



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
Faculdade de Engenharia Mecânica

**FAUSTO ANDRÉS MALDONADO GALARZA**

**Avaliação de um Novo Tipo de Amortecedor  
de Impacto para Fresa utilizada em  
Fresamento de Matrizes**

**CAMPINAS**  
**2018**

**FAUSTO ANDRÉS MALDONADO GALARZA**

# **Avaliação de um Novo Tipo de Amortecedor de Impacto para Fresa utilizada em Fresamento de Matrizes**

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Materiais e Processos de Fabricação.

Orientador: Prof. Dr. Anselmo Eduardo Diniz

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À  
VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO  
DEFENDIDA PELO ALUNO FAUSTO  
ANDRÉS MALDONADO GALARZA E  
ORIENTADA PELO PROF. DR. ANSELMO  
EDUARDO DINIZ.

---

ASSINATURA DO ORIENTADOR

**CAMPINAS  
2018**

**Agência(s) de fomento e nº(s) de processo(s):** Não se aplica.

Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura  
Luciana Pietrosanto Milla - CRB 8/8129

M293a Maldonado Galarza, Fausto Andrés, 1989-  
Avaliação de um novo tipo de amortecedor de impacto para fresa utilizada em fresamento de matrizes / Fausto Andrés Maldonado Galarza. – Campinas, SP : [s.n.], 2018.

Orientador: Anselmo Eduardo Diniz.  
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Fresamento. 2. Matrizes. 3. Vibração. 4. Amortecimento (Mecânico). I. Diniz, Anselmo Eduardo, 1959-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

**Título em outro idioma:** Evaluation of a new type of impact damper for milling tool used in milling of dies

**Palavras-chave em inglês:**

Milling

Dies

Vibration

Damping

**Área de concentração:** Materiais e Processos de Fabricação

**Titulação:** Mestre em Engenharia Mecânica

**Banca examinadora:**

Anselmo Eduardo Diniz [Orientador]

Amauri Hassui

Adriano Fagali de Souza

**Data de defesa:** 16-07-2018

**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MANUFATURA E MATERIAIS**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADEMICO**

# **Avaliação de um Novo Tipo de Amortecedor de Impacto para Fresa utilizada em Fresamento de Matrizes**

Autor: Fausto Andrés Maldonado Galarza  
Orientador: Anselmo Eduardo Diniz

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

**Prof. Dr. Anselmo Eduardo Diniz, Presidente**  
**Universidade Estadual de Campinas**

**Prof. Dr. Amauri Hassui**  
**Universidade Estadual de Campinas**

**Prof. Dr. Adriano Fagali de Souza**  
**Universidade Federal de Santa Catarina**

A ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

Campinas, 16 de julho de 2018

## **Dedicatória**

Dedico este trabalho à minha mãe, Susana Georgina Galarza C., a meu pai, Fausto Enrique Maldonado V., a meu irmão Fabricio Enrique Maldonado G. e outros membros da minha família que, mesmo estando distantes, foram fundamentais para que eu alcançasse meus objetivos.

## **Agradecimentos**

À Deus, pela saúde e pela força para poder completar com sucesso este trabalho.

Ao professor Dr. Anselmo Eduardo Diniz pela oportunidade, pela amizade, pela orientação do trabalho e pelas diversas discussões e ensinamentos em todo o período do meu mestrado.

À toda minha família, pelo apoio incondicional, especialmente à minha mãe Susana Galarza e à minha tia, Sonia Galarza, dois pilares fundamentais e pelas quais fiz este mestrado.

Aos professores Amauri Hassui, Aristides Magri, Daniel Suyama e Marcos Vieira de Albuquerque pelas discussões, críticas, contribuições e ajuda indispensável para o desenvolvimento deste trabalho.

Aos amigos Herbert Cesar, Gildeones Protázio, Tatiany Mafra, André Freire, Luiz Phellipe, Luciano Wallace e a todos os colegas que por ventura não tenham sido citados aqui.

À Sandvik Coromant pela doação das ferramentas.

“Desgraciado del pueblo donde los jóvenes son humildes con el tirano, donde los estudiantes no hacen temblar al mundo”.

Juan Montalvo F.

## Resumo

Na fabricação de moldes e matrizes requer-se o fresamento de cavidades profundas com geometrias complexas de aço endurecido. Para este processo são comumente utilizadas ferramentas com grande relação comprimento/diâmetro (L/D). Isso faz com que o processo de corte tenha alta tendência a gerar vibração. Vários sistemas de absorção da vibração (amortecedores) aplicados na ferramenta de corte vêm sendo estudados para favorecer a estabilidade do processo de corte, principalmente nos processos de torneamento. Para os processos de fresamento, devido a rotação da ferramenta, a aplicação de sistemas de amortecimento é mais complexa. Neste trabalho foi avaliado o uso e efetividade do amortecedor por efeito de impacto aplicado internamente à ferramenta de corte nas operações de fresamento em alta velocidade. Para isto foi usada uma fresa de ponta redonda com relação  $L/D = 7$  usinando uma superfície curva, convexa, de aço AISI D6 com dureza de 60 HRC em duas trajetórias de corte (descendente e ascendente). Foram comparados os resultados de rugosidade da peça, variação das forças e desgaste da ferramenta ao utilizá-la sem e com o sistema de amortecimento por impacto. O trabalho foi dividido em o desenvolvimento da ferramenta com o sistema de amortecimento por impacto e duas etapas de experimentos. Na primeira etapa, os resultados mostraram a diferença de rugosidade da peça e variação dos esforços de corte ao utilizar a ferramenta com e sem o amortecedor por impacto, principalmente na região de contato ferramenta-peça com maior tendência a gerar vibração. Também, foi mostrada a influência do tamanho das esferas (utilizadas como elementos para produzir o impacto) no efeito de amortecimento. Na segunda etapa de ensaios, foram comparados os resultados de vida da ferramenta, variação das forças e rugosidade da peça no fim de vida das ferramentas sem amortecedor e com as esferas para o impacto que obtiveram os melhores resultados de amortecimento na primeira etapa de ensaios. Os resultados da segunda etapa mostraram que, a ferramenta com amortecimento obteve maior vida que sem amortecimento. Além disso, os resultados de rugosidade e variação das forças mostraram que a ferramenta com o amortecedor aplicado continuou amortecendo a vibração até o fim de vida, gerando menores rugosidades e variação das forças que a ferramenta sem amortecedor.

*Palavras Chave:* Fresamento; Matrizes; Vibração; Amortecimento (Mecânico).

## **Abstract**

In the manufacture of molds and dies it is necessary to mill deep cavities with complex geometries in hardened steel. For these processes is commonly used and tools with a large length/diameter ratio (L/D) are required. This condition causes the cutting process to have a high tendency to generate vibration. Several vibration absorption systems (dampers) have been studied to favor the stability of the cutting process, which are applied in the cutting tool mainly for turning processes. For milling processes, due to the rotation of the tool, the application of damping systems is more complex. However, recent work shows solutions for milling by applying vibration dampers. This work aims to verify the use and effectiveness of impact dampers applied internally to the cutting tool in high speed milling operations. For this, a spherical end mill with  $L/D = 7$  ratio was used, machining a curved, convex surface of AISI D6 steel with a hardness of 60 HRC in two cutting trajectories (descending and ascending). Results of roughness of the workpiece, variation of cutting forces and tool wear when using the cutting tool with and without the damping system were compared. In addition, three diameters of steel spheres (used as elements to produce impact) were tested. This study presents the development of the tool with the impact damping system and two stages of experiments. In the first stage of the tests, the results showed differences in the workpiece roughness and variation of the cutting forces when using the tool with and without the impact damper, mainly in the region of tool-piece contact with a tendency to generate vibration. Also, the influence of the size of the spheres on the damping effect was shown. The second stage of the tests consists of a comparison for the tool life, cutting forces variation and roughness values at the end of tool life for the tool without damper and the tool using the sphere size that produced the best damping results in the first test stage. The results of the second stage showed that the tool with damping obtained a longer life than without damping. In addition, the results of roughness and cutting forces variation showed that the tool with the applied damping system continued damping the vibration until the end of life, generating smaller roughness and variation of the cutting forces that the tool without vibration damper.

*Key Words:* Milling; Dies; Vibration; Damping.

## Lista de Ilustrações

Figura 2.1: Sistema de um grau de liberdade (1GDL) .....	19
Figura 2.2: Interação ferramenta-peça no (a) torneamento e (b) fresamento .....	21
Figura 2.3: Influência do ângulo de posição na estabilidade da ferramenta no processo de fresamento .....	23
Figura 2.4: Fresamento de contornos em moldes .....	25
Figura 2.5: Componentes da força de usinagem no corte circular em 3 eixos .....	28
Figura 2.6: Ângulo de avanço ( <i>Lead angle</i> ) e ângulo de inclinação ( <i>Tilt angle</i> ) .....	29
Figura 2.7: Componentes de força de corte axial e radial de acordo com a inclinação da superfície .....	30
Figura 2.8: Esquema da peça de trabalho utilizada nos experimentos .....	31
Figura 2.9: Resultados de rugosidade $R_a$ para diferentes ângulos e estratégias de corte.....	32
Figura 2.10: Ferramenta de ponta redonda no fresamento em 3 eixos .....	33
Figura 2.11: Sistema de controle ativo de vibrações .....	36
Figura 2.12: Elementos e montagem do dispositivo de fixação ( <i>pallet-chuck</i> ) para a peça.....	37
Figura 2.13: Comportamento da força dinâmica ao longo do tempo, com e sem o sistema de controle ativado, para (a) aço e (b) alumínio .....	37
Figura 2.14: Deslocamento da peça de trabalho ao longo do tempo, (a) sem excitação externa e (b) com excitação externa .....	38
Figura 2.15: Esquema do absorvedor dinâmico de vibração ( <i>TVA</i> ) .....	39
Figura 2.16: Resposta em frequência de um sistema sem absorvedor (— + —), com absorvedor não amortecido (— —) e com absorvedor amortecido (——).....	40
Figura 2.17: Aplicação do <i>TVA</i> em fresamento de placas em balanço .....	41
Figura 2.18: SLD nos casos com e sem absorvedor .....	41
Figura 2.19: Absorvedor dinâmico <i>TVA</i> utilizado por Yiqing & Yu .....	42
Figura 2.20: Comparação entre as respostas sem e com absorvedor na (a) FRF e (b) SLD .....	42
Figura 2.21: Partes do sistema antivibração Silent Tools .....	43

Figura 2.22: Diagrama de adaptadores de amortecimento da vibração SILENT TOOLS para ferramentas de fresado .....	44
Figura 2.23: Diagrama esquemático de um amortecedor por impacto .....	45
Figura 2.24: Variação da inclinação do amortecimento com a folga .....	46
Figura 2.25: Modelo de absorvedor interno aplicado à uma massa principal .....	47
Figura 2.26: Deslocamento da massa principal .....	47
Figura 2.27: Sistema 2 GDL .....	48
Figura 2.28: Resposta livre (a) teórica e (b) experimental .....	49
Figura 2.29: Diagrama dos amortecedores de impacto nos porta ferramentas .....	50
Figura 2.30: Vida da ferramenta em termos do volume de cavaco removido para diferentes configurações de barra de toronar .....	51
Figura 2.31: Configuração da montagem do absorvedor na peça .....	52
Figura 2.32: Acabamento superficial com rotação da fresa de 2000 rpm, (a) 0.2 mm de profundidade sem absorvedor, (b) 7 mm de profundidade com absorvedor e (c) 8 mm de profundidade com absorvedor .....	53
Figura 2.33: Modelo dinâmico do sistema de engrenagem com partículas enclausuradas.....	54
Figura 2.34: Dissipação de energia em função do material das esferas .....	54
Figura 2.35: Influência do tamanho da esfera em função da rotação na dissipação de energia .....	55
Figura 2.36: Influência do diâmetro do furo na (a) rigidez estática e (b) frequência natural .....	57
Figura 3.1: Corpo de prova utilizado nos ensaios .....	59
Figura 3.2: Ferramenta selecionada para os ensaios (x2) .....	60
Figura 3.3: Esquema do sistema de amortecimento aplicado na ferramenta de corte .....	62
Figura 3.4: Esquema das trajetórias de corte realizadas nos experimentos .....	63
Figura 3.5: Processo das simulações feitas em SOLIDWORKS .....	65
Figura 3.6: Deflexão estática da ferramenta frente a diferentes diâmetros de furo .....	67
Figura 3.7: Deflexão estática da ferramenta ampliada na faixa de valores de diâmetro do furo entre 4 e 8 mm .....	68
Figura 3.8: Diagrama com dimensões (em mm) da ferramenta modificada para a aplicação do sistema de amortecimento por efeito de impacto .....	71
Figura 3.9: Regiões da peça utilizadas para as diferentes análises .....	72

Figura 3.10: Orientação dos esforços de acordo ao contato ferramenta-peça .....	72
Figura 3.11: Montagem para análise modal da ferramenta .....	73
Figura 3.12: Montagem para medição das forças durante o processo de corte .....	74
Figura 4.1: Curvas de frequência da ferramenta maciça e da ferramenta oca .....	75
Figura 4.2: Sinais de força da ferramenta maciça nas trajetórias (a) circular descendente e (b) circular ascendente.....	77
Figura 4.3: Sinais de força das diferentes configurações da ferramenta modificada com o amortecedor na trajetória descendente .....	78
Figura 4.4: Sinais de força das diferentes configurações da ferramenta modificada com o amortecedor na trajetória ascendente .....	79
Figura 4.5: Gráficos polares dos valores RMS dos sinais de força das 5 configurações da ferramenta para as regiões I (a), II (b) e III (c) na trajetória circular descendente .....	80
Figura 4.6: Gráficos polares dos valores RMS dos sinais de força das 5 configurações da ferramenta para as regiões I (a), II (b) e III (c) na trajetória circular ascendente .....	81
Figura 4.7: Picos dos sinais de força em dez voltas das ferramentas: (a) maciça, (b) oca sem esferas, (c) com esferas de 5,1 mm, (d) com esferas de 5,5 mm e (e) com esferas de 5,9 mm para a Região III na trajetória circular descendente .....	85
Figura 4.8: Picos dos sinais de força em dez voltas das ferramentas: (a) maciça, (b) oca sem esferas, (c) com esferas de 5,1 mm, (d) com esferas de 5,5 mm e (e) com esferas de 5,9 mm para a Região III na trajetória circular ascendente .....	87
Figura 4.9: Rugosidade média (Ra) em função das 5 configurações da ferramenta nas três regiões da peça medidas para a trajetória circular descendente .....	88
Figura 4.10: Rugosidade média (Ra) em função das 5 configurações da ferramenta nas três regiões da peça medidas para a trajetória circular ascendente .....	89
Figura 4.11: Superfícies usinadas com (a) ferramenta maciça e (b) ferramenta com esferas de 5,9 mm na trajetória circular descendente .....	91
Figura 4.12: Superfícies usinadas com (a) ferramenta maciça e (b) ferramenta com esferas de 5,9 mm na trajetória circular ascendente .....	92
Figura 4.13: Vida da ferramenta nas trajetórias circular descendente e circular ascendente das ferramentas maciça, oca sem esferas e com esferas de 5,9 mm .....	93
Figura 4.14: Desgaste ao fim de vida nas superfícies de saída e de folga das ferramentas: (a) maciça, (b) oca sem esferas e (c) com esferas de 5,9 mm para a trajetória descendente .....	94
Figura 4.15: Desgaste ao fim de vida nas superfícies de saída e de folga das ferramentas: (a) maciça, (b) oca sem esferas e (c) com esferas de 5,9 mm para a trajetória ascendente.....	95

Figura 4.16: Rugosidade média (Ra) no fim de vida das ferramentas: maciça, oca sem esferas e com esferas de 5,9 mm para as regiões de contato I, II e III na estratégia circular descendente .....	97
Figura 4.17: Rugosidade média (Ra) no fim de vida das ferramentas: maciça, oca sem esferas e com esferas de 5,9 mm para as regiões de contato I, II e III na estratégia circular ascendente .....	99
Figura 4.18: Picos dos sinais de força em dez voltas no fim de vida das ferramentas (a) maciça, (b) oca sem esferas e (c) com esferas de 5,9 mm para a região III na estratégia circular descendente .....	100
Figura 4.19: Picos dos sinais de força em dez voltas no fim de vida das ferramentas (a) maciça, (b) oca sem esferas e (c) com esferas de 5,9 mm para a região III na estratégia circular ascendente .....	101

## **Lista de Tabelas**

Tabela 3.1: Ferramentas, trajetórias e parâmetros de corte utilizados nos experimentos.....	64
Tabela 3.2: Parâmetros utilizados na simulação da ferramenta de corte .....	66
Tabela 3.3: Valores e porcentagens do incremento da deflexão .....	69

## Lista de Abreviaturas e Siglas

### *Letras Latinas*

**m** – Massa [kg]

**k** – Mola

**c, b** – Amortecedor

**Fr** – Força na direção radial [N]

**Ft** – Força na direção tangencial [N]

**Fz** – Força na direção axial [N]

**L** – Comprimento em balanço [mm]

**D** – Diâmetro [mm]

**Dc** – Diâmetro de corte [mm]

**ap** – Profundidade de usinagem [mm]

**ae** – Largura de usinagem [mm]

**hm** – Espessura média de cavaco [mm]

**n** – Velocidade de rotação [rev/min]

**vc** – Velocidade de corte [m/min]

**vf** – Velocidade de avanço [mm/min]

**fz** – Avanço por dente [mm/dente]

**z** – Numero de dentes

**E** – Módulo de elasticidade [Pa]

**(Fx, Fy, Fz)** – Componentes da força de usinagem [N]

**V<sub>Bmáx</sub>** – Desgaste de flanco máximo [mm]

**Ra** – Desvio médio do perfil [ $\mu\text{m}$ ]

### *Letras Gregas*

$\delta$  – Deflexão da ponta da ferramenta [mm]

$\alpha$  – Ângulo de avanço (*Lead angle*) [ $^{\circ}$ ]

## *Abreviações*

**AISI** – American Iron and Steel Institute

**ISO** – International Organization for Standardization

**HSM** – High Speed Machining

**EDM** – Electrical Discharge Machining

**GDL** – Grau de Liberdade

**HRC** – Dureza Rockwell C

**RPM** – Rotações por Minuto

**CNC** – Comando Numérico Computarizado

**CAM** – Computer-aided Manufacturing

**TVA** – Tunable Vibration Absorber

**SLD** – Stability Lobe Diagram

**PID** – Particle Impact Damper

**DEM** – Discret Element Method

**PVD** – Physical Vapor Deposition

**FRF** – Função Resposta em Frequência

**RMS** – Root Mean Square

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	18
2. REVISÃO DA LITERATURA.....	19
2.1. Vibração em Usinagem .....	19
2.2. Fresamento em Alta Velocidade ( <i>HSM</i> ) .....	24
2.3. Amortecimento da Vibração .....	35
3. MATERIAIS E PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL.....	58
3.1. Equipamentos .....	58
3.2. Materiais .....	59
3.3. Planejamento Experimental .....	61
3.4. Procedimento Experimental .....	71
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	75
4.1. Análise Modal da Ferramenta .....	75
4.2. Análise das Componentes X, Y e Z da Força de Usinagem .....	76
4.3. Análise da Rugosidade da Peça .....	88
4.4. Ensaios de Vida da Ferramenta .....	93
5. CONCLUSÕES.....	103
5.1. Conclusões deste Trabalho .....	103
5.2. Recomendações para Trabalhos Futuros .....	104
6. Referências.....	105

## 1. INTRODUÇÃO

O processo de fresamento é uma das operações de usinagem mais comuns e de muita importância para a indústria na atualidade. Quando se desenvolve o fresamento há vários fatores que podem prejudicar o processo ou os elementos que operam no mesmo. Portanto, sempre se procura a otimização para uma maior taxa de remoção de material, sem sacrificar a ferramenta ou a qualidade do produto final. Existem muitos fenômenos dinâmicos que podem ocorrer durante o processo de fresamento de uma peça, que são gerados por vários fatores, tais como a geometria da ferramenta de corte, a homogeneidade e o comportamento do material, parâmetros de corte, entre outras. Um dos fenômenos que limita a produtividade do processo de corte é a vibração. As vibrações em excesso são muito prejudiciais, pois podem causar baixa qualidade no acabamento da superfície (forma e dimensões), aceleram o desgaste/avaria da ferramenta de corte e produzem danos aos elementos da máquina. Por estas razões, é muito importante o estudo das vibrações nos processos de usinagem. No processo de fresamento de moldes e matrizes, o estudo da vibração é ainda mais importante, pois deseja-se rugosidades bem baixas na peça, para evitar o processo de eletro-erosão ou polimento posterior ao fresamento. Além disso, a ferramenta utilizada acostuma ter diâmetro pequeno, para copiar pequenos raios típicos da geometria de moldes/matrizes e ser longa, para poder usinar cavidades profundas, também típico de este tipo de peças. Isso resulta na condição propícia para aparecimento de vibrações. Sistemas de absorvedores da vibração ativos e passivos vêm sendo estudados e aplicados na ferramenta para melhorar a estabilidade do processo de corte, principalmente em operações de torneamento. Nos processos de fresamento, devido ao fato da ferramenta girar, a aplicação desses dispositivos é mais complexa do que em torneamento. Este trabalho tem como objetivo avaliar a possibilidade e efetividade de aplicação do absorvedor (amortecedor) de vibração por efeito de impacto internamente à ferramenta nas operações de fresamento em alta velocidade.

## 2. REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1. Vibração em Usinagem

Vibração é qualquer movimento que se repete durante um intervalo de tempo. Classifica-se as vibrações em dois tipos: vibração livre e vibração forçada. A vibração livre é o movimento oscilatório que ocorre devido a uma perturbação inicial do sistema, que passa a oscilar na sua frequência natural sem nenhuma fonte de perturbação externa. A vibração forçada é aquela que uma força externa perturba o sistema durante todo o intervalo de tempo do movimento oscilatório. De acordo com Rao (2008), um sistema mecânico de vibração simples (um grau de liberdade – 1 GDL) pode ser representado por um conjunto massa-mola-amortecedor (Figura 2.1), que representa a inércia ( $m_{eq}$ ), a rigidez ( $k_{eq}$ ) e a dissipação de energia ( $c_{eq}$ ) do sistema.

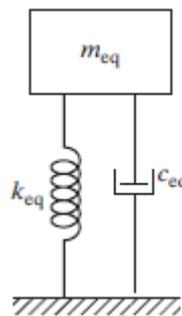


Figura 2.1: Sistema mecânico de vibração simples (1 GDL).

Fonte: Rao (2008).

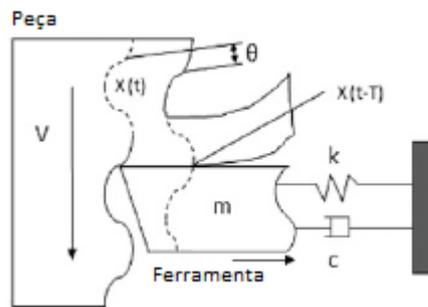
Durante o processo de usinagem, no instante do corte, as componentes da força de usinagem atuam sobre a ferramenta e sobre a peça, deslocando-as e impondo-as um movimento oscilatório com uma determinada frequência e amplitude, que pode resultar num efeito de vibração muito prejudicial para todos os componentes do processo. A geração de grandes amplitudes de vibração na ferramenta é indesejável e prejudicial à produtividade, comprometendo o tempo e o custo de produção, pois causa elevado desgaste da aresta de corte e proporciona um baixo acabamento superficial.

Segundo Quintana & Ciurana (2011) durante a usinagem podem ocorrer três tipos de vibração: livre, forçada e auto-excitada (*chatter*). A vibração livre ocorre quando há uma colisão entre a ferramenta e a peça devido ao um erro de posicionamento na trajetória de corte planejada. A vibração forçada ocorre devido à excitação externa harmônica quando a aresta de corte entra e sai da peça de trabalho e pelos próprios esforços de corte, mas, também é associada a outros fatores como por exemplo, utilizar uma ferramenta de corte desbalanceada, pelo desgaste dos rolamentos da máquina ou pode ser transmitida por outra máquina através do chão da fábrica. A vibração auto-excitada é aquela que extrai energia do início do processo de corte e cresce com a interação entre a peça e a ferramenta durante o processo de formação de cavaco, levando todo o sistema à instabilidade. Para Kayhan et al. (2009) comparado com vibrações livres e forçadas, as vibrações auto-excitadas são muito mais prejudiciais para a superfície da peça e para a ferramenta de corte, devido ao seu comportamento instável, que pode resultar em deslocamentos relativos de grande amplitude entre peça e ferramenta.

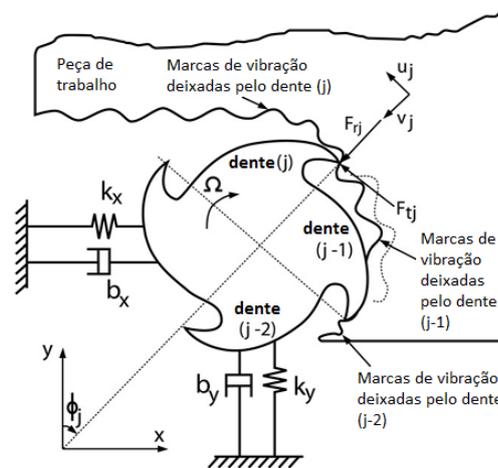
Para Solis et al. (2004) a vibração auto-excitada não é causada por forças externas, é gerada pela força de corte na interação máquina/ferramenta/peça, quando a capacidade de amortecimento do sistema é insuficiente para absorver a energia transmitida pelo processo de corte, gerando um mecanismo auto-excitante que provoca variações contínuas na espessura do cavaco. Siddhpura & Paurobally (2012) mostraram que o fenômeno do *chatter* não está relacionado com uma fonte de energia externa e sim com a própria dinâmica do processo de corte. Para os autores, o principal parâmetro que contribui para causar vibração auto-excitada é a profundidade de corte, devido à espessura do cavaco, que aumenta com o aumento da profundidade de corte. A partir do instante que a espessura do cavaco ultrapassa um determinado limite, inicia-se o *chatter*, que aumenta sua intensidade se a espessura do cavaco continua a aumentar.

Vários autores classificam o *chatter* em primário e secundário. O primário é relacionado com o mecanismo físico do processo de corte (atrito entre peça/ferramenta e os efeitos termodinâmicos devido à taxa de deformação na zona de deformação plástica), e o secundário é relacionado com o efeito regenerativo durante a formação de cavaco (Tlusty (2000) e Faassen et al. (2003) apud Quintana & Ciurana (2011) e Lamraoui et al. (2014)). Atualmente, a maioria das publicações tratam o efeito regenerativo como *chatter*, por convenção, devido que é o principal causador de *chatter* na usinagem.

O efeito regenerativo está relacionado com o perfil “ondulado” deixado na superfície pela ferramenta após o corte (Figura 2.2). No passe seguinte, aresta inicia o corte em uma posição diferente do corte anterior, passando a existir uma defasagem entre as ondas dos cortes atual e anterior. A defasagem promove uma variação na espessura do cavaco e, conseqüentemente, variação nos esforços de corte sobre a ferramenta durante o corte, caracterizando o efeito *chatter* (Kayhan et al., 2009).



(a)



(b)

Figura 2.2: Interação ferramenta-peça no (a) torneamento e (b) fresamento.

Fonte: Siddhpura et al. (2012) e Altintas et al. (1995).

As vibrações livres e forçadas podem ser controladas ou eliminadas desde que as fontes que causam essas vibrações sejam identificadas. Porém, a análise de vibrações durante a usinagem é um processo complexo, pois, há ocorrência de uma constante variação dos parâmetros de usinagem, que modificam o comportamento da força excitadora, e

consequentemente, do deslocamento da ferramenta. No caso das vibrações auto-excitadas, ocorrem muitas instabilidades que dificultam a identificação de suas causas e as formas para controlá-las.

Sempre haverá vibração em usinagem. Entretanto, somente aquelas que possuem maiores amplitudes são tratadas como problemas, devido ao péssimo acabamento superficial causado à peça e ao desgaste/avaria acelerado(a) da ferramenta. A vibração não pode ser eliminada totalmente, pois é uma característica inerente dos sistemas mecânicos que interagem entre si, mas, pode ser minimizada para que não sejam alcançados valores altos, evitando que causem prejuízos ao processo de usinagem.

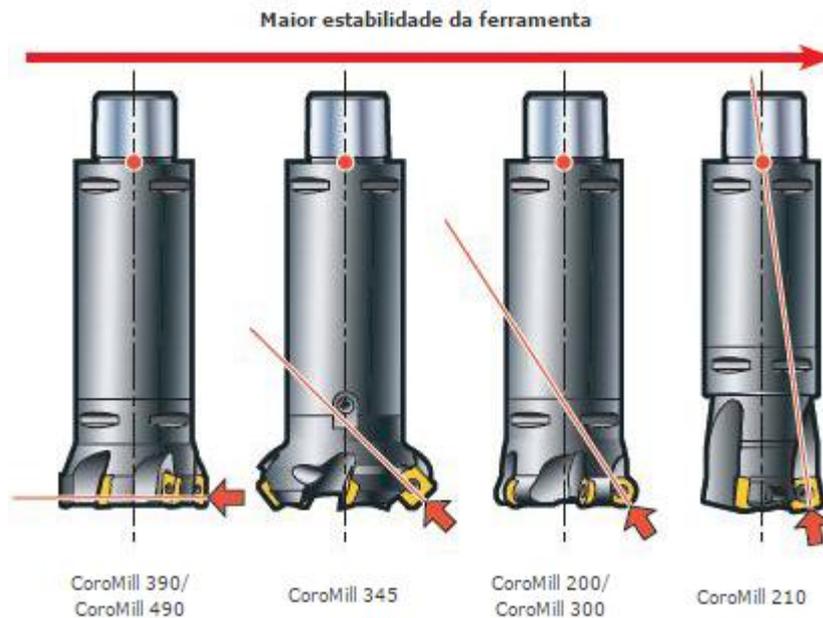
### **2.1.1. Vibração em Fresamento**

No fresamento, devido ao processo de formação do cavaco e à variação nas forças de usinagem, especialmente durante o corte de superfícies intermitentes ou complexas, são geradas vibrações. O tipo de vibração mais comum que ocorre nestes casos é a vibração auto-excitada (Castanhera et al., 2016).

Segundo SANDVIK (2000), apesar do fato de que no fresamento, diferentemente do torneamento, é a ferramenta que rotaciona, a maioria das condições necessárias para operações bem-sucedidas é a mesma que do torneamento, como são: fixação rígida, comprimento da ferramenta mais curto possível, maior diâmetro do conjunto possível (diâmetro do corpo da ferramenta e de corte), massa mínima possível da fresa para reduzir a energia cinética em uma potencial vibração. Além disso, a fixação da peça e a estabilidade da máquina são dois fatores importantes a serem considerados cuidadosamente para minimizar a vibração. A condição da máquina também tem uma grande influência na vibração.

Para SANDVIK (2000) no fresamento existem quatro fatores básicos que têm grande influência na vibração, quais sejam: o ângulo de posição e forças de corte, o diâmetro da fresa em relação à profundidade radial de corte, a geometria da pastilha e o passo da fresa. Como mostra a Figura 2.3, o ângulo de posição é importante porque determina a direção com a

maior amplitude das diversas componentes da força de usinagem. Quanto maior o ângulo, maior a força de corte no sentido radial, que é a direção com mais baixa rigidez, proporcionando maiores deslocamentos e vibrações da ferramenta. Por tanto, é importante fazer a seleção da fresa mais adequada de acordo com o processo e a aplicação.



*Figura 2.3: Influência do ângulo de posição na estabilidade da ferramenta no processo de fresamento. Fonte: SANDVIK (2000).*

SANDVIK (2000) recomenda utilizar o menor diâmetro de corte ( $D_c$ ) possível para a operação. O menor diâmetro reduzirá a potência, o torque e as forças de corte que provocam a deflexão da ferramenta, devido que tem o menor número de arestas cortando e por tanto menor área de contato com a peça de trabalho no mesmo tempo. Porém o diâmetro de corte ( $D_c$ ) deve ser 20-50% maior do que a largura de corte ( $a_e$ ) para não ficar com as desvantagens do corte concordante-discordante. Além disso, também vai depender do balanço da ferramenta, devido que com uma razão  $L/D$  (comprimento da ferramenta para fora de sua fixação ( $L$ ) / diâmetro da haste da ferramenta ( $D$ )) muito grande, resulta numa baixa estabilidade.

Quando múltiplas pastilhas estão em contato com o material em um determinado instante, o risco de vibração aumenta; devido que a frequência de entrada das arestas de corte na peça de trabalho durante o processo de fresamento pode produzir forças harmônicas que causam ressonância do sistema e vibração. Por tanto, a fresa com várias pastilhas pode ter

passo variável, que é a disposição das pastilhas em ângulos diferentes, o que altera a frequência de entrada dos dentes na peça, aumentando a estabilidade e diminuindo a possibilidade do *chatter* (SANDVIK, 2000).

## 2.2. Fresamento em Alta Velocidade (*HSM*)

O fresamento em alta velocidade (*High Speed Machining - HSM*) é uma das técnicas utilizadas para a usinagem de moldes e matrizes de aço (32 a 63 HRC), em operações de acabamento. A *HSM* visa acabar com a eletro-erosão e o polimento, devido que realizar a usinagem completa (desbaste e acabamento) com a peça já dura representa menor tempo de fabricação em relação a utilizar os outros processos já mencionados (Castanhera et al., 2016).

A técnica de *HSM* utiliza valores de relação da largura de corte com o diâmetro da ferramenta ( $a_e/D_c$ ) e profundidade de corte ( $a_p$ ) baixos. Isto produz um pequeno ângulo de contato entre aresta de corte-peça em cada revolução da ferramenta e, conseqüentemente, baixa espessura média de cavaco ( $h_m$ ), gerando baixas forças de corte e baixa temperatura na ferramenta e na peça. As baixas forças de corte geradas permitem atingir rugosidades de até 0,2  $\mu\text{m}$  e possibilitam a usinagem de peças com paredes finas. Devido que a ferramenta de corte utilizada tem diâmetro pequeno as rotações ( $n$ ) devem ser altas para se atingir a velocidade de corte ( $v_c$ ) e como o ângulo de contato é baixo o avanço por dente ( $f_z$ ) pode ser mais alto para não se ter espessura média de cavaco muito baixo. Com isso tem-se velocidade de avanço alto ( $v_f = f_z.z.n$ ). Apesar de que o fresamento *HSM* tem rotações e velocidades de avanço mais altas em comparação com o fresamento convencional, o volume de cavaco/min é baixo, pois a largura e profundidade de corte são baixos. Entretanto, o volume de cavaco removido é bem maior em comparação com o processo de eletro-erosão ou polimento, que são os processos que a *HSM* visa substituir.

Conforme mostrado na Figura 2.4, os moldes têm cavidades profundas e pequenos raios de canto. Por tanto, são necessárias ferramentas longas e com diâmetros pequenos, caracterizando uma condição propícia para aparecimento de vibrações. No fresamento em alta velocidade a ferramenta deve ter batimento e balanço pequeno, espessura de alma (diâmetro

do corpo) grande, devem ser ferramentas balanceadas devido às altas rotações utilizadas e o sistema de fixação deve ser o mais balanceado possível para resistir todas as forças produzidas durante o processo de corte (SANDVIK, 2002).

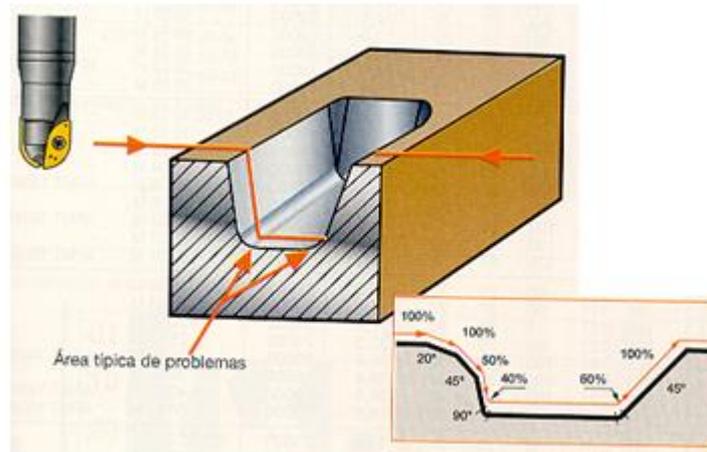


Figura 2.4: Fresamento de contornos em moldes.

Fonte: SANDVIK (2002).

### 2.2.1. Vibração no Fresamento em Alta Velocidade

Segundo Oliveira (2007) no fresamento de moldes com usinagem de alta velocidade os principais tipos de vibrações envolvidos são as vibrações forçadas e auto-excitadas (conhecidas como *chatter*). A vibração auto-excitada tem um efeito crítico sobre as operações de acabamento, nas quais os erros de forma e rugosidade precisam ser minimizados. Para Diniz et al. (2013) na usinagem de moldes com a técnica *HSM* um desafio para os profissionais da fabricação é encontrar formas de minimizar as vibrações produzidas pelo uso de uma ferramenta de corte com uma rigidez tão baixa e obter uma boa qualidade superficial da peça com uma longa vida da ferramenta.

Devido ao pequeno raio da ferramenta utilizada no fresamento de moldes e matrizes, é necessário a utilização de altas rotações do eixo-árvore para se alcançar a velocidade de corte adequada. (Chen et al., 2005 e Lacalle et al., 2002 e Altan et al., 2000). A ocorrência de *chatter* nos processos de fresamento convencional é rara devido à baixa velocidade de corte

utilizada, mas no *HSM* é importante porque a alta velocidade da ferramenta faz com que ela possa atingir frequências semelhantes àsquelas em que este tipo de vibração ocorre (Altintas et al. e Fox-Rabinovich, 2014 e Lacalle & Lamikiz, 2009 e Koshy et al., 2002).

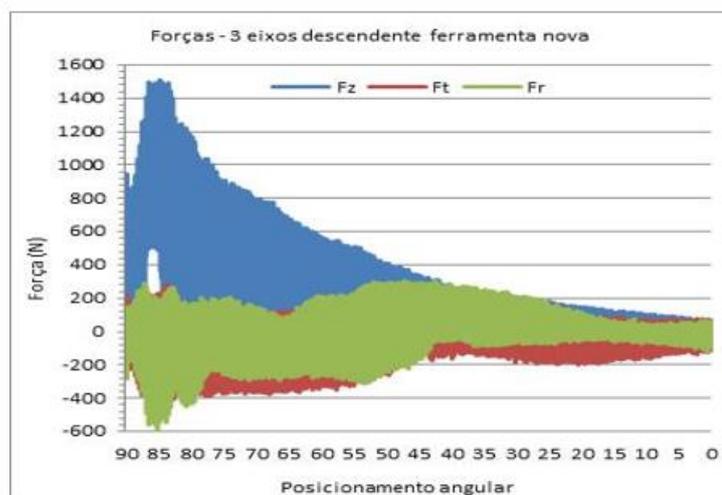
Flom & Komanduri (1989) reportaram que as forças de corte diminuem com o aumento da velocidade de corte até um certo limite, a partir do qual as forças aumentam gradualmente. Schulz & Moriwaki (1992) afirmam que a força diminui com o aumento da velocidade de corte. No entanto, usando um modelo matemático, Dagiloke et al. (1995) mostraram que uma velocidade de corte até 1200 m/min não influencia as forças durante o processo de corte.

Para Toh (2004) e Tang (2006) a força de corte é influenciada por vários fatores, tais como a geometria da ferramenta, as propriedades do material da peça de trabalho, condições de corte, a estratégia de corte, etc. As forças de corte provocam deflexão na fixação entre a máquina e ferramenta que é transmitida para o sistema de ferramenta/peça (Kim et al., 2003), e pode causar erros significativos na superfície da peça de trabalho (Erdim et al., 2006). As deflexões devem ser controladas principalmente em operações de acabamento já que afetam a qualidade da superfície usinada e a vida da ferramenta (Geist, 1999).

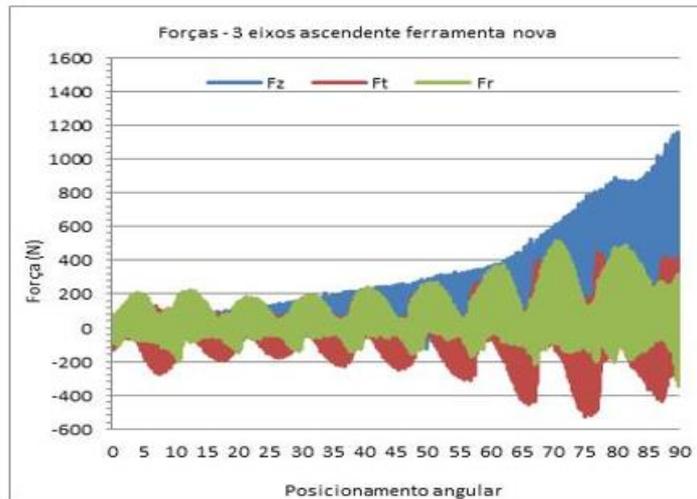
Suh, et al. (1996) utilizaram um modelo que considera a ferramenta definida como um cilindro longo fixado em uma extremidade para estudar a deflexão da ferramenta. Este modelo não inclui considerações dinâmicas, mas pode fazer previsões coerentes, porque em operações de acabamento em que as profundidades de corte são pequenas, o processo está perto de estabilidade (Lacalle et al., 2002) e o comportamento da ferramenta é quase estático (Salgado et al., 2005). Em condições de corte estáveis, a deflexão estática da ferramenta é mais significativa do que a deformação dinâmica. A deflexão estática da ferramenta ( $\delta$ ) (considerando a ferramenta como um cilindro) pode ser calculada utilizando a equação (2.1), em que  $F$  é a força perpendicular ao eixo da ferramenta de corte,  $E$  é o módulo de Young do material da ferramenta e  $L^3/D^4$  é o índice de esbeltez da ferramenta.

$$\delta = \frac{64 F L^3}{3 \pi E D^4} \quad (2.1)$$

Souza et al. (2014) afirmaram que, ao contrário do fresamento comum, no fresamento de superfícies complexas o contato peça-ferramenta muda constantemente, podendo tornar o processo instável. Devido às características geométricas do processo, o diâmetro efetivo da ferramenta (diâmetro da fresa em contato com a peça) muda constantemente durante o corte. Dependendo da profundidade de corte utilizada e da curvatura da superfície usinada, o ângulo do avanço (ângulo formado entre o eixo da ferramenta e a direção normal da superfície - *Lead angle*) varia muito. Também, a velocidade de corte pode ser zero quando o centro da ferramenta é utilizado para remover material, o que também provoca graves alterações na estabilidade do processo. Os autores estudaram a influência do ângulo de avanço e do acoplamento do centro da ponta da ferramenta na região de corte, avaliaram a força de usinagem e suas componentes cartesianas de acordo com as variáveis do processo, tais como: trajetória do corte da ferramenta, a velocidade de corte e o ângulo de contato da superfície com a ferramenta (*Lead angle*) utilizando ferramenta de corte com ponta redonda. Como é mostrado na Figura 2.5, encontrou-se que a direção de corte no sentido ascendente (trajetória a partir da base para o topo da peça) apresentou variação de forças de usinagem com muita tendência a gerar vibrações (maior variação de forças na direção radial -  $F_r$ ); enquanto que no sentido descendente a variação das forças tem menos tendência a gerar vibrações (maior variação de forças na direção axial –  $F_z$ , que é uma direção rígida), o que permite que o processo seja mais estável. Além disso, na zona de corte com velocidade zero, parte do material é removido por cisalhamento e outra parte por deformação plástica, o que leva ao aumento das forças.



Componentes da força usinagem 3 Eixos - Descendente



Componentes da força de usinagem 3 Eixos - Ascendente

Figura 2.5: Componentes da força de usinagem no corte circular em 3 eixos.

Fonte: Souza et al. (2014).

De acordo com Lamikiz et al. (2004) a força de usinagem é um dos fatores que mais influenciam no acabamento da peça e na vida da ferramenta durante o fresamento de superfícies complexas. Isto porque a espessura do cavaco varia, com uma consequente variação nas forças, não só devido à variação da espessura normal inerente ao processo de corte, mas também devido às variações na inclinação e sentido da superfície usinada, o que faz com que as componentes da força de usinagem variem.

No fresamento com ferramentas de ponta redonda, o ângulo entre o eixo da fresa e a superfície da peça usinada pode sofrer variações. As variações de inclinação da ferramenta podem ocorrer no sentido paralelo ou perpendicular à direção de avanço. O ângulo formado entre o eixo da ferramenta e uma reta perpendicular à peça na direção paralela ao avanço é denominado ângulo de avanço (*Lead angle*) e o ângulo formado entre o eixo da ferramenta e uma reta perpendicular à peça na direção perpendicular ao avanço é denominado ângulo de inclinação (*Tilt angle*), como é mostrado na Figura 2.6.

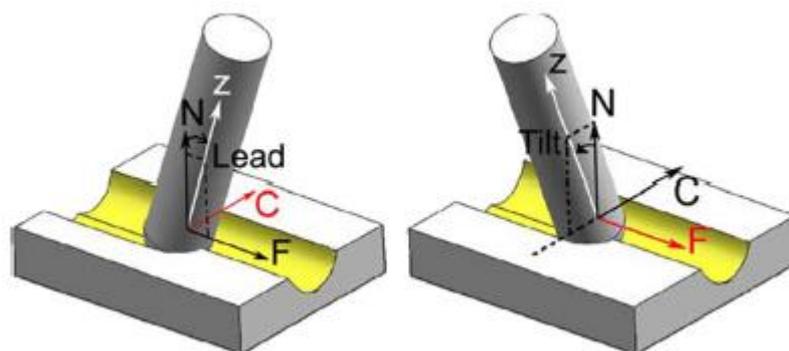


Figura 2.6: Ângulo de avanço (*Lead angle*) e ângulo de inclinação (*Tilt angle*).

Fonte: Ozturk et al. (2009).

De acordo Ozturk et al. (2009) o ângulo de inclinação entre o eixo da ferramenta e a superfície usinada é um fator muito importante na geração das forças de corte e erros de forma, porque estes ângulos alteram a geometria de corte e a mecânica do processo, afetando a estabilidade e o comportamento da vibração. Este ângulo define quais serão as componentes da força de usinagem mais pronunciadas. A escolha adequada deste ângulo faz com que as maiores componentes da força de usinagem sejam nas direções mais rígidas de ferramenta e peça, o que pode melhorar até quatro vezes a estabilidade do processo.

Se uma superfície é perpendicular ao eixo de uma ferramenta de ponta redonda, a velocidade de corte no centro da ferramenta é zero, gerando deformação plástica, o que pode causar avarias na aresta de corte, prejudicando a qualidade da superfície usinada. No entanto, na maioria das operações de corte para moldes com este tipo de ferramenta, as superfícies geradas não são perpendiculares ao eixo da ferramenta. Schulz (1995) e Kang et al. (2001) reportaram que em superfícies inclinadas, o problema da velocidade de corte zero está ausente, uma vez que o diâmetro efetivo da ferramenta aumenta.

Diniz et al. (2009) afirmaram que a medida que o ângulo entre a ferramenta de corte e a superfície usinada (*Lead angle*) diminui, o valor da componente radial vai reduzindo e o valor da componente axial aumenta, como se mostra na Figura 2.7. No processo de fresamento, a direção radial da ferramenta não é muito rígida, já que só o corpo da ferramenta resiste à deformação gerada. No entanto, a direção axial é muito rígida porque, neste sentido, todo o sistema de fixação entre a máquina e ferramenta resiste à compressão causada pela componente axial da força.

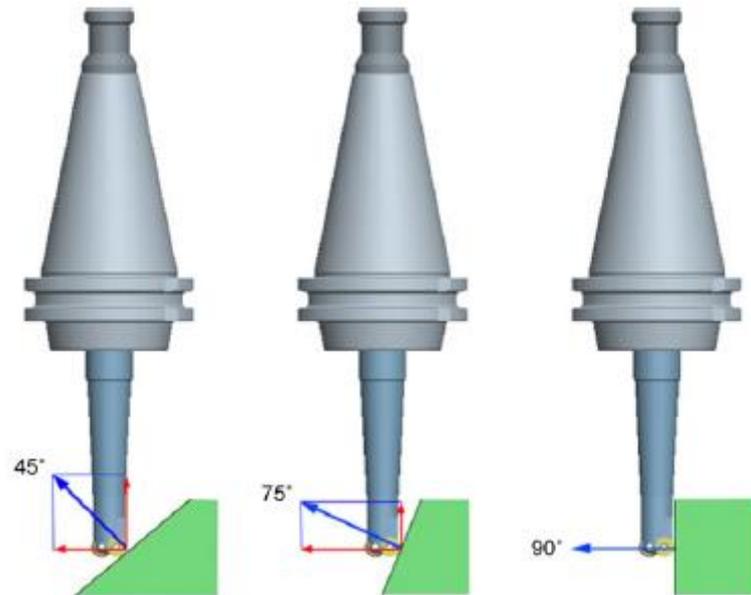


Figura 2.7: Componentes de força de corte axial e radial de acordo com a inclinação da superfície. Fonte: Oliveira & Diniz (2009).

Wojciechowski et al. (2014) estudaram a influência do ângulo de avanço (*Lead angle*) sobre as forças de corte e a vibração, tanto quantitativa como qualitativamente. Também desenvolveram uma fórmula para a força de corte e o modelo de vibração, incluindo parâmetros geométricos cinemáticos. O modelo desenvolvido foi validado empiricamente mediante o fresamento de uma peça de aço endurecido com superfície complexa e usando ferramenta com ponta redonda. O trabalho revelou que as forças de corte e a vibração são fortemente afetadas pelo ângulo de avanço da superfície, tanto no aspecto quantitativo quanto qualitativo.

Para Souza et al. (2014) a escolha da estratégia de corte mais adequada é capaz de reduzir a vibração da ferramenta e produzir a melhor acabamento de superfície, o que é ideal para matrizes e moldes. Escolher uma estratégia de corte significa a escolha do sentido de corte da ferramenta e a inclinação do eixo da ferramenta em relação à superfície usinada. A escolha da estratégia de corte é importante para reduzir a vibração e, conseqüentemente, a rugosidade da superfície da peça de trabalho.

As altas velocidades de rotação e taxas de avanço da técnica *HSM* impõe restrições sobre a estratégia de corte mais correta, a usinagem dos raios de canto faz com que a ferramenta desacelere, mude sua direção e acelere novamente até atingir a velocidade máxima

desejada. Estas mudanças rápidas na carga da ferramenta, especialmente ao se cortar material endurecido, como é o caso da usinagem de acabamento de moldes e matrizes, podem resultar em um aumento excessivo do desgaste (Logins et al., 2015).

Castanhera et al. (2016) realizaram vários experimentos de fresamento de uma peça de aço temperado circular AISI D6 convexa, variando a direção de corte (ascendente e descendente da geometria circular) e o ângulo de inclinação da ferramenta, como se mostra na Figura 2.8.

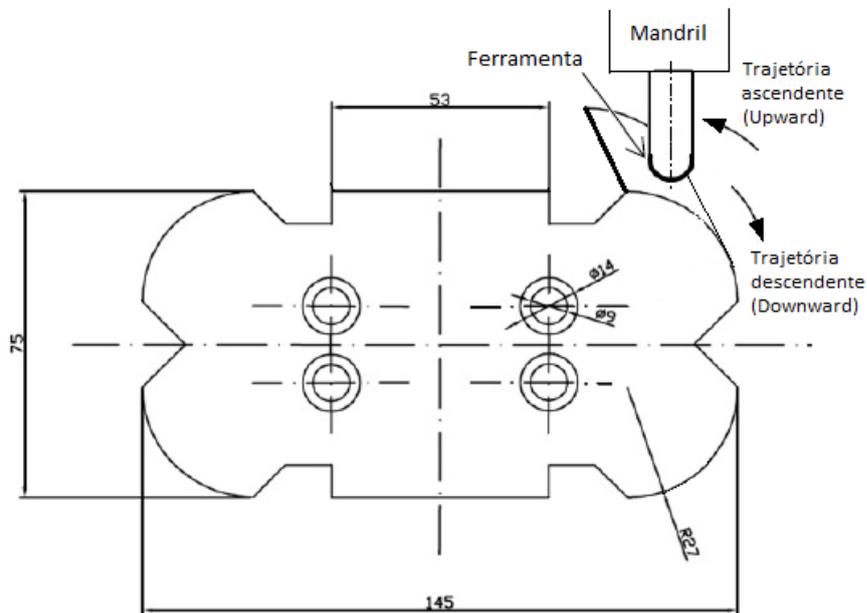


Figura 2.8: Esquema da peça de trabalho utilizada nos experimentos.

Fonte: Castanhera et al. (2016).

Os resultados mostrados na Figura 2.9 indicam que a trajetória ascendente (*Upward*) da ferramenta gerou valores elevados de rugosidade, também influenciados pela inclinação da ferramenta. A trajetória descendente da ferramenta teve valores de baixa rugosidade e foi menos influenciada pela inclinação da ferramenta. Foi concluído que a trajetória ascendente da ferramenta e a inclinação positiva da ferramenta (ângulo positivo na direção do avanço) devem ser evitados porque geraram valores de rugosidade incompatíveis com aqueles usualmente conseguidos no processo *EDM* que é aquele que se pretende substituir com *HSM*.

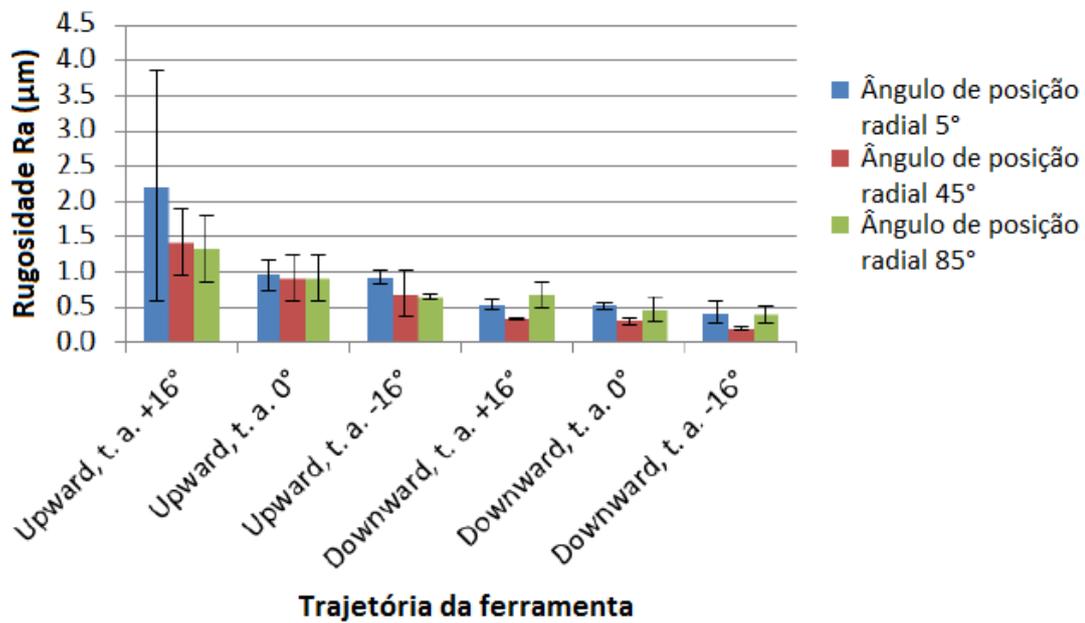


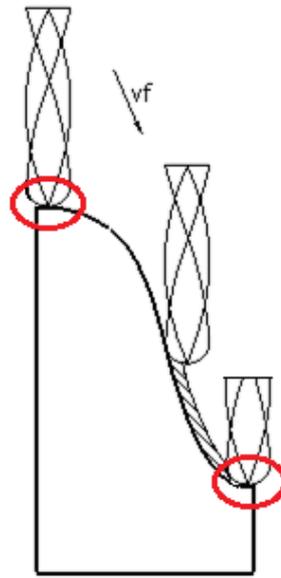
Figura 2.9: Resultados de rugosidade Ra para diferentes ângulos e estratégias de corte.

Fonte: Castanhera et al. (2016).

Kull Neto et al. (2016) estudaram a influência da frequência de entrada de dente e estratégia de corte sobre a vibração da ferramenta no fresamento de superfícies de aço endurecido numa peça com geometria como a mostrada na Figura 2.8, em altas velocidades e com fresas esbeltas. Eles testaram estratégias de usinagem ascendente e descendente, com variação contínua do ângulo de avanço ao longo do caminho da ferramenta e um ângulo de inclinação zero. Os resultados mostraram que a frequência de entrada do dente não teve influência significativa sobre a rugosidade e as forças de corte. No caso, o fator mais importante que afeta a rugosidade foi a estratégia de corte, a usinagem descendente gera a menor variação nas forças radiais, proporcionando melhor acabamento superficial.

Na usinagem em 3 eixos contra 5 eixos a maior tendência para vibração vai depender da estratégia de corte utilizada, o seja a estratégia que produz uma menor variação das forças de corte. Chao et al. (2016) mencionam que no fresamento com ferramentas de ponta redonda para peças com superfícies complexas o corte fica facilitado quando se utiliza máquinas com 5 eixos. Em máquinas de 3 eixos a direção do eixo da ferramenta é sempre constante, mas pode ser orientada para evitar as colisões e os valores de velocidade zero na ponta da ferramenta quando se utilizam máquinas de 5 eixos. Como mostra a Figura 2.10, quando são

utilizadas ferramentas de ponta redonda no fresamento em 3 eixos, existe uma grande desvantagem quando o centro da ferramenta está em contato com a peça. Nesse ponto a velocidade de corte é zero e o espaço para alojamento do cavaco é pequeno, podendo causar danos à aresta de corte e uma baixa qualidade superficial.



*Figura 2.10: Ferramenta de ponta redonda no fresamento em 3 eixos.*

*Adaptado de Souza et al. (2014).*

Em máquinas de 5 eixos, para o posicionamento da ferramenta em relação à peça, os ângulos de avanço (*Lead angle*) e os valores de inclinação (*Tilt angle*) podem ser escolhidos, de modo a evitar o contato do centro da ferramenta com a superfície da peça. Além disso, influencia a geração das componentes da força de usinagem durante o corte, e assim, com a correta seleção desses ângulos pode-se diminuir a tendência de vibrações (Oliveira, 2009).

As forças geradas na direção radial são as mais críticas, devido que é a menos rígida e as cargas neste sentido tendem a causar instabilidade da ferramenta, produzindo vibração. A direção axial é mais rígida já que nesta direção encontra-se o sistema de fixação da máquina-ferramenta que resiste às cargas provocadas pela força de usinagem nesse sentido. No fresamento em 5 eixos pode-se minimizar as componentes radiais e aumentar as componentes axiais, a fim de que a vibração seja diminuída.

Scandiffio et al. (2016) fizeram um estudo no fresamento em 4 eixos, abordando a influência do ângulo de avanço (*Lead angle*) nos esforços de corte e na qualidade da superfície usinada para a fabricação de matrizes e moldes. Quando se usina um perfil complexo em 3 eixos, o ângulo de avanço entre a peça e a ferramenta varia, com que também varia o diâmetro efetivo de corte, a velocidade de corte, as componentes da força de usinagem, e conseqüentemente, a rugosidade da superfície usinada. Foram fresadas superfícies semi-cilíndricas, de aço temperado AISI D6 (60 HRC), com ferramenta de ponta circular, para 3 diferentes inclinações (*Lead angle*) da ferramenta (5°, 45° e 85° - mantidas constantes ao longo dos ensaios) e para trajetórias de corte ascendente e descendente. Foram analisados o comportamento das forças de usinagem, a rugosidade da peça e a vida da ferramenta. Concluiu-se que com o corte ascendente as forças radiais e tangenciais oscilam bastante, fazendo com que a rugosidade da peça seja prejudicada. No sentido descendente, quando o centro da ferramenta tem contato com a peça, o esforço de corte na direção axial da ferramenta é muito grande, pela deformação plástica gerada no instante do corte com a superfície da peça, devido que no centro da fresa a velocidade de corte é zero. Porém, apesar que nesse ponto (velocidade zero) ocorra uma grande deformação plástica, os resultados de vida de ferramenta e rugosidade neste sentido de corte apresentaram os melhores valores em todos os ensaios realizados.

Chao et al. (2016) apresentaram o desenvolvimento de um algoritmo para a orientação automática dos eixos da ferramenta de corte evitando as vibrações no fresamento de superfícies complexas em 5 eixos com fresas de ponta redonda, melhorando significativamente a produtividade. A orientação do eixo da ferramenta dada pelo algoritmo desvia as forças de corte na direção do eixo mais rígido (eixo Z), minimizando as vibrações. Eles concluíram que a maior causa de vibrações prejudiciais no fresamento com fresas de ponta redonda em 5 eixos é a flexibilidade da ferramenta de corte e da peça de trabalho.

### **2.3. Amortecimento da Vibração**

Nos últimos anos, vêm-se desenvolvendo novas formas de evitar a ocorrência de *chatter*, utilizando dispositivos de amortecimento ativo ou passivo.

Os dispositivos ativos são aqueles que utilizam alguma fonte de energia externa ao sistema máquina-ferramenta para eliminar as vibrações da ferramenta durante a usinagem. Os dispositivos passivos utilizam a própria energia vibracional gerada pelo sistema durante o corte para vibrar uma massa auxiliar, que é geralmente adicionada à ferramenta, e assim, eliminar a vibração da mesma. Podem ser mencionados vários métodos desenvolvidos para a supressão das vibrações, tais como a remoção ativa por elementos piezoelétricos (Neugebauer et al., 2007), o deslocamento de fase entre a modulação interna e externa da onda de regeneração do corte (Soliman et al., 1997 e Namachchivaya et al., 2003) e a alteração das propriedades dinâmicas da ferramenta (Parus et al., 2009 e Wang, 2011). Todos esses métodos podem ser classificados como sistemas de amortecimento ativos ou passivos.

### **2.3.1. Amortecimento Ativo da Vibração**

Os amortecedores ativos de vibração são dispositivos que aumentam o amortecimento de um sistema utilizando uma fonte de energia externa. Basicamente, consistem de um conjunto de sensores que monitoram a vibração do sistema, caso a vibração seja maior do que o desejado, a partir de um processador de sinal é acionado um atuador para diminuir o movimento vibratório.

Rao (2008) descreve com mais detalhes o funcionamento de um dispositivo para controle ativo de vibração (Figura 2.11). Segundo o autor, esse sistema mantém uma distância constante ( $l$ ) entre a massa vibratória e um plano de referência. À medida que a força  $F(t)$  aplicada ao sistema (massa) varia, a distância  $l$  tende a variar. A mudança em  $l$  é percebida pelo sensor, que produz e envia ao processador um sinal (ou resposta) proporcional à magnitude da excitação do corpo vibratório. O processador produz um sinal de comando para o acionador, com base no sinal que recebe do sensor. O acionador desenvolve um movimento ou força proporcional ao sinal de comando. O movimento ou força do acionador controlará o deslocamento da base (conectada ao sistema da massa vibratória) de modo tal que a distância  $l$  seja mantida no valor constante desejado (amortecendo a vibração).

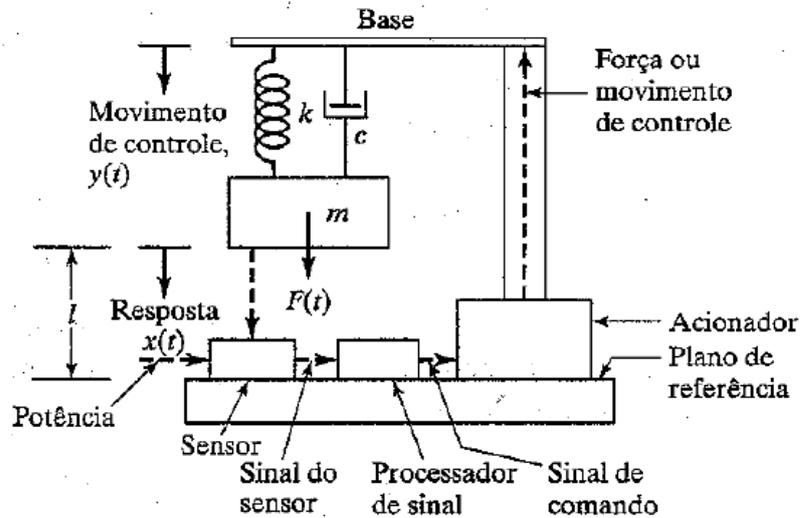


Figura 2.11: Sistema de controle ativo de vibrações.

Fonte: Rao (2008).

Segundo Rashid et al. (2006) foram desenvolvidas várias estratégias de controle ativo nos principais processos de usinagem, como torneamento, fresamento, furação e retificação, com variados níveis de sucesso na resolução dos problemas associados com a vibração. Porém, a maioria dos sistemas de controle ativo da vibração em usinagem foram realizados para o processo de torneamento e pouco tem sido feito no fresamento. No caso do torneamento, os sensores e atuadores podem ser colocados na ferramenta que é estacionária, no entanto, no fresamento a peça de trabalho e os dispositivos de fixação são componentes estacionários do sistema estrutural. O problema pode ser simplificado se o sistema de controle ativo é montado diretamente na peça de trabalho em vez da ferramenta. Os autores desenvolveram um dispositivo de fixação para a peça formado por um suporte (*pallet*) colocado acima de uma estrutura (*chuck*) que contém o sistema de controle das vibrações (Figura 2.12). Todos os elementos do dispositivo de fixação (*pallet-chuck*) são fixados entre a peça e a mesa de trabalho. Foram feitos ensaios de fresamento em peças de aço e alumínio. Como é mostrado na Figura 2.13, os resultados indicam uma grande diminuição da amplitude de variação da força dinâmica do processo de corte, quando o sistema de controle é ativado.

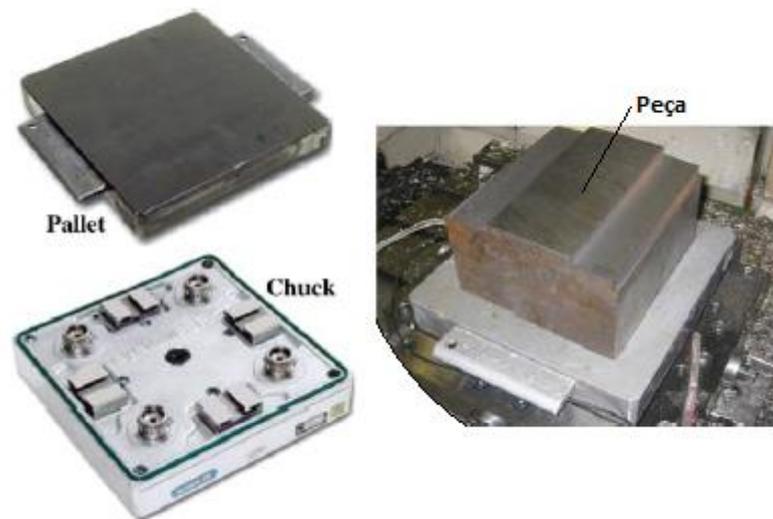


Figura 2.12: Elementos e montagem do dispositivo de fixação (pallet-chuck) para a peça.

Fonte: Rashid et al. (2006).

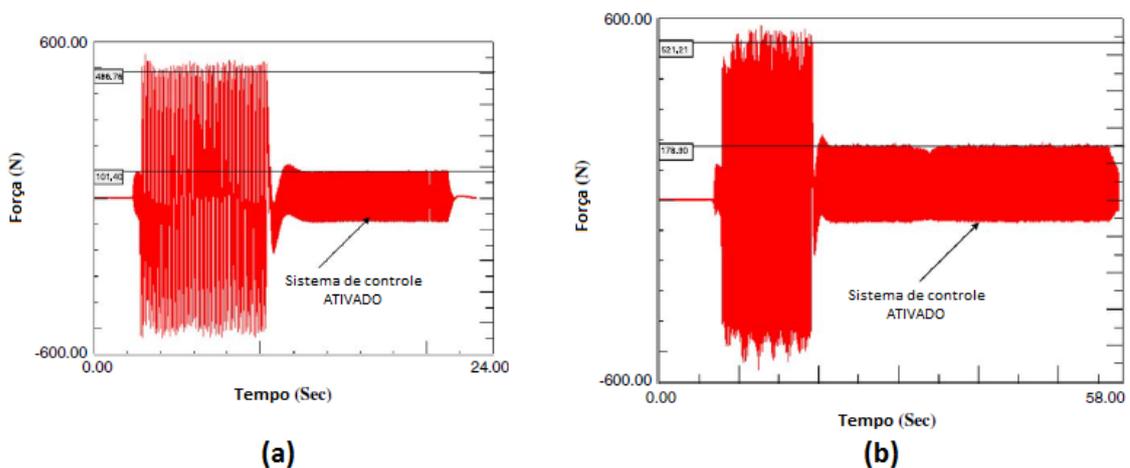


Figura 2.13: Comportamento da força dinâmica ao longo do tempo, com e sem o sistema de controle ativado, para (a) aço e (b) alumínio.

Fonte: Rashid et al. (2006).

Weremczuk et al. (2015) apresentaram a aplicação de um dispositivo de excitação externo aplicado na peça de trabalho para controlar a vibração no processo de fresamento. Foram realizados estudos numéricos num modelo bidimensional não-linear de fresado. O modelo analisado leva em conta a sensibilidade da ferramenta e da peça de trabalho, assim como o fenômeno dinâmico desenvolvido no processo de corte. A fim de reduzir as vibrações

prejudiciais, foi introduzido o conceito de controle ativo utilizando elementos piezoelétricos. Os resultados mostraram que com o dispositivo de excitação externo, observa-se a redução do nível de vibração, como mostra a Figura 2.14. Concluiu-se que as vibrações podem ser reduzidas pelo movimento adicional (excitação externa) aplicado na peça.

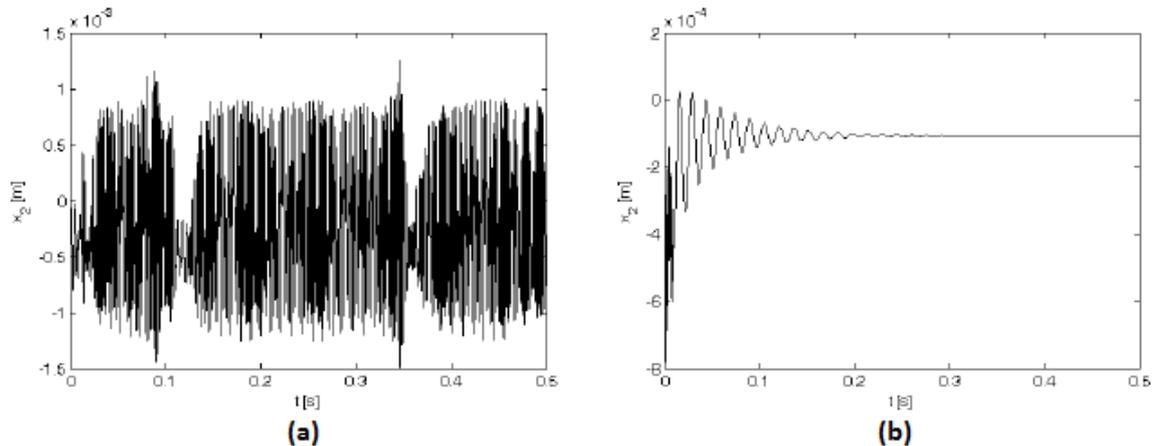


Figura 2.14: Deslocamento da peça de trabalho ao longo do tempo, (a) sem excitação externa e (b) com excitação externa. Fonte: Weremczuk et al. (2015).

### 2.3.2. Amortecimento Passivo da Vibração

Ao contrário dos dispositivos de controle de vibração que utilizam fonte de energia externa para diminuir amplitudes de vibrações em sistemas mecânicos, os dispositivos de amortecimento passivo utilizam a própria energia gerada durante a vibração para amortecer os sistemas mecânicos. Entretanto, necessitam ser devidamente projetados para atuarem na faixa de frequências do sistema que deseja amortecer.

Um exemplo deste tipo de dispositivos é o absorvedor dinâmico de vibração, descrito pela literatura como *Tunable Vibration Absorber (TVA)*, ilustrado na Figura 2.15 (acoplado a um sistema de vibração com 1 GDL).

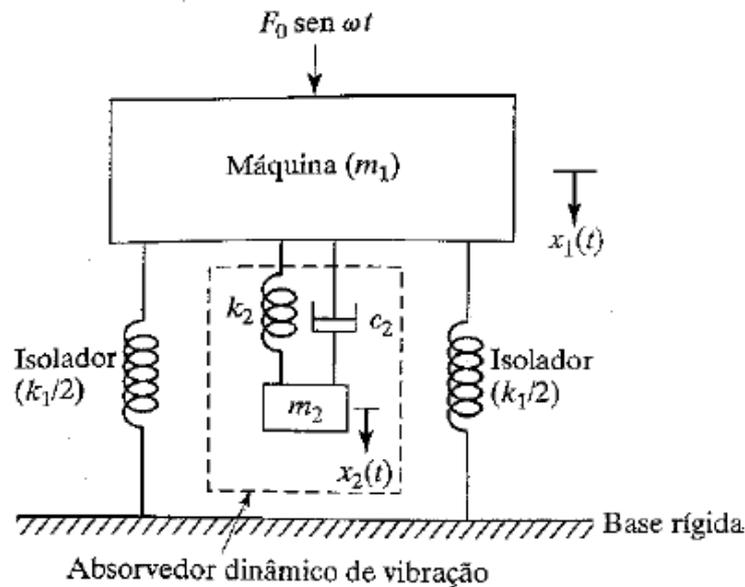


Figura 2.15: Esquema do absorvedor dinâmico de vibração (TVA).

Fonte: Rao (2008).

O absorvedor dinâmico consiste numa massa auxiliar  $m_2$  acoplada à massa principal  $m_1$  (da qual se deseja diminuir a vibração) por um elemento de rigidez  $k_2$  e amortecimento  $c_2$ . De acordo com Rao (2008) uma máquina ou sistema pode experimentar vibração excessiva se sofrer a ação de uma força cuja excitação quase coincide com a frequência natural da máquina ou sistema. Então, um absorvedor dinâmico de vibração é projetado ( $m_2$ ,  $k_2$  e  $c_2$ ) de modo tal que as frequências naturais do sistema resultante fiquem longe da frequência de excitação. A adição do absorvedor acrescenta mais um grau de liberdade ao sistema. Na Figura 2.16 é mostrado as respostas em frequência de um sistema sem o absorvedor, com o absorvedor sem e com amortecimento, sintonizados na frequência natural do sistema. A figura mostra que é possível obter baixos valores de amplitudes com o absorvedor dinâmico, mesmo na frequência natural do sistema.

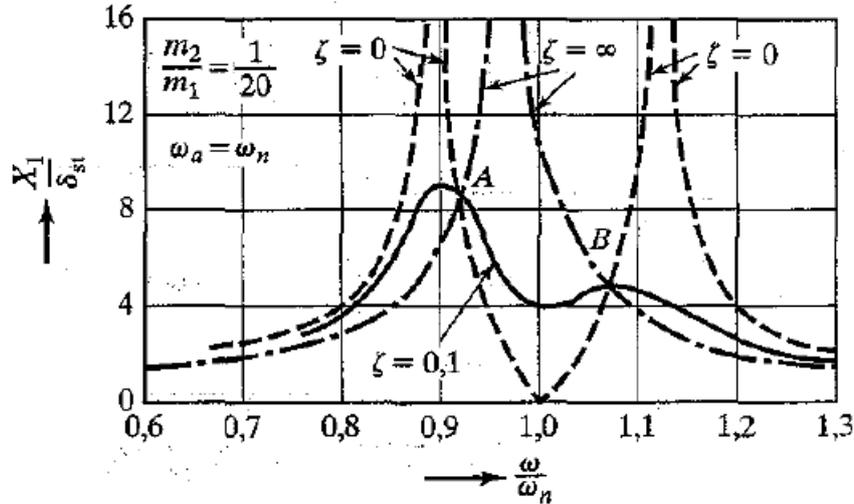


Figura 2.16: Resposta em frequência de um sistema sem absorvedor (---), com absorvedor não amortecido (- · -) e com absorvedor amortecido (—).

Fonte: Rao (2008).

A aplicação deste tipo de dispositivos em processos de usinagem é encontrada mais amplamente aplicada na ferramenta de torneamento, como a ferramenta não possui movimento de rotação, o uso de dispositivos passivos torna-se uma alternativa muito eficiente e de fácil implementação. Tarng et al. (2000) utilizaram um atuador agindo como *TVA* para controlar amplitudes de vibração próximas ao *chatter* em operações de torneamento. Os resultados obtidos mostraram que o *chatter* pode ser controlado eficientemente com a utilização desse tipo de absorvedor (devidamente sintonizado na frequência natural da ferramenta). Além disso, na usinagem com o absorvedor foram alcançadas profundidades de corte seis vezes maiores sem a ocorrência de *chatter*, em relação ao teste sem o absorvedor. No caso dos processos de fresamento, devido à rotação, é difícil aplicar o dispositivo diretamente na ferramenta, fazendo com que seja aplicado à peça. Porém, em peças muito rígidas, a própria rigidez se torna mais um fator de complicação para a atuação deste sistema de amortecimento.

Moradi et al. (2015) projetaram um absorvedor dinâmico para diminuir o *chatter* em fresamento de placas em balanço, como é mostrado na Figura 2.17, e modelando-o a partir do comportamento não linear da força de corte. Os resultados obtidos demonstram a eficiência do absorvedor dinâmico na estabilidade do sistema, como pode ser observado no diagrama *SLD* (profundidade de corte / rotação do fuso) da Figura 2.18.

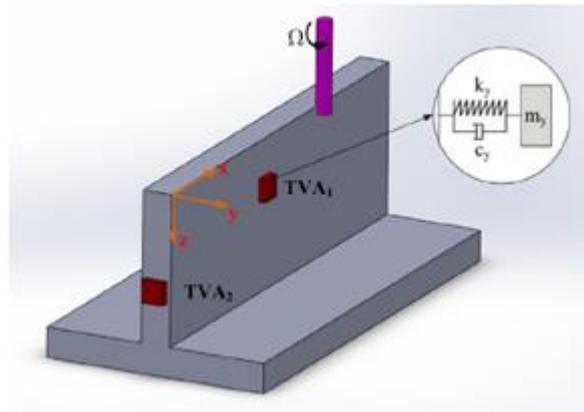


Figura 2.17: Aplicação do TVA em fresamento de placas em balanço.  
Adaptado de Moradi et al. (2015).

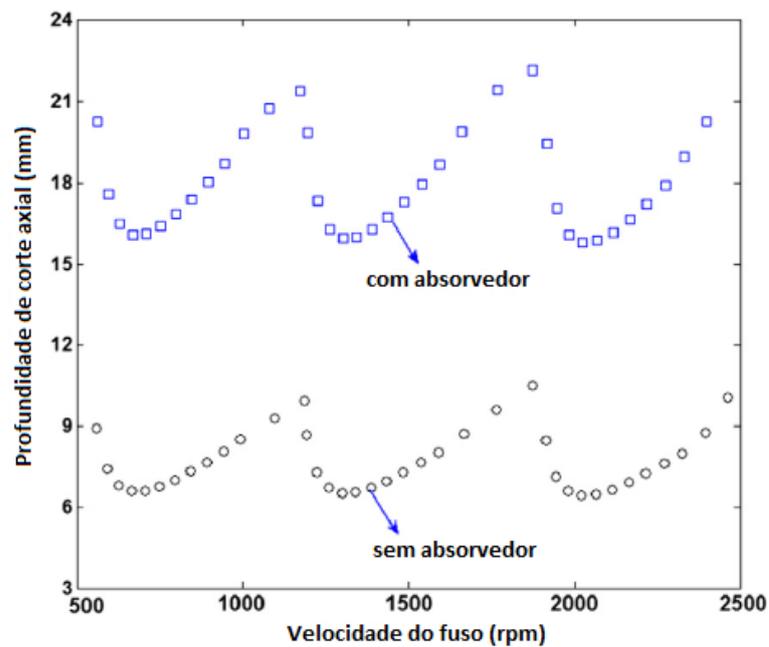


Figura 2.18: SLD nos casos com e sem absorvedor.  
Fonte: Moradi et al. (2015).

Yiqing & Yu (2015) simularam o comportamento de um TVA montado internamente no porta-ferramenta para operações de fresamento (Figura 2.19), e compararam os resultados com um porta-ferramenta sem o absorvedor. Conforme esperado, utilizando o absorvedor foram obtidas menores amplitudes de vibração e maiores profundidades de corte sem a ocorrência de instabilidade, como mostra a Figura 2.20.

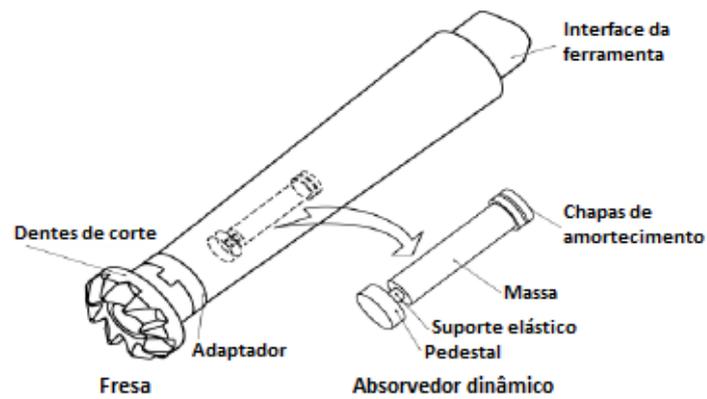


Figura 2.19: Absorvedor dinâmico TVA utilizado por Yiqing & Yu (2015).

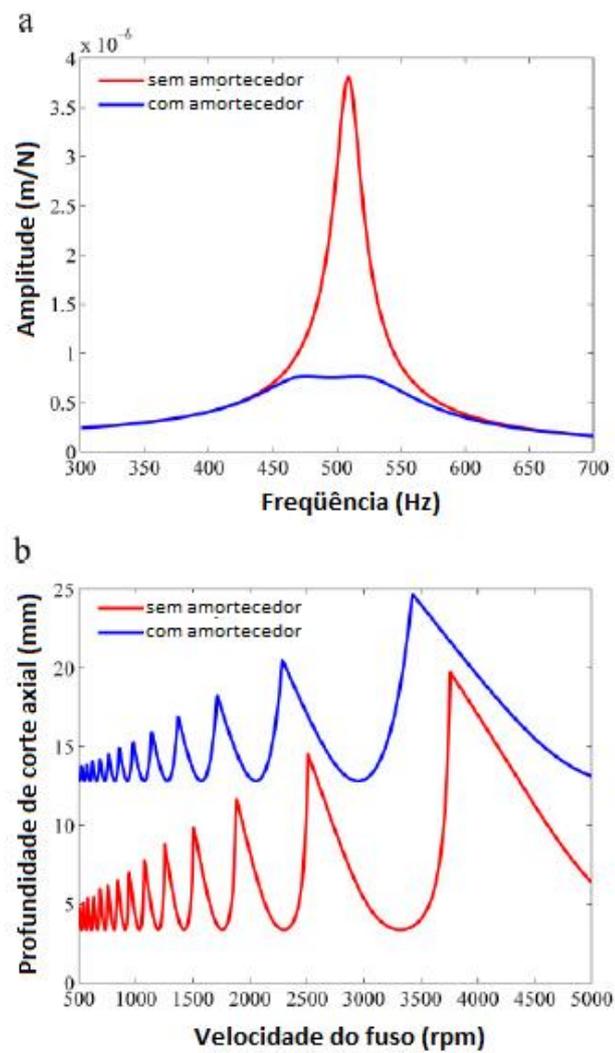


Figura 2.20: Comparação entre as respostas sem e com absorvedor na (a) FRF e (b) SLD.

Fonte: Yiqing & Yu (2015).

Com o absorvedor dinâmico (*TVA*) devidamente sintonizado, ao iniciar o *chatter*, o sistema é amortecido instantaneamente, evitando a instabilidade característica da vibração auto-excitada. A aplicação deste tipo de sistema de amortecimento em ferramentas de usinagem pode-se encontrar comercialmente baixo o nome de *Silent Tools*. Ferramentas silenciosas (*Silent Tools*) é a marca comercial de porta-ferramentas desenvolvidos pela SANDVIK (2011) para minimizar a vibração com um sistema antivibratório dentro do corpo da ferramenta. Conforme mostrado na Figura 2.21, dentro da ferramenta há um sistema antivibração pré-ajustado que consiste em uma massa de metal pesado, apoiada por elementos (molas) de borracha e submerso em óleo (adicionado para reduzir a vibração).



Figura 2.21: Partes do sistema antivibração *Silent Tools*.

Fonte: SANDVIK (2011).

Ao usar ferramentas antivibratórias, se pode aumentar os parâmetros de corte e ao mesmo tempo obter um processo mais seguro e livre de vibração, com tolerâncias estreitas, bom acabamento superficial e taxas de remoção de metal muito mais altas, o que, em resumo, reduz o custo por peça. Porém, a utilização deste tipo de ferramenta antivibração também tem restrições, para atingir a melhor eficiência do dispositivo, é importante respeitar alguns limites estipulados no produto (carga, temperatura, rotação, balanço mín./máx. e pressão). A temperatura é um dos fatores que mais destaca, pois ela pode reduzir o tempo de vida dos elementos de borracha no sistema antivibratório. O limite máximo de temperatura depende do tipo de produto, ex.: 75-120 °C.

*Silent Tools* é considerada como uma ferramenta que utiliza um absorvedor dinâmico para diminuir as vibrações geradas durante o processo de usinagem, similar ao *TVA* descrito anteriormente. Porém, este tipo de tecnologia só foi desenvolvido até hoje para ferramentas de torneamento. Não há muito feito para o processo de fresamento, onde foram desenvolvidos adaptadores que são projetados para diferentes balanços e possuem dispositivos antivibratórios diferentemente ajustados. Com isso o melhor desempenho do efeito antivibratório será alcançado só ao utilizar o comprimento adequado (incluído o adaptador antivibratório) da ferramenta. Com mais extensões têm menor efeito antivibratório, como é mostrado na Figura 2.22. Se for necessário comprimento de mais de 7–8 x BD (diâmetro do corpo da ferramenta), precisa-se de um adaptador especial.

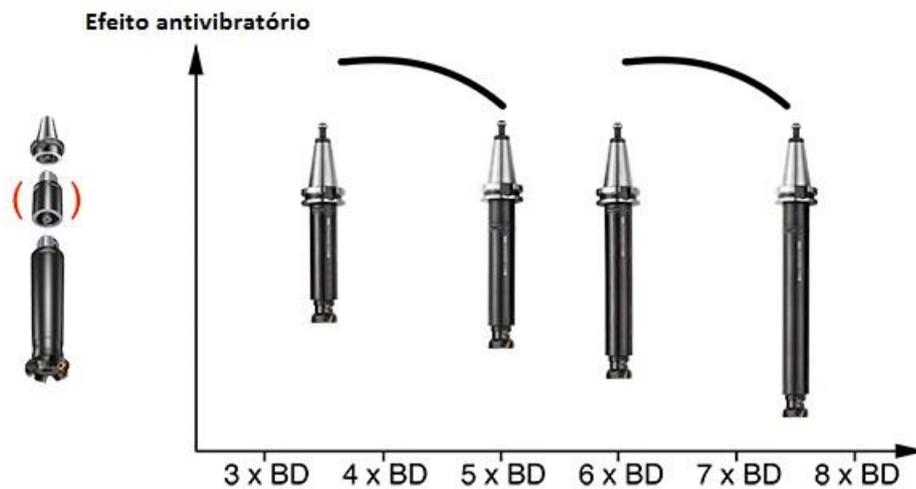


Figura 2.22: Diagrama de adaptadores de amortecimento da vibração SILENT TOOLS para ferramentas de fresamento. Fonte: SANDVIK (2011).

### 2.3.2.1. Amortecimento da Vibração por Efeito de Impacto

Os absorvedores de vibração por efeito de impacto são dispositivos passivos de amortecimento que utilizam alguma(s) massa(s) que se move(m) livremente entre uma folga pré-estabelecida, chocando-se contra a estrutura a ser amortecida, dissipando energia. O absorvedor por impacto modifica o momento linear da massa impactante e do sistema

vibratório, dissipando energia durante o impacto para atenuar a resposta do sistema. Para Wong et al. (2009) a energia de vibração é dissipada pelo absorvedor a partir das colisões e do atrito entre os corpos, além da transferência de momento linear da estrutura principal para a(s) partícula(s).

O trabalho de Paget, intitulado —Mechanical Damping by Impact de 1930, foi o pioneiro nesse estudo. Daí em diante, vários trabalhos foram publicados explorando a dinâmica do efeito de impacto e sua aplicação em sistemas para diminuir a amplitude vibracional. Surgiram, então, os absorvedores (ou amortecedores) de vibração por efeito de impacto, conhecidos na literatura como *Impact Dampers* ou *Particle Impact Damper (PID)*. A forma mais simples desse amortecedor é aquela que utiliza apenas uma massa de impacto, investigado analítica, numérica e experimentalmente por Masri (1969), Bapat & Sankar (1985), Friend & Kinra (2000), Błażejczyk-Okolewska (2001), Cheng & Wang (2003), Duncan et al. (2005), Cheng & Xu (2006), dentre outros.

Ema & Marui (2000) propuseram um modelo de absorvedor (ou amortecedor) por impacto, como o mostrado na Figura 2.23, que consiste em uma massa ( $m$ ) que se move dentro de uma folga pré-determinada na massa principal, chocando-se contra as paredes, provocando mudanças em sua resposta dinâmica.

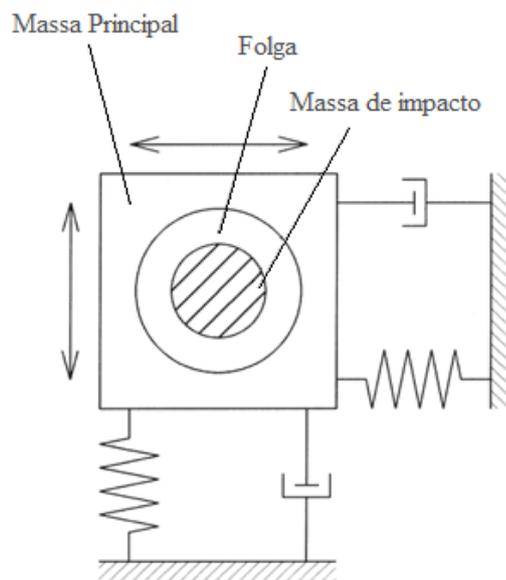


Figura 2.23: Diagrama esquemático de um amortecedor por impacto.

Adaptado de Ema & Marui (2000).

Para Dua & Wang (2010) estes absorvedores são simples, de baixo custo, insensíveis à degradação e à temperatura e não necessitam de energia externa, sendo capazes de fornecer amortecimento eficaz sobre uma gama de acelerações e frequências em ambientes onde alguns dispositivos tradicionais podem falhar.

Os absorvedores por impacto podem ser construídos para que os impactos ocorram na direção horizontal ou vertical. Nesta última, a dinâmica do sistema é influenciada pela ação da aceleração gravitacional. A eficiência deste tipo de absorvedor depende de muitos parâmetros, ligados aos corpos propriamente ditos, à vibração do sistema e também à interação entre eles durante o contato, como: dimensões da folga existente para o movimento da partícula (massa de impacto), a razão de massa do sistema (razão entre a massa da partícula e a massa da estrutura), materiais e geometria dos corpos, amplitude e frequência de vibração do sistema, o amortecimento natural do sistema, a frequência natural da partícula e da estrutura, a velocidade de impacto, o deslocamento inicial e o coeficiente de restituição (Yasuda et al., 1978 e Duncan et al., 2005).

O trabalho de Bapat & Sankar (1985) mostra a variação da inclinação do amortecimento (representado por  $c$ , pelos autores) com relação à folga e à razão de massa, como ilustra a Figura 2.24. Folgas maiores foram analisadas e apresentaram baixo efeito de amortecimento. Isso se deve aos poucos impactos que ocorrem nas paredes da massa principal devido à distância (folga) ser muito grande.

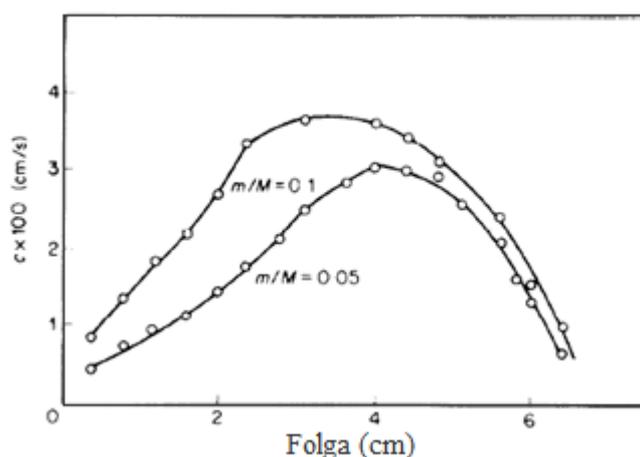


Figura 2.24: Variação da inclinação do amortecimento com a folga.

Adaptado de Bapat & Sankar (1985).

Cheng & Wang (2003) analisaram a aplicação de um absorvedor por impacto interno a uma massa principal (Figura 2.25). Os resultados mostram que a resposta de vibração do sistema depende primeiramente da colisão entre a massa de impacto e a massa principal que se movem uma contra a outra, não do número de impactos (Figura 2.26).

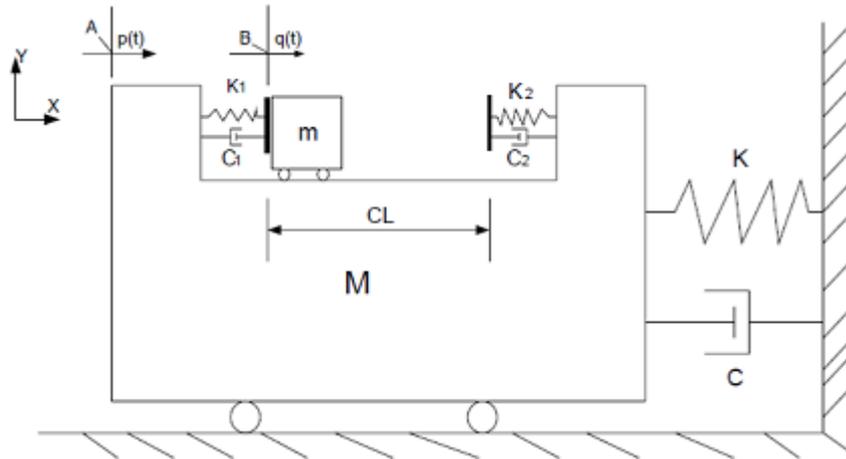


Figura 2.25: Modelo de absorvedor interno aplicado à uma massa principal.

Fonte: Cheng & Wang (2003).

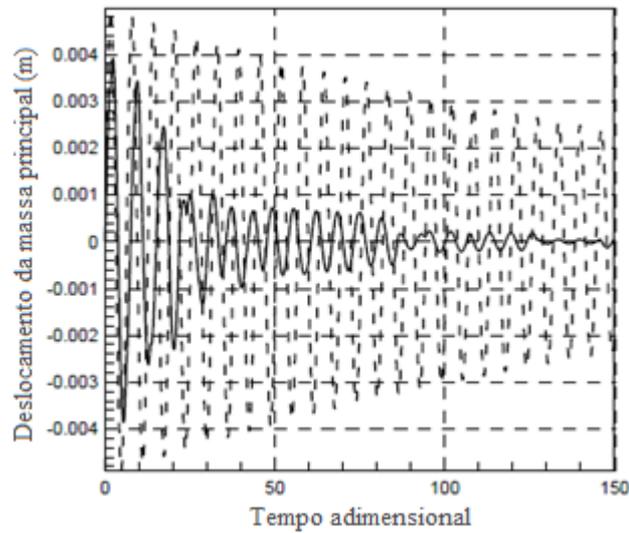


Figura 2.26: Deslocamento da massa principal.

Adaptado de Cheng & Wang (2003).

Para os casos em que o sistema vibra a partir de uma condição inicial de deslocamento, o absorvedor por impacto deve ser ajustado de forma que a folga seja menor do que o dobro do deslocamento inicial imposto ao sistema para que ocorra a redução da vibração em um curto período de tempo (Cheng et al., 2003).

Albuquerque (2016) modelou o contato entre uma esfera de massa  $m$  e a estrutura de massa  $M$  utilizando um conjunto mola-amortecedor não linear, comparando as respostas teóricas (obtidas pelo modelo matemático) com as respostas experimentais (bancada de teste experimental). A esquematização da modelagem do sistema de dois graus de liberdade (2 GDL) é mostrada na Figura 2.27.

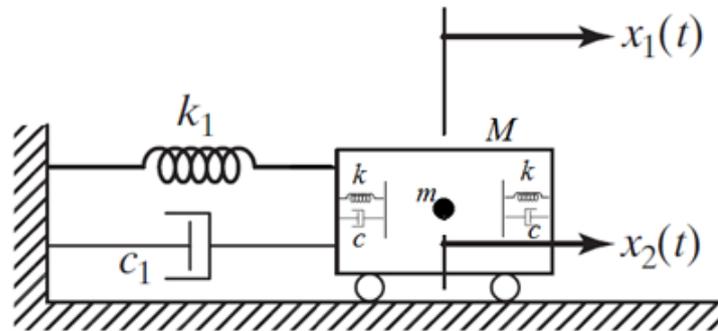
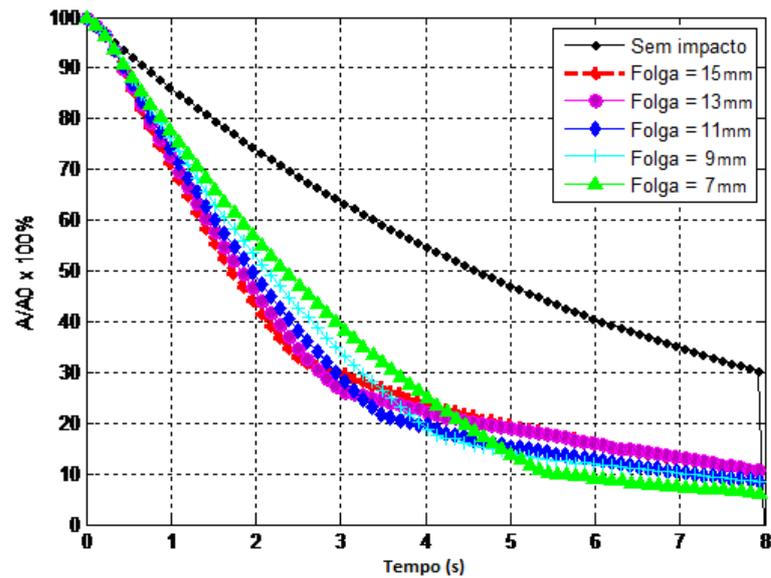
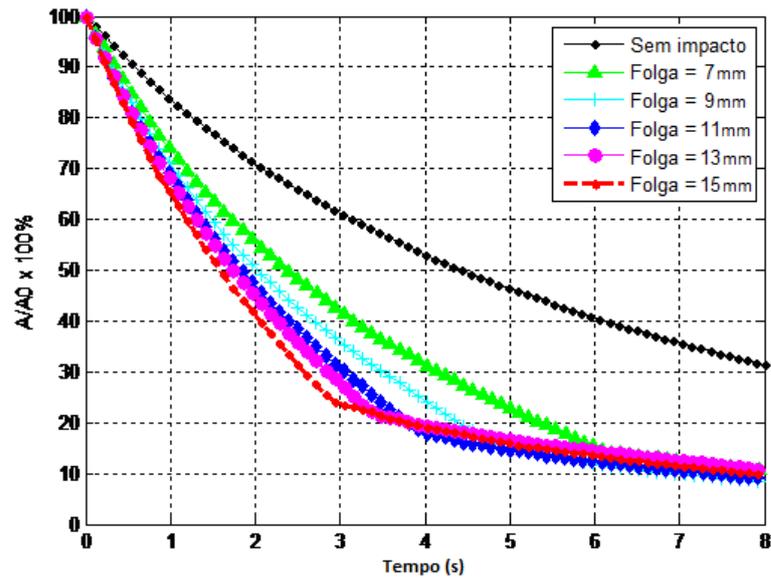


Figura 2.27: Sistema 2 GDL. Fonte: Albuquerque (2016).



(a)



(b)

Figura 2.28: Resposta livre (a) teórica e (b) experimental.

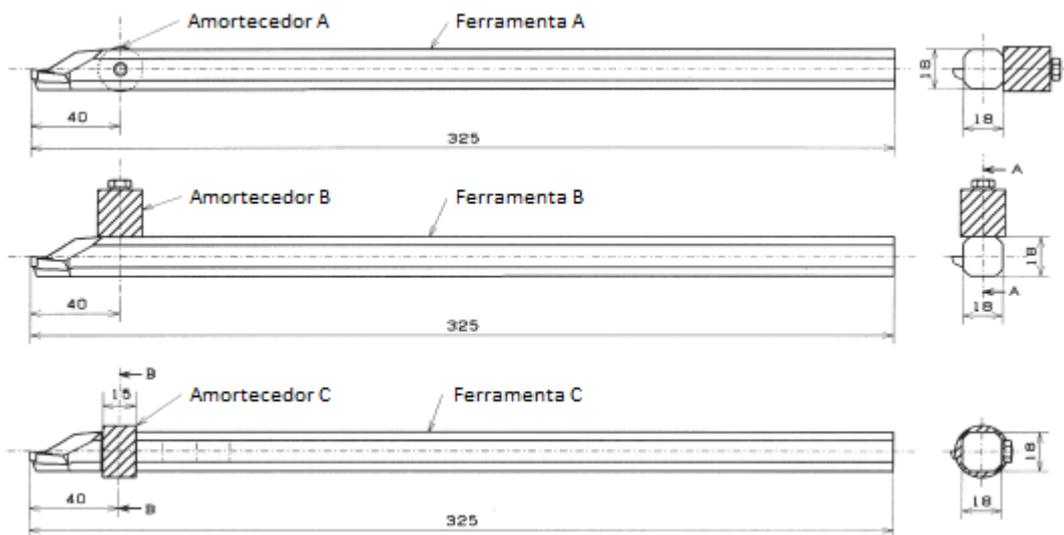
Fonte: Albuquerque (2016).

O trabalho mostra ensaios teóricos e experimentais em vibração livre analisando a influência da folga na amplitude de vibração ao longo do tempo, para os casos sem e com impacto (Figura 2.28). Os eixos “Y” dos gráficos mostram a porcentagem da razão da amplitude em cada instante de tempo pelo deslocamento inicial aplicado ao ensaio. Observe-se que, sem o uso do amortecedor de impacto a vibração cai muito mais lentamente que com seu uso; e a medida que a folga cresce o amortecimento se torna mais intenso, mas se estabiliza com folga de 11 mm. A partir disto não adianta aumentar mais a folga.

Para Albuquerque (2016) independentemente se o absorvedor utiliza uma ou muitas partículas, a folga interna é um parâmetro muito importante e que deve ser adequadamente projetado para que o absorvedor tenha uma maior eficiência. Uma folga muito pequena ou muito grande promove um amortecimento insatisfatório ao sistema ou até nenhum amortecimento. A folga ideal é aquela que possibilita que a estrutura e a partícula tenham, no instante do impacto, velocidades em sentidos opostos, para uma determinada condição de amplitude e frequência de vibração.

A aplicação deste tipo de absorvedores em operações de usinagem tem trazido grandes benefícios, principalmente em relação ao acabamento superficial da peça usinada e à possibilidade de usinar maiores profundidades em torneamento interno, processo que tem condição de corte desfavorável devido à alta relação comprimento-diâmetro da porta-ferramenta quando se usina furos longos. Esferas de aço são inseridas no interior do porta-ferramenta, em diferentes configurações de fração de volume (porcentagem do volume ocupado pelas esferas em relação ao volume total do furo da porta-ferramenta), para dissipar parte da energia de vibração.

Ema & Marui (2000) utilizaram uma pequena massa presa por meio de um parafuso à porta-ferramenta, de forma que houvesse folga radial e axial entre a massa de impacto e o parafuso, em 3 diferentes posições (A, B e C), como mostra a Figura 2.29. Os testes de torneamento interno realizados por esses autores mostraram que o dispositivo foi efetivo na diminuição da vibração vertical (direção do corte no sentido da rotação) da porta ferramenta, enquanto que na direção horizontal (direção de avanço), a diminuição foi pequena. Isso devido à maior oscilação ocorrida na direção vertical comparada com a direção horizontal durante o processo de corte.

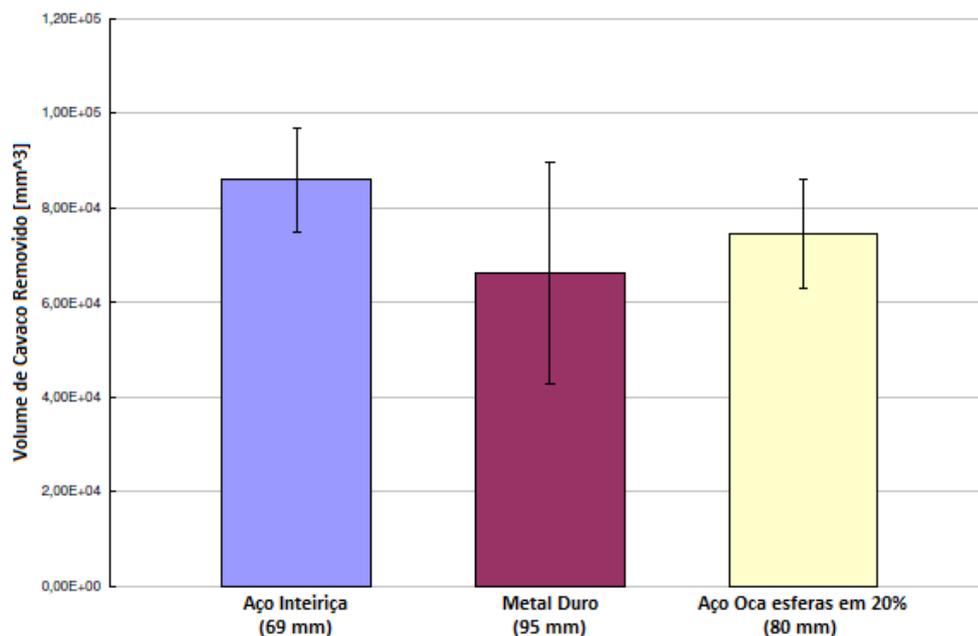


*Figura 2.29: Diagrama dos amortecedores de impacto nos porta ferramentas.*

*Fonte: Ema & Marui (2000).*

O problema desta configuração do amortecedor de impacto é que à medida que diminui o diâmetro interno da peça a usinar, a operação de torneamento interno é impossível, porque o amortecedor interfere com a superfície interna da peça.

Suyama (2014) utilizou esferas de aço em 20% e 30% do volume do furo em ferramenta de torneamento interno. Ele mostrou que o uso deste tipo de absorvedor permite que o corte estável ocorra em balanços (comprimento do porta-ferramenta para fora da torre porta-ferramentas) superiores aos da barra inteira. O autor concluiu que quando se utiliza barras de toronar, tanto de aço inteira, quanto de aço com o absorvedor por impacto ou barra de metal duro, com balanço nos limites de estabilidade de cada uma das barras, as vidas de ferramenta encontradas são similares para os 3 casos. A vantagem da barra de aço com amortecedor de impacto é que o balanço na condição limite de estabilidade é maior que na barra de aço inteira, o que possibilita a usinagem de furos mais longos (Figura 2.30).



*Figura 2.30: Vida da ferramenta em termos do volume de cavaco removido para diferentes configurações de barra de toronar. Fonte: Suyama (2014).*

Os absorvedores por impacto vêm sendo aplicados com sucesso na ferramenta dos processos de torneamento, por dar maior estabilidade à vibração e contribuindo para a melhora do acabamento superficial e da diminuição do desgaste da ferramenta. Com o bom resultado conseguido em torneamento, a tendência é que seja aplicado também para o

fresamento, porém, o processo de fresamento oferece alguns entraves a essa aplicação. Diferentemente do torneamento, no fresamento a ferramenta gira para realizar o corte. Esse fato leva à consideração o fenômeno centrífugo e a aceleração gravitacional atuando na direção axial ou radial da ferramenta, dependendo do tipo de fresamento. Isso influencia a dinâmica do efeito de impacto e sua eficiência. Por isso, a maioria dos estudos realizados do sistema de amortecimento por impacto nos processos de fresamento tem sido feito aplicando o amortecedor diretamente na peça.

Sims et al. (2005) utilizaram um absorvedor de 35 mm de diâmetro e 60 mm de profundidade com esferas de aço de 180-240  $\mu\text{m}$  de diâmetro, aplicado diretamente na peça em usinagem, como mostra a Figura 2.31. Os resultados mostraram que o absorvedor proporcionou considerável estabilidade ao sistema.

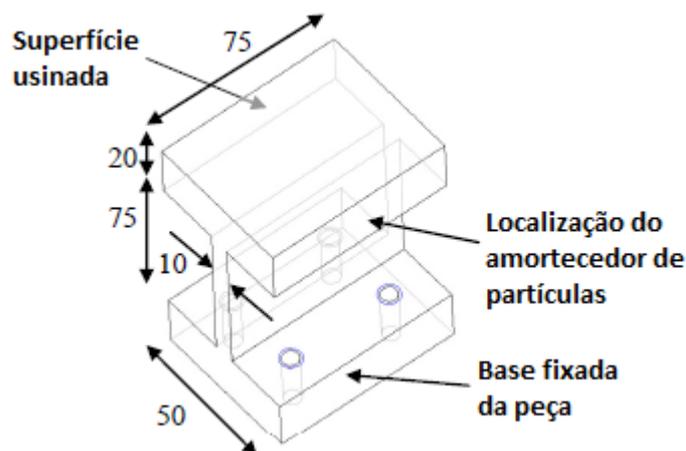
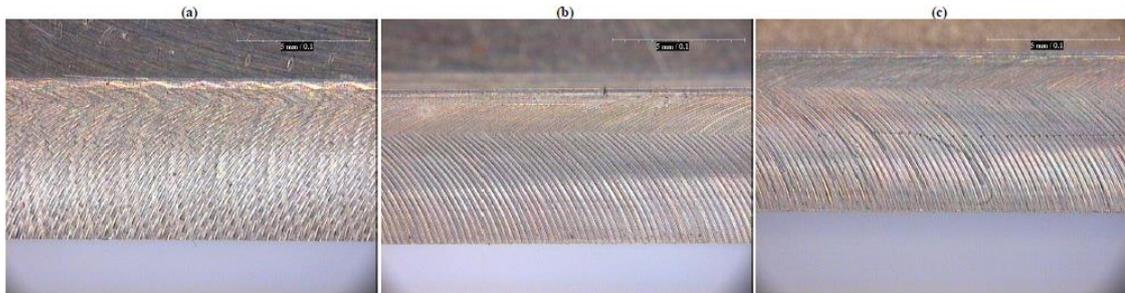


Figura 2.31: Configuração da montagem do absorvedor na peça.

Fonte: Sims et al. (2005).

Inicialmente, sem a presença dos absorvedores, o limite da profundidade de corte sem que houvesse vibrações excessivas foi de 0,10 mm. Já com os absorvedores acoplados, foi possível se usinar com uma profundidade de corte de até 7 mm, sem a ocorrência de grandes amplitudes de vibração. A Figura 2.32 mostra a diferença entre os acabamentos superficiais da peça ao se usinar com e sem o acoplamento do absorvedor. Pode-se observar que para uma profundidade de corte de 0,20 mm, sem absorvedor, o acabamento superficial é ruim. Com o absorvedor é possível notar que mesmo com uma profundidade de corte bem maior, 7 mm, o acabamento superficial é bom, comprovando a eficiência do absorvedor acoplado à peça em

usinagem. No entanto, é importante tomar em conta que conforme pode ser visto na Figura 2.31, a espessura de 10 mm da peça proporciona uma baixa rigidez, o que resulta numa boa propagação das vibrações da peça para o absorvedor. Em peças muito rígidas o uso do absorvedor pode ser limitada, pois os impactos podem não ser muito efetivos devido à vibração extremamente baixa, em comparação com a vibração gerada na ferramenta.



*Figura 2.32: Acabamento superficial com rotação da fresa de 2000 rpm, (a) 0.2 mm de profundidade sem absorvedor, (b) 7 mm de profundidade com absorvedor e (c) 8 mm de profundidade com absorvedor. Fonte: Sims et al. (2005).*

De uma forma geral, a aplicação dos absorvedores por impacto em elementos rotativos, não tem sido muito reportada. Trabalhos recentes, começam a apresentar alguns resultados importantes nesta linha de pesquisa, e na maioria utilizando simulações mediante o Método dos Elementos Discretos (*DEM – Discret Element Method*). Com o *DEM* pode-se simular materiais granulares como partículas e suas interações (O'Sullivan et al., 2011).

Dragomir et al. (2012) foram os primeiros em analisar numérica e experimentalmente a dissipação de energia causada por materiais granulares em movimento dentro de um *container* rotativo. Seus resultados comprovaram que o uso desses materiais são eficientes para dissipação da energia, podendo ser ajustados para que a maior eficiência possa ser alcançada, de forma similar ao *TVA*.

Xiao et al. (2016)<sup>1</sup> simularam com o uso do *DEM* o comportamento de uma engrenagem com diferentes partículas enclausuradas em seu interior (Figura 2.33) para analisar a dissipação de energia pelo efeito de impacto, e compararam os resultados teóricos com resultados experimentais. Conforme a Figura 2.34, os resultados mostraram que as partículas diminuem a vibração sob cargas centrífugas, sendo que os melhores resultados foram obtidos com partículas de alta densidade.

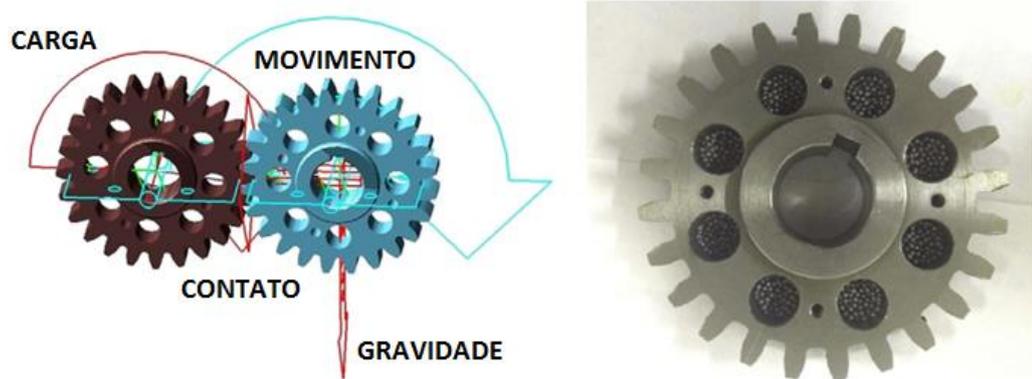


Figura 2.33: Modelo dinâmico do sistema de engrenagem com partículas enclausuradas.

Adaptado de Xiao et al. (2016)<sup>1</sup>.

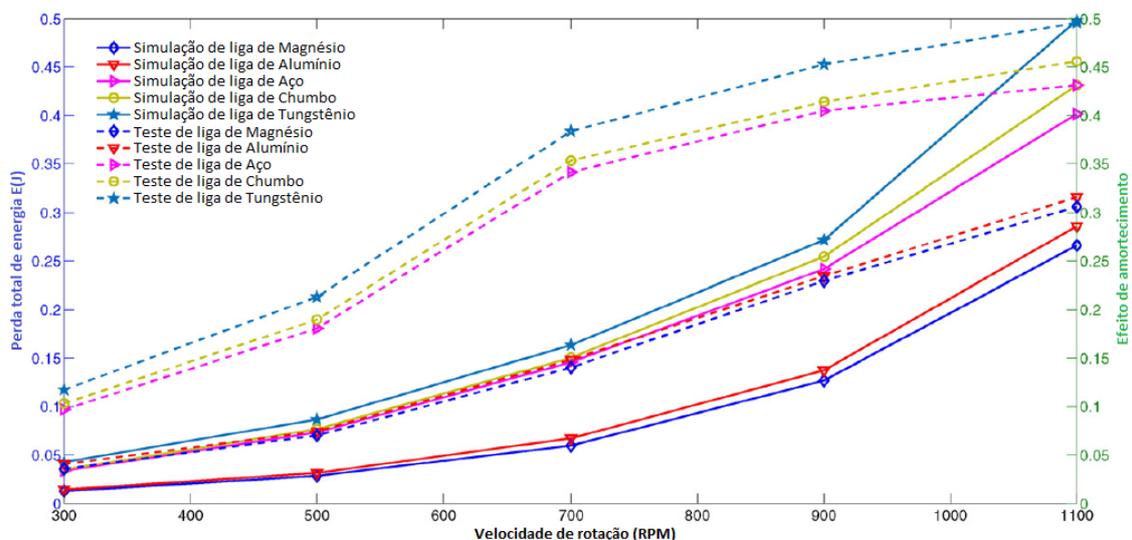


Figura 2.34: Dissipação de energia em função do material das esferas.

Fonte: Xiao et al. (2016)<sup>1</sup>.

Xiao et al. (2016)<sup>2</sup> analisaram a influência da fração de volume das esferas na dissipação de energia da engrenagem sob influência da carga aplicada e da velocidade de rotação. Três conclusões são destacadas a seguir. Primeiro, quando o carregamento e velocidade de rotação são mantidos constantes, a energia total dissipada primeiro aumenta e depois diminui com o aumento da fração de volume das esferas. Isso mostra coerência com os resultados teóricos de folga interna nos absorvedores por impacto descritas anteriormente, existindo uma determinada folga (que equivale à fração de volume, nesse caso) em que o dispositivo é mais eficiente, sob determinada condição de carregamento. Segundo, com o carregamento e fração de volume constantes, quanto maior a velocidade de rotação maior foi a perda de energia. Nesse caso, as maiores rotações produzem uma maior aceleração das esferas, mas maiores rotações ainda devem ser analisadas para verificar se essa conclusão é válida para todos os casos. E, por último, se a velocidade de rotação e a fração de volume são mantidas constantes, a dissipação de energia total aumenta com o aumento da carga.

Xiao et al. (2016)<sup>3</sup> mostraram que a engrenagem com as esferas apresenta menores índices de aceleração em comparação com a engrenagem sem as esferas. Por meio de ensaios teóricos e experimentais mostraram que existe um diâmetro intermediário mais efetivo para atuar em uma determinada folga, como é mostrado na Figura 2.35.

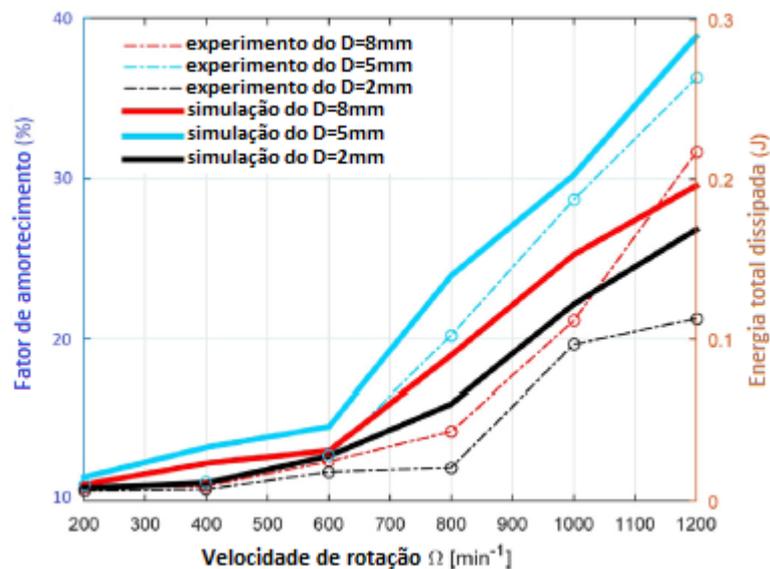
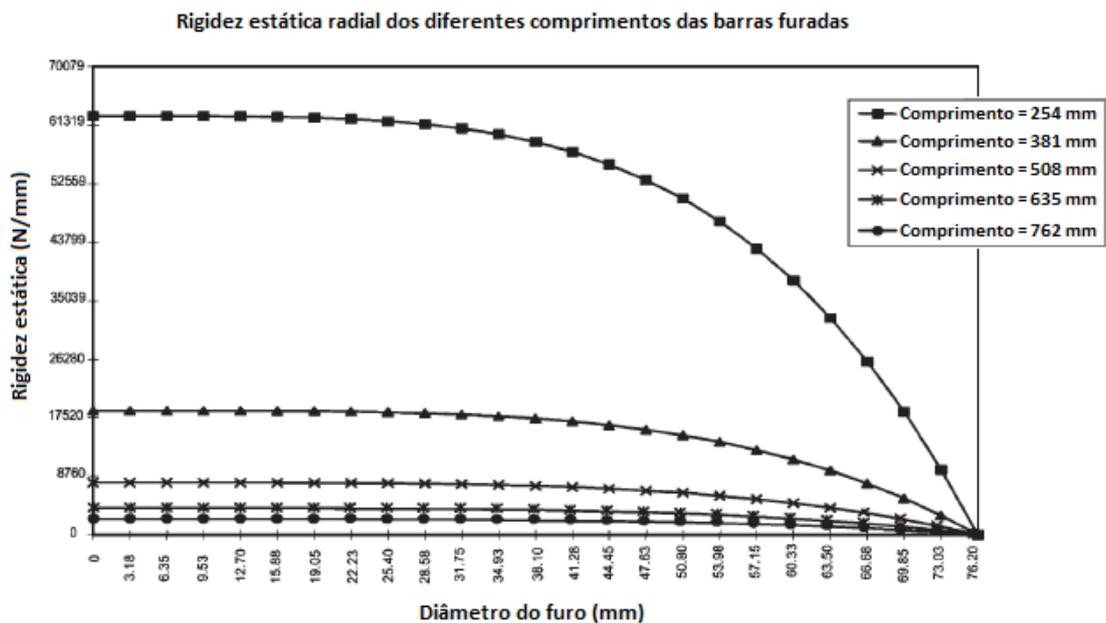


Figura 2.35: Influência do tamanho da esfera em função da rotação na dissipação de energia. Fonte: Xiao et al. (2016)<sup>3</sup>.

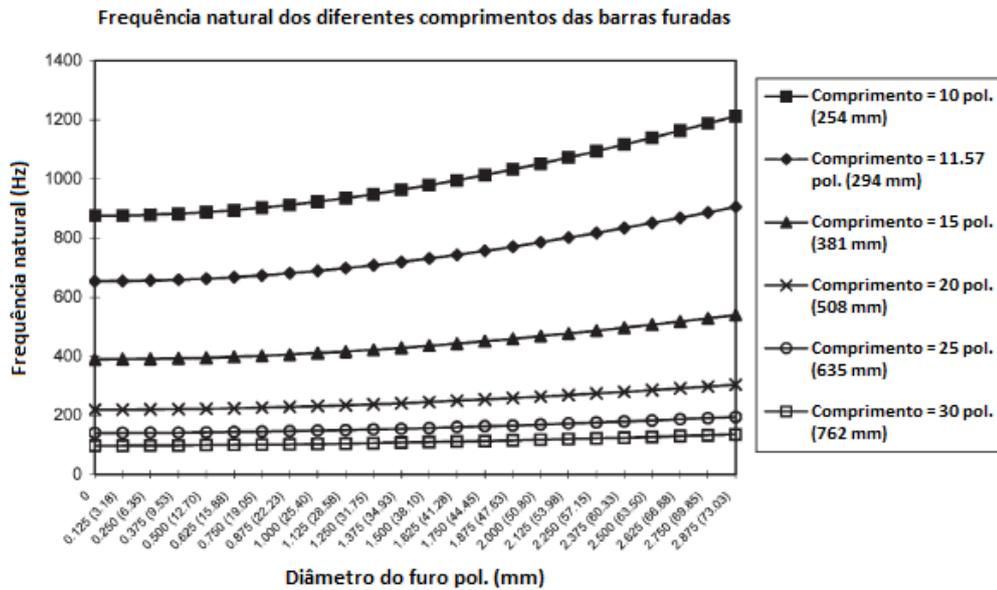
O amortecedor por efeito de impacto aplicado internamente a uma fresa ainda não tem sido estudado. Porém, com base na análise dos resultados obtidos em trabalhos recentes, o uso de absorvedores por impacto em componentes rotativos tem se mostrado eficiente.

Para a aplicação do amortecedor por efeito de impacto na ferramenta de fresamento é preciso furar ao longo do eixo central do corpo da mesma. Por tanto, é necessário analisar o efeito estático e dinâmico do furo a ser feito no funcionamento natural da fresa.

Segundo Zou et al. (2005) dois fatores principais afetam o funcionamento de uma barra que é furada, a rigidez estática e a frequência natural. A rigidez determina a deflexão da barra sob cargas de corte, o que influencia a qualidade da superfície juntamente com outros recursos geométricos. A frequência natural também desempenha um papel importante, devido ao fato de que a frequência natural da ferramenta de corte pode ser excitada durante a operação de usinagem, gerando vibrações. Se uma barra cilíndrica *cantilever* é de material sólido (não oco), a rigidez estática tanto na direção axial como na direção radial é ótima, pois a área da seção transversal e o momento de inércia da área são ótimos. Quando a barra é furada, à medida que o diâmetro do furo aumenta, a rigidez estática diminui. No entanto, com o aumento do diâmetro do furo a frequência natural aumenta, devido à redução da massa. A Figura 2.36 mostra a influência do diâmetro do furo na rigidez estática e na frequência natural para diferentes comprimentos da barra.



(a)



(b)

Figura 2.36: Influência do diâmetro do furo na (a) rigidez estática e (b) frequência natural.

Fonte: Zou et al. (2005).

Os autores estabeleceram um critério para otimizar o efeito do diâmetro do furo na rigidez estática e na frequência natural. O critério proposto é o cálculo do diâmetro interno que produzirá o mesmo aumento de porcentagem na frequência natural com a porcentagem de diminuição percentual idêntica na rigidez estática. Concluíram que, se o diâmetro do furo for aproximadamente  $2/3$  do diâmetro da barra, a rigidez estática reduz cerca de 20,5% com um aumento correspondente de 20,5% na frequência natural da barra. Por tanto, ao furar uma barra usando o critério de otimização, tanto a rigidez estática como a frequência natural mudam na mesma proporção.

### 3. MATERIAIS E PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL

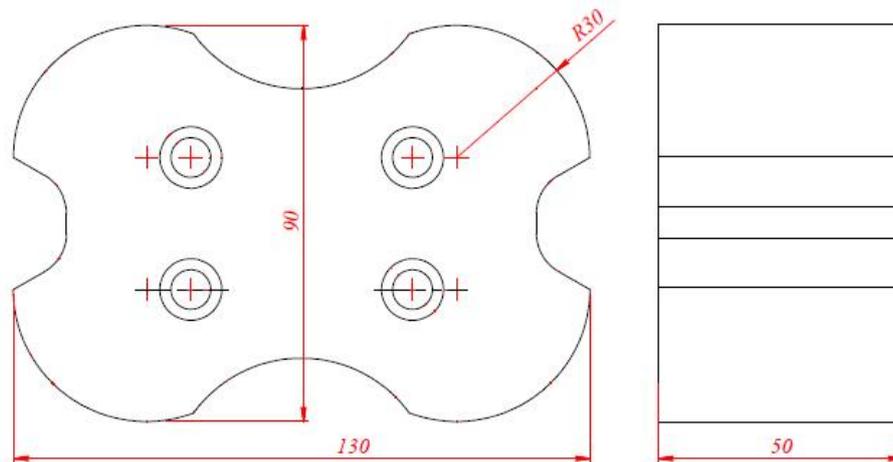
Neste capítulo descreve-se a máquina-ferramenta utilizada, os dispositivos de medição e sistemas de monitoramento, as especificações da ferramenta, as características do material usinado, os experimentos que foram realizados e as condições dos mesmos, bem como o desenvolvimento do planejamento experimental.

#### 3.1. Equipamentos

Os experimentos foram realizados em um centro de usinagem de 5 eixos de programação da marca DMG MORI modelo DMU 40 eVo / *linear* do Laboratório de Usinagem dos Materiais da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP. O centro de usinagem tem potência máxima de 24 kW, capacidade de rotação de até 42.000 rpm, sistema de fixação da ferramenta HSK-A63, avanço rápido de até 80 m/min e comando numérico computadorizado HEIDENHAIN iTNC-530. Para realizar a análise modal das ferramentas utilizadas nos ensaios foi usado o martelo de impacto (tipo 8206-001) e um acelerômetro piezométrico uniaxial (modelo 4500-A) do fabricante Brüel & Kjaer, em conjunto com uma placa de aquisição modelo PHOTON+. Para a medição das forças nas direções X, Y e Z foi utilizado um dinamômetro piezométrico KISTLER modelo 9257B. Para a obtenção dos dados de força, o dinamômetro foi ligado a um condicionador de sinais KISTLER modelo 5019B, que por meio de uma placa de aquisição A/D National Instruments PCI-6025E transmite os sinais de força a um computador equipado com o software LabVIEW 2011. Para obter o perfil e medir os valores de rugosidade da superfície usinada foi usado um rugosímetro portátil da marca MITUTOYO modelo SJ-201P. A obtenção dos dados e a geração do perfil de rugosidade foi feito por meio do software SurfTest. Para a medição do desgaste das ferramentas ao longo dos ensaios foi utilizado um microscópio óptico do fabricante QUIMIS conectado a uma câmera digital da marca MOTIC. O processamento das imagens e a medição do desgaste foi feito utilizando o software Motic Images Plus.

### 3.2. Materiais

O material do corpo de prova utilizado nos testes de fresamento foi o aço AISI D6 (2,10C - 11,5Cr - 0,70W - 0,15V), que é um aço com alta resistência mecânica e ao desgaste, devido à presença de carbonetos duros de cromo (alta resistência à deformação). É muito utilizado para peças com aplicações que requerem alta resistência, como matrizes de conformação, moldes para cerâmica e moldes para plásticos. Após a têmpera, a dureza desse material pode chegar a 62 HRC. A dureza superficial do material utilizado nos testes foi de 60 HRC. O corpo de prova possuía espessura de 50 mm. A Figura 3.1 mostra o desenho e as dimensões do corpo de prova. Os testes foram realizados nos raios de 30 mm.



*Figura 3.1: Corpo de prova utilizado nos ensaios.*

Para os testes, deve-se selecionar uma ferramenta que seja comumente utilizada no fresamento de moldes/matrizes e tenha características de diâmetro e comprimento mais adequados para a aplicação do sistema amortecedor por efeito de impacto. As ferramentas, porta-ferramentas e sistema de fixação escolhidas foram fornecidas pela empresa Sandvik Coromant e consistiram em duas fresas que possuem uma pastilha redonda de diâmetro 12 mm (código R216F-12 30 E-L 1010) montada em um porta-ferramenta cônico de aço (código R216F-12A16S-085) com 145 mm de comprimento. A Figura 3.2 mostra o conjunto descrito.

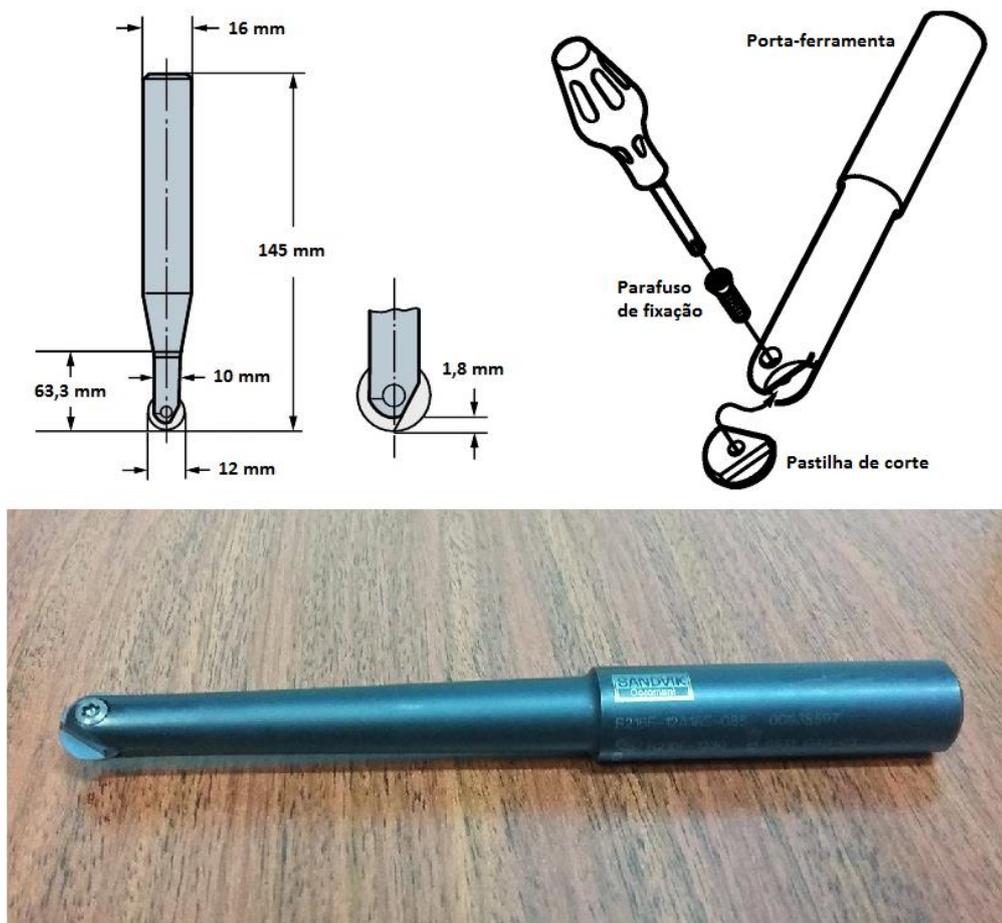


Figura 3.2: Ferramenta selecionada para os ensaios (x2).

A ferramenta foi montada na máquina com um comprimento em balanço de 85 mm, em um mandril tipo HSK-A63 com o auxílio de uma pinça cilíndrica. O material da pastilha é o metal duro classe GC1010 (ISO H10). Todos os testes foram realizados sem aplicação de fluido de corte.

### 3.3. Planejamento Experimental

A pesquisa tem por objetivo avaliar o uso do amortecedor por efeito de impacto na usinagem, verificando a possibilidade de aplicação internamente à ferramenta em operações de fresamento em alta velocidade (*HSM*). Para isto foram realizados testes para comparar os resultados da usinagem entre duas ferramentas iguais com características para fresamento de moldes e matrizes (ferramenta longa e com diâmetro pequeno), com e sem o sistema de amortecimento por efeito de impacto. Com isso, foram comparados os resultados de variação das forças de usinagem, rugosidade da peça e desgaste da ferramenta para diferentes trajetórias de corte.

Como é mostrado na Figura 3.3, para a aplicação do sistema de amortecimento por efeito de impacto na ferramenta, é necessário furar seu corpo ao longo do eixo central, para colocar no interior do furo pequenas esferas de aço (do tipo que são usadas em rolamentos). Assim, o movimento gerado pelas vibrações durante o processo de corte cria o efeito de impacto (batimento entre as esferas e a parede do furo na ferramenta) e, conseqüentemente, produz o amortecimento desejado. Visando realizar uma análise mais ampla utilizando a ferramenta com o amortecedor, também foi testada a ferramenta furada sem esferas, isto é, a fresa oca, e assim, comparar os resultados da usinagem com esta configuração. Além disso, também foram testados três diâmetros de esferas, com o objetivo de analisar a eficiência do amortecedor frente a distintas dimensões das esferas. Por tanto, foram testadas 5 configurações da ferramenta: maciça (sem o sistema de amortecimento), oca sem esferas, oca com esferas de diâmetro 1, oca com esferas de diâmetro 2 e oca com esferas de diâmetro 3.

Os testes de comparação do desgaste da ferramenta de corte (vida da ferramenta) foram realizados entre a ferramenta maciça, a ferramenta oca e a configuração da ferramenta modificada com o amortecedor (ferramenta com esferas) que obteve os melhores resultados nos testes iniciais de variação das forças de usinagem e rugosidade da peça.

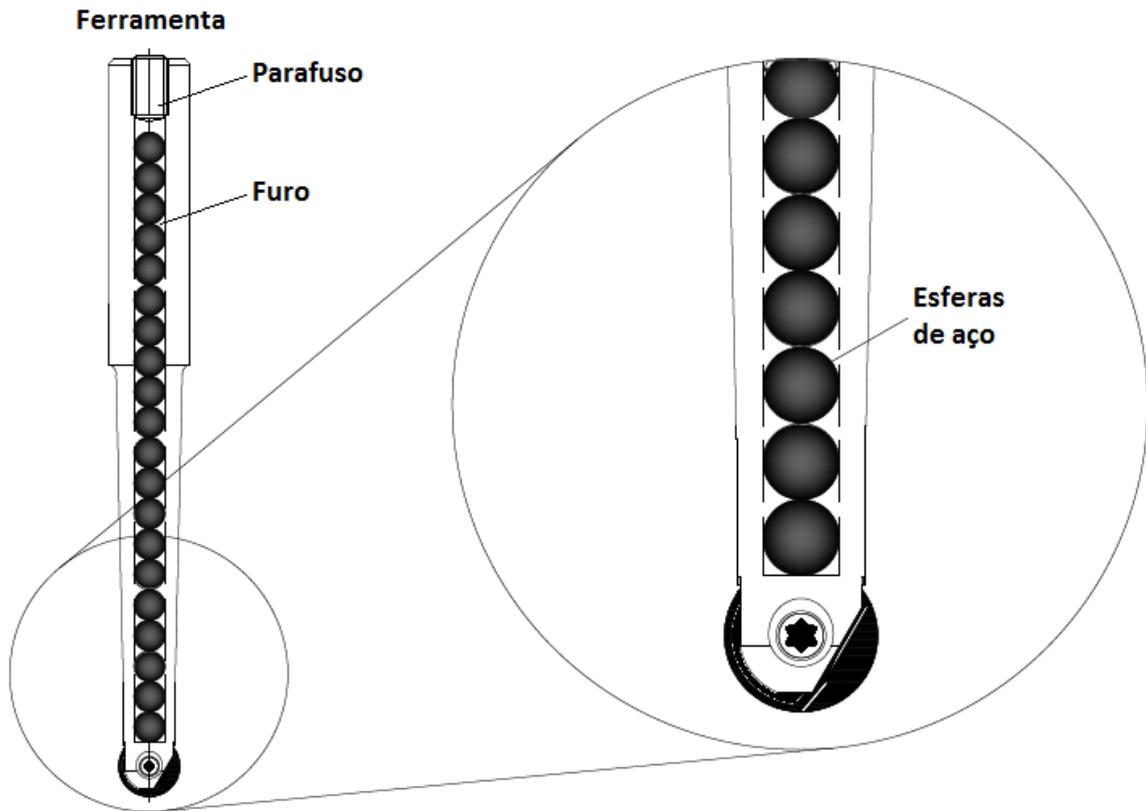


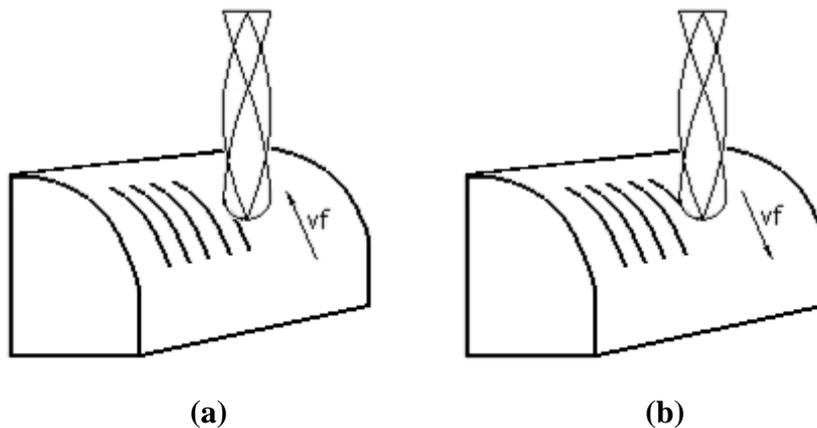
Figura 3.3: Esquema do sistema de amortecimento aplicado na ferramenta de corte.

Levando em conta a orientação vertical da ferramenta durante o processo de corte, devem ser selecionadas esferas com medidas que permitam colocá-las uma acima de outra em uma única linha, impedindo que se acumulem no fundo e, assim, garantir o impacto adequado de cada esfera com a parede do furo. Como segurança, para evitar que as esferas saiam da cavidade devido ao movimento, é colocado um parafuso na entrada do furo.

Durante o processo de usinagem (fresamento em alta velocidade – *HSM*) na ferramenta com o amortecedor (Figura 4.3), as esferas vão experimentar diferentes sentidos de movimento, devido às diferentes forças geradas durante o processo de corte. Pela rotação da ferramenta e devido às características do *HSM* (alta velocidade de rotação), as esferas vão ser submetidas a forças centrífugas e, devido à trajetória de corte (superfície complexa), vão ser produzidas forças nos sentidos axial, tangencial e radial da ferramenta. A força centrífuga vai tentar manter as esferas encostadas à parede interna da ferramenta. Por outro lado, as vibrações geradas pela variação nos valores das forças axiais, tangenciais e radiais, farão com

as esferas se movam em diferentes direções, batendo na parede do furo da ferramenta e criando o efeito de amortecimento da vibração. Como já foi descrito na revisão bibliográfica, existem muitos parâmetros que afetam o desempenho do sistema de amortecimento por efeito de impacto, como a folga para o movimento da partícula, a razão de massa do sistema, materiais e geometria dos corpos, etc.

Para os ensaios, as duas fresas (com e sem amortecedor) usinaram a geometria circular da peça em duas trajetórias. A primeira trajetória é a circular ascendente, na qual a fresa usina seguindo o perfil circular no sentido de baixo para cima da peça (Figura 3.4 a). A segunda trajetória é a circular descendente, na qual a fresa também copia o perfil circular, mas no sentido de cima para baixo da peça (Figura 3.4 b). Todos os ensaios foram realizados utilizando-se o corte concordante.



*Figura 3.4: Esquema das trajetórias de corte realizadas nos experimentos.*

Para a usinagem das trajetórias de corte a programação da máquina foi realizada em 3 eixos. Assim, à medida em que a ferramenta copia o perfil circular da peça, altera-se de forma constante o diâmetro efetivo de corte, o que produz variação das componentes da força de usinagem (axiais, tangenciais e radiais), o que é uma das maiores influências para o aparecimento de vibrações.

Com as 2 trajetórias de corte e as 5 configurações da ferramenta, foram realizados ensaios para avaliação das forças de corte e da rugosidade da peça em 10 combinações. Estes ensaios serviram para, dentre outras análises, escolher-se o diâmetro de esfera de melhor desempenho em termos de amortecimento para ser utilizado nos ensaios posteriores de vida

da ferramenta. Nesta primeira fase, um ensaio consistia da usinagem de toda superfície da geometria circular da peça fazendo um total de 167 passadas. Na Tabela 3.1 é mostrada as combinações ferramenta - trajetória junto com os parâmetros de corte utilizados nos ensaios. Com os valores de rotação e diâmetro da ferramenta utilizados o valor de velocidade de corte é 415 m/min. Para cada ensaio foi feito ao menos uma réplica, dependendo do desvio padrão dos resultados obtidos.

*Tabela 3.1: Ferramentas, trajetórias e parâmetros de corte utilizados nos experimentos.*

<b>FERRAMENTAS, TRAJETÓRIAS E PARÂMETROS DE CORTE</b>					
<b>Ferramenta</b>	<b>Trajatória</b>	<b>RPM</b>	<b><math>f_z</math> (mm/dente)</b>	<b><math>a_e</math> (mm)</b>	<b><math>a_p</math> (mm)</b>
Ferramenta maciça	Circular ascendente Circular descendente	11000	0,1	0,3	0,2
Ferramenta oca sem esferas					
Ferramenta oca com esferas Ø1					
Ferramenta oca com esferas Ø2					
Ferramenta oca com esferas Ø3					

Para a definição do diâmetro do furo a ser aberto na fresa para que as esferas fossem inseridas, primeiramente foi construída a curva de deflexão estática da ferramenta de corte frente a diferentes diâmetros de furo, para logo analisar o comportamento da deflexão da fresa ao ser furada. Os dados para o desenvolvimento desta curva foram obtidos com ajuda de simulações (análise de elementos finitos) utilizando o software SOLIDWORKS. Na Figura 3.5 é mostrado o processo da simulação e a Tabela 3.2 mostra os parâmetros usados na simulação.

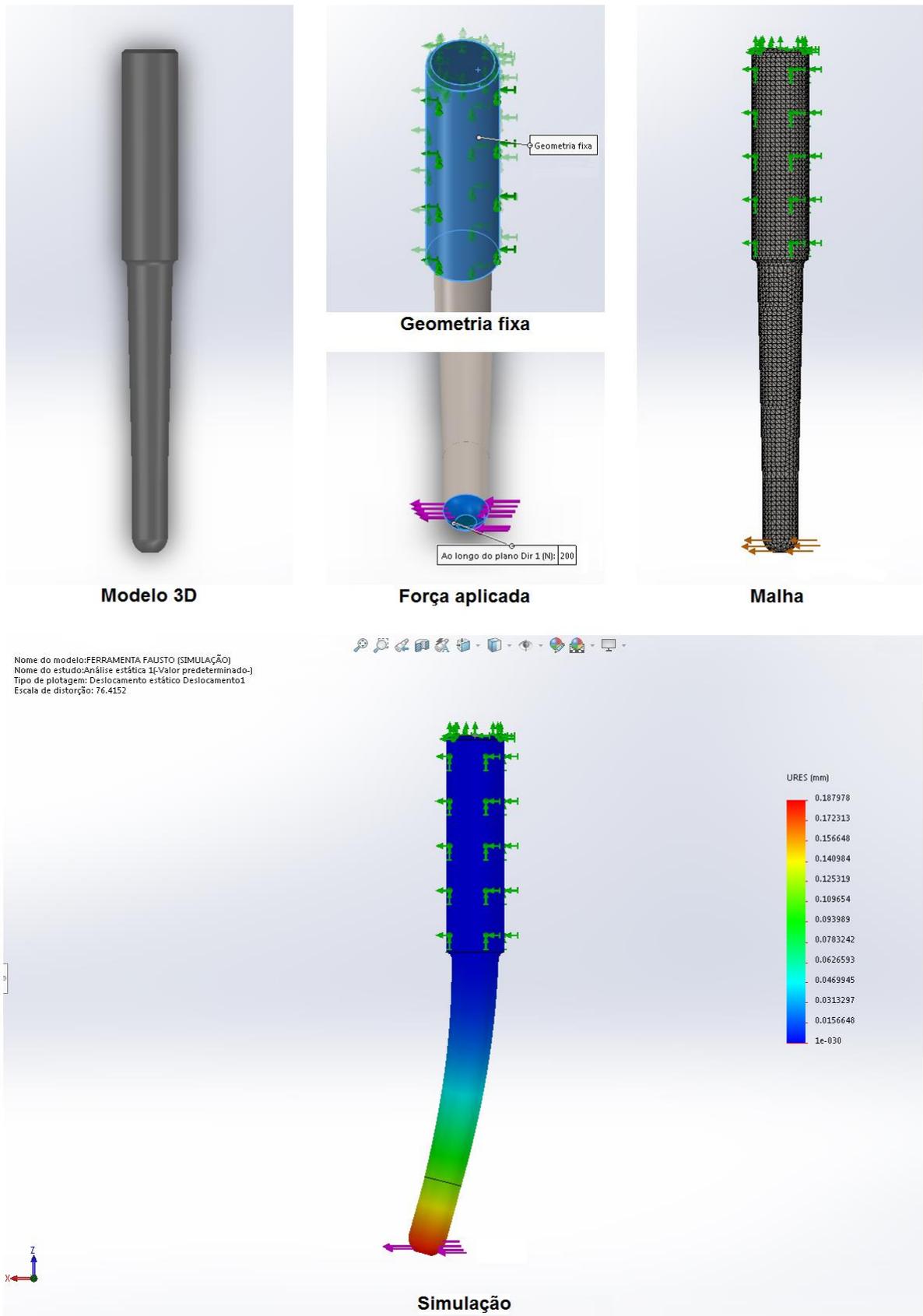


Figura 3.5: Processo das simulações feitas em SOLIDWORKS.

Como é observado na Figura 3.5, para a simulação de deflexão foi utilizado um modelo digital 3D da ferramenta de corte (SANDVIK, 2017); foi escolhido o material do corpo da ferramenta (liga de aço), foi selecionado a parte da geometria que vai fixada durante a análise (parte da ferramenta que está presa no sistema de fixação) e foi aplicada uma força de 200 N (valor de força referencial) em sentido horizontal no extremo do modelo 3D que representa a ponta cortante da ferramenta (simulando a força gerada durante o processo de corte). Foi gerada a malha para a análise de elementos finitos e, finalmente, foram feitas as simulações e obtido os resultados de deflexão da ferramenta. De acordo com o observado na Tabela 3.2, a simulação feita foi do tipo estática e as propriedades do material usado (liga de aço) para a ferramenta simulada foram as mais similares das propriedades mecânicas reais desse material.

*Tabela 3.2: Parâmetros utilizados na simulação da ferramenta de corte.*

<b>PARÂMETROS UTILIZADOS NA SIMULAÇÃO</b>			
<b>Tipo do estudo</b>	Análise estática	<b>Força aplicada</b>	200 N
<b>Propriedades do Material</b>		<b>Informações da Malha</b>	
<b>Tipo de material</b>	Liga de aço	<b>Tipo de malha</b>	Malha sólida
<b>Tipo de modelo</b>	Isotrópico linear elástico	<b>Pontos Jacobianos</b>	4 Pontos
<b>Densidade</b>	7700 kg/m <sup>3</sup>	<b>Tamanho do elemento</b>	0.00136269 m
<b>Módulo elástico</b>	2.1e+011 N/m <sup>2</sup>	<b>Tolerância</b>	6.81343e-005 m
<b>Limite de escoamento</b>	6.20422e+008 N/m <sup>2</sup>	<b>Qualidade da malha</b>	Alta
<b>Resistência à tração</b>	7.23826e+008 N/m <sup>2</sup>	<b>Total de nós</b>	68228
<b>Módulo de cisalhamento</b>	7.9e+010 N/m <sup>2</sup>	<b>Total de elementos</b>	46075

Foram feitas 46 simulações, começando com a simulação da ferramenta maciça (diâmetro do furo = 0 mm), passando para uma nova simulação com o modelo 3D da ferramenta modificado com um furo ao longo do eixo central de diâmetro = 1 mm. A partir disso, o processo de simulação foi repetido, aumentando o diâmetro do furo 0.2 mm em cada repetição, até chegar a um furo de diâmetro = 9.8 mm, que é um valor perto do diâmetro mínimo do corpo da ferramenta (10 mm). Para todas as simulações foram utilizados os mesmos parâmetros (tipo de estudo, material da ferramenta, força aplicada e malha) mostrados na Tabela 3.2, o que resulta num alto grau de confiabilidade dos dados obtidos de deflexão da ferramenta.

De cada simulação só foi levado em conta o valor máximo de deflexão gerado, que é o resultado do ponto mais crítico (em deflexão) que experimentou o modelo da ferramenta, com as modificações (furos) feitas e a força aplicada. Com os valores máximos de todas as simulações, foi desenvolvida a curva da deflexão estática da ferramenta frente a diferentes diâmetros de furo (Figura 3.6).

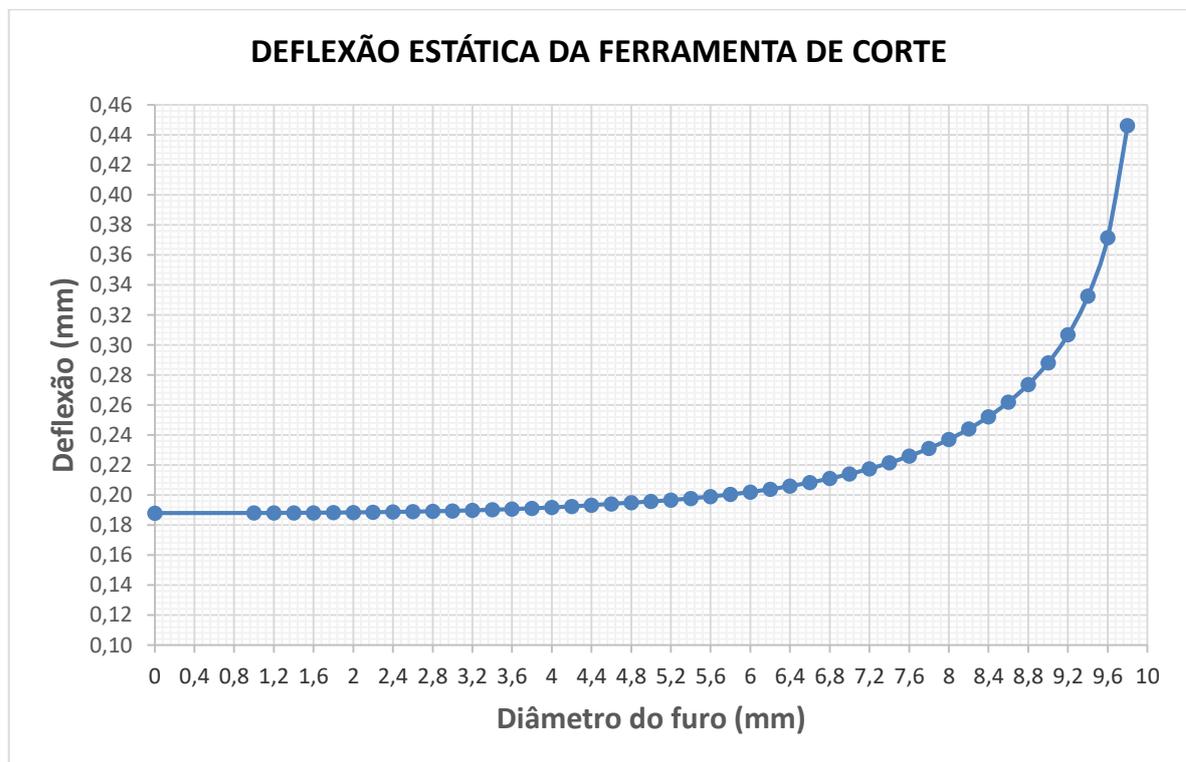
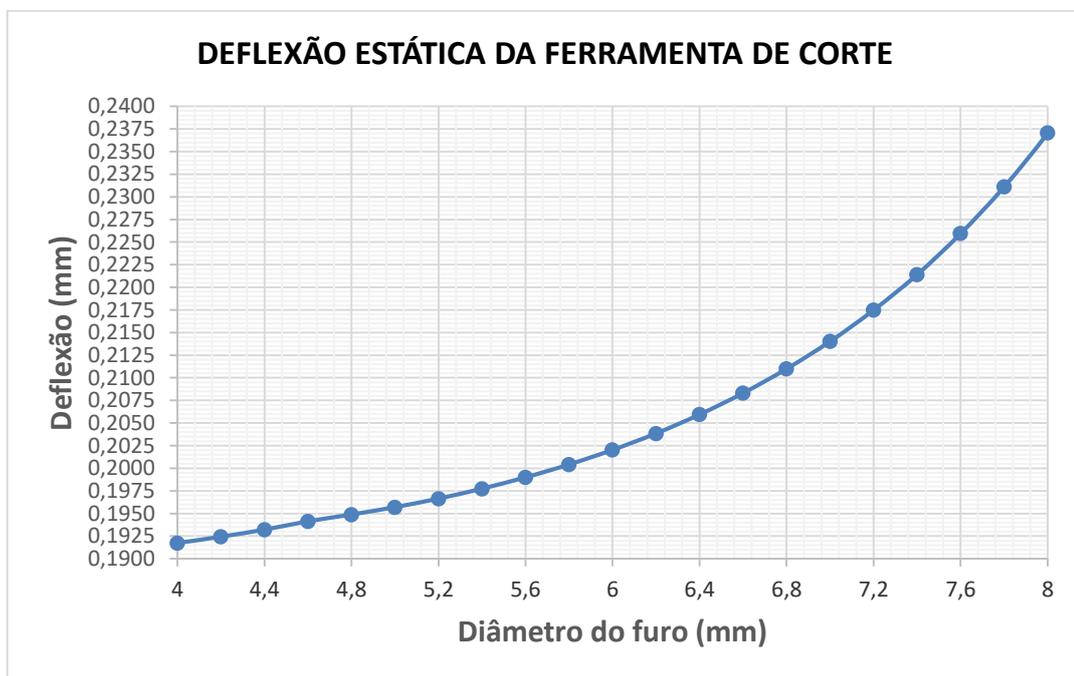


Figura 3.6: Deflexão estática da ferramenta frente a diferentes diâmetros de furo.

Pode-se observar nesta figura que a curva da deflexão apresenta uma tendência de tipo logarítmica, aumentando cada vez mais o valor de deflexão com o aumento do valor do diâmetro do furo. O valor mínimo de deflexão que experimenta a ferramenta com diâmetro do furo = 0 mm (ferramenta maciça) é próximo a 0,18 mm e o valor máximo com diâmetro do furo = 9,8 mm é próximo a 0,44 mm. Levou-se em conta uma faixa de valores de diâmetro dentro da qual vai analisar-se o comportamento da curva de deflexão. O valor mínimo de furo vai depender do mínimo diâmetro das esferas de aço que está disponível no mercado nacional que é de 3 mm. Por tanto, o mínimo valor do furo escolhido para ter uma folga aceitável entre o diâmetro das esferas e a parede interna da ferramenta furada é de 4 mm. O valor máximo de furo vai depender do mínimo diâmetro da geometria do corpo da ferramenta e que é de 10 mm. Por tanto, o máximo valor do furo selecionado para ter uma espessura do corpo da ferramenta mínima aceitável nesse ponto é de 8 mm. Com isso, a faixa de valores de diâmetro do furo tomada em conta é entre 4 mm e 8 mm. A Figura 3.7 mostra a curva de deflexão ampliada na faixa de valores de furo escolhidos, para uma melhor análise do comportamento da curva de deflexão da ferramenta de corte.



*Figura 3.7: Deflexão estática da ferramenta ampliada na faixa de valores de diâmetro do furo entre 4 e 8 mm.*

Baseado nesta curva vai analisar-se a faixa mais significativa de crescimento da curva. Para isso foi calculado a porcentagem do incremento da deflexão para os diferentes pontos de diâmetro do furo. Os valores utilizados e os resultados obtidos dos cálculos feitos são mostrados na Tabela 3.3.

*Tabela 3.3: Valores e porcentagens do incremento da deflexão.*

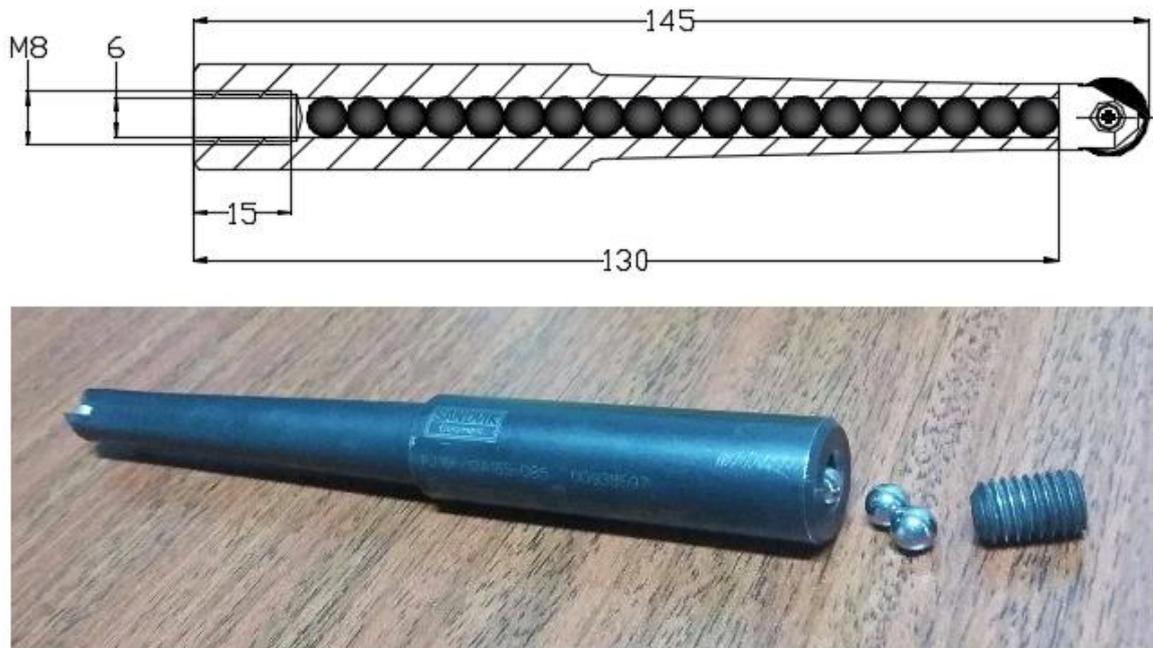
<b>PORCENTAGEM DO INCREMENTO DA DEFLEXÃO</b>		
<b>Diâmetro do furo</b>	<b>Deflexão gerada</b>	<b>Porcentagem</b>
4	0,191744	0,77%
4,4	0,193220	0,87%
4,8	0,194892	0,90%
<b>5,2</b>	0,196652	<b>1,2%</b>
<b>5,6</b>	0,199003	<b>1,5%</b>
<b>6</b>	0,202035	<b>1,9%</b>
<b>6,4</b>	0,205948	2,5%
6,8	0,210996	3,1%
7,2	0,217492	3,9%
7,6	0,225950	4,9%
8	0,237067	

De acordo com o observado na Tabela 3.3, as porcentagens do incremento da deflexão vão aumentando com o aumento do diâmetro do furo. Além disso, pode-se notar que o incremento da porcentagem é cada vez maior (não é constante), o que confirma que a curva de deflexão tem uma tendência de tipo logarítmica. Foram levados em conta os valores de diâmetro do furo com incrementos de porcentagens na faixa de 1% a 2%, porque representam uma variação em aumento aceitável da curva de deflexão. A partir disso a deflexão começa a experimentar um aumento mais considerável do seu valor.

Levando em conta a análise feita com o gráfico de deflexão desenvolvida por meio de simulações em SOLIDWORKS, o diâmetro do furo deve ser selecionado no intervalo entre 5,2 e 6,4 mm, e de acordo ao critério de Zou et al. (2005) considerando que o menor diâmetro do corpo da ferramenta é 10 mm, deve-se fazer um furo de 6,7 mm ( $2/3 \cdot 10$  mm). Os fatores levados em conta para a escolha final do diâmetro do furo foram, o efeito na deflexão da ferramenta, a espessura de parede resultante no menor diâmetro do corpo da ferramenta e a disponibilidade de dimensões (diâmetro/comprimento) no mercado para a compra da broca. Por tanto, foi selecionado o diâmetro de 6 mm.

Como já foi descrito pretende-se testar três diâmetros diferentes de esferas de aço. O processo para a seleção das dimensões das esferas foi feito a partir do diâmetro de furo selecionado, a disponibilidade de medidas para as esferas no mercado e a folga entre as esferas e a parede do furo na ferramenta. O diâmetro do furo da ferramenta é 6 mm. Por tanto foram selecionadas esferas com medidas menores, mas próximas desse diâmetro. Conforme a disponibilidade de medidas no mercado, a primeira esfera (esferas Ø1) escolhida (perto da medida do furo) tem diâmetro de 5,9 mm, que resulta numa folga de 0,1 mm. A partir disso as outras duas medidas de esferas escolhidas conforme as disponibilidades no mercado tinham uma diferença aproximada de 0,4 mm cada um. A segunda (esferas Ø2) e terceira (esferas Ø3) medida de esferas é de 5,5 mm e 5,1 mm respectivamente.

De acordo com o que foi analisado e como mostra a Figura 3.8, a ferramenta modificada para a aplicação do sistema de amortecimento por efeito de impacto, tem um furo com 115 mm de comprimento para o preenchimento das esferas de aço (máximo comprimento furado até chegar a ponta da ferramenta). O furo pode ser preenchido com 19 a 22 esferas (dependendo do diâmetro das esferas escolhidas a serem colocadas).



*Figura 3.8: Diagrama com dimensões (em mm) da ferramenta modificada para a aplicação do sistema de amortecimento por efeito de impacto.*

### 3.4. Procedimento Experimental

Para garantir a estabilidade da peça durante os diferentes ensaios realizados e não tenha algum tipo de influência nos resultados obtidos da vibração gerada, foi fixada à mesa da máquina-ferramenta por meio de uma prensa do tipo auto-centrante, que proporciona maior estabilidade do que as prensas convencionais.

A rugosidade e variação das forças medidos durante os experimentos foram analisados em três regiões da peça, denominadas Região I, Região II e Região III, como é mostrado na Figura 3.9. No corte ascendente o ângulo entre a reta perpendicular à reta tangente à superfície e uma reta na vertical (ângulo de contato ou *Lead angle*) é aproximadamente  $5^\circ$ ,  $45^\circ$  e  $85^\circ$  nas regiões I, II e III, respectivamente. No corte descendente o ângulo de contato é aproximadamente  $-5^\circ$ ,  $-45^\circ$  e  $-85^\circ$  nas regiões I, II e III, respectivamente.

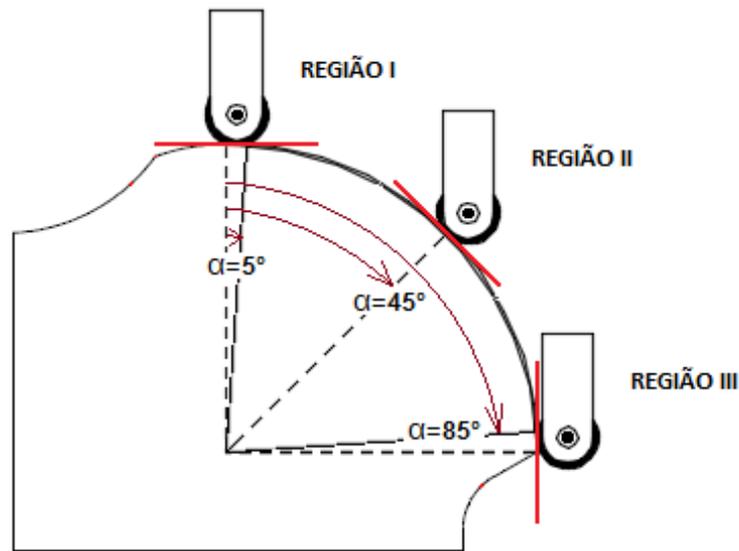


Figura 3.9: Regiões da peça utilizadas para as diferentes análises.

Na estratégia descendente a ferramenta começa a usinar na Região I, continua pela Região II até chegar na Região III. Por outro lado, na estratégia ascendente a ferramenta começa na Região III, continua na Região II até chegar a Região I. Por tanto, a influência da orientação dos esforços produzidos em cada estratégia é diferente, o que influencia a vibração gerada.

Na Região I o ângulo de contato é muito pequeno (próximo a  $0^\circ$ ). Assim, os esforços ficam orientados principalmente na direção axial da ferramenta (Figura 3.10 a). Caso contrário é a Região III na qual o ângulo de contato é grande (próximo a  $90^\circ$ ) e os esforços ficam orientados principalmente na direção radial (Figura 3.10 c). Na Região II pelo ângulo de contato de  $45^\circ$  ocorre o maior equilíbrio entre os esforços radiais e axiais (Figura 3.10 b).

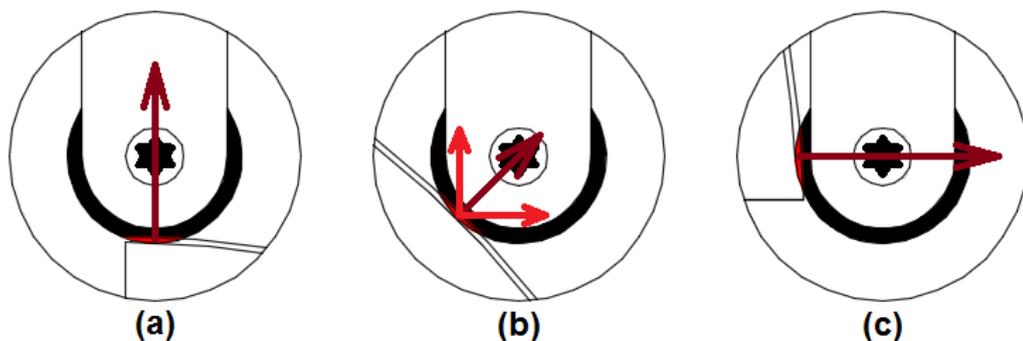
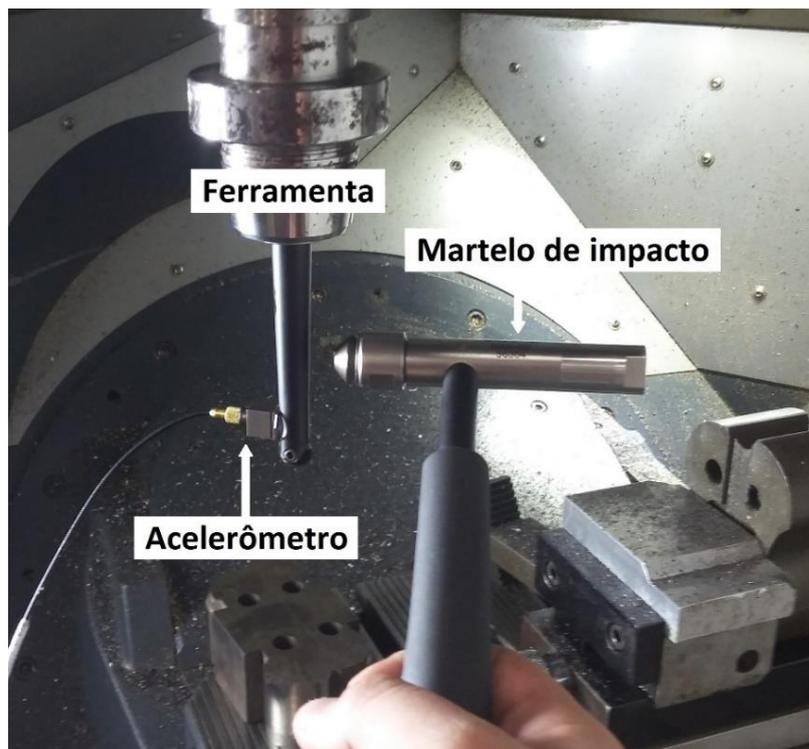


Figura 3.10: Orientação dos esforços de acordo ao contato ferramenta-peça.

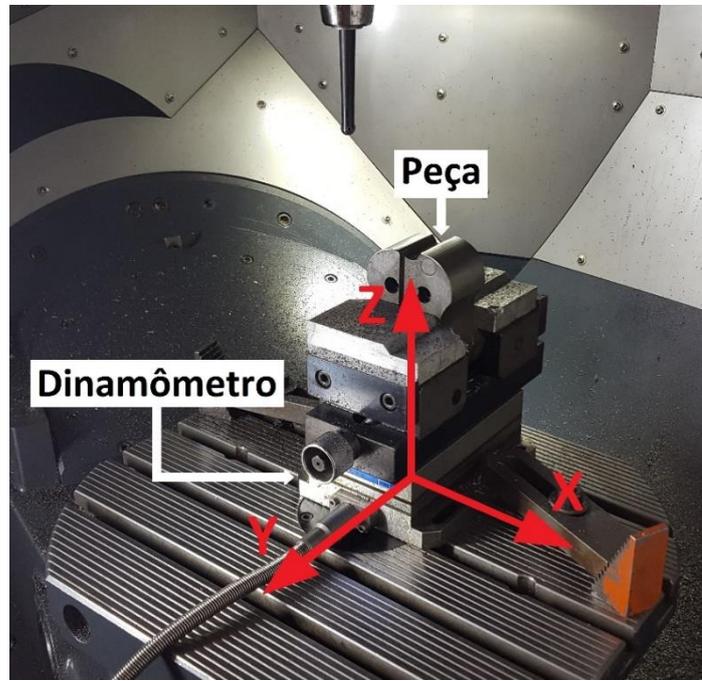
Para a construção do gráfico da Função Resposta em Frequência (FRF) da ferramenta maciça e da ferramenta furada (ferramenta oca) foi feito o ensaio de batimento utilizando o martelo de impacto e um acelerômetro do fabricante Brüel & Kjaer. Como mostra a Figura 3.11, um acelerômetro foi colado no corpo da ferramenta o mais próximo possível da ponta, que é a região mais distante da parte fixa e onde ocorre a maior deflexão durante o processo de corte, pelo contato ferramenta-peça. Logo foi batido o corpo da ferramenta com o martelo na mesma direção em que foi colado o acelerômetro. Com isso, foram obtidos os dados da curva de frequência da ferramenta. Foram feitos 20 batimentos até atingir uma curva de frequência aceitável (de acordo com a função de coerência gerada). O acelerômetro usado tinha uma sensibilidade de  $9,03 \text{ mV/m.s}^{-2}$  e o martelo instrumentado tinha uma sensibilidade de  $12,30 \text{ mV/N}$ . A taxa de aquisição de sinais (feita pela placa PHOTON+) foi de 20 kHz.



*Figura 3.11: Montagem para análise modal da ferramenta.*

Como mostra a Figura 3.12 para medir as forças nas direções X, Y e Z o dinamômetro é colocado e fixado entre a peça e a mesa da máquina-ferramenta, ficando os valores de força medidos para o eixo X na direção radial da ferramenta, os valores medidos para o eixo Y na

direção tangencial e os valores medidos para o eixo Z na direção axial. A taxa de aquisição de dados (feita pelo condicionador de sinais KISTLER) foi de 10kHz.



*Figura 3.12: Montagem para medição das forças durante o processo de corte.*

Para a análise de rugosidade, o parâmetro avaliado foi a rugosidade média ( $R_a$ ). As medidas foram realizadas na direção perpendicular ao avanço da ferramenta, sendo que o comprimento de amostragem (*cut-off*) usado em todas as medições foi de 0,8 mm. O perfil de rugosidade foi medido na direção longitudinal da peça (perpendicular ao avanço), sendo realizadas seis medições em cada região de contato ferramenta-peça (regiões I, II e III).

Nos ensaios de vida da ferramenta, o corte foi efetuado até que a ferramenta atingisse o critério de fim de vida, estabelecido como desgaste de flanco máximo ( $V_{Bmáx}$ ) de 0,2 mm. O desgaste da ferramenta era medido a cada vez 167 passadas da ferramenta na superfície da geometria circular da peça. Para cada aresta da ferramenta foi medido o desgaste de flanco nos pontos da aresta de corte que tinham contato com as regiões de análise I, II e III ( $5^\circ$ ,  $45^\circ$  e  $85^\circ$ ). Além disso, foram amostrados os dados de força e medida a rugosidade da peça várias vezes ao longo da vida da ferramenta. Para cada teste foi realizado ao menos uma réplica.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1. Análise Modal da Ferramenta

O objetivo desta análise foi identificar a mudança da curva de frequência da ferramenta modificada com o furo (ferramenta oca) em relação à curva de frequência da ferramenta sem modificação (ferramenta maciça). Para isso, foi construída a Função Resposta em Frequência (FRF) das duas ferramentas. O gráfico FRF foi obtido por meio do ensaio de batimento com o martelo de impacto, como descrito no capítulo 3 deste trabalho. Foi feito o teste de batimento da ferramenta com esferas, mas os resultados mostraram que não modificam a frequência natural com relação à barra oca. Por tanto, não foram levantadas as curvas FRFs das ferramentas com esferas. A Figura 4.1 mostra a curva de frequência (gráfico FRF) da ferramenta maciça e da ferramenta oca para frequências até 2,5 kHz. Os picos das funções resposta em frequência foram 843,75 Hz e 849,61 Hz, para a ferramenta maciça e oca, respectivamente.

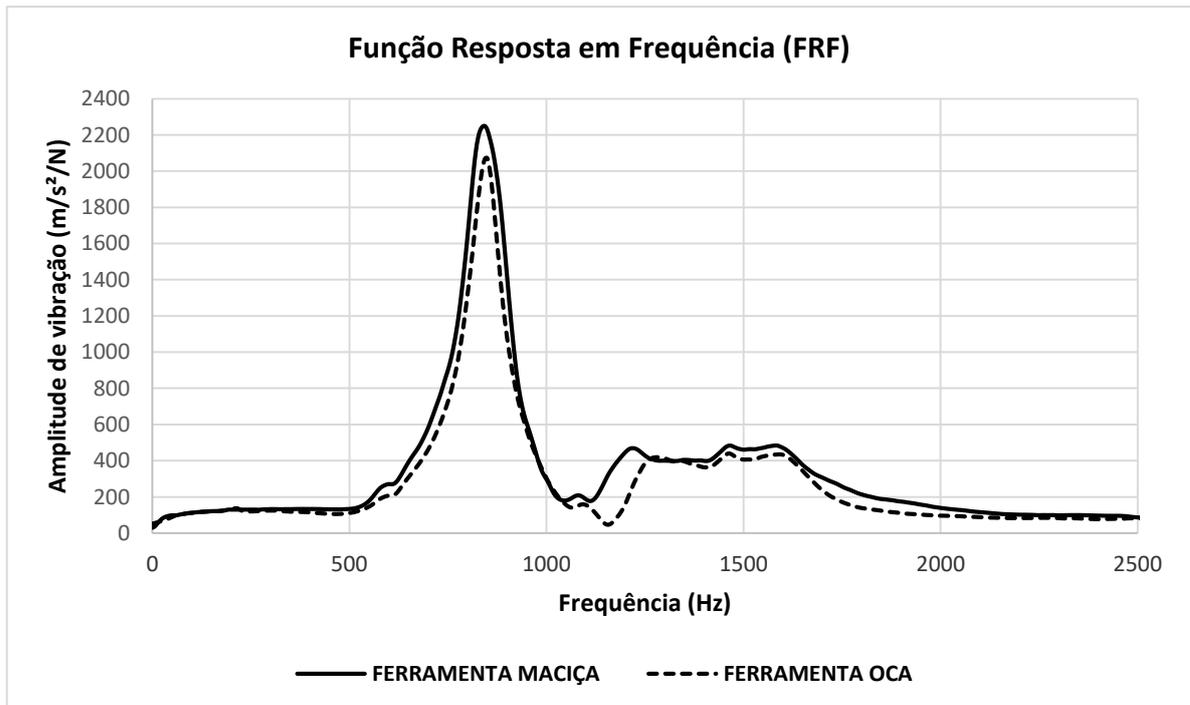


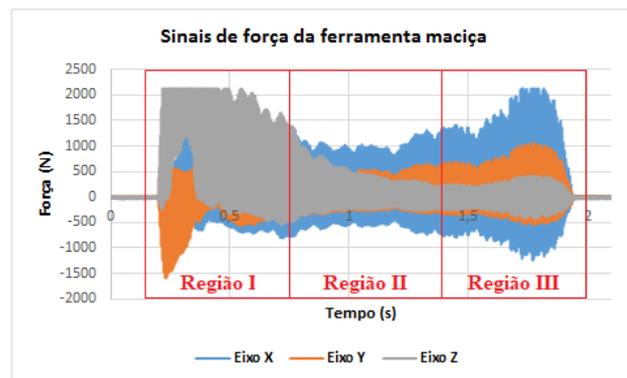
Figura 4.1: Curvas de frequência da ferramenta maciça e da ferramenta oca.

Pode-se observar que a ferramenta modificada com o furo (ferramenta oca) teve um pequeno incremento na sua frequência natural (posição do maior pico do gráfico FRF) em relação à ferramenta sem modificação (ferramenta maciça). Além disso, a região do pico de frequência natural da ferramenta oca é mais estreita que da ferramenta maciça, o que indica que a ferramenta oca melhora o efeito natural de amortecimento. No entanto, com a perda de material devido ao furo, a ferramenta oca diminui sua rigidez estática, portanto, diminui sua resistência à deflexão. Estas variações de frequência natural e de deflexão estática foram muito pequenas e, por isso, não se espera grandes diferenças de desempenho da barra oca quando comparada com a barra maciça.

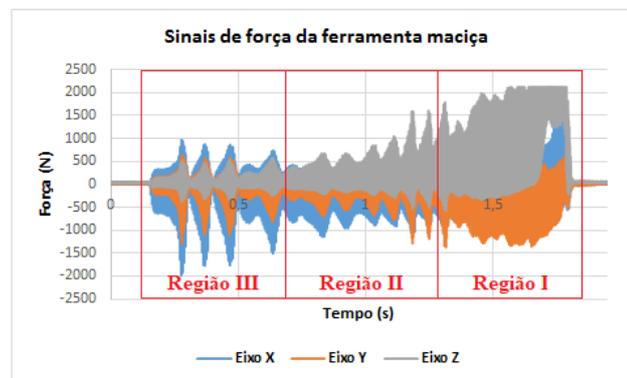
#### **4.2. Análise das Componentes X, Y e Z da Força de Usinagem**

A Figura 4.2 mostra os sinais de força nos eixos X, Y e Z do dinamômetro obtidos no corte realizado com a ferramenta maciça nas trajetórias descendente (Figura 4.2 a) e ascendente (Figura 4.2 b). Pode-se observar a tendência no comportamento da força nos diferentes eixos para cada trajetória aplicada. Para a trajetória circular descendente no início do corte (Região I), a amplitude de força predominante é do eixo Z, chegando até valores superiores a 2000 N. Seguindo isso (Região II), são atingidos valores de força intermediários para todos os eixos. No final do corte (Região III), a amplitude de força predominante é na direção do eixo X, chegando também a atingir valores de força superiores a 2000 N. Um esquema deste comportamento das componentes da força de corte em função do ângulo de contato ferramenta-peça já foi mostrado na Figura 3.10. Caso contrário ocorre na trajetória circular ascendente, em que, o início do corte se dá na Região III, onde a amplitude e variação de força são predominantes na direção do eixo X. No entanto, pode-se observar também quase a mesma variação da força nos eixos Y e Z. Seguindo isso (Região II), é observado que a variação de força atingida na Região III continua presente em todos os eixos, porém, em menor intensidade. No final do corte (Região I), a amplitude de força predominante é do eixo Z (como no caso da Região I na trajetória descendente), chegando até valores superiores a 2000 N. Com isso, na Região I das trajetórias descendente e ascendente, o *Lead angle* ( $\alpha$ ) é pequeno e, assim, os esforços são orientados na direção axial (eixo Z). Além disso, quando o

diâmetro de contato ferramenta-peça chega a ser zero é gerado muito atrito e deformação plástica na zona de contato, o que conseqüentemente, produz alta força perpendicular à superfície (Kull Neto et al., 2016). Para a Região II das duas trajetórias, com o *Lead angle* próximo a  $45^\circ$  é gerado equilíbrio entre os esforços dos diferentes eixos. Finalmente, na Região III das trajetórias descendente e ascendente, o *Lead angle* é grande e, assim, os esforços são orientados na direção radial (composição da força dos eixos X e Y). Porém, na trajetória ascendente, a variação de força produzida nos diferentes eixos tem maior intensidade e propagação que na trajetória descendente, fazendo com que a variação seja propagada da Região III para a Região II (região onde o *Lead angle* é próximo a  $45^\circ$  e deve gerar equilíbrio entre os esforços dos diferentes eixos). Além disso, a intensidade de variação dos valores de força é muito grande no corte ascendente de tal maneira a ser formarem picos bem pronunciados e diferenciados nas regiões III e II nos diferentes eixos. Já na Região I a variação é menor pois na direção do eixo Z a rigidez da ferramenta é maior.



(a)



(b)

Figura 4.2: Sinais de força da ferramenta maciça nas trajetórias (a) circular descendente e (b) circular ascendente.

A Figura 4.3 mostra os sinais de força nos eixos X, Y e Z do dinamômetro obtidos quando se utilizou a ferramenta modificada e suas 4 configurações: oca sem esferas (Figura 4.3 a), com esferas de 5.1 mm (Figura 4.3 b), com esferas de 5.5 mm (Figura 4.3 c) e esferas de 5.9 mm (Figura 4.3 d), testadas para a trajetória circular descendente. Pode ser constatado que, para todos os sinais de força das diferentes configurações da ferramenta, se mantém a tendência já descrita de comportamento da força nos diferentes eixos para a trajetória descendente nas regiões I, II e III.

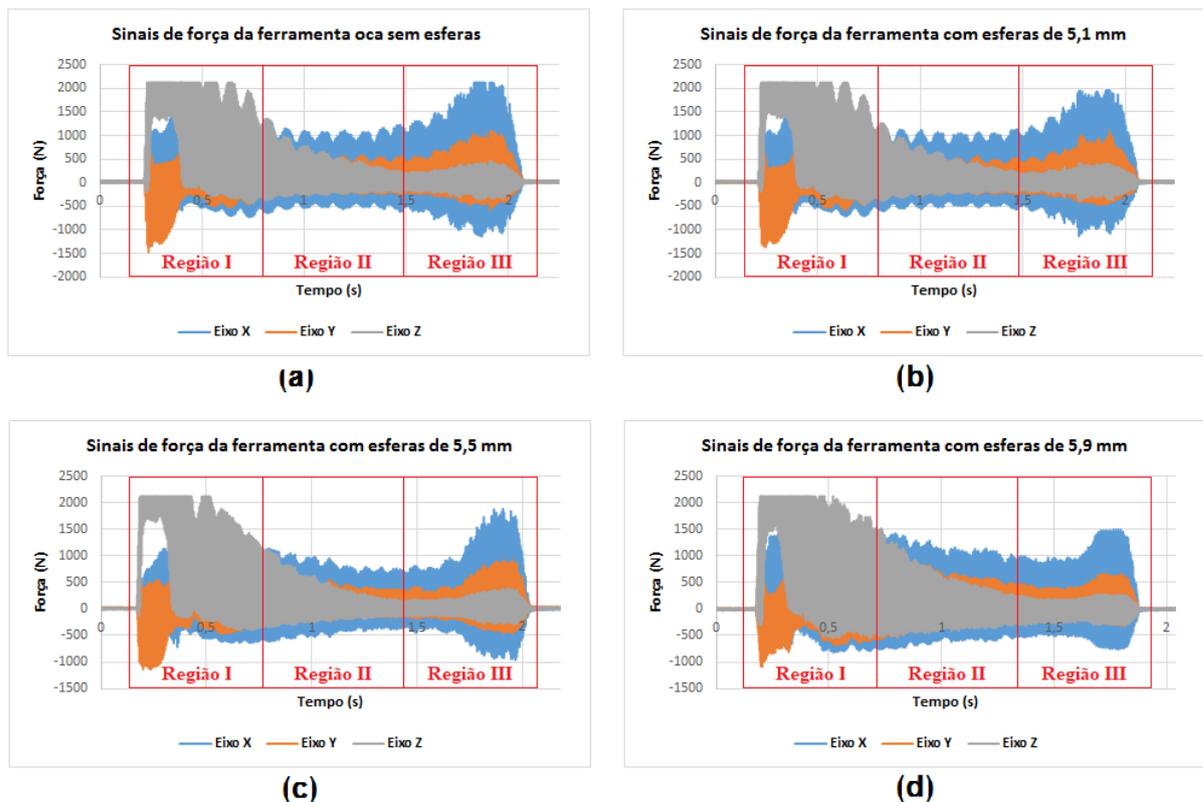


Figura 4.3: Sinais de força das diferentes configurações da ferramenta modificada com o amortecedor na trajetória descendente.

A Figura 4.4 mostra os sinais de força nos eixos X, Y e Z obtidos quando se utilizou a ferramenta modificada e suas 4 configurações: oca sem esferas (Figura 4.4 a), com esferas de 5.1 mm (Figura 4.4 b), com esferas de 5.5 mm (Figura 4.4 c) e esferas de 5.9 mm (Figura 4.4 d), testadas para a trajetória circular ascendente. Também nestas figuras pode ser constatada a tendência já descrita de comportamento da força nos diferentes eixos para a trajetória ascendente nas regiões I, II e III.

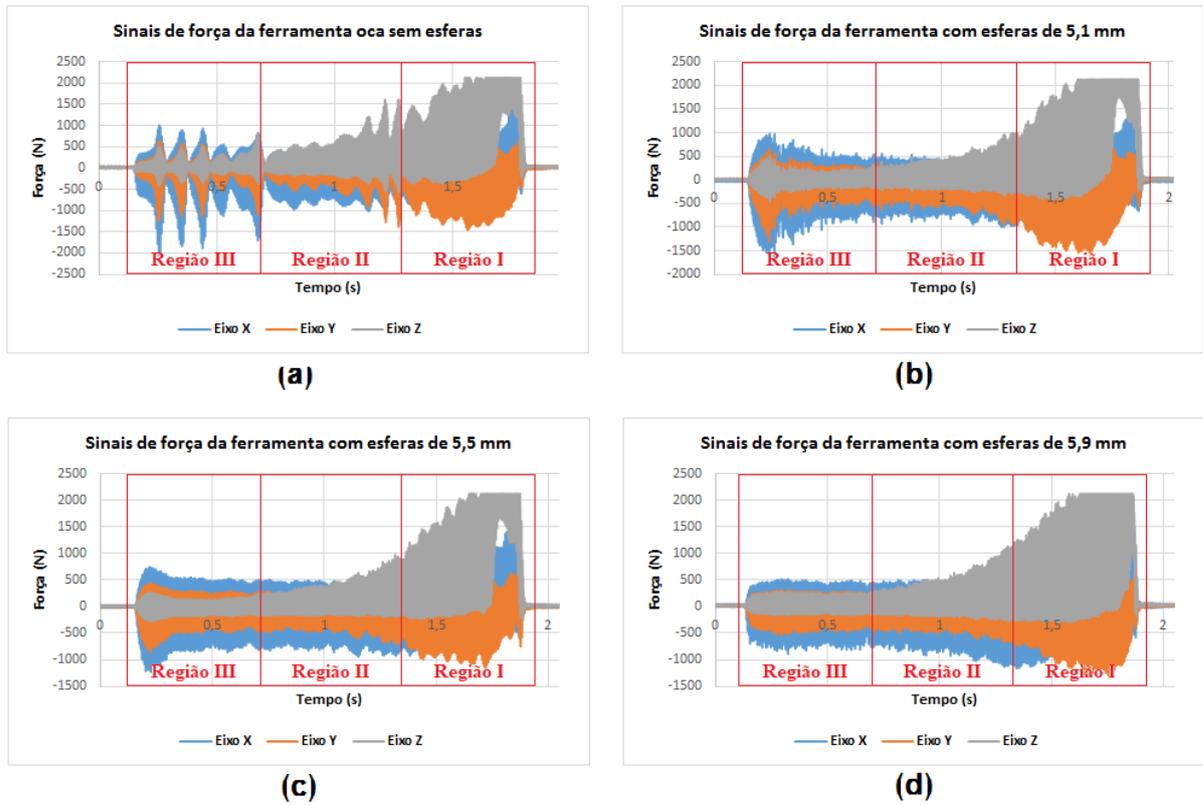


Figura 4.4: Sinais de força das diferentes configurações da ferramenta modificada com o amortecedor na trajetória ascendente.

A fim de realizar uma comparação entre os valores das forças obtidas nos cortes com todas as configurações de ferramenta, foram construídas as Figuras 4.5 e 4.6. Estas figuras mostram os valores RMS dos sinais de força das diferentes configurações de ferramenta nos três eixos para as regiões de contato I, II e III nas trajetórias descendente e ascendente. Os valores RMS foram obtidos a partir dos dados de força dos diferentes eixos e representa a raiz média quadrada das forças para cada região analisada. Para todos os gráficos os valores no raio do círculo referem-se à força em Newton.

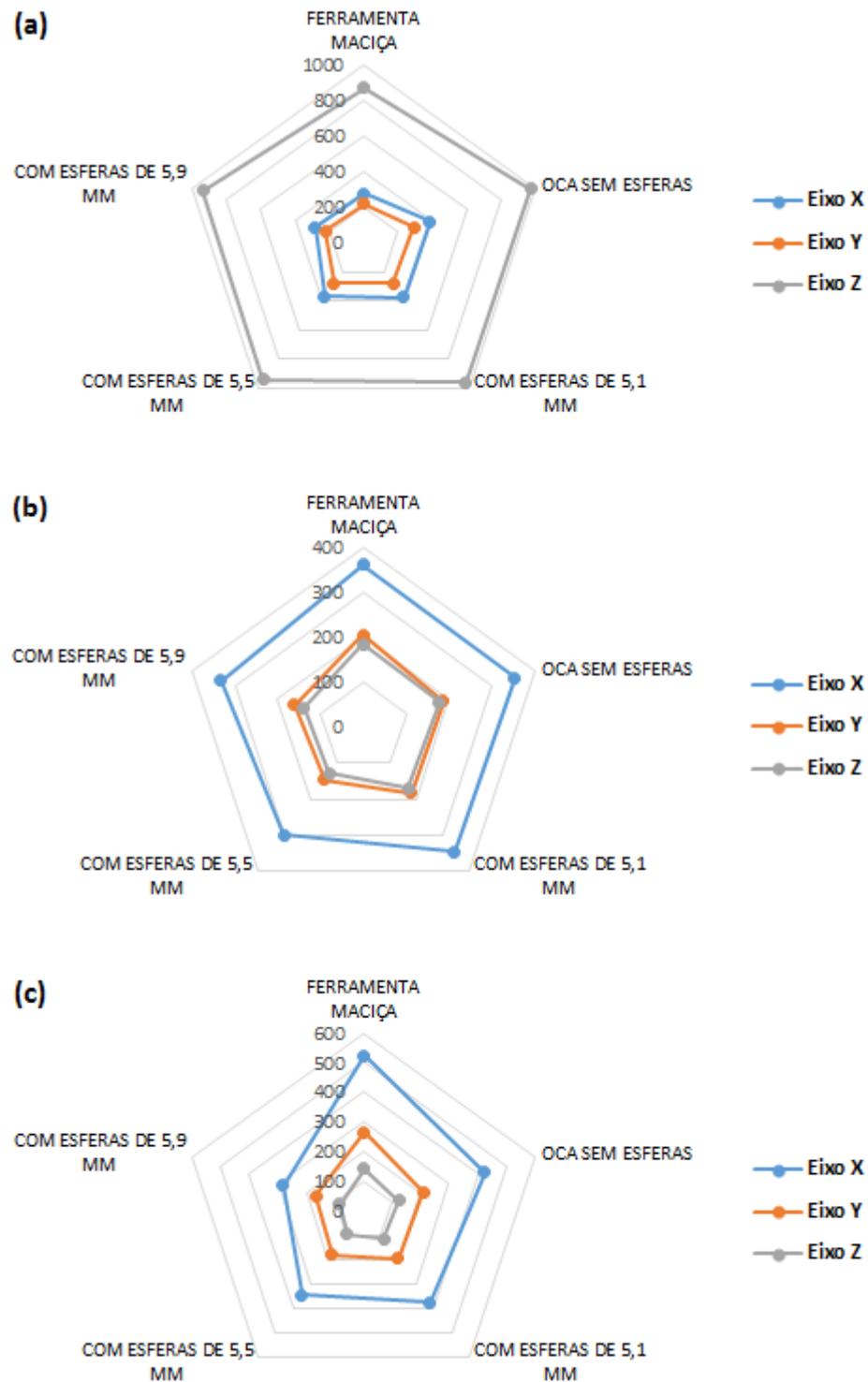


Figura 4.5: Gráficos polares dos valores RMS dos sinais de força das 5 configurações da ferramenta para as regiões I (a), II (b) e III (c) na trajetória circular descendente.

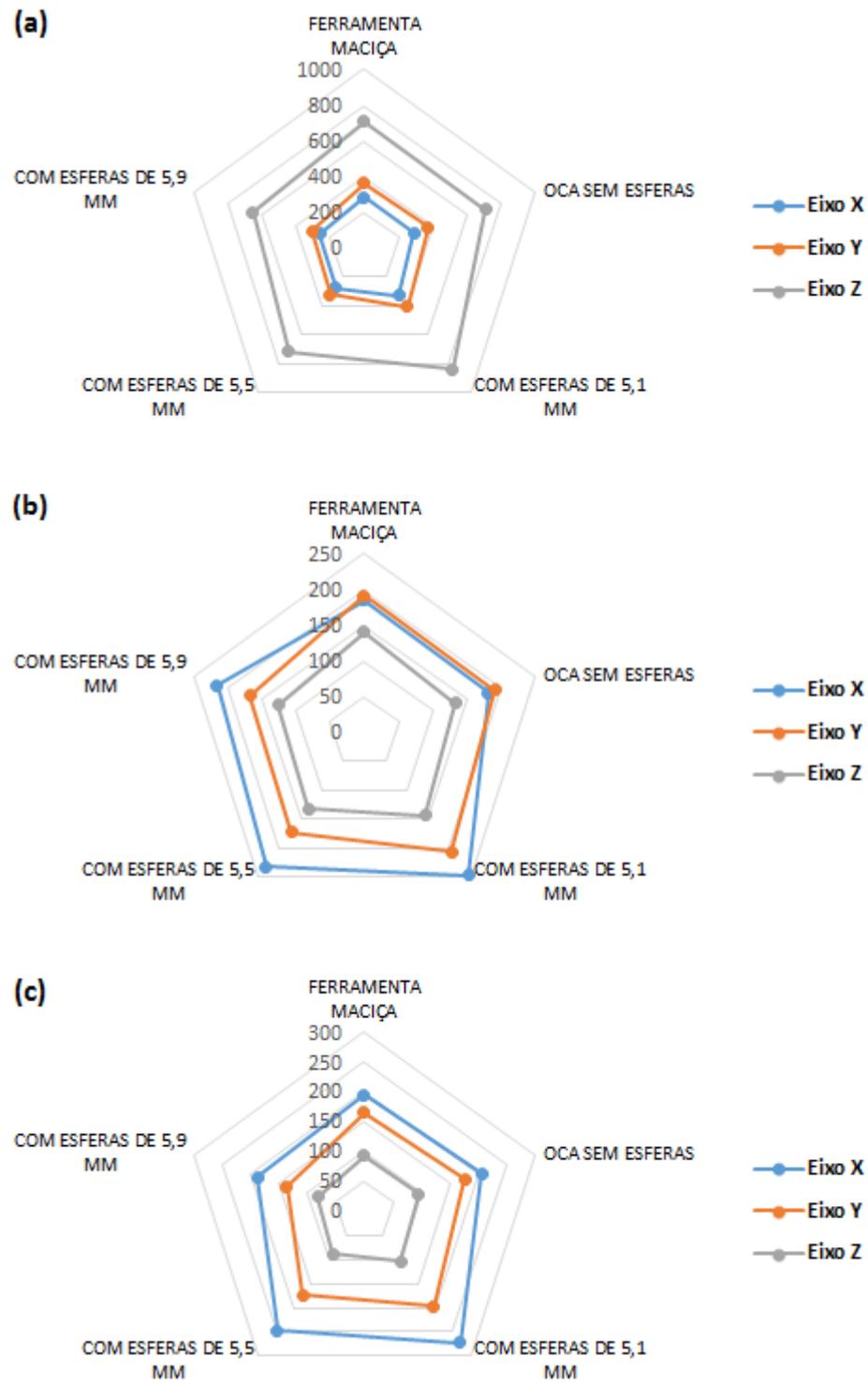


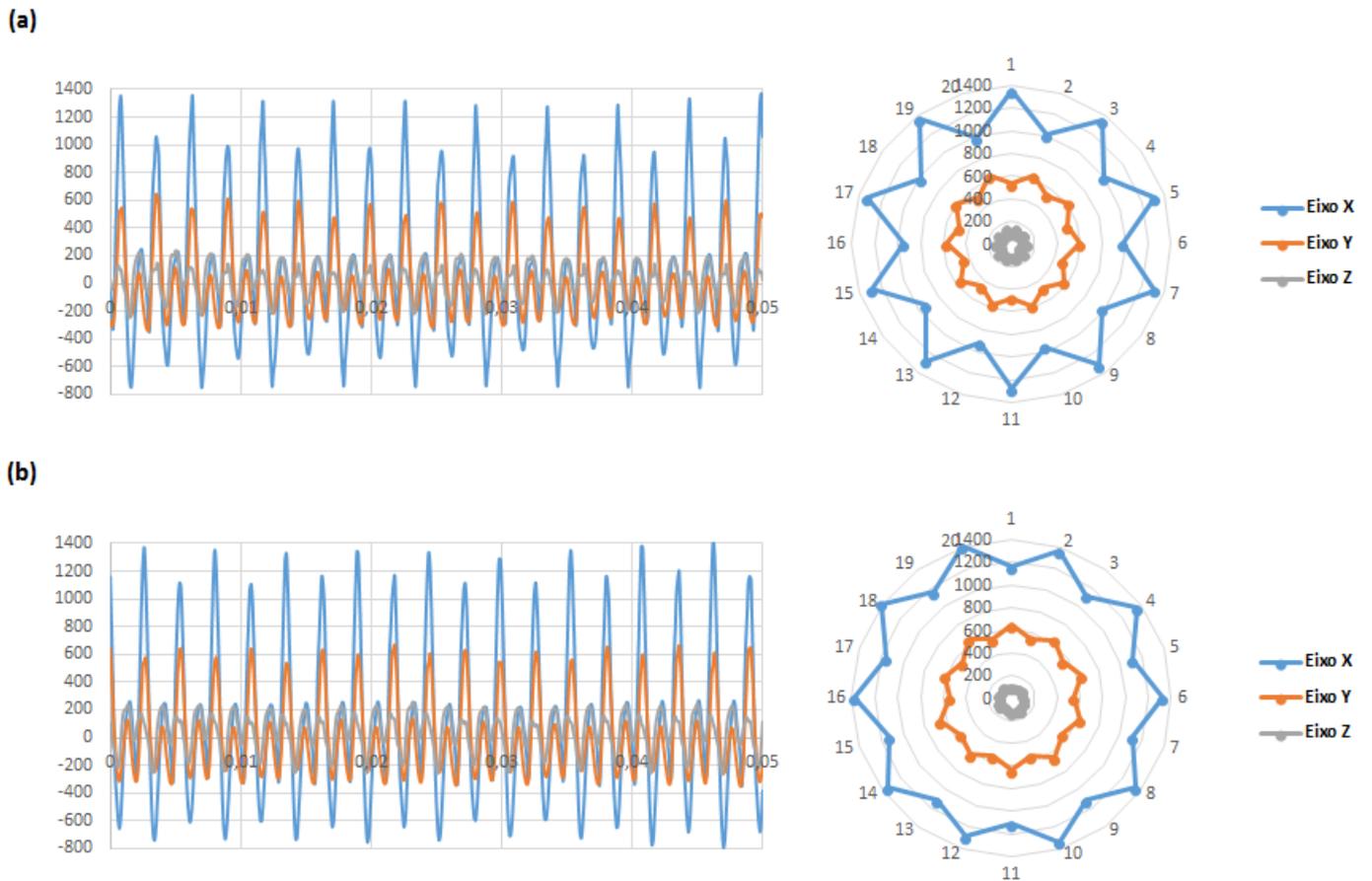
Figura 4.6: Gráficos polares dos valores RMS dos sinais de força das 5 configurações da ferramenta para as regiões I (a), II (b) e III (c) na trajetória circular ascendente.

Para a trajetória descendente, de acordo ao observado na Figura 4.5 (a) e (b), as configurações da ferramenta com esferas têm pouca influência na força dos diferentes eixos para as regiões de contato I e II. Pode-se perceber somente uma pequena variação da magnitude das forças com o aumento do diâmetro das esferas utilizadas. No entanto, para a região de contato III (Figura 4.5 c) pode se constatar que a ferramenta maciça foi a que apresentou maiores esforços de corte, especialmente nas direções X e Y (direções que compõem as componentes tangencial e radial da força) dentre todas as configurações de ferramenta testadas, seguida pela ferramenta oca. Além disso, dentre as ferramentas com esferas, as componentes X e Y da força são menores que aquelas obtidas com as ferramentas maciça e oca, apresentando um pequeno decréscimo do valor da componente à medida que o diâmetro das esferas utilizadas aumenta, especialmente para a componente X. Para a trajetória ascendente, as configurações da ferramenta com esferas têm pouca influência na força dos diferentes eixos para a região de contato I (Figura 4.6 a). Percebe-se somente uma pequena variação da magnitude das forças com o aumento do diâmetro das esferas utilizadas. Para as regiões de contato II e III (Figura 4.6 b e c), no entanto, pode ser observado que, as magnitudes de força nos diferentes eixos das configurações da ferramenta com esferas são maiores que as magnitudes atingidas pela ferramenta maciça e ferramenta oca sem esferas. Como ocorreu na trajetória descendente, dentre as ferramentas com esferas, pode-se perceber a diminuição do valor das componentes de força à medida que o diâmetro das esferas utilizadas aumenta. A menor magnitude de força atingidas pelas ferramentas maciça e oca sem esferas nas regiões II e III, pode ser explicada pelos picos formados nos sinais de força (grande variação dos valores de força) destas ferramentas, fazendo com que a média calculada (RMS) fique menor (valores de força grandes e pequenos na formação dos picos). Para as ferramentas com esferas, como a variação é muito menor, os valores de força são mais constantes e o valor da média calculada (RMS) aumenta.

Uma razão para que a ferramenta com amortecedor tenha influência na magnitude das forças é que durante o processo de corte a presença de vibração produz variações no contato ferramenta-peça, fazendo com que um dente corte menos e outro corte mais (penetra mais fundo na peça). Isso gera variações na energia necessária (magnitude da força) para o processo de corte. Na trajetória descendente, a variação atingida pelas ferramentas sem esferas fez com que a energia necessária para o processo de corte fosse muito maior (valores de força altos) fazendo com que o RMS ficasse alto. No caso das ferramentas com esferas (com amortecedor), em que a variação é baixa, o processo de corte é mais estável, pelo qual, a demanda de energia é menor (RMS baixo). No entanto, na trajetória ascendente foi observado que o RMS nas regiões II e III das ferramentas sem esferas (sem amortecedor) foi menor que as ferramentas com esferas. Isso é devido à vibração crítica gerada nessas regiões, que produz grande variação no contato ferramenta-peça (processo de corte muito instável), resultando na geração de picos (pela grande saída e penetração da ferramenta na peça) nos sinais de força obtidos. A diferença dos valores de força para a formação desses picos é muito grande (valores muito altos e baixos), fazendo com que o valor RMS obtido seja menor. Como ao utilizar as ferramentas com esferas, foi gerada menor variação no contato ferramenta-peça, o processo de corte foi mais estável. Por tanto, a diferença dos valores de força atingidos é baixa (valores próximos e constantes), resultando com que o valor RMS calculado seja maior. Mesmo que o valor RMS das ferramentas sem esferas tenha sido menor, os efeitos da grande variação devido à vibração crítica gerada podem ser observados na rugosidade da peça. Além disso, também pode ser observado na superfície da peça o efeito de propagação dessa variação de uma região de contato a outra (da Região III para a Região II), característico do efeito regenerativo ou *chatter*.

Uma característica das forças de corte que precisa ser analisada para que se tenha uma ideia da vibração da ferramenta e, assim, possa se relacionar parâmetros de força com a rugosidade obtida é a variação das componentes da força, especialmente nas direções X e Y. Estas componentes causam variação da posição da ponta da ferramenta e, conseqüentemente, geram rugosidade.

Nas Figuras 4.7 e 4.8 são mostrados em gráficos polares os valores dos picos dos sinais de força em dez voltas da ferramenta em suas diferentes configurações nos três eixos, na região de contato III (região com maior tendência de gerar vibração) para as trajetórias descendente e ascendente respectivamente. Cada três pontos dos gráficos polares ( $36^\circ$  no círculo) corresponde a uma volta da ferramenta e os valores no raio do círculo referem-se à força em Newton.



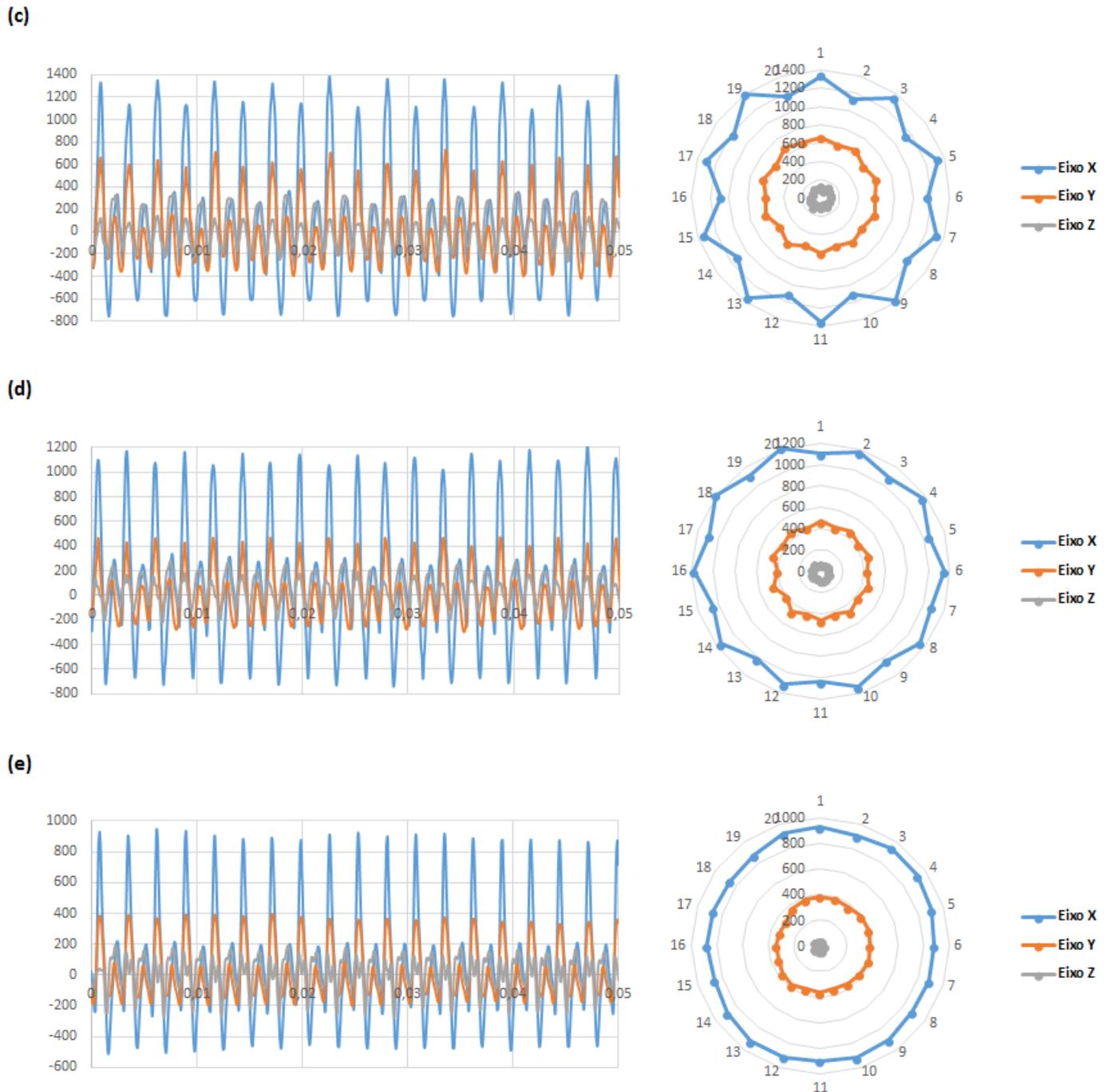
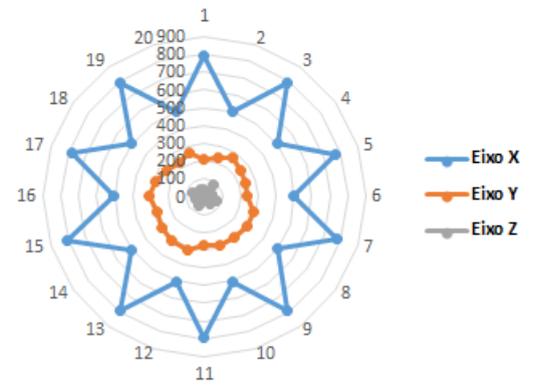
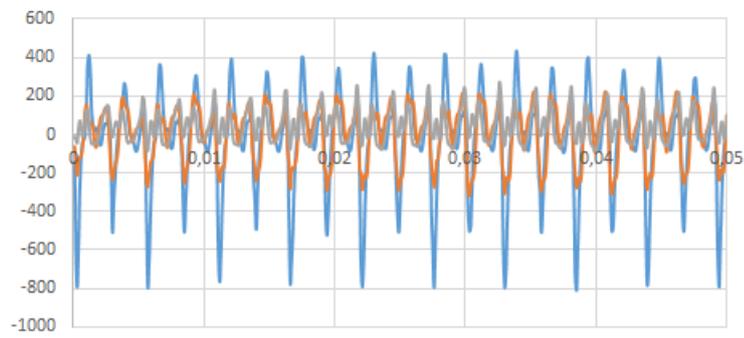
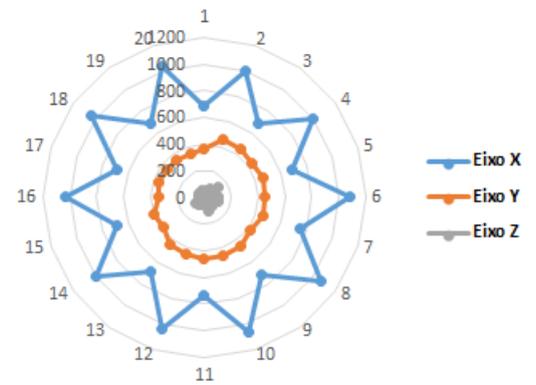
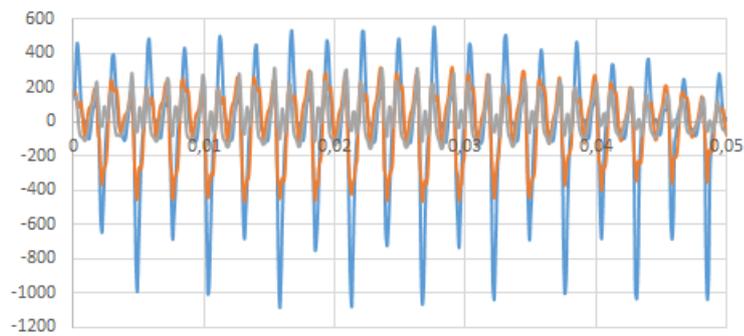


Figura 4.7: Picos dos sinais de força em dez voltas das ferramentas: (a) maciça, (b) oca sem esferas, (c) com esferas de 5,1 mm, (d) com esferas de 5,5 mm e (e) com esferas de 5,9 mm para a Região III na trajetória circular descendente.

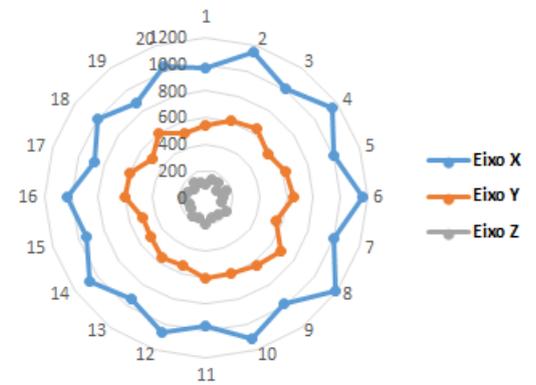
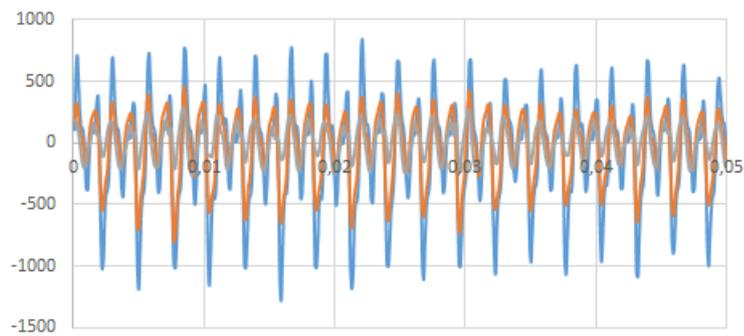
(a)



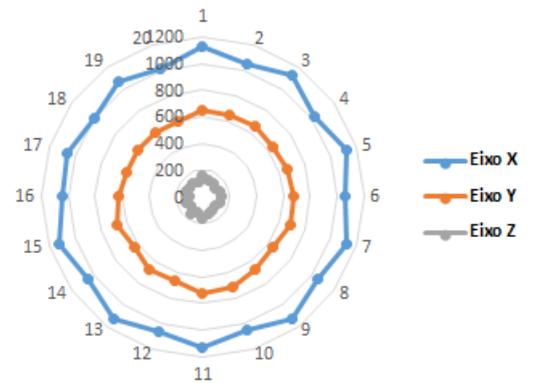
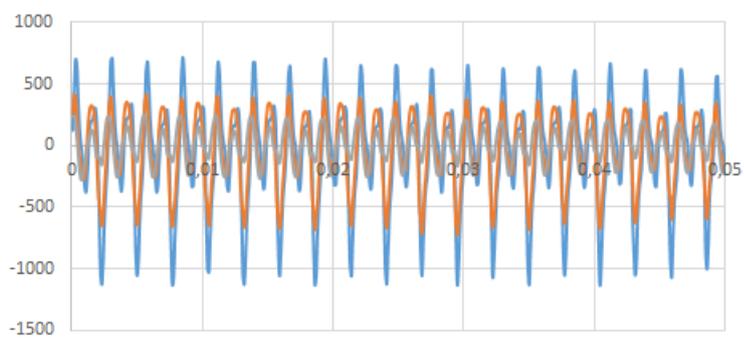
(b)



(c)



(d)



(e)

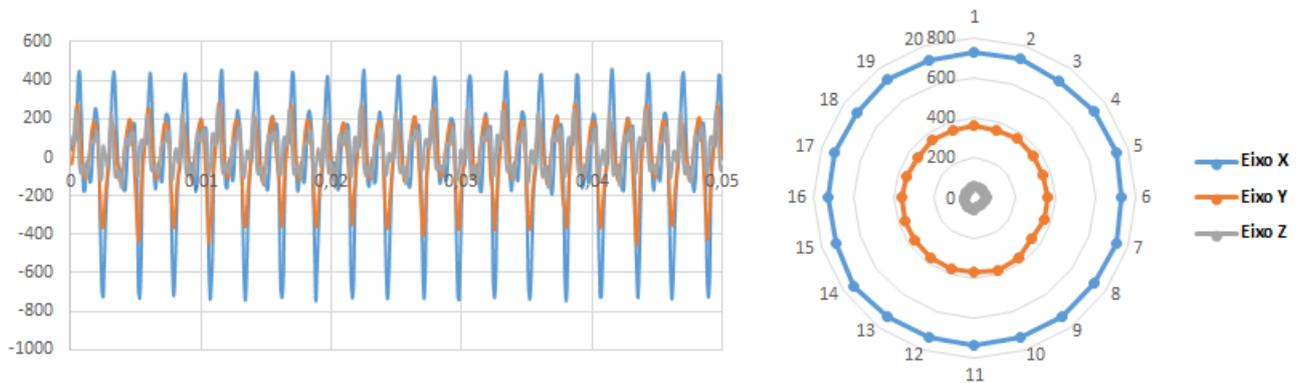
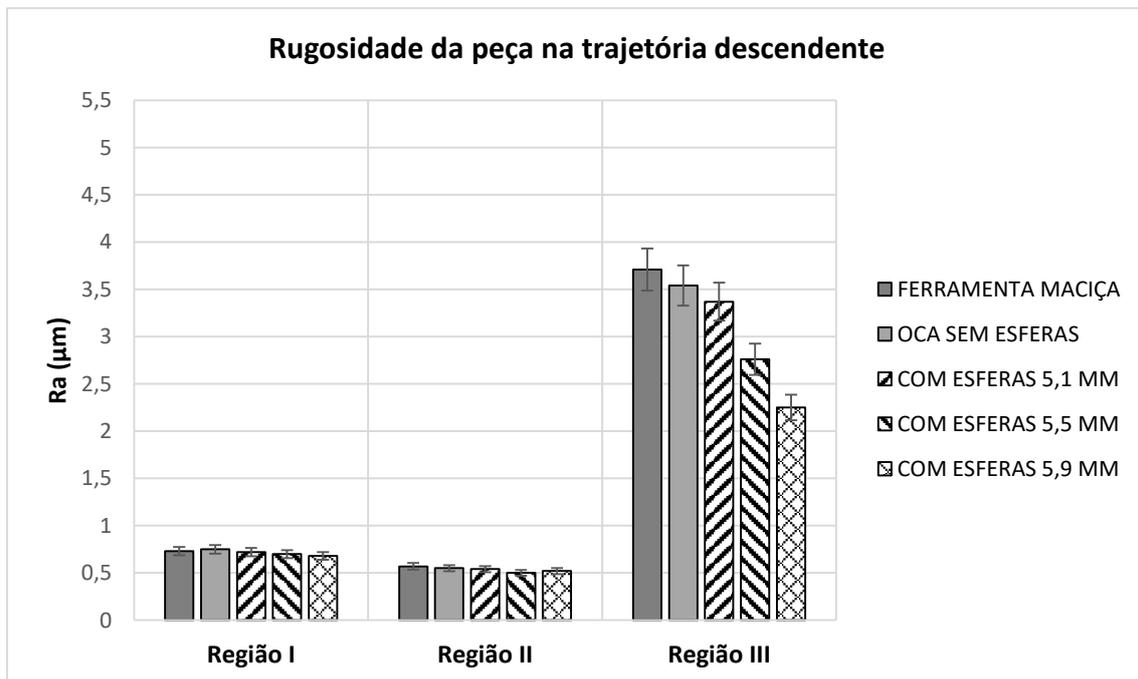


Figura 4.8: Picos dos sinais de força em dez voltas das ferramentas: (a) maciça, (b) oca sem esferas, (c) com esferas de 5,1 mm, (d) com esferas de 5,5 mm e (e) com esferas de 5,9 mm para a Região III na trajetória circular ascendente.

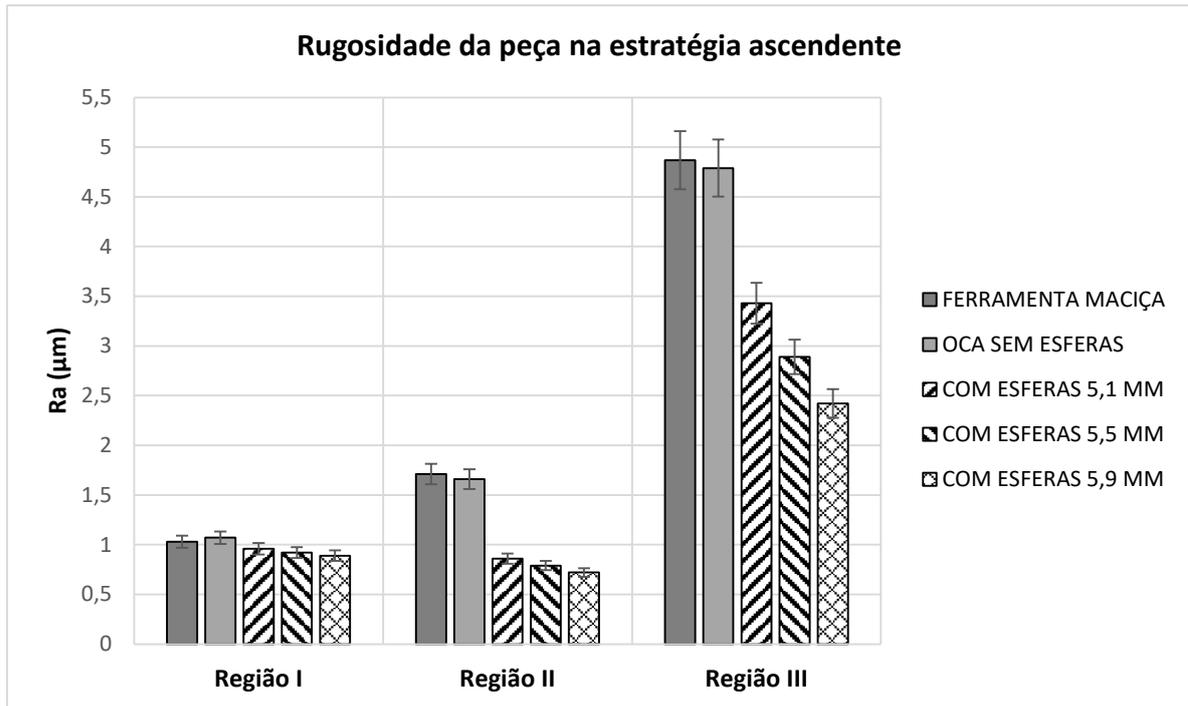
Pode se observar nas Figuras 4.7 e 4.8 que, tanto para a trajetória descendente quanto ascendente, a ferramenta maciça junto com a ferramenta oca foram as que apresentaram a maior variação dos esforços de corte (maior diferença entre picos da força), principalmente nas direções X e Y. Além disso, dentre as ferramentas com esferas, a ferramenta com esferas de 5,1 mm apresentou variação dos esforços de corte, mas em menor grau que a variação das ferramentas maciça e oca. Constata-se, principalmente para as componentes X e Y da força de usinagem que, à medida que o diâmetro das esferas utilizadas aumenta, a variação dos esforços de corte diminui (menor diferença entre picos e vales da força), podendo-se até observar no caso da ferramenta com esferas de 5,9 mm, para as duas trajetórias testadas, um gráfico polar quase sem variação (formação de um círculo). A menor variação de força indica que a ferramenta experimentou menor vibração. Com os resultados obtidos nas duas trajetórias testadas da influência na rugosidade e na força pelas configurações da ferramenta com esferas, é constatado que na região de contato III foi atingida a maior eficiência do amortecedor por efeito de impacto. Nesta região os esforços ficam mais orientados na direção radial que na direção axial e a componente radial é a responsável pela deflexão da ferramenta. Por tanto, é maior a tendência de gerar vibração. Com o aumento da vibração (maior excitação das esferas) o efeito de amortecimento é maior.

### 4.3. Análise da Rugosidade da Peça

Nas Figuras 4.9 e 4.10 são mostrados os resultados das medições de rugosidade média (Ra) das 5 configurações da ferramenta nas regiões I, II e III, para as trajetórias de corte descendente e ascendente respectivamente. O primeiro ponto a ser destacado é que os valores de rugosidade obtidos na Região III da peça são muito maiores que aqueles obtidos nas outras regiões, qualquer que seja a configuração da ferramenta. Isto é devido ao fato de que, como já citado, durante a usinagem nesta região as forças no plano perpendicular ao eixo da ferramenta são bastante grandes, promovendo deflexão neste plano, com conseqüente vibração que causa aumento da rugosidade da peça.



*Figura 4.9: Rugosidade média (Ra) em função das 5 configurações da ferramenta nas três regiões da peça medidas para a trajetória circular descendente.*



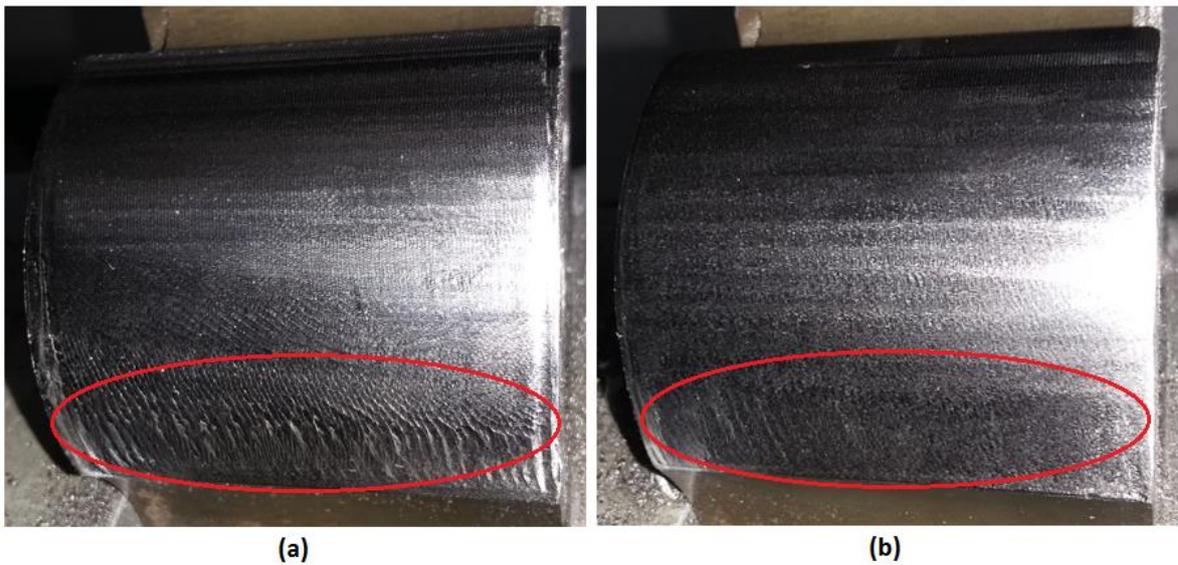
*Figura 4.10: Rugosidade média (Ra) em função das 5 configurações da ferramenta nas três regiões da peça medidas para a trajetória circular ascendente.*

Como segundo ponto, pode-se constatar que para a Região I as configurações da ferramenta com esferas (amortecedor por efeito de impacto) não tiveram influência marcante na rugosidade em relação à rugosidade obtida com ferramenta maciça (sem o amortecedor). Para a Região II, a presença do amortecedor de impacto não influenciou a rugosidade no corte descendente, diminuiu a rugosidade no corte ascendente. Uma razão para que as ferramentas com esferas não terem influenciado a rugosidade nestas situações é que as vibrações foram muito baixas nestas regiões (devido aos pequenos valores da força no plano perpendicular ao eixo da ferramenta) e, portanto, a diminuição da vibração causada pelo amortecimento, não fez diferença na rugosidade da peça. Esta afirmação foi comprovada na seção anterior, quando se analisou as forças de corte. Na Região I a orientação dos esforços é predominantemente na direção axial e isto não causa vibração alta, devido ao fato desta direção ser bastante rígida. Nesta direção a força pressiona a ferramenta contra seu sistema de fixação, sem gerar deflexão e, conseqüentemente, sem gerar vibração. Além disso, a excitação das esferas nesta direção faz com que batam uma contra a outra, devido à disposição das mesmas (uma acima de outra). Por tanto, o efeito dos impactos das esferas contra a parede do furo não é significativo e, assim o amortecimento gerado é pequeno. Na Região II pelo equilíbrio

produzido entre os esforços axiais e radiais, a vibração gerada é baixa, especialmente no corte descendente, fazendo com que as esferas não experimentem a excitação necessária para que o amortecimento seja considerável. Além disso, quando a vibração é baixa, ela não influencia a rugosidade, mesmo se ela diminuir ainda mais com algum tipo de amortecimento (Suyama, 2014). Na Região II, corte ascendente, as vibrações já são maiores, como se verá mais adiante e as forças no plano perpendicular ao eixo da ferramenta também são maiores, o que faz com que a presença do amortecimento seja importante e, com isso, quando se utilizou a ferramenta com amortecimento, a rugosidade foi menor. Por outro lado, na Região III as configurações da ferramenta com esferas tiveram grande efeito na rugosidade obtida. Isso ocorreu porque o corte nesta região gera esforços predominantemente na direção radial (ou no plano perpendicular ao eixo da ferramenta), que é a direção em que as esferas se chocarão com maior intensidade na parede do furo, produzindo grande efeito de impacto e fazendo com que o amortecimento seja mais eficiente. Com o aumento da vibração a excitação das esferas é maior, resultando no aumento do efeito de amortecimento. Também, pode ser observado uma tendência na diminuição da rugosidade à medida que o diâmetro das esferas é maior. Essa tendência cresceu na trajetória ascendente, em que a ferramenta inicia o corte na Região III. Assim, a excitação inicial para o batimento das esferas na parede do furo é maior (maior força de impacto) atingindo maior efeito de amortecimento. Com isso a ferramenta com as esferas de 5,9 mm (maior diâmetro de esferas utilizado) na trajetória descendente gerou peças com valor de rugosidade cerca de 40% menor que o valor de rugosidade da ferramenta maciça (de 3,71  $\mu\text{m}$  para 2,25  $\mu\text{m}$ ) e na trajetória ascendente gerou rugosidade cerca de 50% menor que o valor de rugosidade da ferramenta maciça (de 4,85  $\mu\text{m}$  para 2,4  $\mu\text{m}$ ). Além disso, a diferença do valor da rugosidade obtida entre a ferramenta com as esferas de 5,9 mm e a ferramenta com esferas de menor diâmetro (esferas de 5,1 mm) para as trajetórias descendente e ascendente foi cerca de 30% (de 3,37  $\mu\text{m}$  para 2,25  $\mu\text{m}$  para a trajetória descendente e de 3,43  $\mu\text{m}$  para 2,4  $\mu\text{m}$  para a trajetória ascendente).

Outro ponto a se destacar nestas figuras é que o corte ascendente gerou rugosidade maior na peça que o corte descendente, em todas as condições testadas (comparar Figura 4.9 com Figura 4.10). O corte ascendente gera maior vibração que o corte descendente devido ao fato de que ele se inicia com forças no plano perpendicular ao eixo da ferramenta altas, o que faz com que o processo comece com alta vibração. Esta vibração se irradia por toda a passada da ferramenta na peça, fazendo com a vibração seja maior durante todo o corte, o que é refletido no valor de rugosidade da peça (Scandiffio, 2016).

Como mostra a Figura 4.11 para a trajetória descendente e a Figura 4.12 para a trajetória ascendente, a diferença entre um processo de corte com e sem variações no contato ferramenta-peça pode ser observada na superfície da peça após ser usinada. No corte descendente (Figura 4.11) vê-se que a diferença de rugosidade obtida com as ferramentas maciça e com esferas pode ser visualmente detectada, especialmente quando a região de contato III das duas peças são comparadas. No corte ascendente (Figura 4.12) esta diferença de rugosidade não somente é visualmente detectada na Região III das peças, mas também na região de contato II.



*Figura 4.11: Superfícies usinadas com (a) ferramenta maciça e (b) ferramenta com esferas de 5,9 mm na trajetória circular descendente.*

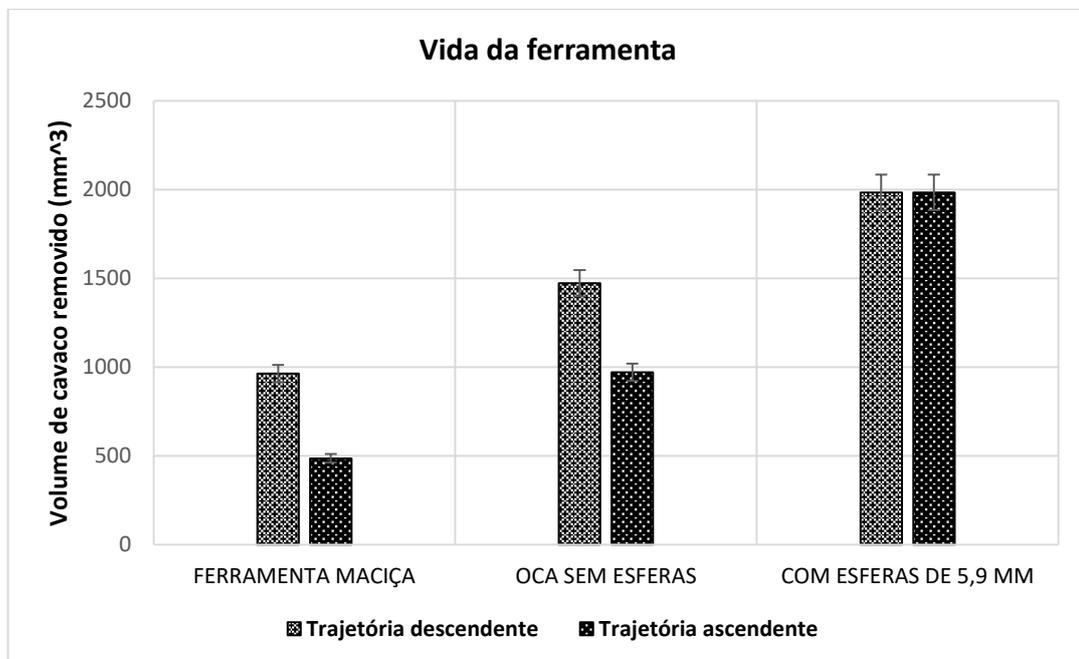


*Figura 4.12: Superfícies usinadas com (a) ferramenta maciça e (b) ferramenta com esferas de 5,9 mm na trajetória circular ascendente.*

Conclui-se então que, em termos de amortecimento, foi melhor ter-se esferas com maior massa e menor distância da parede da cavidade que, o contrário. O amortecimento causado pelo impacto de uma esfera é proporcional à quantidade de momento linear da esfera no momento do impacto, que é dado pelo produto da massa e velocidade. Ao aumentar o diâmetro das esferas é incrementada a massa das mesmas de maneira cúbica. Também se aumenta a razão entre a massa dos elementos amortecedores (esferas) e do elemento vibratório (ferramenta). Com o aumento do diâmetro, também é diminuída a distância entre a esfera e a parede do furo (folga existente para o movimento da partícula). Nos ensaios realizados, ao passar da esfera de menor diâmetro (5,1 mm) para a esfera de maior diâmetro (5,9 mm), esta diminuição da distância causou o aumento do número e da frequência de impactos das esferas contra a parede do furo. Assim, o maior efeito de amortecimento (maior absorção de energia pelas esferas devido aos impactos) quando se utilizou esferas de maior diâmetro ocorreu devido à maior massa das esferas e à maior frequência de impactos.

#### 4.4. Ensaio de Vida da Ferramenta

Os ensaios de vida da ferramenta foram realizados nas mesmas condições de corte dos ensaios mostrados no item anterior. Foram testadas três configurações da ferramenta: maciça, oca sem esferas e com esferas de 5,9 mm (diâmetro de esferas que teve os melhores resultados dos três diâmetros utilizados). Na Figura 4.13 é mostrado o gráfico de vida das ferramentas testadas em volume de cavaco removido por vida, para as trajetórias descendente e ascendente. Além disso, as ferramentas desgastadas foram observadas no microscópio óptico, a fim de se identificar se o fim de vida se deu por desgaste ou por algum tipo de avaria da ferramenta, como lascamento ou quebra.



*Figura 4.13: Vida da ferramenta nas trajetórias circular descendente e circular ascendente das ferramentas maciça, oca sem esferas e com esferas de 5,9 mm.*

Pode-se constatar que, para as duas trajetórias testadas, a maior vida foi conseguida pela ferramenta com esferas, enquanto a menor vida foi obtida pela ferramenta maciça. Na trajetória descendente, a ferramenta com esferas usinou aproximadamente 50% mais volume de cavaco que a ferramenta maciça, e na trajetória ascendente, a ferramenta com esferas usinou aproximadamente 75% mais volume de cavaco que a ferramenta maciça. Para as duas trajetórias a ferramenta com esferas usinou o mesmo volume de cavaco. Estes resultados

comprovam que a maior vibração da ferramenta ocorrida no corte com ferramenta maciça prejudicou, além da rugosidade da peça (analisada na secção anterior deste trabalho), também a vida da ferramenta. Em outras palavras, a diminuição da vibração causada pelo amortecedor de impacto por esferas da ferramenta propiciou menor rugosidade da peça e maior vida da ferramenta.

Nas Figuras 4.14 e 4.15 são mostradas as superfícies de saída e as superfícies de folga ao fim da vida das ferramentas para as trajetórias descendente e ascendente respectivamente.

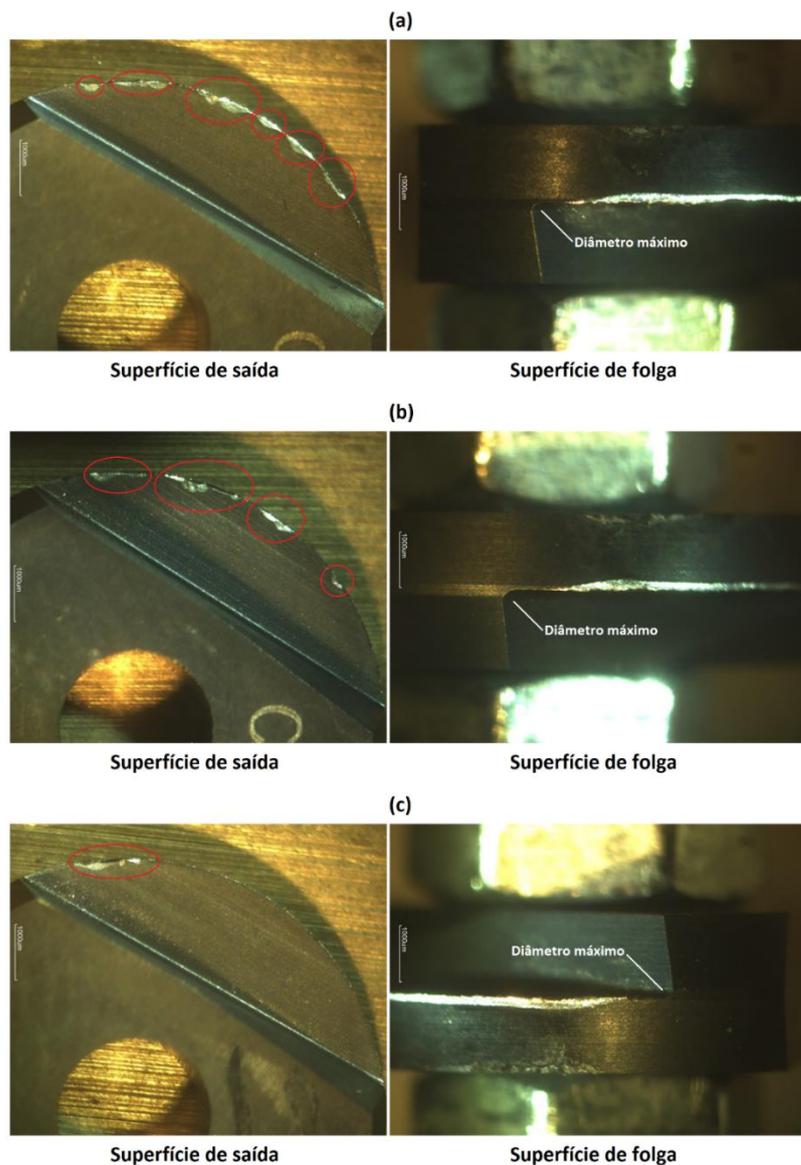
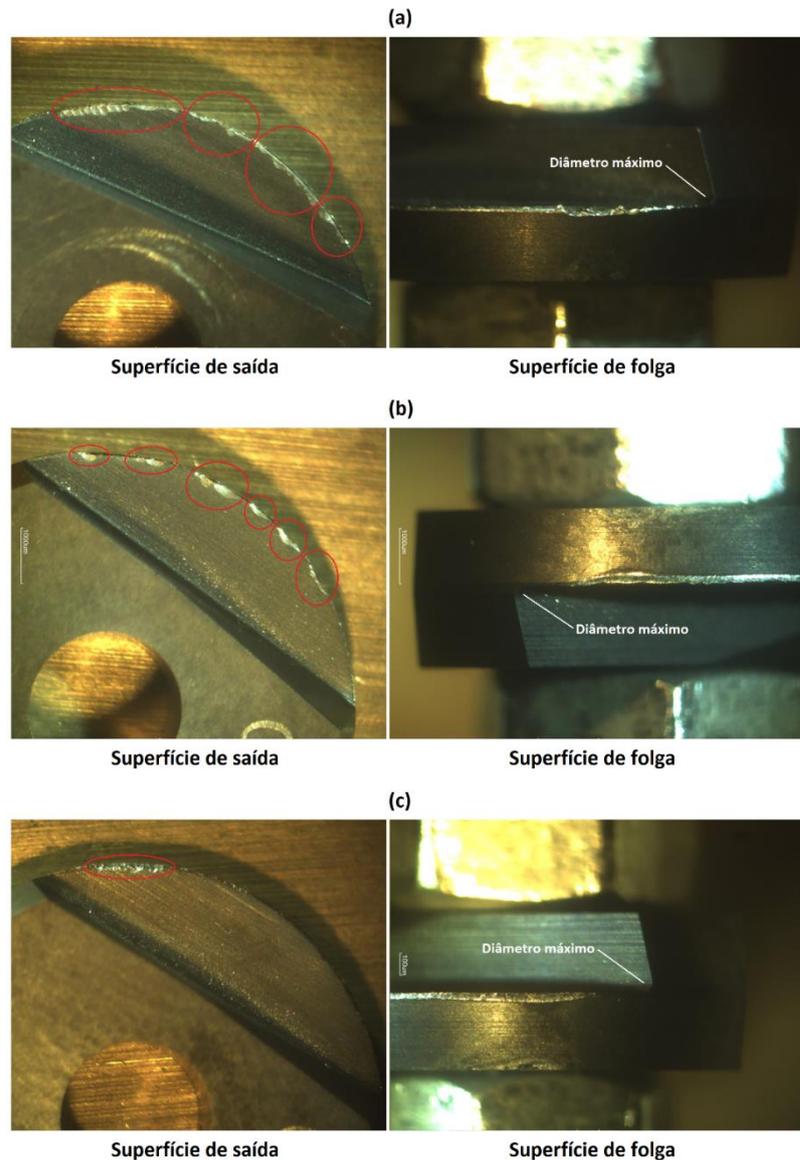


Figura 4.14: Desgaste ao fim de vida nas superfícies de saída e de folga das ferramentas: (a) maciça, (b) oca sem esferas e (c) com esferas de 5,9 mm para a trajetória descendente.

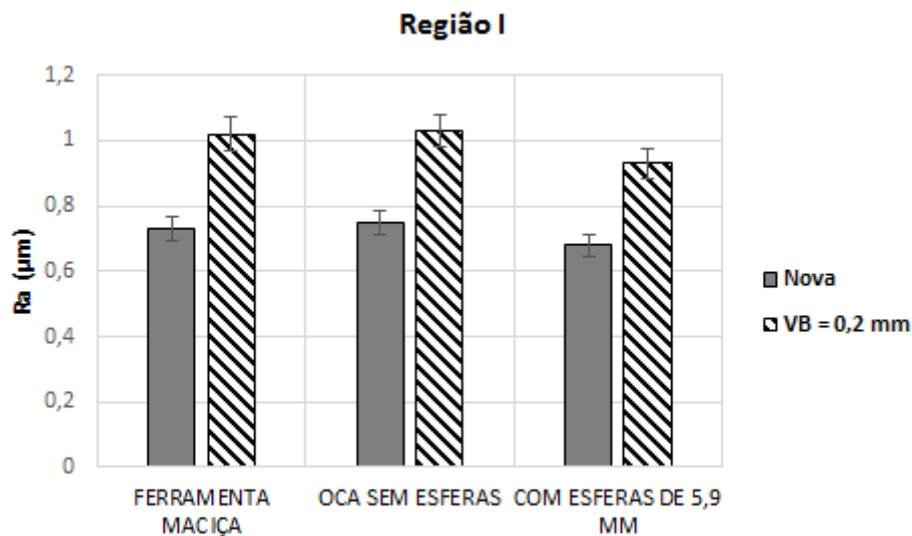


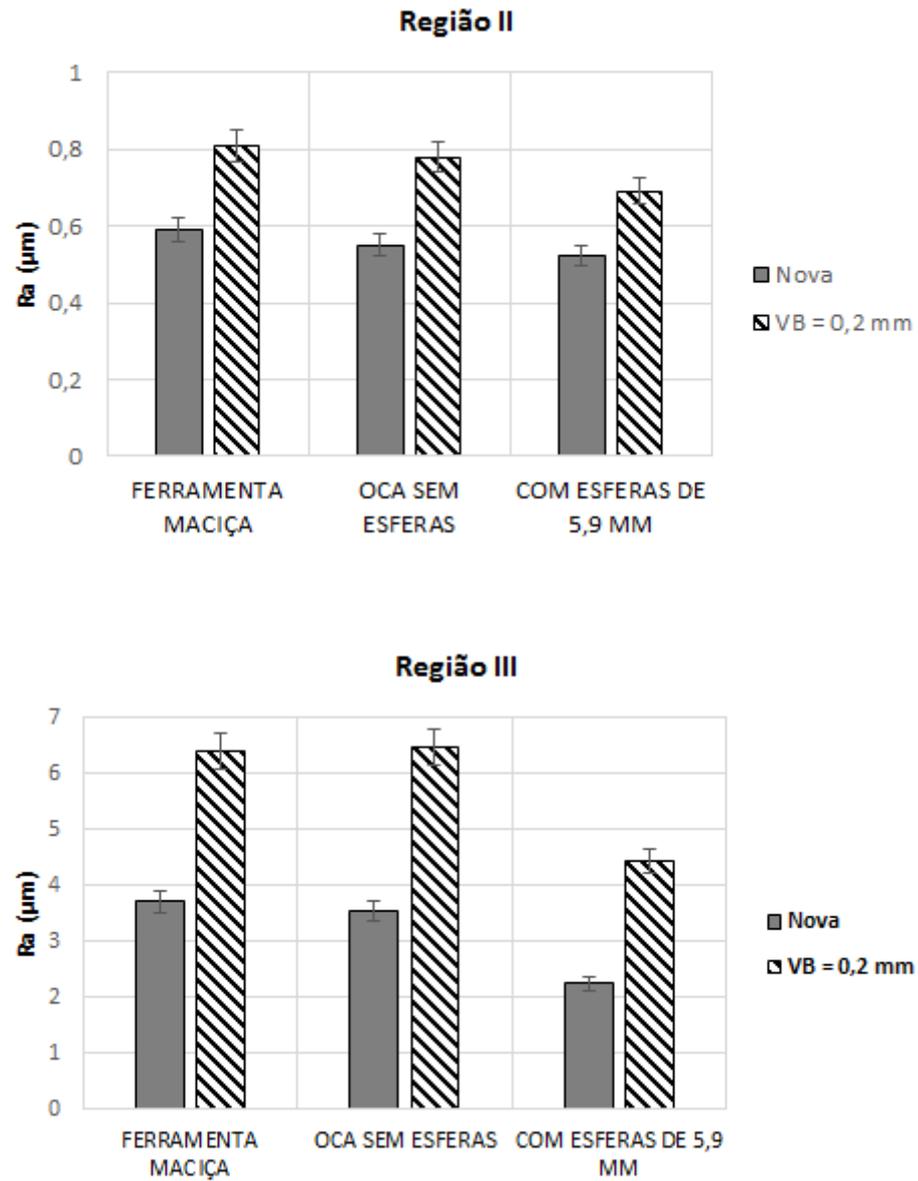
*Figura 4.15: Desgaste ao fim de vida nas superfícies de saída e de folga das ferramentas: (a) maciça, (b) oca sem esferas e (c) com esferas de 5,9 mm para a trajetória ascendente.*

Observando-se a superfície de saída das ferramentas desgastadas, tanto para a trajetória descendente quanto ascendente, nota-se que para todos os casos ocorreu lascamento, isso devido à vibração presente durante o processo de corte. No entanto, pode-se constatar que na ferramenta com esferas (Figura 4.14 c e 4.15 c) o lascamento somente ocorreu numa porção pequena da aresta, aquela que teve contato com a Região III da peça. Já as ferramentas: maciça e oca sem esferas lascaram ao longo de toda a região de contato com as diversas regiões da peça (Figura 4.14 a-b e Figura 4.15 a-b).

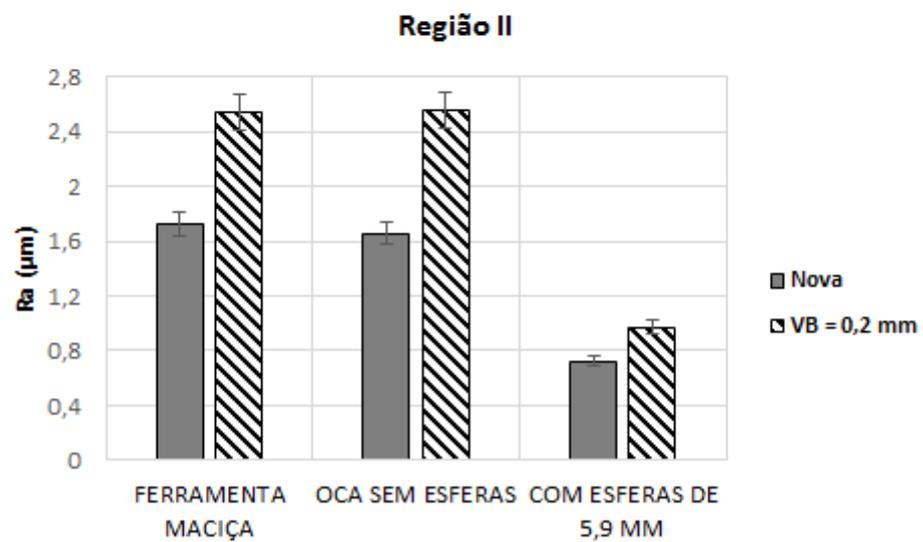
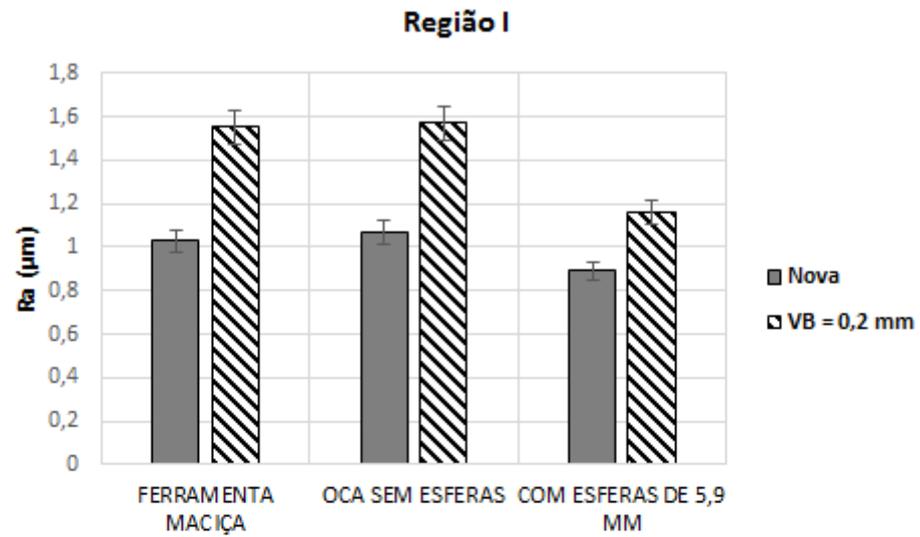
Uma observação importante em relação ao desgaste das ferramentas é que para as duas trajetórias testadas, o desgaste de flanco máximo ( $V_{Bmáx}$ ) ocorreu próximo ao diâmetro externo da ferramenta, que é a região da ferramenta que corta a Região III da peça, região em que a velocidade efetiva de corte era maior, região de contato na qual os esforços estão orientados no plano perpendicular ao eixo da ferramenta e também região em que a vibração da ferramenta era maior, como se viu no item anterior deste trabalho. Outra observação importante que aponta para o fato da menor vibração, é que a ferramenta com esferas terminou sua vida devido ao lascamento da aresta, mas este lascamento somente ocorreu após um volume de cavaco removido bem maior.

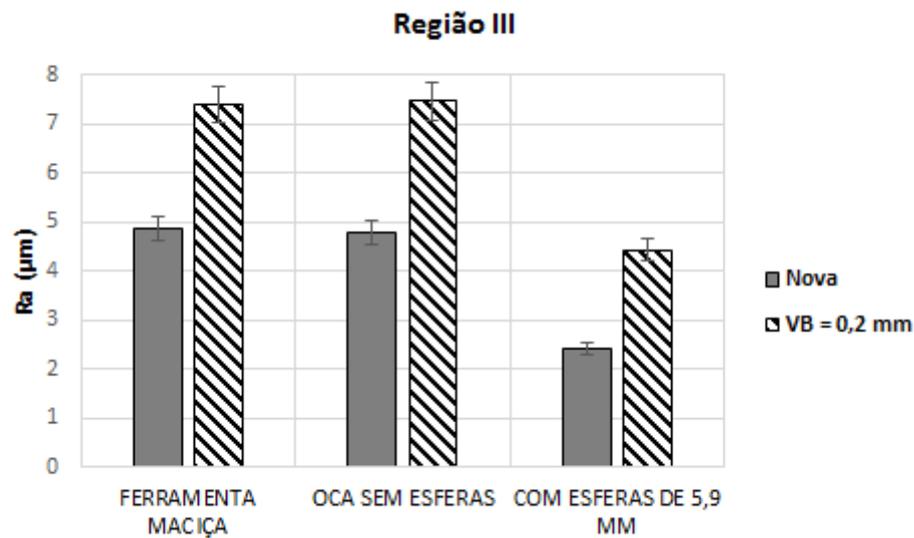
As Figuras 4.16 e 4.17 apresentam os resultados das medições de rugosidade obtidos nas superfícies usinadas com a ferramenta nova e desgastada para as regiões de contato I, II e III das ferramentas: maciça, oca sem esferas e com esferas de 5,9 mm nas trajetórias descendente e ascendente respectivamente.





*Figura 4.16: Rugosidade média (Ra) no fim de vida das ferramentas: maciça, oca sem esferas e com esferas de 5,9 mm para as regiões de contato I, II e III na estratégia circular descendente.*





*Figura 4.17: Rugosidade média (Ra) no fim de vida das ferramentas: maciça, oca sem esferas e com esferas de 5,9 mm para as regiões de contato I, II e III na estratégia circular ascendente.*

De acordo com o observado nas Figuras 4.16 e 4.17, para as três regiões medidas, a ferramenta com esferas gerou menor rugosidade que a ferramenta maciça e a oca sem esferas, tanto quando se usinou com ferramenta nova (sem desgaste), quanto quando se usinou com ferramenta em fim de vida. Na trajetória descendente, a diferença foi pequena quando as rugosidades foram medidas nas regiões I e II da peça, mas foi bem maior quando a rugosidade foi medida na região III da peça. Na trajetória ascendente, devido à propagação da variação de forças da Região III para a Região II (pela alta vibração gerada), o amortecimento produzido pela ferramenta com esferas foi maior e, assim, a diferença de rugosidade entre as ferramentas maciça e com esferas foi grande nessas regiões II e III. No entanto, para as duas trajetórias, a maior diferença de rugosidade foi na Região III, que como visto, é a região em que o efeito de amortecimento da ferramenta gerado pelas esferas foi mais pronunciado.

Nas Figuras 4.18 e 4.19, são mostrados em gráficos polares os valores dos picos dos sinais de força em dez voltas no fim de vida das ferramentas maciça, oca sem esferas e com esferas de 5,9 mm, para os três eixos de medição da força na região de contato III e para as duas trajetórias testadas.

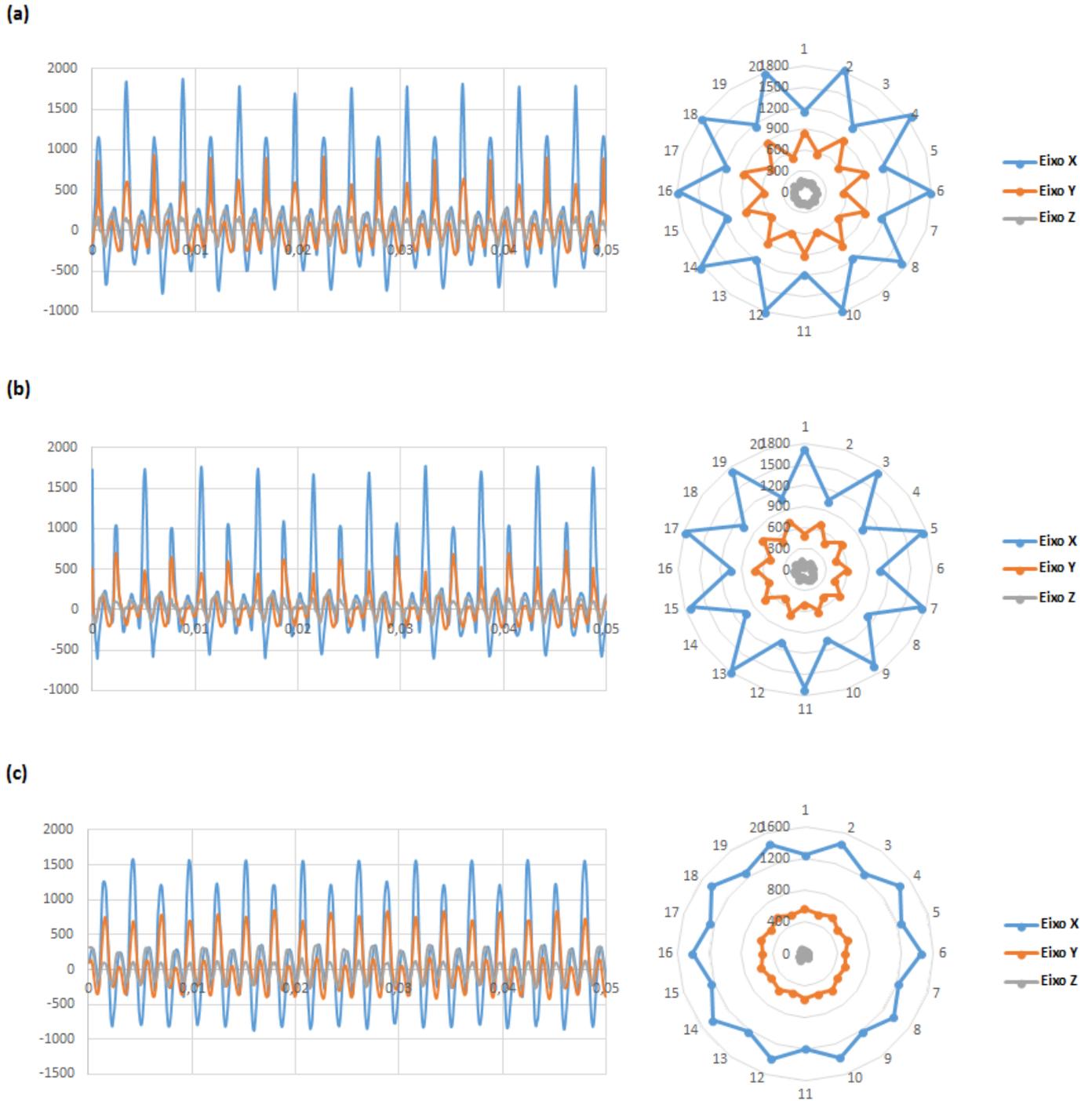


Figura 4.18: Picos dos sinais de força em dez voltas no fim de vida das ferramentas (a) maciça, (b) oca sem esferas e (c) com esferas de 5,9 mm para a região III na estratégia circular descendente.

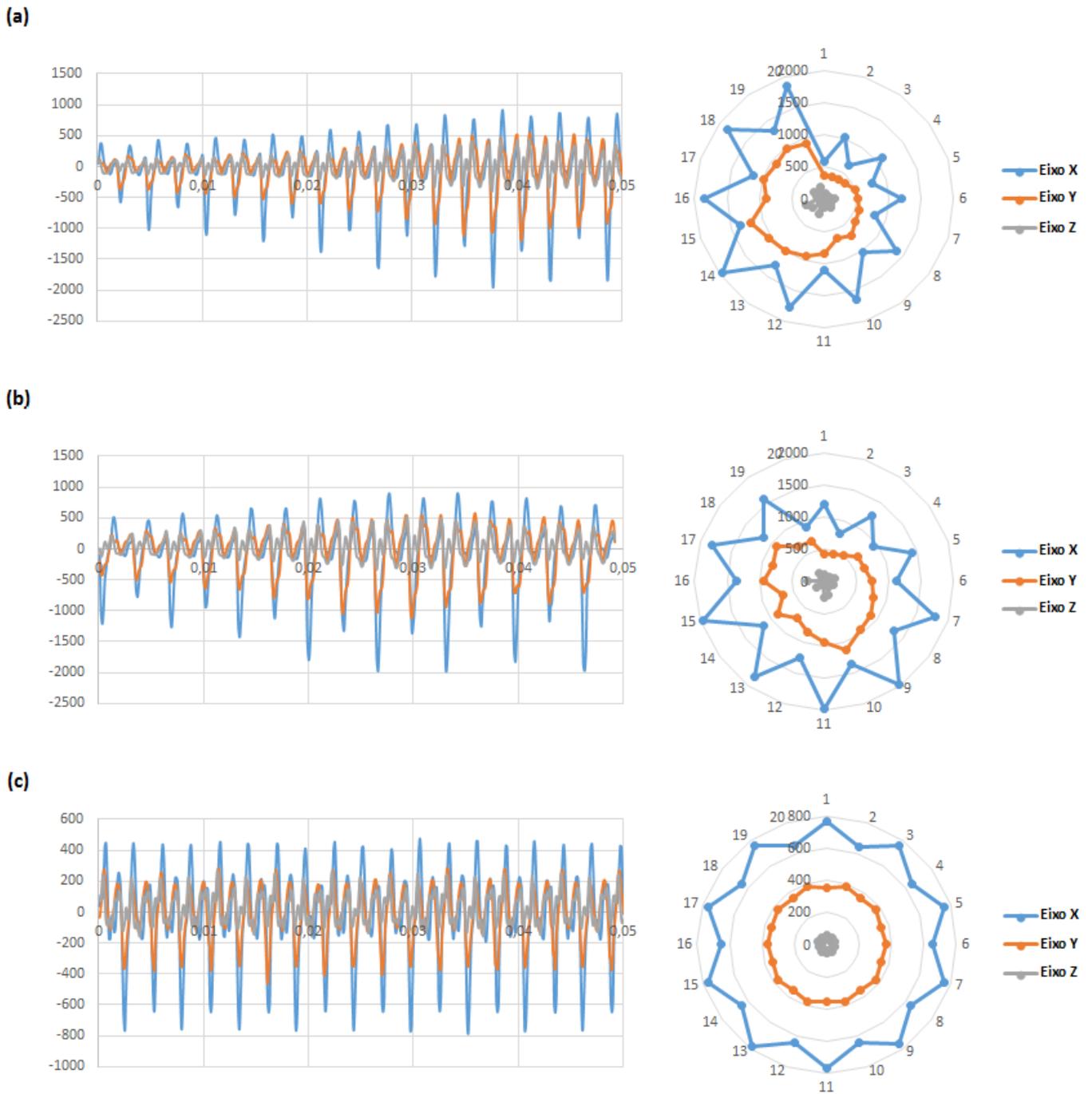


Figura 4.19: Picos dos sinais de força em dez voltas no fim de vida das ferramentas (a) maciça, (b) oca sem esferas e (c) com esferas de 5,9 mm para a região III na estratégia circular ascendente.

Com o observado nas Figuras 4.18 e 4.19, pode-se constatar que, no fim de vida, tanto para a trajetória descendente quanto ascendente, as três ferramentas testadas (com ou sem esferas), apresentam variação das forças e, conseqüentemente, vibração. A variação apresentada no fim de vida das ferramentas é muito maior que a variação atingida no início de vida das mesmas (Figuras 4.7 e 4.8 a-b-e). Este é o fator que fez com que a rugosidade no fim de vida fosse sempre maior que no início da vida. No entanto, a variação de forças da ferramenta com esferas é muito menor comparada com as outras ferramentas. Este comportamento nas forças da ferramenta com esferas na Região III no seu fim de vida, concorda com o resultado obtido de rugosidade nesta região (maior aumento da rugosidade que as outras regiões) mostrado nas Figuras 4.16 - 4.17, e com o observado na superfície de saída (lascamento na região de contato III) mostrado nas Figuras 4.14 (c) e 4.15 (c), desta ferramenta já desgastada. Por tanto, pode-se concluir que a ferramenta com esferas continuou amortecendo as vibrações produzidas durante a vida da ferramenta. Porém, como no fim de vida a vibração tende a aumentar muito, e a ferramenta com esferas usinou nesta região da peça com uma porção da aresta de corte já lascada, a vibração gerada foi muito grande e o amortecimento não conseguiu reduzi-la a valores muito pequenos como fez quando se usinou com ferramenta sem desgaste (Figuras 4.7 – 4.8 e).

Concluindo este capítulo, pode-se afirmar que o uso do amortecedor de impacto com esferas em uma fresa usinando superfícies circulares, nas trajetórias descendente e ascendente, especialmente quando se utiliza neste amortecedor esferas pouco menores que o diâmetro da cavidade feita na ferramenta, foi capaz de reduzir a rugosidade da peça, os esforços de corte e, especialmente a variação dos esforços de corte (que é uma medida da vibração da ferramenta) em relação à fresa maciça, principalmente durante o corte na região da peça que gera altas forças radiais. Além disso, foi também capaz de proporcionar maior vida da ferramenta, na trajetória descendente cerca de duas vezes maior e na trajetória ascendente cerca de três vezes maior que a fresa maciça, gerando rugosidades menores e menores variações da força também nos momentos de fim de vida da ferramenta.

## 5. CONCLUSÕES

Com a análise dos resultados obtidos, as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros são apresentadas a seguir.

### 5.1. Conclusões deste Trabalho

Os resultados do presente trabalho sobre a utilização do amortecedor por impacto na ferramenta para o fresamento em alta velocidade permitem concluir, para fresamento de aço endurecido em condições similares às utilizadas neste trabalho que:

- O furo feito na ferramenta gerou um pequeno aumento de sua frequência natural. No entanto, não houve uma influência significativa ao utilizar a ferramenta oca sem esferas na rugosidade da peça, nos esforços de corte e na vida da ferramenta para as condições testadas.
- A maior influência na variação de força dos diferentes eixos (X, Y e Z) medidos durante o processo de corte foi obtida pelas ferramentas com o amortecedor aplicado. Além disso, foi observado que a influência é maior com o aumento do diâmetro das esferas utilizadas (menor variação), sendo que a ferramenta com as esferas de diâmetro 5,9 mm gerou a menor variação dos três diâmetros testados.
- Os melhores resultados de rugosidade da superfície usinada foram obtidos pelas configurações da ferramenta com o amortecedor por efeito de impacto (ferramenta com esferas) e a ferramenta com as esferas de maior diâmetro gerou a menor rugosidade da peça de todos os diâmetros de esferas testadas.
- De acordo com os resultados obtidos dos três diâmetros de esferas testados, foi melhor ter-se esferas com maior massa e menor distância (pelo aumento da força de impacto e do número e frequência de impactos) da parede da cavidade.

- A maior vida foi conseguida pela ferramenta com o amortecedor por efeito de impacto. Quando se utilizou trajetória descendente, a ferramenta com esferas usinou aproximadamente o dobro do volume de cavaco e na trajetória ascendente usinou cerca do triplo do volume de cavaco que a ferramenta maciça.
- Tanto para a trajetória descendente quanto ascendente, no fim de vida da ferramenta, aquela com o amortecedor por efeito de impacto, continuou amortecendo a vibração, gerando menor rugosidade e menor variação de força que a ferramenta maciça.

## 5.2. Recomendações para Trabalhos Futuros

Como sugestão para trabalhos futuros nesta linha de pesquisa, recomenda-se:

- Análise de outros fatores que influenciam na vibração como: sistema de fixação, raio de ponta do inserto e profundidade de usinagem;
- Análise de formas e dimensões do furo usinado no efeito de amortecimento natural da ferramenta durante o processo de usinagem;
- Análise e otimização do amortecedor por efeito de impacto desenvolvido, utilizando-se diferentes materiais e volumes de esferas;
- Análise e comparação da eficiência entre a ferramenta com o sistema de amortecimento por impacto desenvolvida, ferramentas comerciais com amortecedor (*Silent Tools*) e outros tipos de amortecedores passivos.

## Referências

ABDULAZIZ, Y. THE RELATIONSHIP BETWEEN TOOL LENGTH/DIAMETER RATIO AND SURFACE ROUGHNESS IN ENDMILLING APPLICATIONS. **ICSV15**, p. 6-10. 2008.

ALBUQUERQUE, M. **Modelagem e análise dinâmica de um absorvedor de vibrações por efeito de impacto**. 2016. 126p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2016.

ALTINTAS, Y.; BUDAK, E. Analytical prediction of stability lobes in milling. **CIRP Annals - Manufacturing Technology**, v. 44 (1), p. 357-362. 1995.

ALTINTAS, Y. **Manufacturing automation, metal cutting mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design**. 366p. Cambridge University Press, USA. 2000.

ALTINTAS, Y.; KERSTING, P.; BIERMANN, D.; BUDAK, E.; DENKENA, B.; LAZOGLU, I. Virtual process systems for part machining operations. **CIRP Annals - Manufacturing Technology**, v. 63, p. 585-605. 2014.

ARNOLD, R.-N. Cutting Tools Research: Report of Subcommittee on Carbide Tools: The mechanism of Tool Vibration in the Cutting of Steel. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, p. 154-261. 1946.

BAPAT, C.-N.; SANKAR, S. SINGLE UNIT IMPACT DAMPER IN FREE AND FORCED VIBRATION. **Journal of Sound and Vibration**, v. 99 (1), p. 85-94. 1985.

BEAKE, B.-D.; FOX-RABINOVICH, G.-S. Progress in high temperature nanomechanical testing of coatings for optimising their performance in high speed machining. **Surface & Coatings Technology**, v. 225, p. 102-111. 2014.

BECZE, C.; CLAYTON, P.; CHEN, L.; EL-WARDANY, T.; ELBESTAWI, M. High-speed five-axis milling of hardened tool steel. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 40, p. 869–885. 2000.

BLAZEJCZYK-OKOLEWSKA, B. Analysis of an impact damper of vibrations. **Chaos, Solitons and Fractals**, v. 12, p. 1983-1988. 2001.

BYRNE, G.; DORNFELD, D.; DENKANA, B. Advancing Cutting Technology. **CIRP Annals - Manufacturing Technology**, v. 52 (2), p. 483-507. 2003.

CASTANHERA, I.; DINIZ, A.-E. High Speed Milling of Hardened Steel Convex Surface. **Procedia Manufacturing**, v. 5, p. 220–231. 2016.

CHAO, S.; ALTINTAS, Y. Chatter free tool orientations in 5-axis ball-end milling. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 106, p. 89–97. 2016.

CHEN, J.-S.; HUANG, Y.-K.; CHEN, M.-S. Feed rate optimization and profile modification for the high-efficiency ball-end milling process. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 45, p. 1070–1076. 2005.

CHENG, C.-C.; WANG, J.-Y. Free vibration analysis of a resilient impact damper. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 45, p. 589–604. 2003.

CHENG, J.; XU, H. Inner mass impact damper for attenuating structure vibration. **International Journal of Solids and Structures**, v. 43, p. 5355–5369. 2006.

ÇOLAK, O.; KURBANOĞLU, C.; KAYACAN, M.-C. Milling surface roughness prediction using evolutionary programming methods. **Materials & Design**, v. 28, p. 657–666. 2007.

DAGILOKE, I.; KALDOS, A.; DOUGLAS, S.; MILLS, B. High-speed machining an approach to process analysis. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 54, p. 82–87. 1995.

DAWES, R.-C.; ASPINWALL, D.-K. A review of ultra high speed milling of hardened steels. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 69, p. 1-17. 1997.

DRAGOMIR, S.; SINNOTT, M.; SEMERCIGIL, E.; TURAN, O. Energy dissipation characteristics of particle sloshing in a rotating cylinder. **Journal of Sound and Vibration**, v. 331, p. 963–973. 2012.

DUA, Y.; WANG, S. Modeling the fine particle impact damper. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 52, p. 1015–1022. 2010.

DUNCAN, G.-S.; TUMMOND, M.-F.; SCHMITZ, T.-L. An investigation of the dynamic absorber effect in high-speed machining. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 45, p. 497–507. 2005.

EMA, S.; MARUI, E. Suppression of chatter vibration of boring tools using impact dampers. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 40, p. 1141–115. 2000.

ERDIM, H.; LAZOGLU, I.; OZTURK, B. Feedrate scheduling strategies for free-form surfaces. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 46, p. 747–757. 2006.

FAASSEN, R.-P.-H.; VAN DE WOUW, N.; OOSTERLING, J.-A.-J.; NIJMEIJER, H. Prediction of regenerative chatter by modelling and analysis of high-speed milling. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 43, p. 1437–1446. 2003.

FALLBÖHMER, P.; RODRÍGUEZ, C.-A.; ÖZEL, T.; ALTAN, T. High-speed machining of cast iron and alloy steels for die and mold manufacturing. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 98, p. 104–115. 2000.

FLOM, D.; KOMANDURI, R. High speed machining, in: American Society for Metals. **Metals Handbook Ninth Metals Parks**, v. 16 - Machining, p. 597–606. Ohio, USA. 1989.

FRIEND, R.-D.; KINRA, V.-K. PARTICLE IMPACT DAMPING. **Journal of Sound and Vibration**, v. 233 (1), p. 93-118. 2000.

GEIST, J. Influence of HSC-appropriate machining parameters on NC programming. **Sixth High Technology International Seminar**. Santa Bárbara d'Oeste, p. 57–78. 1999.

IBRAHIM, R.-A. **Vibro-Impact Dynamics: Modeling, Mapping and Applications**. 298p. Springer-Verlag, Berlin. 2009.

IKUA, B.-W.; TANAKA, H.; OBATA, F.; SAKAMOTO, S. Prediction of cutting forces and machining error in ball end milling of curved surfaces -I theoretical analysis. **Journal of the International Societies for Precision Engineering and Nanotechnology**, v. 25, p. 266–273. 2001.

KANG, M.-C.; KIM, K.-K.; LEE, D. W.; KIM, J. S.; KIM, N. K. Characteristics of Inclined Planes According to the Variations of Cutting Direction in High-Speed Ball-End Milling. **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v. 17, p. 323–329. 2001.

KAYHAN, M.; BUDAK, E. An experimental investigation of chatter effects on tool life. **Proc. IMechE Part B: Journal of Engineering Manufacture**, v. 223, p. 1455-1463. 2009.

KECELJ, B.; KOPAC, J.; KAMPUS, Z.; KUZMAN, K. Speciality of HSC in manufacturing of forging dies. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 157–158, p. 536–542. 2004.

KIM, G.-M.; KIM, B.-H.; CHU, C.-N. Estimation of cutter deflection and form error in ball-end milling processes. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 43, p. 917–924. 2003.

KOSHY, P.-U.; DEWES, R.-C.; ASPINWALL, D.-K. High speed end milling of hardened AISI D2 tool steel (~58 HRC). **Journal of Materials Processing Technology**, v. 127, p. 266–273. 2002.

KULL NETO, H.; DINIZ, A.; PEDERIVA, R. The influence of cutting forces on surface roughness in the milling of curved hardened steel surfaces. **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v. 84, p. 1209–1218. 2016.

KULL NETO, H.; DINIZ, A.; PEDERIVA, R. Influence of tooth passing frequency, feed direction, and tool overhang on the surface roughness of curved surfaces of hardened steel. **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v. 82, p. 753–764. 2016.

LACALLE, L.; LAMIKIZ, A.; SALGADO, M.; HERRANZ, S.; RIVERO, A. Process planning for reliable high-speed machining of moulds. **International Journal of Production Research**, v. 40, p. 2789–2809. 2002.

LACALLE, L.; LAMIKIZ, A.; SÁNCHEZ, J.-A.; ARANA, J.-L. Improving the surface finish in high speed milling of stamping dies. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 123, p. 292–302. 2002.

LACALLE, L.; LAMIKIZ A. **Machine Tools for High Performance Machining**. 442p. Springer-Verlag (Digital Edition), London. 2009.

LAMIKIZ, A.; LÓPEZ DE LACALLE, L.; SÁNCHEZ, J.; SALGADO, M. Cutting force estimation in sculptured surface milling. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 44, p. 1511–1526. 2004.

LAMRAOUI, M.; THOMAS, M.; EL BADAOU, M.; GIRARDIN, F. Indicators for monitoring chatter in milling based on instantaneous angular speeds. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 44, p. 72–85. 2014.

LIU, Y.; LIU, Z.; SONG, Q.; WANG, B. Development of constrained layer damping toolholder to improve chatter stability in end milling. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 117, p. 299–308. 2016.

LOGINS, A.; TORIMS, T. The Influence of High-Speed Milling Strategies on 3D Surface Roughness Parameters. **25<sup>th</sup> DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation**, v. 100, p. 1253–1261. 2015.

LONG, X.; JIANG, H.; MENG, G. Active vibration control for peripheral milling processes. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 213, p. 660–670. 2013.

MADOLIAT, R.; HAYATI, S.; GHASEMI GHALEBAHMANB, A. Investigation of chatter suppression in slender endmill via a frictional damper. **Scientia Iranica B**, v. 18 (5), p. 1069–1077. 2011.

MASRI, S.-F. Analytical and Experimental Studies of Multiple-Unit Impact Dampers. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 45, p. 1111. 1969.

MENDES, M.; DINIZ, A.; PEDERIVA, R. Correlating surface roughness, tool wear and tool vibration in the milling process of hardened steel using long slender tools. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 68, p. 1–10. 2013.

MORADI, H.; VOSSOUGH, G.; BEHZAD, M.; MOVAHHEDY, M. Vibration absorber design to suppress regenerative chatter in nonlinear milling process: Application for machining of cantilever plates. **Applied Mathematical Modelling**, v. 39, p. 600–620. 2015.

NAMACHCHIVAYA, N.-S.; BEDDINI, R. Spindle Speed Variation for the Suppression of Regenerative Chatter. **Journal of Nonlinear Science**, v. 13, p. 265-288. 2003.

NEUGEBAUER, R.; DENKENA, B.; WEGENER, K. Mechatronic Systems for Machine Tools. **CIRP Annals - Manufacturing Technology**, v. 56 (2), p. 657-686. 2007.

OLIVEIRA, A. **Analysis of Tool Wear in High Speed Milling of Hardened Steels**. 2007. p. Ph.D. Thesis - Mechanical Engineering Faculty, State University of Campinas, Campinas, 2007.

OLIVEIRA, A.; DINIZ, A. Tool life and tool wear in the semi-finish milling of inclined surfaces. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 209, p. 5448–5455. 2009.

OZTURK, E.; TUNC, L.; BUDAK, E. Investigation of lead and tilt angle effects in 5-axis ball-end milling processes. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 49, p. 1053–1062. 2009.

PARUS, A.; PAJOR, M.; HOFFMANN, M. Suppression of Self-Excited Vibration in Cutting Process Using Piezoelectric and Electromagnetic Actuators. **Advances in Manufacturing Science and Technology**, v. 33, p. 35-50. 2009.

QUINTANA, G.; CIURANA, J. Chatter in machining processes: A review. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 51, p. 363–376. 2011.

RASHID, A.; NICOLESCU, C.-M. Active Vibration Control in Palletised Workholding System for Milling. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 46, p. 1626-1636. 2006.

RAO, S. **Vibrações Mecânicas**. p. Pearson Prentice Hall, Brasil. 2008.

SALGADO, M.; LACALLE, L.; LAMIKIZ, A.; MUNOA, J.; SANCHEZ, J. Evaluation of the stiffness chain on the deflection of end-mills under cutting forces. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 45, p. 727–739. 2005.

SANDVIK. [http://www.sandvik.coromant.com/pt/knowledge/technologies/silent-tools/milling/factors\\_that\\_influence\\_vibration / pages/ default .aspx](http://www.sandvik.coromant.com/pt/knowledge/technologies/silent-tools/milling/factors_that_influence_vibration/pages/default.aspx). 2000.

SANDVIK. **Ferramentas e Métodos - Fabricação de Moldes e Matrizes**. p. Suécia. 2002.

SANDVIK. <http://www.sandvik.coromant.com/pt/knowledge/technologies/silent-tools/fundamentals/pages/default.aspx>. 2011.

SCANDIFFIO, I. **Interação aresta/peça no fresamento de perfis complexos: influência na força de usinagem, vida da ferramenta e rugosidade da peça**. 2016. p. Tese de Doutorado - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2016.

SCHULZ, H.; MORIWAKI, T. High-speed machining. **Annals of the CIRP** **41** (2), p. 637–643. 1992.

SCHULZ, H. High-Speed Milling of Dies and Moulds — Cutting Conditions and Technology. **CIRP Annals - Manufacturing Technology**, v. 44 (1), p. 35-38. 1995.

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

SIMS, N.; AMARASINGHE, A.; RIDGWAY, K. Particle Dampers for Workpiece Chatter Mitigation. **Proceedings of IMECE2005: ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition**. 2005.

SOLIMAN, E.; ISMAIL, F. Chatter Suppression by Adaptive Speed Modulation. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 37, p. 355-369. 1997.

SOLIS, E.; PERES, C.-R.; JIMENEZ, J.-E.; ALIQUE, J.-R.; MONJE, J.-C. A new analytical–experimental method for the identification of stability lobes in high-speed milling. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 44, p. 1591–1597. 2004.

SOUZA, A.; DINIZ, A.; RODRIGUES, A.; COELHO, R. Investigating the cutting phenomena in free-form milling using a ball-end cutting tool for die and mold manufacturing. **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v. 71, p. 1565–1577. 2014.

SOUZA, A.-F.; MACHADO, A.; BECKERT, S.-F.; DINIZ, A.-E. Evaluating the roughness according to the tool path strategy when milling free form surfaces for mold application. **6th CIRP International Conference on High Performance Cutting**, p. 188–193. 2014.

STEPHENSON, D.; AGAPIOU, J. **Metal Cutting Theory and Practice**, 1st ed. p. Marcel Dekker, New York. 1996.

STEPHENSON, D.; AGAPIOU, J. **Metal Cutting Theory and Practice**, 2nd ed. p. CRC Taylor & Francis, Boca Raton. 2006.

SUH, S.; CHO, J.-H.; HASCOET, J.-Y. Incorporation of tool deflection in tool path computation: simulation and analysis. **Journal of Manufacturing Systems**, v. 15 (3), p. 190–199. 1996.

SUYAMA, D. **Uma contribuição ao estudo do torneamento interno em aços endurecidos**. 2014. p. Tese de Doutorado - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2014.

SUZUKI, N.; ISHIGURO, R.; KOJIMA, T. Design of irregular pitch end mills to attain robust suppression of regenerative chatter. **CIRP Annals - Manufacturing Technology**, v. 65, p. 129–132. 2016.

SZUBA, P.; ZOU, Q.; BARBER, G.-C.; YANG, L. OPTIMIZATION OF HOLLOW CANTILEVERED BORING BAR STIFFNESS. **Machining Science and Technology**, v. 9, p. 325–343. 2005.

TANG, Y. Optimization strategy in end milling process for high speed machining of hardened die/mold steel. **Journal of University of Science and Technology Beijing**, v. 13(3), p. 240–244. 2006.

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

TLUSTY, J.; ANDREWS, G. A Critical Review of Sensors for Unmanned Machining. **Manufacturing Technology**, v. 32, p. 563-572. 1983.

TLUSTY, J. **Manufacturing Processes and Equipment**. p. Prentice-Hall, New Jersey. 2000.

TOH, C.-K. A study of the effects of cutter path strategies and orientations in milling. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 152, p. 346–356. 2004.

URBANSKI, J.-P.; KOSHY, P.; DEWES, R.-C.; ASPINWALL D.-K. High speed machining of moulds and dies for net shape manufacture. **Materials and Design**, v. 21, p. 395-402. 2000.

VIVANCOS, J.; LUIS, C.-J.; COSTA, L.; ORTÍZ, J.-A. Optimal machining parameters selection in high speed milling of hardened steels for injection moulds. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 155–156, p. 1505–1512. 2004.

WANG, M. Feasibility Study of Nonlinear Tuned Mass Damper for Machining Chatter Suppression. **Journal of Sound and Vibration**, v. 330, p. 1917-1930. 2011.

WEREMCZUK, A.; RUSINEK, R.; WARMINSKI, J. The concept of active elimination of vibrations in milling process. **15th CIRP Conference on Modelling of Machining Operations**, p. 82–87. 2015.

WOJCIECHOWSKI, S.; TWARDOWSKI, P. The influence of tool wear on the vibrations during ball end milling of hardened steel. **Procedia CIRP 14**, p. 587–592. 2014.

WONG, C.-X.; DANIEL, M.-C.; RONGONG, J.-A. Energy dissipation prediction of particle dampers. **Journal of Sound and Vibration**, v. 319, p. 91–118. 2009.

XIAO, W.; HUANG, Y.; JIANG, H.; JIN, L. Effect of powder material on vibration reduction of gear system in centrifugal field. **Powder Technology**, v. 294, p. 146–158. 2016<sup>1</sup>.

XIAO, W.; HUANG, Y.; JIANG, H.; LIN, H.; LI, J. Energy dissipation mechanism and experiment of particle dampers for gear transmission under centrifugal loads. **Particuology**, v. 27, p. 40-50. 2016<sup>2</sup>.

XIAO, W.; LI, J.; WANG, S.; FANG, X. Study on vibration suppression based on particle damping in centrifugal field of gear transmission. **Journal of Sound and Vibration**, v. 366, p. 62–80. 2016<sup>3</sup>.

XU, A.-P.; QU, Y.-X.; ZHANG, D.-W.; HUANG, T. Simulation and experimental investigation of the end milling process considering the cutter flexibility. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 43, p. 283–292. 2003.

YASUDA, K.; TOYODA, M. The Damping Effect of an Impact Damper. **Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers**, v. 21, p. 424-430. 1978.

YIQING, Y.; YU, Y. Design and Simulation of Long Slender end Mill Embedded with Passive Damper. **Procedia Engineering**, v. 99, p. 1380–1384. 2015.

ZOU, Q.; BARBER, G.-C.; YANG, L. OPTIMIZATION OF HOLLOW CANTILEVERED BORING BAR STIFFNESS. **Machining Science and Technology**, v. 9, p. 325–343. 2005.