de velocidade; e $K_3 = 3200$, que garante um limite de 480V de tensão aplicada no pico de velocidade. A Figura 82 mostra que tanto o *shunt* passivo quanto o controle de velocidade podem obter uma boa redução na amplitude da vibração.

Como pode ser visto na Figura 82, o porta-ferramenta tem uma frequência natural $w_n = 869Hz$. Nesta frequência, o controle passivo foi capaz de obter uma redução de 1,3dB na amplitude da FRF medida. O controle ativo de velocidade foi capaz de obter reduções de até 6,43dB, quando aplicada uma tensão máxima de 480V.

Figura 82 – Amplitude da FRF experimental com atuador piezelétrico multicamadas em paralelo para a primeira configuração

Fonte: elaborado pela própria autora

5.5 Considerações finais

Este capítulo apresentou uma análise experimental das estratégias de controle ativa e passiva propostas para reduzir a vibração gerada por *chatter*. Ambas as estratégias foram capazes de aumentar o limite de estabilidade em operações de torneamento utilizando atuadores piezelétricos colados no porta-ferramenta. A primeira estratégia dissipa a energia passivamente através de um *shunt* LR conectado à camada piezelétrica. A segunda estratégia aumenta ativamente o amortecimento estrutural através de um esquema de controle de realimentação de velocidade.

O estudo experimental foi realizado pela comparação de FRFs e DLEs do sistema composto pelo porta-ferramenta instrumentado com uma camada simples de material piezelétrico. Após estes experimentos, também foram realizados experimentos operacionais com o mesmo porta-ferramenta. Por um lado, pode-se concluir que a estratégia passiva é capaz de reduzir o pico da amplitude das FRFs do sistema e melhorar o limite de estabilidade se sua indutância e resistência forem otimizadas. Este ajuste depende da frequência natural do sistema, que pode variar sob diferentes condições de fixação. Desta forma, esta estratégia carece de robustez. Por outro lado, pode-se concluir que a estratégia ativa é capaz de reduzir o pico da amplitude dos FRFs do sistema e melhorar o limite de estabilidade.

Experimentos operacionais usando as estratégias passiva e ativa também demonstram a eficácia de ambas as propostas. No entanto, existem alguns problemas técnicos, como o requisito de indutores não comerciais e a limitação de tensão dos amplificadores de piezo, que devem ser superados para a implementação prática das propostas. Os resultados operacionais mostraram que ambas as estratégias de controle foram capazes de reduzir a vibração e melhorar o acabamento

superficial após o torneamento. Foi realizada uma análise qualitativa do diagrama de fases experimentais dos resultados obtidos durante os experimentos operacionais. Estes podem ser comparados com os resultados numéricos, mostrando uma boa correlação no formato das curvas e na redução de amplitude conseguida numericamente. Conforme visto nos resultados numéricos, em casos em que não se tem tensão disponível para obter-se a força de controle necessária, o resultado do controle ativo pode ser similar ao resultado do controle passivo. A utilização de amplificadores que permitam o uso de maiores níveis de tensão, porta-ferramentas menores que causem menor vibração e atuadores piezelétricos multicamadas que permitam uma maior força de controle com uma menor tensão aplicada nos atuadores devem ser explorados de forma a conseguir a supressão completa do *chatter* que se vê nos resultados numéricos.

Dois porta-ferramentas foram construídos de forma a terem atuadores piezelétricos multicamadas. Estes porta-ferramentas foram então instrumentados e testados em uma campanha experimental no laboratório. Esta campanha visava provar a viabilidade de aumentar a possível redução da amplitude de vibração utilizando-se atuadores piezelétricos multicamadas. Ambos os porta-ferramentas mostraram redução na amplitude de vibração com as estratégias de controle propostas. O porta-ferramenta menor, instrumentado com 4 atuadores piezelétricos com 3 camadas de material piezelétrico cada, mostrou-se a melhor escolha para redução da vibração. Com o controle ativo, foi possível reduzir significativamente a amplitude de vibração neste porta-ferramenta. Experimentos operacionais foram montados e testados com ambos os porta-ferramentas instrumentados com atuadores piezelétricos multicamadas. Entretanto, um amplificador utilizado apresentou mal funcionamento, o que gerou falha nos atuadores piezelétricos multicamadas, impedindo a obtenção destes últimos resultados. A viabilidade da proposta, todavia, foi experimentada em laboratório e acredita-se que os resultados obtidos em experimentos operacionais anteriormente podem ser extrapolados.

Um estudo sobre a robustez dos métodos de controle propostos pode ser visto no Capítulo 6, que apresenta uma análise experimental da robustez das estratégias de controle passivo e ativo em diferentes situações experimentais. Duas condições de fixação do porta-ferramenta são testadas em uma campanha experimental no laboratório e a eficácia das estratégias de controle propostas é testada. Resultados são obtidos através de estudo de FRFs e DLEs experimentais em seis condições: duas condições de fixação diferentes, com circuito aberto, circuito fechado com controle passivo e circuito fechado com controle ativo.

SOBRE A ROBUSTEZ DAS ESTRATÉGIAS DE CONTROLE

6.1 Considerações iniciais

Conforme descrito dos capítulos anteriores, os circuitos de *shunt* passivo e o controle de velocidade ativa aumentam o amortecimento do sistema e, desta forma, podem ser utilizados para reduzir a vibração. Consequentemente, podem ser obtidas melhores qualidades superficiais em usinagem, utilizando os mesmos parâmetros de corte.

Embora sejam facilmente aplicados, os *shunts* passivos podem apresentar um problema de robustez, já que os parâmetros do circuito devem ser escolhidos com precisão para diminuir a amplitude de vibração para uma frequência específica. Este capítulo apresenta uma análise experimental da robustez das estratégias de controle passivo e ativo em diferentes situações experimentais. Duas condições de fixação do porta-ferramenta são testadas em um setup experimental e a eficácia das estratégias de controle propostas é testada. As FRFs e os DLEs são experimentalmente obtidos para seis condições: duas condições de fixação diferentes, com circuito aberto, além de circuito fechado com controle passivo e circuito fechado com controle ativo. Para examinar a robustez das estratégias, o mesmo conjunto de parâmetros é utilizado para o *shunt* passivo em ambas as condições de fixação.

6.2 Metodologia experimental

O porta-ferramenta usado para os experimentos é uma modificação do porta-ferramenta S32U-PTFNL 16-W, da Sandvik Coromant ®. O porta-ferramenta foi modificado para que o comprimento total seja de 270mm. A seção transversal foi fresada para suportar a adição do material piezelétrico. Uma cerâmica piezelétrica foi colada em cada direção principal de vibração com um adesivo epoxy especial 3M Scotch-Weld DP460. O material piezelétrico utilizado foi o PZT – 5A, com dimensões 75mmx25mmx4mm. O suporte modificado pode ser visto na

Figura 83.

Figura 83 – Diferentes condições de fixação no setup experimental - a) vista superior da primeira configuração b) vista superior da segunda configuração c) vista lateral

Fonte: elaborado pela própria autora

O porta-ferramenta modificado foi preso em uma configuração experimental, em que um bloco de concreto é usado como base e estruturas metálicas com parafusos e suportes são usados para a fixação. Esta condição simula o engaste que ocorre em um torno, condição real utilizada na usinagem. Para testar a robustez da estratégia em diferentes condições de contorno, experimentos foram realizados sob duas configurações de fixação diferentes. Na primeira configuração, o porta-ferramenta foi engastado de forma a garantir o alinhamento com o sistema de coordenadas de referência em todas as direções. Na segunda configuração o porta-ferramenta foi intencionalmente desalinhado com relação ao sistema de referência durante o processo de fixação, alterando sua frequência natural. As duas configurações e o sistema de coordenadas de referência são representados na Figura 83.

De forma a avaliar a robustez do método de controle, FRFs e DLEs são obtidas. Utilizando o sistema de aquisição de dados Data Physics Quattro FFT, gera-se um sinal de chirp linear, conforme exposto no Capítulo 4. O sinal de chirp gerado é alimentado a um shaker e é utilizado como entrada para a obtenção da FRF experimental (representado por A na Figura 84). A saída utilizada para a obtenção da FRF experimental é o sinal do acelerômetro localizado na extremidade livre do porta-ferramenta, acima do ponto de conexão da stinger do shaker (representado por B na Figura 84). O shaker usado é o modelo TMS Miniature SmartShakerTM K2004E01.

O shaker foi conectado à extremidade livre do porta-ferramenta através de um transdutor de força da PCB Piezotronics, modelo 208C01. Para estimar a FRF experimental, um acelerôme-

Figura 84 – Representação da entrada e saída utilizada para obtenção das FRFs

Fonte: elaborado pela própria autora

tro é conectado ao mesmo ponto do porta-ferramenta, na sua face oposta. O acelerômetro usado é da PCB Piezotronics, modelo 352C65. A FRF é gerado a partir da aproximação H2 (EWINS, 2000). Esta configuração experimental pode ser vista na Figura 84.

Nos experimentos em que a estratégia de controle passivo está sendo analisada, são utilizados *shunts* indutivo-resistivos, como pode ser visto na Figura 85. Conforme elucidado anteriormente, esta estratégia de controle funciona similarmente a um amortecedor dinâmico de vibrações, utilizando um circuito de *shunt* indutivo-resistivo, cujos parâmetros devem ser escolhidos de forma a suprimir a vibração de uma frequência específica.

Os parâmetros ótimos do *shunt* passivo foram calculados utilizando a estratégia discutida no capítulo 2. Como o termo de acoplamento eletromecânico K_{ij} é conhecido por ser muito pequeno, o L_{opt} pode ser aproximado por $L_{opt} = \frac{1}{Cw_n^2}$, onde C é a capacitância da camada piezelétrica usada e w_n é a frequência natural em que se deseja amortecer a vibração.

Figura 85 – Esquema experimental - controle passivo

Fonte: elaborado pela própria autora

A capacitância das placas piezelétricas utilizadas nos experimentos pode ser medida como $C = 6,9nF$ e a frequência natural da estrutura perfeitamente engastada é obtida no teste modal como $w_n = 259Hz$, obtendo-se assim $L_{opt} = 55H$. O ajuste fino é realizado usando um modelo proposto por (SILVA et al., 2013) e os parâmetros finais são descritos na Tabela 9. Uma vez que os valores de indutância são muito altos, eles não são encontrados comercialmente. Alguns indutores foram fabricados e estes foram utilizados em série para alcançar a configuração mais próxima possível. A resistência interna dos indutores em série foi de US 3,6 K Ω , sendo suficiente para o experimento.

Tabela 9 – Valores dos parâmetros calculados e utilizados para o *shunt* passivo

Parâmetro	Valor
$L_{calculated}$	$55H$
$R_{calculated}$	$3.9K\Omega$
$L1$	$55.6H$
$R1$	$3.6K\Omega$

Fonte: elaborado pela própria autora

$L1$ e $R1$ são os valores usados para obter o *shunt* ótimo experimental. Um diagrama esquemático que representa o experimento é mostrado na Figura 85.

Para os experimentos de controle ativo, entretanto, os sinais de resposta de aceleração devem ser enviados tanto para o processador de sinais Quattro, bem como para o computador, de forma a ser fechada a malha de controle. Desta forma, dois acelerômetros foram utilizados.

Para a aquisição dos sinais para o controle ativo foi utilizada a placa de aquisição dSPACE, uma placa de aquisição de dados em tempo real que possui conexão com o computador através de uma entrada serial. O modelo da placa é *ds1103*, contendo 20 canais ADC de entrada,

8 canais DAC de saída, interface CAN e serial. Seu software é integrado ao Simulink® e o algoritmo de controle pode ser desenvolvido nesta plataforma e então montado em tempo real na placa.

Como as entradas I/O da placa não suportam a saída ICP do acelerômetro, um condicionador de sinais ICP Modelo 482C SERIES da PCB Piezotronics foi utilizado. O sinal foi então adquirido pela dSPACE e introduzido ao Simulink, onde ocorre o processamento do sinal de aceleração e os sinais são salvos para pós processamento. O experimento está detalhado na Figura 86.

Figura 86 – Esquema da montagem experimental para controle ativo

Fonte: elaborado pela própria autora

Conforme descrito no Capítulo 5, o controlador utilizado no Simulink está detalhado na Figura 87. O sinal é adquirido utilizando-se a porta ADC específica para uso no Simulink em conjunto com a placa de aquisição dSPACE ds1103. O sinal de aceleração adquirido é então tratado com a sensibilidade do sensor. O sinal de aceleração é então plotado a título de verificação. A aceleração passa então pelo filtro passa alta Butterworth de 3ª ordem, com frequência de corte de 10Hz , de forma a diminuir ruídos experimentais. Após tratamento do sinal, a aceleração é integrada utilizando-se um integrador discreto em tempo real, com o método Foward Euler com passos de integração na mesma frequência que a frequência de aquisição de sinais 10^{-4}s . O sinal passa então a representar a velocidade em tempo real do sistema sendo estudado. A esta velocidade é aplicado um ganho $K \frac{\text{V}}{\text{m/s}^2}$, que é definido diretamente no programa ControlDesk, da dSPACE, que permite alterações em tempo real. Antes de o sinal passar pelo conversor DAC, ele passa por uma saturação, para garantir que o sinal não ultrapasse os 10V limitados pela placa de aquisição dSPACE ds1103. Como mostrado na Figura 86, o sinal de controle gerado é aplicado nas faces da placa piezelétrica que está colada no porta-ferramenta engastado no setup experimental.

Figura 87 – Controle ativo de velocidade implementado no Simulink

Fonte: elaborado pela própria autora

6.3 Resultados

Os experimentos foram realizados sob as duas diferentes condições de fixação apresentadas na Figura 83. As FRFs experimentais são apresentadas para o circuito aberto e casos de controle passivo e ativo em ambas as fixações. Os parâmetros dos *shunts* passivos utilizados para o controle passivo são os valores descritos na Tabela 9.

O primeiro experimento realizado nesta configuração teve como objetivo demonstrar a adaptabilidade do sistema de controle quando ocorre uma alteração no valor calculado de indutância ideal. O *shunt* passivo foi conectado ao material piezelétrico e uma variação de até US 10% no valor da indutância foi testada. A Figura 88 mostra o resultado deste experimento.

Figura 88 – Amplitude da FRF experimental com controle passivo com diferentes valores de indutância

Fonte: elaborado pela própria autora

Como pode ser visto, a Figura 88 mostra a amplitude de FRFs obtidas para o circuito aberto e circuito fechado com diversos valores diferentes de indutância no *shunt* passivo. Em todos os casos foi utilizada a fixação alinhada apresentada na Figura 83. Em todas as condições

testadas pode-se ver algum grau de atenuação na curva de amplitude da FRF. A resposta em que os valores ótimos para *shunt* passivo foram utilizados ($L = 55,6H$) tem a melhor resposta na redução de vibração. Uma variação tão pequena quanto 5% do valor ótimo da indutância ($L = 53H$) produz um aumento menor no amortecimento do sistema, o que se traduz em uma redução muito menor na amplitude de pico do FRF. Inconsistências nos parâmetros físicos do setup e a erros no ajuste fino dos parâmetros do *shunt* passivo podem levar a um valor incorreto de indutância ótima e, portanto, a uma menor eficiência do controle de vibração.

Para testar a robustez do controle em diferentes condições de contorno, os mesmos experimentos foram realizados nas condições de fixação descritas na Figura 83.

Figura 89 – Amplitude da FRF experimental com circuito aberto e circuito fechado com controle passivo e ativo na primeira configuração de fixação

Fonte: elaborado pela própria autora

O primeiro desses experimentos foi realizado na primeira configuração de fixação, em que o porta-ferramenta está alinhado ao sistema de referência do setup (Figura 83). Os valores do *shunt* passivo são descritos na Tabela 9 e o ganho do controle de velocidade utilizado foi de $K = -400$. Analisando a Figura 89, pode-se ver que tanto o *shunt* passivo quanto o controle de velocidade podem obter uma boa redução na amplitude da vibração. A redução de amplitude é de aproximadamente 6dB para ambas as estratégias, o que confirma o aumento do amortecimento do sistema.

Para o segundo experimento, o porta-ferramenta foi intencionalmente desalinhado, como pode ser visto na Figura 83. A posição de fixação diferente resultou em uma variação na frequência natural da estrutura, que alteraria os parâmetros do *shunt* passivo. À medida que os parâmetros do *shunt* passivo foram fixados para ambos os experimentos como visto na Tabela 9, diferenças devem surgir na amplitude da FRF estimada.

A Figura 90 retrata essa diferença. Como pode ser visto, o controle utilizando *shunt*

Figura 90 – Amplitude da FRF experimental com circuito aberto e circuito fechado com controle passivo e ativo na segunda configuração de fixação

Fonte: elaborado pela própria autora

passivo não proporcionou qualquer redução no pico da amplitude da FRF experimental na segunda posição de fixação, quando comparado com o sistema em circuito aberto. Como resultado da mudança no engaste, a nova frequência natural tornaria a indutância ótima $L = 70H$. Ao manter os mesmos valores de indutância utilizados para a primeira configuração de fixação, a capacidade do *shunt* de aumentar o amortecimento estrutural e diminuir a amplitude da vibração foi diminuída. Utilizando um ganho de $K = -400$ no controle de velocidade, obtêm-se as amplitudes das FRFs mostradas na Figura 90. Como pode ser visto, o controle ativo de velocidade mantém o ganho de amortecimento e redução de aproximadamente $5dB$ na amplitude de vibração.

Os DLE são comumente usados para quantificar o aumento do limite de estabilidade do sistema sob as estratégias de controle testadas. Para obter os DLE experimentais, as FRFs experimentais foram aproximadas por uma função de transferência de segunda ordem nominal, $G(s) = K_p / (s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)$, em que ω_n é a frequência natural do sistema, ζ é o fator de amortecimento e K_p é o ganho. A Tabela 10 mostra os valores aproximados para cada uma das curvas estudadas.

Na tabela, temos: Caso 1: Circuito aberto, primeira configuração; Caso 2: Controle passivo, primeira configuração; Caso 3: Controle ativo, primeira configuração; Caso 4: Circuito aberto, segunda configuração; Caso 5: Controle passivo, segunda configuração; Caso 6: Controle ativo, segunda configuração. Os DLEs podem então ser derivados usando o método explicado por (GANGULI; DERAEMAERKER; PREUMONT, 2007).

A Figura 91 mostra que a estratégia de controle passivo conseguiu aumentar o amorte-

Tabela 10 – Valores da aproximação das FRFs experimentais em funções de transferência de segunda ordem

Parâmetro	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6
w_n	1621 rad/s	1627 rad/s	1614 rad/s	1388 rad/s	1388 rad/s	1388 rad/s
ξ	0.014	0.026	0.026	0.019	0.02	0.03
Kp	1.4e4	1.4e4	1.4e4	1.585e4	1.585e4	1.585e4

Fonte: elaborado pela própria autora

Figura 91 – DLE estimado para o sistema com circuito aberto, *shunt* passivo e controle de velocidade na primeira configuração de fixação

Fonte: elaborado pela própria autora

cimento e, portanto, o limite de estabilidade do sistema na primeira configuração de fixação. Aproximadamente 250 N/m são ganhos no limite de estabilidade do sistema no diagrama de lóbulos em ambos os controles.

A Figura 92 mostra que a estratégia de controle passivo não conseguiu aumentar o limite de estabilidade do sistema quando submetido à segunda configuração de fixação, pois os limites de estabilidade de controle de circuito aberto e passivo são indistinguíveis. Neste caso, nota-se que apenas com o uso do controle ativo foi possível o aumento do limite de estabilidade em aproximadamente 400 N/m nos vales e picos dos primeiros lóbulos do diagrama. O limite de estabilidade de circuito aberto e controle passivo são indistinguíveis.

Figura 92 – DLE estimado para o sistema com circuito aberto e *shunt* passivo na primeira configuração de fixação

Fonte: elaborado pela própria autora

6.4 Avaliação da robustez das estratégias de controle no porta-ferramenta instrumentado com atuadores piezelétricos multicamadas

O porta-ferramenta A16T-SCLCR 4, da Sandvik Coromant®, modificado e instrumentado com os atuadores piezelétricos multicamadas foi preso em uma configuração experimental, em que um bloco de concreto é usado como base e estruturas metálicas com parafusos e suportes são usados para a fixação, como descrito na Seção 5.2. Esta condição simula o engaste que ocorre em um torno, condição real utilizada na usinagem. Para testar a robustez da estratégia em diferentes condições de contorno, experimentos foram realizados sob duas configurações de fixação diferentes. Na primeira configuração, o porta-ferramenta foi engastado de forma a garantir o alinhamento com o sistema de coordenadas de referência em todas as direções. Na segunda configuração o porta-ferramenta foi intencionalmente desalinhado com relação ao sistema de referência durante o processo de fixação, alterando sua frequência natural. As duas configurações e o sistema de coordenadas de referência são representados na Figura 93. Foram utilizados os mesmos esquemas experimentais demonstrados na Seção 6.2, com o novo porta-ferramenta.

Os experimentos foram realizados sob as duas diferentes condições de fixação apresentadas na Figura 93. As FRFs experimentais são apresentadas para o circuito aberto e casos de controle passivo e ativo em ambas as fixações. Os parâmetros dos *shunts* passivos utilizados para o controle passivo são os valores descritos na Tabela 8.

O primeiro desses experimentos foi realizado na primeira configuração de fixação, em que o porta-ferramenta está alinhado ao sistema de referência (Figura 93a)). Os valores do *shunt*

Figura 93 – Detalhe da montagem do setup experimental com o novo porta-ferramenta: a) porta-ferramenta alinhado; b) porta-ferramenta desalinhado; c) conexão com o shaker

Fonte: elaborado pela própria autora

passivo são descritos na Tabela 8 e foram testados vários ganhos distintos para o controle ativo. Os ganhos utilizados foram: $K_1 = 1160$, que garante um limite de aproximadamente 180V de tensão aplicada no pico de velocidade; $K_2 = 2000$, que garante um limite de 300V de tensão aplicada no pico de velocidade; e $K_3 = 3200$, que garante um limite de 480V de tensão aplicada no pico de velocidade. A Figura 82 mostra que tanto o *shunt* passivo quanto o controle de velocidade podem obter uma boa redução na amplitude da vibração.

Como pode ser visto na Figura 82, o porta-ferramenta tem uma frequência natural $w_n = 869Hz$. Nesta frequência, o controle passivo foi capaz de obter uma redução de 1,3dB na amplitude da FRF medida. O controle ativo de velocidade foi capaz de obter reduções de até 6,43dB, quando aplicada uma tensão máxima de 480V.

Para o segundo experimento, o porta-ferramenta foi intencionalmente desalinhado, como pode ser visto na Figura 93b). A posição de fixação diferente resultou em uma variação na frequência natural da estrutura, que alteraria os parâmetros do *shunt* passivo. À medida que os parâmetros do *shunt* passivo foram fixados para ambos os experimentos como visto na Tabela 8, diferenças devem surgir na amplitude da FRF estimada.

A Figura 94 mostra essa diferença. O controle passivo neste caso não conseguiu diminuir a amplitude de vibração, tendo em vista que a frequência natural da estrutura se alterou para $w_n = 821Hz$. Neste caso, os valores ótimos do *shunt* teriam que ser alterados para a obtenção de redução na amplitude de vibração. Utilizando um ganho de $K = 3200$ no controle de ativo, o

Figura 94 – Amplitude da FRF experimental com atuador piezelétrico multicamadas em paralelo para a segunda configuração

Fonte: elaborado pela própria autora

que representa um limite de até 480V na tensão no pico de vibração, obtêm-se as amplitudes das FRFs mostradas na Figura 94. Como pode ser visto, o controle ativo de velocidade mantém o ganho de amortecimento e obtém redução de aproximadamente 5,3dB na amplitude de vibração.

6.5 Considerações finais

Este estudo apresentou uma análise experimental sobre a robustez da estratégia de *shunt* passivo para a melhoria do amortecimento e controle da vibração durante *chatter*. O primeiro experimento mostra que pequenas mudanças (de 5% a 10%) da indutância ótima produzem uma mudança considerável na capacidade do *shunt* de aumentar o amortecimento do sistema. Inconsistências nos parâmetros físicos e a erros no ajuste fino dos parâmetros do *shunt* passivo podem impactar o controle de vibração.

O segundo experimento observou as possíveis mudanças nas condições de engaste. Duas configurações de fixação diferentes foram utilizadas nos experimentos. Na primeira configuração, o porta-ferramenta foi engastado de forma a garantir o alinhamento com o sistema de coordenadas de referência em todas as direções. Nesse caso, a estratégia de controle passivo e ativo foi capaz de aumentar o amortecimento do sistema e diminuir a amplitude de vibração em quase 6dB. Este aumento de amortecimento foi traduzido em um maior limite de estabilidade, que é verificado nos DLEs. Na segunda configuração o porta-ferramenta foi intencionalmente desalinhado com relação ao sistema de referência durante o processo de fixação, alterando sua frequência natural. Nesse caso, a estratégia de controle passivo foi incapaz de diminuir a amplitude da vibração, o que pode ser visto tanto na amplitude de FRF quanto no DLE. A estratégia de controle ativo manteve o aumento na rigidez da estrutura.

No próximo Capítulo serão apresentadas as conclusões finais desta tese de doutorado.

CONCLUSÕES

O modelo não-linear para o porta-ferramenta instrumentado com material piezelétrico apresenta resultados dentro do esperado. Foi possível obter-se um acoplamento eletromecânico do modelo não-linear utilizando equações derivadas do material piezelétrico. Desta forma, os controles se provaram capazes de diminuir a vibração que ocorre durante *chatter*.

Os diagramas de fases do modelo sem controle de mostram bastante preenchidos, o que representa uma resposta dinâmica fortemente não-linear, com características não-harmônicas. O controle passivo foi capaz de reduzir a vibração, sem, no entanto, ser capaz de suprimir *chatter*. O controle ativo, que é dependente da tensão disponível para aplicação técnica, consegue suprimir a vibração não-linear provocada pelo *chatter*, quando se tem tensão disponível suficiente para gerar a força de controle necessária.

Os espectros do modelo com e sem controle apresentaram resultados dentro do esperado, em que vê-se a frequência de *chatter* mais proeminente, com deformações na base do espectro e outras frequências aparecendo devido às características não-lineares do modelo. Assim como nos diagramas de fases, é possível ver que tanto o controle passivo como o controle ativo conseguiram reduzir a amplitude da vibração. O controle ativo reduziu significativamente a vibração, a tal modo que o movimento pode ser caracterizado como harmônico com apenas uma frequência, que aparece muito reduzida.

Também foi apresentada uma análise experimental da rugosidade superficial de peças usinadas em várias condições estáveis e instáveis de corte em torneamento interno. O DLE experimental foi obtido utilizando condições de cortes instáveis e estáveis. O acabamento superficial foi estudado quantitativa e qualitativamente através de dados de rugosidade superficial, fotos e análise do perfil das superfícies.

Um padrão claro nos efeitos pode ser visto, sendo afetado principalmente pela velocidade de rotação n . Também deve se notar que quanto menor a profundidade de corte ap , maior a média de rugosidade.

Considerando todos os resultados presentes, a análise de rugosidade em casos de vibração deve ser realizada levando em consideração diversos dados, com diferentes ferramentas de análise. A análise feita exclusivamente com a rugosidade da superfície não é suficiente para determinar a qualidade da peça. À medida que *chatter* imprime um perfil nas peças usinadas que não seriam aceitas na indústria, dados que não são mostrados na análise de rugosidade, um estudo completo deve abranger uma análise de perfil e de rugosidade. Os usuários devem tentar encontrar a região C, região que detém os melhores dados de rugosidade e se encontra próximo ao lóbulo de estabilidade, e trabalhar nessa região para obter os melhores resultados. De forma a aumentar a região com corte aceitável, os limites do lóbulo de estabilidade devem ser maiores, o que pode ser alcançado aumentando-se o amortecimento estrutural do sistema.

Foi apresentada uma análise experimental das estratégias de controle ativa e passiva propostas para reduzir a vibração gerada por *chatter*. Ambas as estratégias foram capazes de aumentar o limite de estabilidade em operações de torneamento utilizando atuadores piezelétricos colados no porta-ferramenta. A primeira estratégia dissipa a energia passivamente através de um *shunt* LR conectado à camada piezelétrica. A segunda estratégia aumenta ativamente o amortecimento estrutural através de um esquema de controle de realimentação de velocidade.

O estudo experimental foi realizado pela comparação de FRFs e DLEs do sistema composto pelo porta-ferramenta instrumentado com uma camada simples de material piezelétrico. Após estes experimentos, também foram realizados experimentos operacionais com o mesmo porta-ferramenta. Por um lado, pode-se concluir que a estratégia passiva é capaz de reduzir o pico da amplitude das FRFs do sistema e melhorar o limite de estabilidade se sua indutância e resistência forem otimizadas. Este ajuste depende da frequência natural do sistema, que pode variar sob diferentes condições de fixação. Desta forma, esta estratégia carece de robustez. Por outro lado, pode-se concluir que a estratégia ativa é capaz de reduzir o pico da amplitude dos FRFs do sistema e melhorar o limite de estabilidade.

Experimentos operacionais usando as estratégias passiva e ativa também demonstram a eficácia de ambas as propostas. No entanto, existem alguns problemas técnicos, como o requisito de indutores não comerciais e a limitação de tensão dos amplificadores de piezo, que devem ser superados para a implementação prática das propostas. Os resultados operacionais mostraram que ambas as estratégias de controle foram capazes de reduzir a vibração e melhorar o acabamento superficial após o torneamento.

Foi realizada uma análise do diagrama de fases experimentais dos resultados obtidos durante os experimentos operacionais. Estes podem ser comparados com os resultados numéricos, mostrando uma boa correlação no formato das curvas e na redução de amplitude conseguida numericamente. Conforme visto nos resultados numéricos, em casos em que não se tem tensão disponível para obter-se a força de controle necessária, o resultado do controle ativo pode ser similar ao resultado do controle passivo. A utilização de amplificadores que permitam o uso de maiores níveis de tensão, porta-ferramentas menores que causem menor vibração e atuadores

piezelétricos multicamadas que permitam uma maior força de controle com uma menor tensão aplicada nos atuadores devem ser explorados de forma a conseguir a supressão completa do *chatter* que se vê nos resultados numéricos.

Dois porta-ferramentas foram construídos de forma a terem atuadores piezelétricos multicamadas. Estes porta-ferramentas foram então instrumentados e testados em uma campanha experimental no laboratório. Esta campanha visava provar a viabilidade de aumentar a possível redução da amplitude de vibração utilizando-se atuadores piezelétricos multicamadas. Ambos os porta-ferramentas mostraram redução na amplitude de vibração com as estratégias de controle propostas. O porta-ferramenta menor, instrumentado com 4 atuadores piezelétricos com 3 camadas de material piezelétrico cada, mostrou-se a melhor escolha para redução da vibração. Com o controle ativo, foi possível reduzir significativamente a amplitude de vibração neste porta-ferramenta. Experimentos operacionais foram montados e testados com ambos os porta-ferramentas instrumentados com atuadores piezelétricos multicamadas. Entretanto, um amplificador utilizado apresentou mal funcionamento, o que gerou falha nos atuadores piezelétricos multicamadas, impedindo a obtenção destes últimos resultados. A viabilidade da proposta, todavia, foi experimentada em laboratório e acredita-se que os resultados obtidos em experimentos operacionais anteriormente podem ser extrapolados.

Foi apresentada uma análise experimental sobre a robustez da estratégia de *shunt* passivo para a melhoria do amortecimento e controle da vibração durante *chatter*. Foi demonstrado que pequenas mudanças (de 5% a 10%) da indutância ótima produzem uma mudança considerável na capacidade do *shunt* de aumentar o amortecimento do sistema. Inconsistências nos parâmetros físicos e a erros no ajuste fino dos parâmetros do *shunt* passivo podem impactar o controle de vibração.

Também foram observadas as possíveis mudanças nas condições de engaste. Duas configurações de fixação diferentes foram utilizadas nos experimentos. Na primeira configuração, o porta-ferramenta foi engastado de forma a garantir o alinhamento com o sistema de coordenadas de referência em todas as direções. Nesse caso, a estratégia de controle passivo e ativo foi capaz de aumentar o amortecimento do sistema e diminuir a amplitude de vibração em quase 6dB. Este aumento de amortecimento foi traduzido em um maior limite de estabilidade, que é verificado nos DLEs. Na segunda configuração o porta-ferramenta foi intencionalmente desalinhado com relação ao sistema de referência durante o processo de fixação, alterando sua frequência natural. Nesse caso, a estratégia de controle passivo foi incapaz de diminuir a amplitude da vibração, o que pode ser visto tanto na amplitude de FRF quanto no DLE. A estratégia de controle ativo manteve o aumento na rigidez da estrutura.

Os principais objetivos científicos desse projeto foram:

- a avaliação numérica das implicações não-lineares do métodos de controle ativo de velocidade e passivo utilizando *shunt* indutivo-resistivo utilizando material piezelétrico,

utilizando material piezelétrico em uma camada ou atuadores piezelétricos multicamadas;

- a avaliação experimental do método de controle ativo de velocidade e passivo utilizando *shunt* indutivo-resistivo utilizando material piezelétrico através de campanhas experimentais em laboratório;
- a validação experimental da efetividade do uso de atuadores piezelétricos multicamadas para aumento do amortecimento estrutural do porta-ferramenta e redução da vibração causada pelo fenômeno do *chatter*;
- a aplicação do método de controle ativo de velocidade e passivo utilizando *shunt* indutivo-resistivo utilizando um atuador piezelétrico para redução da vibração gerada pelo fenômeno do *chatter*;
- a análise de robustez das estratégias de controle propostas para reduzir a vibração gerada por *chatter*;
- a verificação experimental do comportamento dinâmico não linear do *chatter* utilizando porta-ferramenta instrumentado em operações de usinagem em um torno CNC.

Os objetivos propostos foram cumpridos, com resultados específicos podendo ser vistos nas Seções: 4.3; 5.3; 5.4; 5.3.2.2; 6 e 5.4; e 5.3.2.2, respectivamente.

As principais contribuições foram apresentar um modelo simples que efetivamente descreva o fenômeno do *chatter* com as estratégias de controle propostas, incluindo as forças de corte não-lineares, tendo em vista que um modelo de *chatter* não-linear ainda não foi estudado em conjunto com estratégias de controle. Verificação da capacidade técnica de desenvolvimento do sistema de controle, através de experimentos realizados em setups experimentais e experimentos operacionais. Os experimentos proporcionam também a habilidade de verificação das características dinâmicas não-lineares do *chatter* em torneamento interno.

7.1 Limitações

Devido às altas vibrações que decorrem de *chatter* em processos de usinagem convencionais, as tensões geradas nos atuadores piezelétricos são muito altas, podendo exceder os 500V. Desta forma, é necessário utilizar-se tensões também muito altas para realizar o controle desta vibração com os atuadores piezelétricos. Disto incorre a limitação técnica, em que o controle somente poderá ser efetuado com ganhos que não ultrapassem a tensão elétrica disponível em amplificadores com drive para piezo.

Ao se utilizar porta-ferramentas menores, com um comprimento de balanço menor, e que portanto têm vibrações menos elevadas do que utilizando-se porta-ferramentas com balanços maiores, consegue-se uma tensão medida no material piezelétrico reduzida. Entretanto, ao se utilizar porta-ferramentas menores, deve-se também utilizar atuadores piezelétricos com uma

menor área. Desta forma, mesmo que a vibração gerada pelo *chatter* seja reduzida, a força de controle gerada pelo atuador piezelétrico também será reduzida. Consequentemente, mesmo com tensões de controle dentro do limite de tensão disponível, pode-se não obter resultados esperados.

A utilização de atuadores piezelétricos multicamadas é um recurso para enfrentar esta limitação técnica. Como os atuadores piezelétricos multicamadas aumentam a quantidade de material piezelétrico ocupando a mesma área no porta-ferramenta, aumenta-se também o maior ganho possível de se utilizar dentro da limitação da tensão máxima disponível. É importante frisar que, ao se aumentar as camadas de material piezelétrico, também se aumenta o diâmetro do porta ferramentas. Desta forma, é necessário um porta ferramenta de diâmetro menor para usinar furos, possivelmente aumentando a vibração do corte.

Neste trabalho, ocorreram algumas limitações técnicas que impediram a validação das estratégias de controle aplicadas a atuadores piezelétricos multicamadas em operações de usinagem. Foram montados dois porta-ferramentas com atuadores piezelétricos multicamadas e os experimentos no laboratório (descritos na Seção 5.4) foram realizados de forma a corrigir qualquer problema com a montagem experimental. Nestes experimentos, foram testados dois amplificadores piezelétricos (um com tensão máxima de 700V e outro com tensão máxima de 200V), a aquisição dos dados em uma e duas direções, as programações de controle no Simulink e os controles passivos. Por ser um experimento voltado a garantir que toda a montagem experimental estava funcionando, os experimentos foram realizados com o porta-ferramenta novo, menor, com atuador piezelétrico multicamadas em série. Após esta validação, ambos os porta-ferramentas foram levados para o laboratório do NUMA e engastados no torno CNC da ROMI disponível no laboratório. Neste momento, um dos amplificadores de piezo apresentou mal-funcionamento. Foram realizados experimentos operacionais com ambos os porta-ferramenta, mas devido às altas vibrações, acreditamos que o isolamento entre atuador e porta-ferramenta foi comprometido. Foram realizadas medições de corrente e foi possível ver que há corrente de fuga entre o atuador piezelétrico e o porta-ferramenta. Desta forma, os experimentos finais foram comprometidos. A montagem experimental do atuador piezelétrico multicamadas em paralelo e as definições do controle ativo em duas direções, que seriam utilizados nestes últimos experimentos, foram mantidos, de forma que o experimento possa ser realizado em trabalhos futuros.

7.2 Propostas para trabalhos futuros

- Criação de um protótipo de porta-ferramenta instrumentado com variações no posicionamento do atuador piezelétrico para otimizar o controle de vibração, inclusive prevendo variações no engaste e possíveis atuadores sendo utilizados no engaste.
- Estudo numérico de otimização no posicionamento do atuador piezelétrico visando máximo ganho de amortecimento.

- Utilização de atuadores piezelétricos em forma de pilha (*stacks*), em um canal usinado no porta-ferramenta, mantendo desta forma o diâmetro original da ferramenta e a possibilidade de utilização com balanços diferentes.
- Análise da possibilidade de utilização do porta-ferramenta instrumentado desenvolvido no doutorado para *energy-harvesting*, de forma a energizar sensores para utilização em sistemas de indústria 4.0.
- Verificar a possibilidade de utilização dos controles estudados para redução de vibração em torneamento em que as condições de corte não geram *chatter*.
- Análise da possibilidade de utilização do porta-ferramenta instrumentado desenvolvido no doutorado para *energy-harvesting*, de forma a realizar controle ativo e melhorar a rugosidade em torneamento em que as condições de corte não geram *chatter*.
- Aprimorar o isolamento os conectores na montagem, de forma diminuir a possibilidade de corrente de fuga para o porta-ferramenta.
- Estudo numérico e experimental de um controle ativo adaptativo para redução da vibração em porta-ferramenta esbeltos utilizados em torneamento interno.

7.3 Lista de publicações

- Artigo publicado - SILVA, M. M. ; VENTER, G. S. ; VAROTO, P. S. ; COELHO, R. T. . Experimental results on chatter reduction in turning through embedded piezoelectric material and passive shunt circuits. *Mechatronics* (Oxford), p. 1, 2015.
- Artigo publicado - VENTER, G. S.; SILVA, M. M. . Comparative studies on chatter in turning considering nonlinearities, mode coupling and regenerative effects. In: XVII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics - DINAME 2015, 2015, Natal, RN, Brazil,. *Proceedings of the XVII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics*, 2015.
- Artigo publicado - VENTER, G. S.; SILVA, M. M. . Numerical Models on nonlinear dynamic behaviour of chatter in turning and boring processes. In: International Conference on Structural Engineering Dynamics - ICEDyn, 2015, Lagos, Algarve, Portugal. *Preceedings of International Conference on Structural Engineering Dynamics*, 2015.
- Artigo publicado - VENTER, G. S.; FONTES, J. V. C. ; SILVA, M. M. . The impact of added regenerative effect on nonlinear chatter studies. In: The 14th IFToMM World Congress, 2015, Taipei, Taiwan. *Proceedings of the 14th IFToMM World Congress*, 2015.
- Artigo publicado - VENTER, G. S.; SILVA, L. M. P. ; SILVA, M. M. . Reducing chatter in turning using a piezoelectric LR passive shunt strategy. In: 23rd ABCM International

Congress of Mechanical Engineering - COBEM 2015, 2015, Rio de Janeiro. Proceedings of the 23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering - COBEM 2015, 2015.

- Artigo publicado - VENTER, G. S.; SILVA, L. M. P. ; CARNEIRO, M. B. ; da SILVA, M. M. . Passive and active strategies using embedded piezoelectric layers to improve the stability limit in turning/boring operations. International Journal of Advanced Manufacturing Technology (Internet), p. 1-13, 2016.
- Artigo publicado - VENTER, G. S.; DA SILVA, MAÍRA M. . On the robustness of the passive shunt control strategy for chatter reduction. International Conference on Noise and Vibration Engineering, 2016, Leuven, Bélgica. Proceedings of ISMA2016 including USD2016, 2016. p. 3805-3817.
- Artigo publicado - VENTER, G. S.; SILVA, L. M. P. ; da SILVA, M. M. . Increasing the stability limit in chatter through active damping. 1º Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (SiPGEM), 2016, São Carlos. 1º Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (SiPGEM), 2016.
- Artigo publicado - VENTER, G. S.; SILVA, M. M., An analysis on vibration damping in turning through passive shunt circuits using a nonlinear model. IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics
- Artigo publicado - VENTER, G. S.; DA SILVA, MAÍRA M. . An Analysis on Vibration Damping in Turning through Passive Shunt Circuits Using a Nonlinear Model. In: AIM 2017 - IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, 2017, Munique. Proceedings of the AIM 2017 - IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, 2017. p. 1-6.
- Artigo publicado - VENTER, G. S.; SILVA, M. M. . Decreasing chatter in turning trough added passive damping: a nonlinear view. In: 2o SiPGEM - 2o Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2017, São Carlos. 2o SiPGEM - 2o Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2017. p. 1-6.
- Artigo publicado - VENTER, GIULIANA SARDI; DA SILVA, MAÍRA MARTINS . An analysis of surface roughness in turning/boring under different chatter conditions. In: 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering, 2017. Proceedings of the 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering.
- Artigo submetido - VENTER, GIULIANA SARDI; COELHO, REGINALDO TEIXEIRA; DA SILVA, MAÍRA MARTINS . Controle de vibração em porta-ferramenta de torneamento interno com atuador piezelétrico multicamadas. In: 10º Congresso Brasileiro de Engenharia de Fabricação, 2019.

REFERÊNCIAS

- BHATTACHARYA, A.; DAS, S.; MAJUMDER, P.; BATISH, A. Estimating the effect of cutting parameters on surface finish and power consumption during high speed machining of AISI 1045 steel using Taguchi design and ANOVA. **Production Engineering**, Springer-Verlag, v. 3, n. 1, p. 31–40, mar 2009. Disponível em: <https://link.springer.com/article/10.1007/s11740-008-0132-2>.
- CHANDIRAMANI, N. K.; POTHALA, T. Dynamics of 2-dof regenerative chatter during turning. **Journal of Sound and Vibration**, v. 290, n. 1-2, p. 448–464, 2006. ISSN 0022460X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X05003068>.
- CHEN, F.; HANIFZADEGAN, M.; ALTINTAS, Y.; LU, X. Active damping of boring bar vibration with a magnetic actuator. **IEEE/ASME Transactions on Mechatronics**, v. 20, n. 6, p. 2783–2794, dec 2015. ISSN 1083-4435. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/7047820>.
- CHIU, W. M.; CHAN, K. W. Design and testing of piezoelectric actuator-controlled boring bar for active compensation of cutting force induced errors. **International Journal of Production Economics**, v. 51, n. 1-2, p. 135–148, aug 1997. ISSN 09255273. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0925527397000583>.
- COMPEÁN, F. I.; OLVERA, D.; CAMPA, F. J.; López de Lacalle, L. N.; ELÍAS-ZÚÑIGA, A.; RODRÍGUEZ, C. A. Characterization and stability analysis of a multivariable milling tool by the enhanced multistage homotopy perturbation method. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, Pergamon, v. 57, p. 27–33, jun 2012. ISSN 0890-6955. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695512000211>.
- DESHPANDE, N.; FOFANA, M. S. Nonlinear regenerative chatter in turning. **Robotics and Computer-Integrated Manufacturing**, v. 17, n. 1-2, p. 107–112, 2001. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0736584500000430>.
- DINIZ, A. E.; SILVA, W. T. A. da; SUYAMA, D. I.; PEDERIVA, R.; ALBUQUERQUE, M. V. Evaluating the use of a new type of impact damper for internal turning tool bar in deep holes. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, Springer London, p. 1–16, nov 2018. ISSN 0268-3768. Disponível em: <https://link.springer.com/10.1007/s00170-018-3039-x>.
- EMA, S.; MARUI, E. Suppression of chatter vibration of boring tools using impact dampers. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 40, n. 8, p. 1141–1156, 2000. ISSN 08906955. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695599001194>.
- ERTURK, A.; INMAN, D. J. A distributed parameter electromechanical model for cantilevered piezoelectric energy harvesters. **Journal of Vibration and Acoustics**, American Society of Mechanical Engineers, v. 130, n. 4, p. 041002, 2008. ISSN 07393717. Disponível em: <http://vibrationacoustics.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1471147>.

_____. Piezoelectric shunt damping for chatter suppression in machining processes. In: **Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2008)**. Leuven, Belgium: [s.n.], 2008. p. 193–206.

EWINS, D. J. **Modal testing: theory, practice and application**. [S.l.: s.n.], 2000.

FOFANA, M. S. Delay dynamical systems and applications to nonlinear machine-tool chatter. **Chaos, Solitons & Fractals**, v. 17, n. 4, p. 731–747, aug 2003. ISSN 09600779. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960077902004071>.

GALYER, J. F. W.; SHOTBOLT, C. R. **Metrology for engineers**. 4th editio. ed. London: Cassel Ltd., 1990. ISBN ISBN-0- 304 30612 6.

GANGULI, A.; DERAEMAERKER, A.; PREUMONT, A. Regenerative chatter reduction by active damping control. **Journal of sound and vibration**, v. 300, n. 3-5, p. 847–862, 2007. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X06007358>.

GRABEC, I. Chaotic dynamics of the cutting process. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, Pergamon Journals Ltd., v. 28, n. 1, p. 19–32, jan 1988. ISSN 08906955. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0890695588900041>.

HAGOOD, N. W.; FLOTOW, A. von. Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks. **Journal of Sound and Vibration**, v. 146, n. 2, p. 243–268, apr 1991. ISSN 0022460X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0022460X91907629>.

HANNA, N. H. N.; TOBIAS, S. A. S. A theory of nonlinear regenerative chatter. **Journal of Engineering for Industry**, American Society of Mechanical Engineers, v. 96, n. 1, p. 247–255, feb 1974. ISSN 00220817. Disponível em: <http://manufacturingscience.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1443549>.

HUANG, X.; HU, M.; ZHANG, Y.; LV, C. Probabilistic analysis of chatter stability in turning. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, Springer London, v. 87, n. 9-12, p. 3225–3232, dec 2016. ISSN 0268-3768. Disponível em: <https://link.springer.com/article/10.1007/s00170-016-8672-7>.

KALMÁR-NAGY, T.; MOON, F. C. Mode-coupled regenerative machine tool vibrations. In: **Volume 5: 19th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise, Parts A, B, and C**. Chicago, Illinois, USA: ASME, 2003. p. 2263–2269. ISBN 0-7918-3703-3. Disponível em: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1588656>.

KHOT, S.; YELVE, N. P.; TOMAR, R.; DESAI, S.; VITTAL, S. Active vibration control of cantilever beam by using PID based output feedback controller. **Journal of Vibration and Control**, v. 18, n. 3, p. 366–372, jul 2012. ISSN 1077-5463. Disponível em: <https://journals.sagepub.com/doi/abs/10.1177/1077546311406307>.

KUMAR, S.; SRIVASTAVA, R.; SRIVASTAVA, R. K. Active vibration control of smart piezo cantilever beam using pid controller. **International Journal of Research in Engineering and Technology**, v. 3, n. 1, p. 392–399, 2014. Disponível em: <https://pdfs.semanticscholar.org/1259/039de4c3ca4aec93c2f13d8d50ef7c40124d.pdf>.

LIN, C.-T.; HSU, L.-Y.; PENG, T.-J. Study the relationship of stable lobes diagram and roughness. In: **Proceedings of the 14th IFToMM World Congress**. Taipei: [s.n.], 2015. Disponível em: <<http://www.airitilibrary.com/Publication/alDetailedMesh?docid=P20150909001-201510-201510280027-201510280027-61-64>>.

LITAK, G.; SCHUBERT, S.; RADONS, G. Nonlinear dynamics of a regenerative cutting process. **Nonlinear Dynamics**, v. 69, n. 3, p. 1255–1262, feb 2012. ISSN 0924-090X. Disponível em: <<https://link.springer.com/article/10.1007/s11071-012-0344-z>>.

LIU, X.; LIU, Q.; WU, S.; LIU, L.; GAO, H. Research on the performance of damping boring bar with a variable stiffness dynamic vibration absorber. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, Springer London, v. 89, n. 9-12, p. 2893–2906, oct 2017. ISSN 0268-3768. Disponível em: <<https://link.springer.com/article/10.1007/s00170-016-9612-2>>.

MATSUBARA, A.; MAEDA, M.; YAMAJI, I. Vibration suppression of boring bar by piezoelectric actuators and LR circuit. **CIRP Annals**, v. 63, n. 1, p. 373–376, 2014. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850614001358>>.

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 Sciences**, v. 52, n. 10, p. 1376–1384, oct 2010. ISSN 00207403. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020740310001827>>.

MORADI, H.; MOVAHHEDY, M. R.; VOSSOUGH, G. Tunable vibration absorber for improving milling stability with tool wear and process damping effects. **Mechanism and Machine Theory**, v. 52, p. 59–77, 2012. ISSN 0094114X. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X12000195>>.

MUHAMMAD, B. B.; WAN, M.; FENG, J.; ZHANG, W.-H. Dynamic damping of machining vibration: a review. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, Springer London, v. 89, n. 9-12, p. 2935–2952, dec 2017. ISSN 0268-3768. Disponível em: <<https://link.springer.com/article/10.1007/s00170-016-9862-z>>.

MUNOA, J.; BEUDAERT, X.; DOMBOVARI, Z.; ALTINTAS, Y.; BUDAK, E.; BRECHER, C.; STEPAN, G. Chatter suppression techniques in metal cutting. **CIRP Annals**, Elsevier, v. 65, n. 2, p. 785–808, jan 2016. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850616301962>>.

MUNOA, J.; BEUDAERT, X.; ERKORKMAZ, K.; IGLESIAS, A.; BARRIOS, A.; ZATARAIN, M. Active suppression of structural chatter vibrations using machine drives and accelerometers. **CIRP Annals**, Elsevier, v. 64, n. 1, p. 385–388, jan 2015. ISSN 0007-8506. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850615001146>>.

NEUGEBAUER, R.; DENKENA, B.; WEGENER, K. Mechatronic systems for machine tools. **CIRP Annals**, Elsevier, v. 56, n. 2, p. 657–686, jan 2007. ISSN 0007-8506. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850607001618>>.

OSTASEVICIUS, V.; JURENAS, V.; AUGUTIS, V.; GAIDYS, R.; CESNAVICIUS, R.; KIZAUSKIENE, L.; DUNDULIS, R. Monitoring the condition of the cutting tool using self-powering wireless sensor technologies. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, Springer London, v. 88, n. 9-12, p. 2803–2817, feb 2017. ISSN 0268-3768. Disponível em: <<https://link.springer.com/article/10.1007/s00170-016-8939-z>>.

PRATT, J. **Vibration control for chatter suppression with application to boring bars**. 1997. Tese (Doutorado) — Virginia Polytechnic Institute and State University, 1997. Disponível em: <https://vtechworks.lib.vt.edu/handle/10919/29344>.

PRATT, J. R.; NAYFEH, A. H. Design and modeling for chatter control. **Nonlinear Dynamics**, Kluwer Academic Publishers, v. 19, n. 1, p. 49–69, 1999. ISSN 1573-269X. Disponível em: <https://link.springer.com/article/10.1023/A:1008322520352>.

PREUMONT, A. **Vibration control of active structures, an introduction**. 3rd. ed. Kluwer Academic Publishers, 2011. 364 p. Disponível em: <https://journals.sagepub.com/doi/abs/10.1177/095965180421800308>.

QUINTANA, G.; CIURANA, J. Chatter in machining processes: A review. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 51, n. 5, p. 363–376, may 2011. ISSN 08906955. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695511000022>.

ROSS, P. J. **Taguchi techniques for quality engineering :loss function, orthogonal experiments, parameter and tolerance design /**. 2nd editio. ed. New York: McGraw-Hill, 1996. ISBN ; 0070539588.

SAHA, A.; WIERCIGROCH, M.; JANKOWSKI, K.; WAHL, P.; STEFAŃSKI, A. Investigation of two different friction models from the perspective of friction-induced vibrations. **Tribology International**, v. 90, p. 185–197, oct 2015. ISSN 0301679X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X15001802>.

Sajedi Pour, D.; BEHBAHANI, S. Semi-active fuzzy control of machine tool chatter vibration using smart MR dampers. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, Springer London, v. 83, n. 1-4, p. 421–428, mar 2016. ISSN 0268-3768. Disponível em: <https://link.springer.com/article/10.1007/s00170-015-7503-6>.

SEEMUANG, N.; MCLEAY, T.; SLATTER, T. Using spindle noise to monitor tool wear in a turning process. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, Springer London, v. 86, n. 9-12, p. 2781–2790, oct 2016. ISSN 0268-3768. Disponível em: <https://link.springer.com/article/10.1007/s00170-015-8303-8>.

SIDDHPURA, M.; PAUROBALLY, R. A review of chatter vibration research in turning. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 61, p. 27–47, oct 2012. ISSN 08906955. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695512000831>.

SILVA, M. da; SILVA, M. M. da; CERVELIN, J. E.; SANTOS, R. G. dos; COELHO, R. T. Regenerative chatter reduction through passive damping: Numerical evaluation. In: **2010 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics**. IEEE, 2010. p. 1174–1179. ISBN 978-1-4244-8031-9. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/5695750>.

SILVA, M. M. D.; CERVELIN, J. E.; CALERO, D. P.; COELHO, R. T. Availability study on regenerative chatter avoidance in turning operations through passive and active damping. **International Journal of Mechatronics and Manufacturing Systems**, v. 6, n. 5, p. 455–473, 2013. Disponível em: <https://www.inderscienceonline.com/doi/abs/10.1504/IJMMS.2013.058523>.

SILVA, M. M. da; VENTER, G. S.; VAROTO, P. S. P.; COELHO, R. T. Experimental results on chatter reduction in turning through embedded piezoelectric material and passive shunt circuits. **Mechatronics**, v. 29, p. 78–85, aug 2015. ISSN 09574158. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0957415815000860>.

SIMS, N. D. N. Vibration absorbers for chatter suppression: a new analytical tuning methodology. **Journal of Sound and Vibration**, v. 301, n. 3-5, p. 592–607, apr 2007. ISSN 0022460X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X06007930>.

STÉPÁN, G. Modelling nonlinear regenerative effects in metal cutting. **Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences**, v. 359, n. 1781, p. 739–757, apr 2001. ISSN 1364-503X. Disponível em: <http://rsta.royalsocietypublishing.org/content/359/1781/739.short>.

SUN, H.; ZHANG, X.; WANG, J. Online machining chatter forecast based on improved local mean decomposition. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, Springer London, v. 84, n. 5-8, p. 1045–1056, sep 2016. ISSN 0268-3768. Disponível em: <https://link.springer.com/article/10.1007/s00170-015-7785-8>.

SUYAMA, D. I.; DINIZ, A. E.; PEDERIVA, R. The use of carbide and particle-damped bars to increase tool overhang in the internal turning of hardened steel. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, Springer London, v. 86, n. 5-8, p. 2083–2092, sep 2016. ISSN 0268-3768. Disponível em: <http://link.springer.com/10.1007/s00170-015-8328-z>.

TANAKA, H.; OBATA, F.; MATSUBARA, T.; MIZUMOTO, H. Active chatter suppression of slender boring bar using piezoelectric actuators. **JSME international journal. Ser. C, Dynamics, control, robotics, design and manufacturing**, v. 37, n. 3, p. 601–606, feb 1994. ISSN 1340-8062. Disponível em: https://www.jstage.jst.go.jp/article/jsmec1993/37/3/37{_}3{_}601/{_}article/>.

URBIKAIN, G.; CAMPA, F.-J.; ZULAIKA, J.-J.; López de Lacalle, L.-N.; ALONSO, M.-A.; COLLADO, V. Preventing chatter vibrations in heavy-duty turning operations in large horizontal lathes. **Journal of Sound and Vibration**, Academic Press, v. 340, p. 317–330, mar 2015. ISSN 0022-460X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X14009638>.

URBIKAIN, G.; FERNÁNDEZ, A.; López de Lacalle, L. N.; GUTIÉRREZ, M. E. Stability lobes for general turning operations with slender tools in the tangential direction. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, Pergamon, v. 67, p. 35–44, apr 2013. ISSN 0890-6955. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695513000138>.

VELA-MARTÍNEZ, L.; JÁUREGUI-CORREA, J. C.; RUBIO-CERDA, E.; HERRERA-RUIZ, G.; LOZANO-GUZMÁN, A. Analysis of compliance between the cutting tool and the workpiece on the stability of a turning process. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 48, n. 9, p. 1054–1062, jul 2008. ISSN 08906955. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695507002301>.

VENTER, G. **Reduzindo chatter em processos de torneamento através do uso de material piezoelétrico considerando aspectos não-lineares**. 2015. Tese (Dissertação de mestrado) — Universidade de Sao Paulo, 2015. Disponível em: <http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/18/18149/tde-06042015-173654/en.php>.

VENTER, G. S.; Da Silva, M. M. On the robustness of the passive shunt control strategy for chatter reduction. In: **PROCEEDINGS OF ISMA2016 INTERNATIONAL CONFERENCE ON NOISE AND VIBRATION ENGINEERING AND USD2016 INTERNATIONAL CONFERENCE ON UNCERTAINTY IN STRUCTURAL DYNAMICS**. Leuven, Belgium: [s.n.], 2016. ISBN 9789073802940. Disponível em: http://past.isma-isaac.be/downloads/isma2016/papers/isma2016{_}0087.>

VENTER, G. S.; SILVA, L. M. d. P.; CARNEIRO, M. B.; SILVA, M. M. da. Passive and active strategies using embedded piezoelectric layers to improve the stability limit in turning/boring operations. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, Springer London, v. 89, n. 9-12, p. 2789–2801, apr 2017. ISSN 0268-3768. Disponível em: <https://link.springer.com/article/10.1007/s00170-016-9620-2>>.

VIANA, F. A. C.; STEFFEN, V. Multimodal vibration damping through piezoelectric patches and optimal resonant shunt circuits. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, The Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, v. 28, n. 3, p. 293–310, sep 2006. ISSN 1678-5878. Disponível em: http://www.scielo.br/scielo.php?pid=S1678-58782006000300007{&}script=sci{_}a>.

WAN, M.; MA, Y.-C.; ZHANG, W.-H.; YANG, Y. Study on the construction mechanism of stability lobes in milling process with multiple modes. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, Springer London, v. 79, n. 1-4, p. 589–603, jul 2015. ISSN 0268-3768. Disponível em: <https://link.springer.com/article/10.1007/s00170-015-6829-4>>.

WEREMCZUK, A.; RUSINEK, R. Influence of frictional mechanism on chatter vibrations in the cutting process—analytical approach. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, Springer London, v. 89, n. 9-12, p. 2837–2844, oct 2017. ISSN 0268-3768. Disponível em: <https://link.springer.com/article/10.1007/s00170-016-9520-5>>.

WIERCIGROCH, M.; BUDAK, E. Sources of nonlinearities, chatter generation and suppression in metal cutting. **Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences**, v. 359, n. 1781, p. 663–693, 2001. Disponível em: <http://rsta.royalsocietypublishing.org/content/359/1781/663.short>>.

WIERCIGROCH, M.; KRIVTSOV, A. M. Frictional chatter in orthogonal metal cutting. **Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences**, v. 359, n. 1781, p. 713–738, apr 2001. ISSN 1364-503X. Disponível em: <http://rsta.royalsocietypublishing.org/content/359/1781/713.short>>.

WU, D.; ZHAO, T.; CHEN, K.; WANG, X. Application of active disturbance rejection control to variable spindle speed noncircular turning process. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 49, n. 5, p. 419–423, apr 2009. ISSN 08906955. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695508002289>>.

YANG, Y.; ZHANG, W.-H.; MA, Y.-C.; WAN, M. Chatter prediction for the peripheral milling of thin-walled workpieces with curved surfaces. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, Pergamon, v. 109, p. 36–48, oct 2016. ISSN 0890-6955. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695516300748>>.

YIGIT, U.; CIGEROGLU, E.; BUDAK, E. Chatter reduction in turning by using piezoelectric shunt circuits. In: **Topics in Modal Analysis, Volume 7**. Springer, 2014. Disponível em: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-1-4614-6585-0{_}>

YU, D. P.; HONG, G. S.; WONG, Y. S. Profile error compensation in fast tool servo diamond turning of micro-structured surfaces. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 52, n. 1, p. 13–23, jan 2012. ISSN 08906955. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695511001489>.

ZHAO, P.; SHI, Y.; HUANG, J. Proportional-integral based fuzzy sliding mode control of the milling head. **Control Engineering Practice**, v. 53, p. 1–13, 2016. ISSN 09670661. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S096706611630082X>.