



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
Faculdade de Engenharia Mecânica

Vinícius Augusto Diniz Silva

Predição de forças e vibração no fresamento com fresa toroidal

CAMPINAS
2017

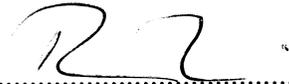
Vinícius Augusto Diniz Silva

Predição de forças e vibração no fresamento com fresa toroidal

Tese de Doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, na Área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Robson Pederiva
Coorientador: Prof. Dr. Anselmo Eduardo Diniz

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA TESE DEFENDIDA PELO ALUNO VINICIUS AUGUSTO DINIZ SILVA, E ORIENTADO PELO PROF. DR. ROBSON PEDERIVA



.....
ASSINATURA DO ORIENTADOR

CAMPINAS
2017

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

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-8766-2239>

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

Si38p Silva, Vinicius Augusto Diniz, 1987-
Predição de forças e vibração no fresamento com fresa toroidal / Vinicius Augusto Diniz Silva. – Campinas, SP : [s.n.], 2017.

Orientador: Robson Pederiva.
Coorientador: Anselmo Eduardo Diniz.
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Fresamento. 2. Maquinas-ferramenta - Vibração. 3. Força (Mecânica). 4. Titânio. I. Pederiva, Robson,1957-. II. Diniz, Anselmo Eduardo,1959-. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. IV. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Prediction forces and vibration in bull-nose milling

Palavras-chave em inglês:

Milling

Cutting - Vibration

Force (mechanics)

Titanium

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Robson Pederiva [Orientador]

Amauri Hassui

Katia Lucchesi Cavalca Dedini

Anna Carla Monteiro de Araújo

João Antônio Pereira

Data de defesa: 19-05-2017

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO

TESE DE DOUTORADO

**Predição de forças e vibração
no fresamento com fresa toroidal**

Autor: Vinícius Augusto Diniz Silva

Orientador: Prof. Dr. Robson Pederiva

Coorientador: Prof. Dr. Anselmo Eduardo Diniz

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:

Prof. Dr. Robson Pederiva, Presidente
FEM/UNICAMP

Prof. Dr. Amauri Hassui
FEM/UNICAMP

Profa. Dra. Katia Lucchesi Cavalca Dedini
FEM/UNICAMP

Profa. Dra. Anna Carla Monteiro de Araújo
UFRJ/RJ

Prof. Dr. João Antônio Pereira
UNESP/Ilha Solteira

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

Campinas, 19 de maio de 2017.

Dedicatória

Dedico este trabalho a minha esposa Daniela Nattália Pelluzzi Silva, por todo apoio, paciência e compreensão. E por fazer deste ano um dos mais felizes com a chegada do pequeno Davi.

Agradecimentos

Este trabalho não seria possível se não estivesse presente a participação de diversas pessoas, em especial:

Ao amigo e orientador Prof. Dr. Robson Pederiva pela oportunidade, confiança, orientação, apoio e pela paciência, que contribuíram para que este trabalho fosse realizado.

Ao coorientador Prof. Dr. Anselmo Eduardo Diniz por todas as discussões, contribuições e total apoio.

À Virgem Maria, por todas as vezes que intercedeu por mim e me deu forças nos momentos mais difíceis.

Aos colegas do Laboratório de Vibrações e Controle e de toda a FEM, pela companhia, apoio, ajuda e amizade.

Mesmo que já tenha feito uma longa caminhada, sempre haverá mais um caminho a percorrer.

Santo Agostinho

Resumo

SILVA, Vinícius Augusto Diniz. Predição de forças e vibração no fresamento com fresa toroidal. 2017. 138p. Tese (Doutorado). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

As ligas de titânio são muito utilizadas quando se necessita de boa resistência em relação ao peso, alta dureza a quente, resistência à corrosão e boas propriedades de fadiga e dentre as ligas mais utilizadas, pode-se destacar a liga Ti-6Al-4V. Estas excelentes características fazem com que as ligas de titânio sejam consideradas materiais de baixa usinabilidade. Das diversas dificuldades em se usinar o titânio pode-se destacar a grande tendência à vibração do sistema máquina-ferramenta-dispositivo de fixação-peça. Neste trabalho o modelo mecanicista de predição das forças no fresamento é adaptado para fresas do tipo toroidais, acrescentando os efeitos dinâmicos da usinagem. Dois modelos foram desenvolvidos, o primeiro consiste de um modelo analítico baseado na teoria do corte e que considera os efeitos dinâmicos do corte, o segundo modelo foi desenvolvido em elementos finitos e permite simular o corte com maior flexibilidade em relação à mudança de material da peça e geometria da ferramenta. As constantes de corte utilizadas no modelo analítico foram obtidas através de testes de fresamento e os parâmetros dinâmicos que alimentam o modelo vibratório foram obtidos através de testes modais. Com a inserção da vibração do corte no modelo, é possível entender melhor o comportamento vibratório durante o fresamento bem como simular forças que representem melhor a realidade.

Palavras-chave: Modelo mecanicista, Forças de corte, Fresas toroidais, Vibrações no fresamento.

Abstract

SILVA, Vinícius Augusto Diniz. Prediction forces and vibration in bull-nose milling. 2017. 138p. Doctoral Dissertation. Faculty of Mechanical Engineering, University of Campinas, Campinas.

Titanium alloys are widely used when good strength to weight ratio, high hardness, corrosion resistance and good fatigue properties are necessary. Among the most commonly used alloys, we can highlight the Ti-6Al-4V alloy. These outstanding features make titanium alloys to be considered low machinability materials. Among the various difficulties in machining the titanium the great tendency to vibration of the machine-tool-fixation-workpiece system. The mechanistic model for prediction of forces in milling is adapted to the bull-nose mill cutters, adding the dynamic effects of machining. Two models were developed, the first consists of an analytical model based on the cutting theory and considering the dynamic effects of the cut, the second model was developed in finite elements and allows to simulate the cut with greater flexibility in relation to the change of material and change of geometry of the tool. The cutting coefficients used in the analytical model were obtained by milling tests and the dynamic parameters that feed the vibration model were obtained through modal tests. Considering tool vibration in the model, it is possible to understand the vibratory behavior during the milling and simulate forces that best represent the reality.

Keywords: Mechanistic Model, Cutting Forces, Bull-nose Mill, Vibration in Milling.

Lista de Ilustrações

| | | |
|------|--|----|
| 2.1 | Geometria do processo de corte ortogonal e oblíquo (ALTINTAS, 2000). | 33 |
| 2.2 | Zonas de deformação primária, secundária e terciária (ALTINTAS, 2000). | 33 |
| 2.3 | Mecânica do corte ortogonal (ALTINTAS, 2000). | 34 |
| 2.4 | Geometria do processo de corte oblíquo (ALTINTAS, 2000). | 36 |
| 2.5 | Diagrama de força, velocidade e cisalhamento no corte oblíquo (ALTINTAS, 2000). | 37 |
| 2.6 | Geometria geral do envelope ferramenta (ENGIN E ALTINTAS, 2001). | 40 |
| 2.7 | Tipos de fresas de topo (ENGIN E ALTINTAS, 2001). | 41 |
| 2.8 | Modelo geométrico geral para fresas de topo (ENGIN E ALTINTAS, 2001). | 42 |
| 2.9 | Aresta de corte helicoidal na ferramenta (ENGIN E ALTINTAS, 2001). | 43 |
| 2.10 | Geometria da fresa toroidal. | 47 |
| 2.11 | Ângulo de imersão, componentes da força de corte, largura de corte e carga de cavaco no ponto P em uma fresa toroidal (GAO <i>et al.</i> , 2013). | 50 |
| 2.12 | Esquema da operação de fresamento: passagem do dente (linha sólida), passagem do dente anterior (linha tracejada), e profundidade de corte na direção z (LANDERS, 2007). | 56 |
| 2.13 | Mecanismo do <i>chatter</i> no fresamento (ALTINTAS, 2001). | 57 |
| 2.14 | FRF - Bode plot e fase. fonte: Autor. | 58 |
| 2.15 | Gráfico de deslocamento de PTP. Fonte: (SMITH E TLUSTY, 1993). | 61 |
| 2.16 | Fluxograma do processo de simulação das forças de corte incluindo a vibração. | 62 |
| 2.17 | Condições de contorno Euleriana e Lagrangeana na simulação ALE. fonte: Özel e Zeren (2007). | 66 |
| 2.18 | Representação da formulação ALE. fonte: (PANTALÉ <i>et al.</i> , 2004) | 66 |
| 2.19 | Separação do cavaco ao longo de uma linha de corte predeterminada, fonte: (VAZ JR., 2000). | 73 |
| 2.20 | Quatro tipos básicos de cavacos. | 75 |
| 2.21 | Distribuição das tensões na superfície de saída de cavaco proposto por Zorev (1963). | 77 |
| 3.1 | Montagem para realização dos testes. | 80 |
| 3.2 | Porta-ferramentas utilizado nos testes de fresamento. | 81 |
| 3.3 | Inserto utilizado, R300-0828E-MM classe GC2040 (classe ISO S30). | 81 |
| 3.4 | Regressão linear das forças de corte. | 83 |

| | | |
|------|--|-----|
| 4.1 | Forças de corte Real x Simulada, para a fresa com 1 dente. | 84 |
| 4.2 | Forças de corte Real x Simulada, para a fresa com 2 dentes. | 85 |
| 4.3 | FRF experimental obtida por Kull Neto (2013). | 85 |
| 4.4 | Forças de corte Real x Simulada, para a fresa com 1 dente e considerando a vibração. | 87 |
| 4.5 | Forças de corte Real x Simulada, para a fresa com 2 dentes e considerando a vibração. | 87 |
| 4.6 | Forças de corte Real x Simulada, para a fresa com 1 dente e considerando a vibração e a contribuição da dinâmica da direção Z no corte. | 88 |
| 4.7 | Forças de corte Real x Simulada, para a fresa com 2 dentes e considerando a vibração e a contribuição da dinâmica da direção Z no corte. | 88 |
| 4.8 | Forças de corte (Teste 1). | 90 |
| 4.9 | Forças de corte (Teste 2). | 90 |
| 4.10 | Forças de corte (Teste 5). | 91 |
| 4.11 | Forças de corte (Teste 6). | 91 |
| 4.12 | Espectro das forças de corte real para a fresa com 1 dente. | 92 |
| 4.13 | Espectro das forças de corte real para a fresa com 2 dentes. | 93 |
| 4.14 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente. | 93 |
| 4.15 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes. | 94 |
| 4.16 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente sem a contribuição em Z. | 95 |
| 4.17 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente reduzindo-se a frequência natural do sistema adicionado. | 96 |
| 4.18 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente aumentando a frequência natural do sistema adicionado. | 97 |
| 4.19 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes reduzindo-se a frequência natural do sistema adicionado. | 98 |
| 4.20 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes aumentando a frequência natural do sistema adicionado. | 99 |
| 4.21 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e passo 0,25 mm. | 100 |
| 4.22 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e passo 0,20 mm. | 101 |
| 4.23 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e passo 0,30 mm. | 102 |
| 4.24 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e passo 0,35 mm. | 102 |
| 4.25 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e passo 0,25 mm. | 103 |
| 4.26 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e passo 0,20 mm. | 103 |
| 4.27 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e passo 0,15 mm. | 103 |
| 4.28 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e passo 0,30 mm. | 104 |
| 4.29 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e passo 0,35 mm. | 104 |

| | | |
|------|--|-----|
| 4.30 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e $\zeta_x = \zeta_y = 3,65\%$. | 105 |
| 4.31 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e $\zeta_x = 1,75\%$ e $\zeta_y = 3,65\%$. | 106 |
| 4.32 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e $\zeta_x = 3,65\%$ e $\zeta_y = 1,75\%$. | 106 |
| 4.33 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e $\zeta_x = 3,65\%$ e $\zeta_y = 7,0\%$. | 107 |
| 4.34 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e $\zeta_x = 7,0\%$ e $\zeta_y = 3,65\%$. | 107 |
| 4.35 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e $\zeta_x = \zeta_y = 3,65\%$. | 108 |
| 4.36 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e $\zeta_x = 1,75\%$ e $\zeta_y = 3,65\%$. | 109 |
| 4.37 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e $\zeta_x = 3,65\%$ e $\zeta_y = 1,75\%$. | 109 |
| 4.38 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e $\zeta_x = 3,65\%$ e $\zeta_y = 7,0\%$. | 110 |
| 4.39 | Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e $\zeta_x = 7,0\%$ e $\zeta_y = 3,65\%$. | 110 |
| 4.40 | Gráfico de PTP, força e deslocamento. | 112 |
| 4.41 | Gráfico de estabilidade de PTP. | 113 |
| 4.42 | Pontos de teste. | 113 |
| 4.43 | Simulação com os parâmetros: $v_c = 65$ m/min, $f_z = 0.1$ mm/dente, $z = 2$ dentes, $a_p = 1$ mm. | 114 |
| 4.44 | Simulação com os parâmetros: $v_c = 65$ m/min, $f_z = 0.1$ mm/dente, $z = 2$ dentes, $a_p = 1.4$ mm. | 114 |
| 4.45 | Simulação com os parâmetros: $v_c = 65$ m/min, $f_z = 0.1$ mm/dente, $z = 2$ dentes, $a_p = 1.6$ mm. | 115 |
| 4.46 | Simulação com os parâmetros: $v_c = 55$ m/min, $f_z = 0.1$ mm/dente, $z = 2$ dentes, $a_p = 2.0$ mm. | 116 |
| 4.47 | Geometria da simulação 2D. | 118 |
| 4.48 | Simulação do corte ortogonal. | 119 |
| 4.49 | Geometria da simulação 3D. | 120 |
| 4.50 | Simulação do fresamento. | 121 |
| 4.51 | Forças de corte Real x Elementos Finitos, para a fresa com 2 dentes. | 121 |
| 4.52 | Forças de corte Real x Elementos Finitos, para a fresa com 1 dente. | 122 |
| 4.53 | Forças de corte Real x Elementos Finitos. | 123 |

| | | |
|------|---|-----|
| 4.54 | Desenho 3D da peça de trabalho. | 124 |
| 4.55 | Simulação em elementos finitos das frequências naturais da peça. | 124 |
| 4.56 | Esquema do sistema completo: peça, ferramenta e flexibilidade. | 125 |
| 4.57 | Forças de corte Real x Elementos Finitos com flexibilidade no sistema, para a fresa com 1 dente. | 125 |

Lista de Tabelas

| | | |
|-----|--|-----|
| 2.1 | Propriedades de três materiais comuns na indústria aeroespacial (BOWES, 2013). . . | 52 |
| 2.2 | Influência das propriedades do titânio na sua usinabilidade, baseado em (VEIGA <i>et al.</i> , 2013) | 53 |
| 2.3 | Tensão, taxa de deformação e temperatura, associada com alguns processos, (SUN E GUO, 2009). | 69 |
| 2.4 | Coefficientes de falha de Johnson–Cook para a liga Ti–6Al–4V(WANG <i>et al.</i> , 2014). | 74 |
| 3.1 | Forças médias de fresamento nas direções X, Y e Z. | 82 |
| 4.1 | Parâmetros físico e modais utilizados na simulação. | 86 |
| 4.2 | Parâmetros de usinagem utilizados na medição dos esforços de corte, (KULL NETO, 2013). | 89 |
| 4.3 | Influência da frequência natural adicionada no medelo dinâmico na simulação. | 111 |
| 4.4 | Influência do passo de integração na simulação. | 111 |
| 4.5 | Influência do fator de amortecimento na simulação. | 111 |
| 4.6 | Propriedades físicas dos materiais utilizados na simulação (WANG E LIU, 2015). | 117 |
| 4.7 | Parâmetros constitutivos de J-C para a liga Ti–6Al–4V(WANG <i>et al.</i> , 2014). | 119 |

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

| | |
|------------------------|---|
| D | Tensor de taxa de deformação |
| C_{n+1} | Matriz de amortecimento |
| D | Dano de cada elemento finito |
| \vec{K}_{n+1} | Matriz de rigidez |
| M_{n+1} | Matriz de massa |
| \vec{x} | Coordenadas Eulerianas |
| \vec{F}_u | Força de atrito na face da ferramenta [N] |
| \vec{F}_v | Força de atrito normal à face da ferramenta [N] |
| \vec{f}^{ext} | Vetor de forças externas |
| \vec{f}^{int} | Vetor de forças internas |
| \vec{q} | Vetor de fluxo de calor |
| \vec{X} | Coordenadas Lagrangeanas |
| A | Parâmetro de Johnson-Cook [MPa] |
| a_e | Largura de corte [mm] |
| a_p | Profundidade de corte [mm] |
| B | Parâmetro de Johnson-Cook [MPa] |
| b | Largura de corte no corte ortogonal [mm] |
| C | Parâmetro de Johnson-Cook |
| c | Coefficiente de amortecimento [Ns/m] |

| | |
|-----------------|--|
| $D_{1,2,3,4,5}$ | Coeficientes de falha de Johnson-Cook |
| db | Comprimento projetado de uma aresta infinitesimal de corte na direção da velocidade de corte |
| dF_a | Componente da força diferencial na direção axial |
| dF_r | Componente da força diferencial na direção radial |
| dF_t | Componente da força diferencial na direção tangencial |
| dS | Comprimento de um segmento de aresta de corte infinitesimal |
| F_f | Força de avanço [N] |
| F_r | Força radial [N] |
| F_t | Força tangencial [N] |
| F_x | Componente x da força [N] |
| F_y | Componente y da força [N] |
| F_z | Componente z da força [N] |
| f_z | Avanço por dente [mm/dente] |
| h_n | Espessura teórica do cavaco [mm] |
| h_r | Espessura do cavaco deformado [mm] |
| i | Ângulo de inclinação da aresta [rad] |
| i_s | Ângulo de hélice nominal [rad] |
| k | Coeficiente de rigidez [N/m] |
| K_{ac} | Coeficiente específico de corte na direção axial [N/mm ²] |
| K_{ae} | Coeficiente específico de aresta na direção axial [N/mm] |
| K_{rc} | Coeficiente específico de corte na direção radial [N/mm ²] |
| K_{re} | Coeficiente específico de aresta na direção radial [N/mm] |
| K_{tc} | Coeficiente específico de corte na direção tangencial [N/mm ²] |

| | |
|--------------|---|
| K_{te} | Coeficiente específico de aresta na direção tangencial [N/mm] |
| m | Massa do conjunto ferramenta e porta ferramenta [kg] |
| P_n | Plano normal |
| P_v | Plano velocidades |
| r | razão entre a espessura teórica e real do cavaco |
| $r(z)$ | Distância radial [mm] |
| T | Temperatura absoluta [K] |
| t | Tempo [s] |
| t_a | Temperatura atual [°C] |
| t_{melt} | Temperatura de fusão [°C] |
| t_{tr} | Temperatura de transição [°C] |
| u_j | Deslocamento do dente j na direção tangencial |
| v_c | Velocidade de corte [m/min] |
| v_f | Velocidade avanço [mm/min] |
| v_j | Deslocamento do dente j na direção radial |
| V_{cavaco} | Velocidade do cavaco |
| V_S | Velocidade de cisalhamento |
| C | Capacidade térmica [J/kgK] |

Letras Gregas

| | |
|----------------|---|
| α_n | Ângulo de inclinação da face da ferramenta normal [rad] |
| β_a | Ângulo de atrito [rad] |
| β_r | Ângulo de atrito [rad] |
| $\ddot{\mu}_n$ | Vetor de aceleração nodal |

| | |
|------------------------|---|
| $\dot{\epsilon}_{pl}$ | Taxa de deformação |
| $\dot{\epsilon}_{ref}$ | Taxa de deformação de referência |
| $\dot{\vec{\mu}}_n$ | Vetor de velocidade nodal |
| η | Ângulo de escoamento [rad] |
| κ | Ângulo de imersão axial [rad] |
| λ | Autovalores |
| μ | Coefficiente de atrito |
| Ω | Velocidade angular [rad/s] |
| ω_n | Frequência natural [rad/s] |
| ϕ | Imersão angular instantânea [rad] |
| ϕ_c | Ângulo de cisalhamento [rad] |
| ϕ_n | Ângulo normal de corte [rad] |
| ϕ_{pj} | Ângulo dentre 2 dentes consecutivos [rad] |
| | Ângulo de atraso radial [rad] |
| $2s$ | Ângulo de atraso inicial [rad] |
| ae | Ângulo de atraso final [rad] |
| ρ | Densidade de massa [kg/m ³] |
| σ_s | Tensão normal [MPa] |
| σ_{esc} | Tensão de escoamento [MPa] |
| τ_s | Tensão de cisalhamento [MPa] |
| $\vec{\mu}_n$ | Vetor de deslocamento nodal |
| $\vec{\xi}$ | Coordenadas arbitrárias |
| ζ | Fator ou razão de amortecimento |

Sobrescritos

| | |
|-----|--|
| m | Parâmetro de temperatura de Johnson-Cook |
| n | Parâmetro de deformação de Johnson-Cook |
| * | Conjugado |

Subscritos

| | |
|-----|-----------------------------|
| j | Indicador do dente em corte |
|-----|-----------------------------|

Abreviações

| | |
|-----|-------------------|
| 2D | Bidimensional |
| 3D | Tridimensional |
| A/D | Analógico/Digital |
| J-C | Johnson-Cook |
| Max | Máximo |

Siglas

| | |
|---------|--|
| ALE | Lagrangeana-Euleriana Arbitrária |
| AME | Análise Modal Experimental |
| CAD/CAM | Computer-Aided Design/Computer-Aided Manufacturing |
| CCC | Cúbica de Corpo Centrado |
| CFC | Cúbica de Face Centrada |
| FFT | Transformada rápida de Fourier |
| FRF | Função de Resposta em Frequência |
| MEF | Método dos Elementos Finitos |

| | |
|------|--------------------------------|
| PCBN | Nitreto de boro policristalino |
| PTP | Pico-a-Pico |
| RFP | Polinomial de Fração Racional |
| SHPB | Split Hopkinson Pressure Bar |
| WC | Carboneto de tungstênio |

Sumário

| | |
|--|-----------|
| Lista de Ilustrações | 10 |
| Lista de Tabelas | 14 |
| Lista de Abreviaturas e Siglas | 15 |
| Sumário | 21 |
| 1 INTRODUÇÃO | 24 |
| 1.1 Objetivos do trabalho | 30 |
| 1.2 Organização do texto | 30 |
| 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 32 |
| 2.1 Teoria básica da modelagem do processo de usinagem | 32 |
| 2.1.1 Geometria do corte oblíquo | 35 |
| 2.2 Modelo mecanicista para a predição das forças de corte | 38 |
| 2.2.1 Modelo mecanicista do fresamento | 39 |
| 2.2.2 Modelo geométrico generalizado para arestas de corte helicoidais | 43 |
| Zona OM ($z \leq M_z$) | 44 |
| Zona MN ($M_z < z \leq N_z$) | 45 |
| Zona NS ($N_z < z$) | 45 |
| 2.2.3 Geometria da fresa toroidal | 47 |
| 2.2.4 Modelo mecanicista das forças de corte | 49 |
| 2.3 Ligas de titânio | 51 |
| 2.3.1 Propriedades da liga Ti-6Al-4V | 51 |
| 2.3.2 Usinabilidade das ligas de titânio | 52 |
| 2.4 Vibração em operações de fresamento | 54 |
| 2.4.1 Vibrações forçadas | 54 |
| 2.4.2 Vibração auto excitada | 55 |
| 2.4.3 <i>Chatter</i> no fresamento | 56 |
| 2.5 Modelo vibratório | 57 |

| | | |
|----------|--|-----------|
| 2.6 | Estabilidade do corte | 60 |
| 2.7 | Algoritmo para simulação do fresamento | 62 |
| 2.8 | Modelagem numérica | 63 |
| 2.8.1 | Formulações | 63 |
| | Lagrangeana | 64 |
| | Euleriana | 65 |
| | Lagrangeana-Euleriana arbitrária | 65 |
| 2.8.2 | Discretização por elementos finitos | 65 |
| | Leis da conservação na descrição ALE | 67 |
| | Discretização espacial | 67 |
| 2.9 | Conceitos para simulação numérica em usinagem | 68 |
| 2.9.1 | Modelos constitutivos do material | 69 |
| | Modelo constitutivos de Oxley | 70 |
| | Modelo constitutivo de Zerilli-Armstrong | 70 |
| | Modelo constitutivo de Johnson-Cook | 71 |
| 2.9.2 | Modelos de falha: separação e morfologia do cavaco | 72 |
| | Morfologia do cavaco | 74 |
| 2.9.3 | Modelos de atrito | 76 |
| | Modelo de atrito de Coulomb | 76 |
| | Modelo de cisalhamento constante | 76 |
| | Modelo de zonas de <i>stick-slip</i> | 77 |
| 3 | MATERIAIS E MÉTODOS | 79 |
| 3.1 | Equipamentos e materiais | 79 |
| 3.1.1 | Máquina-ferramenta | 79 |
| 3.1.2 | Dinamômetro | 79 |
| 3.1.3 | Corpo de prova | 80 |
| 3.1.4 | Ferramenta | 80 |
| 3.1.5 | Fluido de corte | 81 |
| 3.2 | Determinação dos coeficientes de corte | 81 |
| 4 | RESULTADOS E DISCUSSÕES | 84 |
| 4.1 | Resultados | 84 |
| 4.1.1 | Resultados considerando a vibração | 86 |
| 4.2 | Comparação com outros testes reais | 89 |
| 4.3 | Análise em frequência | 92 |
| 4.3.1 | Fatores que influenciam a frequência natural do sistema simulado | 94 |

| | | |
|----------|--|------------|
| | Contribuição da força Z | 94 |
| | Frequência do sistema dinâmico adicionado | 95 |
| | Passo de integração | 100 |
| | Amortecimento | 105 |
| | Considerações | 111 |
| 4.4 | Verificação da estabilidade | 112 |
| 4.5 | Simulações com o modelo numérico | 116 |
| 4.5.1 | Propriedades físicas dos materiais | 116 |
| 4.5.2 | Critério de início de falha | 116 |
| 4.5.3 | Modelo dos pares de contato | 117 |
| | Definição dos pares de contato | 118 |
| 4.5.4 | Corte ortogonal bidimensional | 118 |
| 4.5.5 | Fresamento tridimensional | 120 |
| | Adição da flexibilidade | 123 |
| 5 | CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS | 127 |
| | Referências | 128 |

1 INTRODUÇÃO

Processos de manufatura têm sido sempre a chave para o sucesso entre as nações na economia mundial. Um sistema de manufatura ágil trabalhando em harmonia com o resto de uma empresa, tem um grande impacto na sua competitividade, o que desempenha um papel vital no êxito da introdução de novos produtos ou melhoria contínua dos produtos existentes em resposta às demandas do mercado (COHEN E ZYSMAN, 1989).

Uma grande variedade de produtos é produzida por empresas de manufatura, e dependendo da demanda do mercado esses produtos podem ser personalizados ou produzidos em massa. Sistemas de manufatura são projetados e adaptados às necessidades específicas. Consequentemente, várias técnicas de fabricação são adotadas para lidar com novas exigências do mercado.

Desta forma, processos de manufatura envolvendo retirada de material são fortemente estudados. Todos os anos, é possível observar em feiras, congressos e, claro, no mercado, como os recursos de produção aumentaram graças ao desenvolvimento de novos conceitos, dispositivos, materiais, ferramentas, revestimentos, estruturas, etc. Precisão, flexibilidade e produtividade são aprimoradas constantemente com soluções inovadoras para alcançar as exigências do mercado ou até mesmo aumentá-las a níveis mais elevados. No final, todas estas melhorias são possíveis graças à geração de conhecimento. A compreensão dos fundamentos do corte do metal, tornou-se um fator-chave nas últimas décadas, mas isso não é uma tarefa fácil, devido à complexidade do mecanismo de formação do cavaco (QUINTANA E CIURANA, 2011).

Dentre os diversos tipos de processos de usinagem, o fresamento é um processo que gera superfícies de várias formas pela remoção progressiva de material, através do avanço da peça em uma ferramenta rotativa. A ferramenta, denominada fresa, pode possuir uma ou múltiplas arestas (dentes) cortantes que removem, a cada rotação, uma pequena quantidade de material na forma de cavacos. Nas modernas fresadoras ou centros de usinagem, a ferramenta de corte pode também ser dotada de movimento de avanço. No passado as fresadoras eram utilizadas para geração de superfícies prismáticas (rasgos de chaveta, rebaixos, rasgos em “T”, rasgos tipo “rabo de andorinha”, etc.); confecção de dentes de engrenagens (retos, helicoidais, engrenagens cônicas) e diversas outras operações hoje consideradas simples. Atualmente, elas são capazes de rosquear e gerar superfícies complexas.

As principais diferenças entre o fresamento em relação ao torneamento e a furação são:

- O corte é interrompido;
- Cavacos são relativamente menores;
- Espessura variável do cavaco no tempo mesmo com avanço constante.

No fresamento a máquina ferramenta realiza dois movimentos principais:

- Rotação da ferramenta;
- Avanço da peça.

Durante o fresamento (corte) o contato de cada aresta com a peça de trabalho é descontínuo. Quando um dente entra em contato com a peça, ele recebe um choque, seguido por uma variação na força de corte. O choque cíclico e a variação da força de corte induzem vibrações na ferramenta e na peça. Estes choques cíclicos e variações da força podem fornecer energia necessária para excitar uma frequência natural em qualquer parte do sistema de usinagem. Estas vibrações devem ser minimizadas porque podem, perder precisão e levar a um mal acabamento superficial. Além disso, em condições desfavoráveis, podem tornar-se instáveis, levando ao *chatter*, o que pode causar um desgaste acelerado e quebra da ferramenta, desgaste acelerado da máquina e até mesmo danificar a máquina e seus componentes. Para usinagem em alta velocidade e, especialmente, o fresamento em alta velocidade, o *chatter* é o principal fator limitante da produção, (ALTINTAS, 2000).

O *chatter* é uma vibração do tipo auto excitada que em usinagem ocorre devido a um mecanismo de auto excitação gerado pela espessura do cavaco que varia com o tempo. No fresamento, quando a ferramenta vibra, ela deixa marcas na superfície da peça, fazendo com que o cavaco mude de formato, se os dentes subsequentes acompanham as ondas deixadas na peça a vibração assumirá uma condição regenerativa que auto excitará o sistema. Este fenômeno pode amplificar as vibrações consideravelmente, ocasionando danos à máquina-ferramenta, ferramenta e superfície da peça.

Além das dificuldade inerentes ao processo de fresamento, o tipo de material a ser fresado também representa outro fator de estudo, pois alguns materiais que possuem excelentes propriedades para aplicações industriais podem ser de baixa usinabilidade. Um dos materiais que possuem larga aplicação mas são de baixa usinabilidade, são as ligas de titânio. O titânio é um material importante em várias indústrias, devido às suas propriedades mecânicas e químicas favoráveis. Uma combinação de boa resistência em relação ao peso, alta dureza a quente, resistência à corrosão e boas propriedades de fadiga, tornam o titânio uma boa escolha em diversas situações. Suas aplicações mais importantes são nos mercados aeroespacial, biomédico e automotivo, (MACHADO E WALLBANK, 1990).

O titânio é conhecido como um material de difícil usinagem devido à várias razões. A principal consequência de sua pobre usinabilidade é que as velocidades de corte devem ser mantidas relativamente baixas (aproximadamente 60 m/min), para se alcançar uma vida razoável da ferramenta. Isto contrasta com outros materiais, como por exemplo, ligas de alumínio, que são usualmente usinadas à velocidades da ordem de 1000 m/min, em aplicações de usinagem em alta velocidade (BOWES, 2013). Essa baixa usinabilidade das ligas de titânio se deve à diversas propriedades

inerentes ao material, dentre elas pode-se citar a baixa condutividade térmica, a alta resistência mecânica em altas temperaturas, a alta reatividade química com os materiais de ferramentas e o baixo módulo de elasticidade (EZUGWU E WANG, 1997).

Além disso, a baixa condutividade térmica resulta em um acúmulo de calor na aresta de corte em altas temperaturas (750°C a uma velocidade de 300 m/min no corte a seco). A baixa dissipação de calor pelo cavaco e pela peça, devido à baixa condutividade térmica, configuram altos gradientes de temperatura na ferramenta, resultando em elevadas tensões térmicas na aresta de corte. As altas temperaturas na usinagem do titânio são associadas também com o tipo de cavaco que é formado, que para este material possui forma segmentada. As temperaturas elevadas levam também ao aumento das reações químicas, resultando em desgaste por difusão. A adesão entre o material e ferramenta também é elevada com o aumento da temperatura, resultando em falha da ferramenta (BOWES, 2013).

Devido ao relativo baixo módulo de elasticidade, alto limite de resistência à tração e grande zona elástica, o titânio, quando submetido à pressão de corte, deforma-se elasticamente quase duas vezes mais que um aço-carbono, com grande recuperação elástica na superfície de folga da ferramenta. Isto resulta em uma espessura de corte variável próxima à aresta, ocasionando uma ação vibratória conforme a ferramenta entra na zona de corte. Assim, em um menor ângulo de folga efetivo, há aumento do atrito e desgaste prematuro do flanco. Em processos de fresamento, o ciclo deformação e recuperação elástica é ainda mais crítico, pois faz com que a espessura de cavaco seja variável de uma aresta para a outra, favorecendo ainda mais a vibração. Outro fator importante para o surgimento de vibrações é a formação do cavaco, que ocorre num processo de “cisalhamento termoplástico adiabático”, resultante da baixa condutividade térmica do titânio. Este cisalhamento adiabático produz cavacos do tipo serrilhado e resulta em uma variação cíclica das forças com uma significativa variação da magnitude, causando vibração (EZUGWU E WANG 1997; KULL NETO 2013).

Com a alta tendência à vibração que a usinagem, principalmente o fresamento, de titânio tem, para se usinar da maneira mais produtiva possível ligas de titânio, há que se entender e lidar com a vibração da ferramenta e/ou da peça. Algumas estratégias podem ser utilizadas para se manter os níveis de vibração sob controle, como por exemplo, a escolha de parâmetros de usinagem de maneira a se garantir um processo estável e a modificação de elementos do sistema máquina-ferramenta/ferramenta/peça/sistema de fixação (QUINTANA E CIURANA, 2011).

Os principais tipos de vibração envolvidas em processos de fresamento são as vibrações auto-excitadas (TOBIAS, 1972). Como o fresamento é um processo largamente utilizado, formas de contornar os problemas que ocorrem devem ser estudados, isto significa encontrar formas de minimizar as vibrações durante o processo e encontrar parâmetros que proporcionem um corte estável.

Para isso, um modelo matemático é essencial para a compreensão do comportamento dinâmico

mico dos processos de fresamento e melhorar a sua operação em termos de análise temporal ou resposta em frequência. A caracterização do processo de fresamento, por meio de modelos matemáticos, para produzir uma descrição aproximada do fenômeno físico tem despertado o interesse de muitos pesquisadores (ALTINTAS 2000; RAHMAN *et al.* 2006; BUDAK 2006A; BUDAK 2006B).

Cada vez mais, tanto modelos experimentais quanto modelos analíticos são utilizados na usinagem de metais com esta finalidade (HABER *et al.*, 2005). Quando um novo produto ou peça de metal está sendo projetado, o item deve passar por testes no processo de simulação envolvido (por exemplo, o processo de corte) antes de se começar a produzir o item propriamente dito. E o sucesso das simulações, depende fortemente de quão fielmente os modelos matemáticos descrevem o comportamento real do processo de corte. Além disso, os métodos computacionais são essenciais para se obter uma exatidão adequada na predição e aplicação em tempo real do modelo (HABER *et al.*, 2005).

Desta forma, menores níveis de vibração durante o fresamento, podem ser obtidos por meio da utilização de técnicas específicas de usinagem, geometrias de ferramentas e parâmetros de corte otimizados. Combinações destes parâmetros propiciam um corte com maior estabilidade, justificando assim, a busca destes melhores parâmetros de corte de forma computacional, uma vez que experimentalmente geraria alto desgaste do equipamento e gastos com materiais e ferramentas, e é fundamental que os processos de usinagem sejam os mais econômicos possíveis, de modo a permitir que o custo final do produto seja competitivo.

Um dos primeiros modelos para simular o corte foi proposto por (TIME, 1870 *apud* MAR-KOPOULOS, 2013), que sugeriu que o cavaco era formado devido à ruptura frágil. Anos depois, Tresca (1873) sugeriu que a formação do cavaco era devido à deformação plástica, porém ainda não haviam modelos para o corte.

Martelotti (1941) foi pioneiro na modelagem do corte, porém haviam restrições inerentes a estes modelos, como a dificuldade na sua aplicação no fresamento e sua precisão devido à simplificações. Merchant (1945a) introduziu nos modelos a cinemática do fresamento, a trajetória da ferramenta durante o processo, a formação de cavacos e o acabamento da superfície. A maior contribuição foi a utilização da espessura do cavaco não deformado nas análises, sendo esta a representação matemática utilizada até hoje (inclusive neste trabalho).

Koenigsberger e Sabberwal (1961) mais tarde realizaram um estudo analítico sobre a força de corte durante o processo de fresamento e desenvolveram equações para o cálculo das forças, utilizando a modelagem mecanicista. Neste estudo, a força de corte, em qualquer instante foi assumida como sendo igual à área do cavaco multiplicado por uma pressão específica de corte, semelhante ao coeficiente de força de corte.

Thusty e MacNeil (1975) posteriormente mostraram que a previsão das forças poderia ser feita assumindo a força de corte tangencial como sendo proporcional à carga do cavaco, enquanto que a

força de corte radial proporcional à força de corte tangencial. Eles também propõe a metodologia de discretização da ferramenta em segmentos.

Na sequência, Armarego (1983); Armarego e Whitfield (1985) realizaram investigações para desenvolver um sistema CAD/CAM para prever as componentes de força em diferentes operações de usinagem, incluindo fresamento periférico e frontal. Nestas duas pesquisas os autores descreveram a força de corte agindo em cada dente como sendo dividida em força de aresta e forças de corte. A mecânica do corte também foi incluída nos modelos de força, em uma abordagem chamada de *Mecânica Unificada de Corte*. A abordagem envolve a modelagem dos dentes da fresa como sendo oblíquos e um banco de dados ortogonal tem de ser estabelecido para cada combinação ferramenta-peça.

Altintas e Lee (1996) propuseram um modelo que permite a avaliação das forças em uma ferramenta de geometria helicoidal geral e predição da espessura do cavaco. Este modelo geométrico foi melhorado e definido para os diferentes tipos de fresas de topo por Altintas e Engin (2001), incluindo fresas de topo esférica e toroidais. Estes dois tipos de ferramentas são apropriados para contornos e usinagem de cavidades estreitas e profundas. Além disso, podem também ser utilizadas para o corte final em superfícies esculpidas, principalmente em paredes verticais e inclinadas.

Muitos pesquisadores vêm desenvolvendo modelos analíticos e numéricos para melhor compreender os processos que envolvem grandes deformações, taxas de deformação e temperaturas. Os métodos analíticos simplificados têm aplicações limitadas e são de difícil utilização para processos de corte com geometria complexa da peça. Desta forma, os métodos numéricos tornam-se importantes.

Além dos modelos analíticos, uma outra forma de se abordar o corte computacionalmente é através de métodos numéricos aproximados. Dentre os diversos métodos, o *Método dos Elementos Finitos* (MEF) se destaca, e isso se deve ao seu avançado nível de desenvolvimento que permite a sua utilização em uma grande diversidade de problemas. Em linhas gerais, pode-se definir o MEF como um método matemático, no qual um meio contínuo é discretizado (subdividido) em elementos que mantêm as propriedades de quem os originou. Esses elementos são descritos por equações diferenciais e resolvidos por modelos matemáticos para que sejam obtidos os resultados desejados.

A modelagem do processo de usinagem pelo método dos elementos finitos é uma das aproximações numéricas que podem ser utilizadas para simular o corte. Os elementos finitos apresentam sua formulação classificada em formulação quasi-estática implícita e formulação dinâmica de integração explícita no tempo. Formulações implícitas exigem convergência em cada passo de tempo ou incremento de carga, enquanto formulações explícitas resolvem um sistema de equações desacopladas com base nas informações do intervalo de tempo anterior (VAZ JR., 2000). Através da simulação por elementos finitos, é possível obter diversas quantidades calculadas numericamente

tais como: distribuição espacial das tensões, forças, temperaturas, etc., sem a necessidade de se realizar experimentos de corte.

Shirakashi e Usui (1974) aplicaram o método dos elementos finitos elasto-plástico para o processo de corte ortogonal. Iwata *et al.* (1984) usaram um método de elementos finitos rígido-plástico para considerar o efeito do atrito.

A primeira análise usando elementos finitos para simular o movimento da ferramenta sobre a peça e a formação contínua do cavaco ao longo de uma linha de separação pré-definida foi realizada por Strenkowski e Carroll (1985).

Strenkowski e Moon (1990) analisaram um corte ortogonal no estado estacionário com a capacidade de prever a geometria do cavaco e o comprimento de contato ferramenta-cavaco. Já Moriawaki *et al.* (1993) desenvolveram um modelo rígido-plástico de elementos finitos para examinar os efeitos do raio da aresta da ferramenta na profundidade de corte em processos de micro-corte.

Até os anos 2000, os estudos focavam nas análises de corte ortogonal e torneamento. Özel e Altan (2000) modelaram o fresamento de topo utilizando um único inserto no suporte. Pantalé *et al.* (2004) apresentaram um modelo oblíquo tridimensional para simular o processo de fresamento utilizando critério de danos de Johnson-Cook. Uma simulação tridimensional foi brevemente relatada; no entanto, não foi validada e resultados não foram apresentados, pois ainda era necessário mais investigação.

Recentemente o campo de análise com os elementos finitos tem se estendido. Kumar *et al.* (2014) desenvolveram um método de otimizar o projeto de fresas através da análise das forças de corte e tensões no fresamento da liga de titânio Ti-6Al-4V utilizando elementos finitos. Thepsonthi e Özel (2015) simularam o processo de micro fresamento na liga de titânio Ti-6Al-4V através de um modelo de elementos finitos 3D e validaram experimentalmente o fluxo do cavaco e o desgaste da ferramenta.

As simulações de corte através dos elementos finitos, principalmente de fresamento, são recentes. Neste contexto, o método de elementos finitos mostra-se uma ferramenta muito útil, pois possibilita a simulação do fresamento e outros processos, com perfis mais complexos e sem a necessidade de testes experimentais. O método dos elementos finitos aplicados à simulações de corte mostra-se uma ferramenta promissora, e devido à recente utilização para este fim é necessário se investigar mais.

Desta forma o presente trabalho busca modelar as forças do fresamento com fresa toroidal da liga de titânio Ti-6Al-4V com modelos analíticos e numéricos. Através de um modelo computacional será possível compreender o comportamento das forças e vibrações durante o corte.

1.1 Objetivos do trabalho

A proposta deste trabalho é a modelagem de forças de corte e vibração no processo de fresamento. Em cima desta proposta objetiva-se também:

- Criar um modelo analítico computacional para simular as forças de corte no processo de fresamento com fresas do tipo toroidal.
- Avaliar a influência da vibração gerada durante o corte no cálculo das forças.
- Verificar a capacidade do modelo em simular condições um pouco diferentes daquela utilizada para levantar os coeficientes de corte.
- Incluir no modelo analítico a vibração gerada no processo de corte.
- Criar um modelo numérico de elementos finitos para simular o processo de fresamento tridimensional.

1.2 Organização do texto

Este trabalho foi dividido em cinco capítulos, nos quais são apresentadas as revisões bibliográficas, as metodologias abordadas, procedimentos experimentais realizados, resultados encontrados e a conclusão referente ao trabalho. A seguir, faz-se uma breve descrição do conteúdo de cada um desses capítulos:

No Capítulo 2 tem-se a revisão de literatura, que descreve os principais tipos de vibração em usinagem, as características das ligas de titânio, bem como a descrição da liga utilizada como material de trabalho, a teoria básica de usinagem e como adaptá-la para simular o fresamento com fresas toroidais, e a descrição de como o processo de fresamento pode ser simulado numericamente por elementos finitos.

No Capítulo 3 define-se a metodologia experimental utilizada para os ensaios, onde é definida a máquina ferramenta utilizada, características do corpo de prova, montagem experimental, descrição dos experimentos e obtenção dos coeficiente de corte.

No Capítulo 4 são apresentados os resultados das simulações do modelo computacional desenvolvido. Os resultados simulados são comparados com os sinais de força de corte obtidos dos experimentos e análises são realizadas. Primeiramente os sinais reais de força são simulados por uma modelo mecanicista que leva em conta a vibração no corte, posteriormente um modelo de elementos finitos é apresentado para também simular as força de corte.

Finalmente, o Capítulo 5 apresenta as conclusões juntamente com propostas para trabalhos futuros que podem ser desenvolvidos para dar continuidade ao estudo iniciado neste trabalho.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Usinagem é um termo genérico utilizado para descrever o processo de remoção de material de uma peça, sendo este material chamado de cavaco. A usinagem confere forma, dimensão, acabamento ou uma combinação qualquer destes itens à peça de trabalho. A usinagem pode ser dividida em duas grandes categorias como, processos convencionais, quando a energia mecânica por cisalhamento no contato peça- ferramenta, gera elevadas taxas de remoção de material; e não convencionais, quando outro tipo de energia de usinagem é utilizada por exemplo, eletroerosão, laser, usinagem química e eletroquímica, jato abrasivo, etc, onde a taxa volumétrica de remoção de material é muito menor (CABRERA, 2015).

2.1 Teoria básica da modelagem do processo de usinagem

Corte ou usinagem ortogonal é definido como sendo a situação na qual a aresta de corte da ferramenta é perpendicular à direção do movimento da peça. Embora as operações de corte mais comuns sejam tridimensionais e geometricamente complexas, este caso mais simples é usado para explicar os mecanismos gerais da remoção do metal. No modelo de corte ortogonal, o material é retirado por uma aresta de corte que é perpendicular à direção do movimento relativo entre a peça de trabalho e a ferramenta. A mecânica de operações de corte oblíquas tridimensionais mais complexas é normalmente avaliada por modelos cinemáticos de transformação geométrica aplicados ao processo de corte ortogonal. As representações esquemáticas de processos de corte ortogonais e oblíquos são apresentados na Figura 2.1.

O corte ortogonal se assemelha a um processo de acabamento com uma ferramenta reta, cuja aresta de corte é perpendicular à velocidade de corte (v_c). Um cavaco de metal com uma largura de corte (b) e espessura de corte (h_n) é cortado da peça de trabalho. No corte ortogonal, o corte é assumido como sendo uniforme ao longo da aresta de corte, portanto, é um processo de deformação no plano bidimensional sem espalhar material para as laterais. Assim, as forças de corte são exercidas apenas nas direções da velocidade e da espessura do cavaco não removido, que são chamadas de força tangencial (F_t) e força de avanço (F_f). No entanto, no corte oblíquo, a aresta de corte é orientada com um ângulo de inclinação (i) e a terceira força adicional atua na direção radial (F_r).

Existem três zonas de cisalhamento no processo de corte, como mostrado na vista em corte transversal do corte ortogonal (ver Figura 2.2). Como a aresta da ferramenta penetra na peça de trabalho, o material à frente da ferramenta é cortado ao longo da zona de cisalhamento primária para formar o cavaco. O material cortado, o cavaco, parcialmente deformado move-se ao longo da

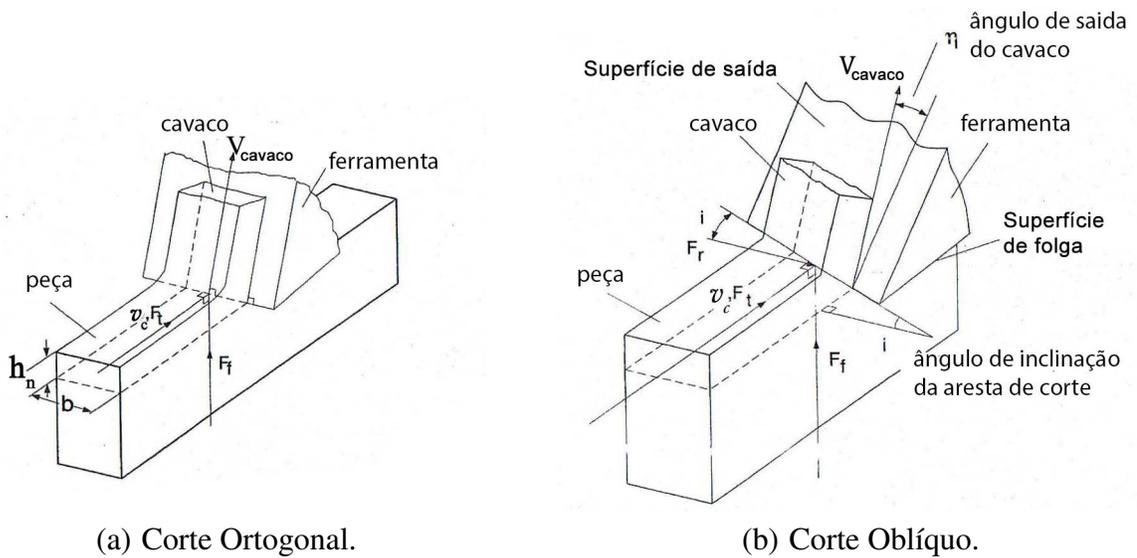


Figura 2.1: Geometria do processo de corte ortogonal e oblíquo (ALTINTAS, 2000).

superfície de saída da ferramenta, que é chamada a zona de cisalhamento secundária. A área de fricção, na qual a superfície de folga atrita com a superfície recém usinada, é chamada de zona terciária.

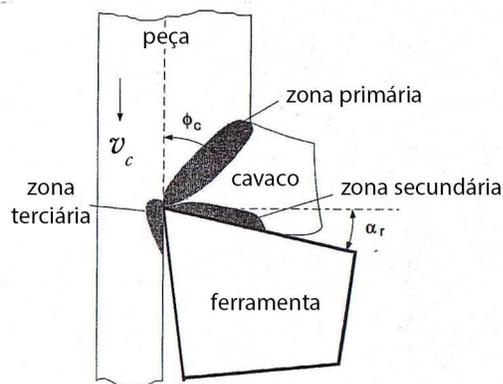


Figura 2.2: Zonas de deformação primária, secundária e terciária (ALTINTAS, 2000).

Existem basicamente dois tipos de pressupostos na análise da zona de cisalhamento primária. Merchant (1945b) desenvolveu um modelo de corte ortogonal assumindo a zona de cisalhamento com sendo um plano fino. Outros, como Lee e Shaffer (1951) e Palmer e Oxley (1959), baseado na análise da espessura da zona de deformação de cisalhamento, propuseram modelos de “predição do ângulo de cisalhamento” de acordo com as leis da plasticidade. Neste texto, a zona de cisalhamento primária é assumida como sendo uma zona fina para simplificação, da forma apresentada

por Merchant (1945b).

A geometria da deformação e as forças de corte são mostrados na vista em corte transversal do processo de corte ortogonal, Figura 2.3.

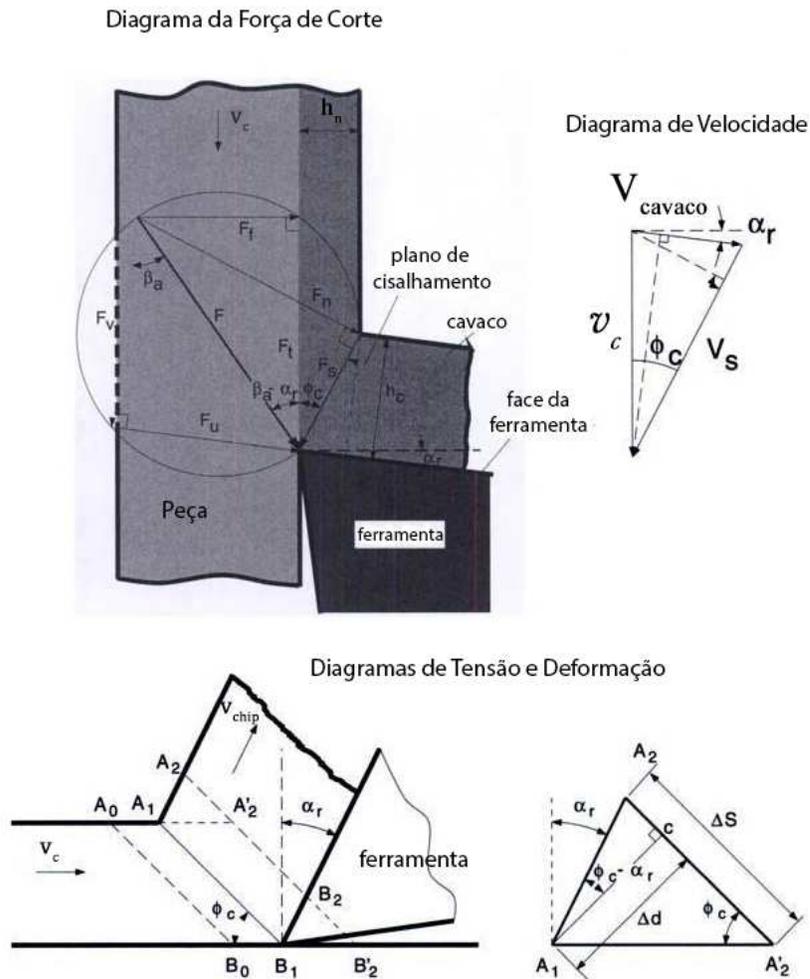


Figura 2.3: Mecânica do corte ortogonal (ALTINTAS, 2000).

Supõe-se que a aresta de corte é afiada sem chanfro ou raio e que a deformação ocorre num plano de corte infinitamente fino. O ângulo de cisalhamento ϕ_c é definido como o ângulo entre a direção da velocidade de corte (v_c) e o plano de cisalhamento. Assume-se ainda que a tensão de cisalhamento (τ_s) e a tensão normal (σ_s) sobre o plano de cisalhamento são constantes; a força resultante (F) sobre o cavaco, aplicada no plano de cisalhamento, está em equilíbrio com a força aplicada à ferramenta sobre a zona de contato cavaco-face da ferramenta; uma constante de atrito médio é assumida sobre a zona de contato cavaco-face. A partir do equilíbrio da forças, a força

resultante (F) é formada a partir da força de avanço (F_f) e da força tangencial (F_t):

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_f^2} \quad (2.1)$$

A força de avanço está na direção da espessura do cavaco não removido e a força de corte tangencial está no sentido da velocidade de corte. As forças de corte que agem sobre a ferramenta terão igual amplitude, mas sentidos opostos em relação às forças que agem sobre o cavaco. A mecânica de corte ortogonal para duas zonas de deformação são apresentados como segue:

De acordo com Merchant (1945a) tensão de cisalhamento τ_s no corte ortogonal, Equação (2.2), é calculado como função do ângulo de cisalhamento, Equação (2.3); do ângulo de atrito, Equação (2.4), da força de corte (F_t), da força de avanço (F_f), da largura corte b e espessura h_n . A variável r , Equação (2.5), é a razão entre a espessura do cavaco teórico e do cavaco deformado.

$$\tau_s = \frac{(F_t \cos \phi_c - F_f \sin \phi_c) \sin \phi_c}{bh_n} \quad (2.2)$$

$$\tan \phi_c = \frac{r \cos \alpha}{1 - r \sin \alpha} \quad (2.3)$$

$$\tan \beta_r = \frac{F_f + F_t \tan \alpha}{F_t + F_f \tan \alpha} \quad (2.4)$$

$$r = \frac{h_n}{h_c} \quad (2.5)$$

O corte oblíquo, por outro lado, representa o caso de corte no qual a aresta de corte é inclinada em relação ao vetor velocidade. Em operações reais de usinagem, o corte é geralmente oblíquo, isso faz com que o cavaco tenha formato de espiral devido ao ângulo da aresta de corte. Desta forma, a configuração oblíqua produzirá uma terceira componente de força, que não está presente na usinagem ortogonal (ALTINTAS, 2000).

2.1.1 Geometria do corte oblíquo

A geometria de corte oblíquo é mostrada na Figura 2.4. A velocidade de corte é perpendicular à aresta de corte no corte ortogonal, enquanto que no corte oblíquo, a aresta de corte está inclinada com um ângulo agudo i em relação ao plano normal.

No corte oblíquo, um plano perpendicular à aresta de corte e paralela à velocidade de corte é definido como o plano normal ou P_n . Como a deformação de cisalhamento é plana, o cisalhamento e o movimento do cavaco são idênticos em todos os planos normais paralelos à velocidade de corte e perpendicular a aresta de corte. Assim, as velocidades de corte (v_c), de cisalhamento (v_s), e do cavaco (v_{cavaco}) são perpendiculares à aresta de corte, e se encontram no plano de velocidades

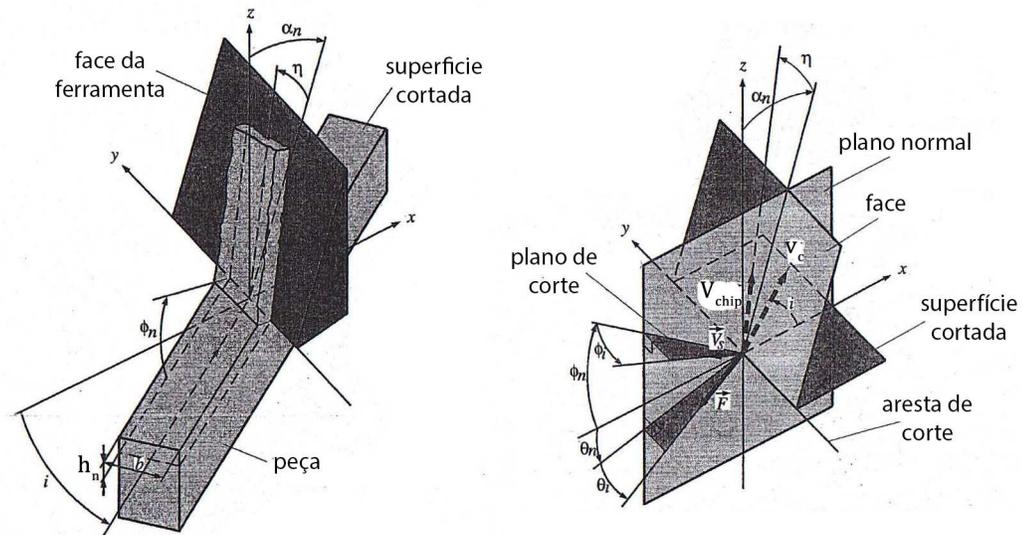


Figura 2.4: Geometria do processo de corte oblíquo (ALTINTAS, 2000).

(P_v) paralelo ou coincidente com o plano normal (P_n). A força de corte resultante F , juntamente com as outras forças que atuam sobre o corte e na zona de contato cavaco–face da ferramenta, também se encontram no mesmo plano P_n no corte ortogonal. Não há nenhuma força de corte na terceira direção (isto é, perpendicular ao plano normal). No entanto, a velocidade de corte tem um ângulo oblíquo ou ângulo de inclinação i em operações de corte oblíquas, e, assim, a direção do cisalhamento, atrito, fluxo do cavaco, e vetor de forças de corte resultante possuem componentes em todas as três direções do sistema de coordenadas cartesianas (x , y , z) (veja Figura 2.4). Na Figura 2.4, o eixo x é perpendicular à aresta de corte, mas encontra-se na superfície de corte, y está alinhado com a aresta de corte, e z é perpendicular ao plano xy . As forças existem em todas as três direções no corte oblíquo. Os planos importantes no corte oblíquo são o plano de corte, a superfície de saída da ferramenta, a superfície de corte xy , o plano normal xz ou P_n , e o plano de velocidades P_v (ALTINTAS, 2000).

A maioria das análises assume que a mecânica do corte oblíquo no plano normal é equivalente ao do corte ortogonal; portanto, todos os vetores de velocidade e de força são projetados sobre o plano normal. Na Figura 2.5, o ângulo entre o plano de corte e o plano xy é chamado o ângulo normal de corte ϕ_n . O cavaco cisalhado move-se sobre o plano da face com um ângulo de saída do cavaco η , medido à partir de um vetor na face da ferramenta mas normal à aresta de corte. Note que este vetor normal também fica no plano normal P_n . A força de atrito entre o cavaco e a face da ferramenta é colinear com a direção de saída do cavaco. O ângulo entre o eixo z e do vetor normal à face da ferramenta é definido como o ângulo de inclinação da face da ferramenta normal α_n . A força de atrito na face da ferramenta (\vec{F}_u) e normal à face (\vec{F}_v) formam o vetor de força de corte resultante (\vec{F}) com um ângulo de atrito β_a (ver Figura 2.5). O vetor de força de corte resultante (\vec{F})

tem um ângulo de projeção agudo θ_i com o plano normal P_n , que por sua vez tem um ângulo no plano de $\theta_n + \alpha_n$ com a força normal (\vec{F}_v). Sendo, θ_n o ângulo entre o eixo x e a projeção de \vec{F} no plano P_n . As seguintes relações geométricas podem ser obtidas a partir da Figura 2.5:

$$F_u = F \sin \beta_a = F \frac{\sin \theta_i}{\sin \eta} \rightarrow \sin \theta_i = \sin \beta_a \sin \eta \quad (2.6)$$

$$F_u = F_v \tan \beta_a = F_v \frac{\tan(\theta_n + \alpha_n)}{\cos \eta} \rightarrow \tan(\theta_n + \alpha_n) = \tan \beta_a \cos \eta \quad (2.7)$$

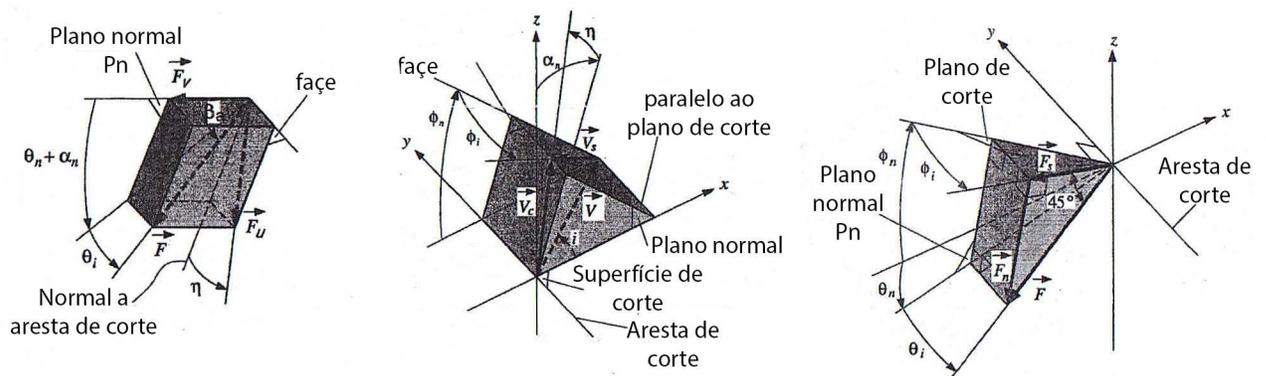


Figura 2.5: Diagrama de força, velocidade e cisalhamento no corte oblíquo (ALTINTAS, 2000).

As velocidades do cavaco (\vec{v}_{cavaco}), de cisalhamento (\vec{v}_s), e de corte (\vec{v}_c) formam o plano de velocidades P_v , como mostrado na Figura 2.5. Cada vetor de velocidade pode ser definido pelas suas componentes cartesianas:

$$\begin{aligned} \vec{v}_c &= (v_c \cos i, \quad v_c \sin i, \quad 0), \\ \vec{v}_{cavaco} &= (v_{cavaco} \cos \eta \sin \alpha_n, \quad v_{cavaco} \sin \eta, \quad v_{cavaco} \cos \eta \cos \alpha_n), \\ \vec{v}_s &= (-v_s \cos \phi_i \cos \phi_n, \quad -v_s \sin \phi_i, \quad v_{cavaco} \cos \phi_i \sin \phi_n) \end{aligned}$$

Eliminando \vec{v}_c , \vec{v}_{cavaco} , e \vec{v}_s a partir da relação de velocidade:

$$\vec{v}_s = \vec{v}_{cavaco} - \vec{v}_c$$

A seguinte relação geométrica entre a direção de corte e de saída do cavaco pode ser obtida (MERCHANT, 1945a):

$$\tan \eta = \frac{\tan i \cos(\phi_n - \alpha_n) - \cos \alpha_n \tan \phi_i}{\sin \phi_n} \quad (2.8)$$

2.2 Modelo mecanicista para a predição das forças de corte

De acordo com Ng e Aspinwall (2002), modelos analíticos de corte de metal definem as relações entre as componentes da força com base na geometria do corte. Estes modelos são relativamente fáceis de usar com o conhecimento prévio dos ângulos de corte (cisalhamento, atrito e de saída de cavaco). No entanto, o mecanismo de formação do cavaco no fresamento é dependente dos parâmetros de usinagem e do material da peça de trabalho. As variações no ângulo de saída do cavaco induzida pela velocidade de corte, poderiam reduzir a precisão e repetibilidade dos resultados obtidos. Além disso, quando se incluem todas as condições necessárias de contorno que descrevem o processo de fresamento, as equações matemáticas podem se tornar tão complicadas que uma solução já não é possível. Em geral, a teoria da plasticidade leva a um conjunto de equações analiticamente sem solução quando o encruamento é levado em consideração, ou quando a geometria da peça não é trivial (NG *et al.*, 2002). A abordagem para modelos de corte de metal, é muitas vezes feita pela utilização de modelos empíricos e mecanicistas.

Tradicionalmente, a previsão das forças de corte pela modelagem empírica relaciona as forças médias de corte obtidas experimentalmente para variáveis do processo como, velocidade de corte, profundidade de corte e outras variáveis através de técnicas empíricas de ajuste de curva (ARMAREGO E BROWN, 1969). Estes métodos têm sido aplicados para torneamento, furação e fresamento, mas são mais adequados para operações contínuas como torneamento e furação, nas quais não se espera que as forças de corte variem ciclicamente, como é o caso do fresamento.

Abordagens semi-empíricas ou mecanicistas têm sido implementadas para operações de fresamento, nas quais as forças das ferramentas variam em função da espessura instantânea do cavaco (MARTELOTTI, 1941). Nestas abordagens, as componentes dos coeficientes das forças de corte são obtidas através de uma série de testes experimentais realizados para cada combinação do par ferramenta-peça, de forma a modelar e relacionar a carga de cavaco utilizando técnicas empíricas. O modelo identifica seis coeficientes que serão correlacionados com as forças de corte (LEE E ALTINTAS, 1996).

Uma outra forma de se trabalhar com estes modelos é utilizando a chamada mecânica unificada de corte. Essa abordagem difere da abordagem mecânica descrita anteriormente, pois nelas os coeficientes de força de corte são determinados a partir de ensaios de corte oblíquo ou ortogonais. Os testes de corte são realizadas através da variação de parâmetros de corte, tais como taxa de avanço, ângulo de saída e velocidade de corte e são medidas as forças de corte e a espessura do cavaco. Esta informação é incorporada num banco de dados e usado para prever os coeficientes elementares de corte para uma dada condição de corte. As forças de corte podem então ser preditas em qualquer ponto arbitrário ao longo da aresta de corte à partir desse dados ortogonais para uma fresa de geometria arbitrária e para uma dada condição de corte. As forças de usinagem são separadas em

forças de riscamento e forças de cisalhamento. As arestas de corte helicoidais são divididas em pequenos segmentos diferenciais de ponta oblíqua. Os parâmetros de corte ortogonal são convertidos em oblíquos utilizando o método de transformação oblíqua clássica (BOWES, 2013).

Vários estudos importantes na formulação dos modelos mecanicistas foram realizados. Estes incluem a descrição mecanicista e verificação experimental de várias fresas, como as fresas helicoidais (ALTINTAS E ENGIN, 2001), fresas de topo esférica (LEE E ALTINTAS, 1996), fresas de topo generalizadas (GRADISEK *et al.*, 2005) e fresas com insertos (ALTINTAS E ENGIN, 2001), com bons resultados. A precisão também foi verificada experimentalmente para a previsão das forças de corte na usinagem de Ti-6Al-4V para uma faixa de condições livres de *chatter*, excentricidade e problemas de falta de rigidez (ALTINTAS E ENGIN, 2001).

2.2.1 Modelo mecanicista do fresamento

Existe uma variedade de fresas de topo helicoidais usadas em operações de fresamento. As fresas de topo cilíndricas são usadas no fresamento periférico de peças prismáticas. Fresas de topo esféricas são amplamente utilizadas na usinagem de peças esculpidas e superfície de componentes aeroespaciais e as fresas toroidais são normalmente utilizadas para produzir peças que serão unidas a outras peças. Fresas cônicas são utilizadas em usinagem cinco eixos de compressores de motores a jato e fresas de forma são usadas para abrir perfis complexos, tais como anéis porta-lâminas de turbinas. Apesar da diversidade de fresas, um modelo generalizado da mecânica do corte pode ser utilizado para analisar a geometria do corte (ENGIN E ALTINTAS, 2001).

A predição das componentes das forças de corte em operações de usinagem, são necessárias para a determinação dos requisitos de potência, erros geométricos, bem como características vibratórias. Além disso, as predições podem ajudar na concepção de equipamentos e ferramentas, em termos de requisitos de resistência (BUDAK *et al.*, 1996). Na otimização de estratégias de corte, no planejamento de processo assistido por computador também é desejável a previsão das forças. O conhecimento das forças de usinagem pode auxiliar na seleção de condições de corte que reduzem o desgaste excessivo da ferramenta e sua quebra (LEE E ALTINTAS, 1996).

Engin e Altintas (2001) descrevem uma geometria generalizada para fresas de topo segundo os parâmetros D , R , R_r , R_z , α , β e h . Estes parâmetros podem ser vistos na Figura 2.6. Diferentes tipos de fresas de topo podem ser descritos com diferentes valores destes parâmetros, Figura 2.7.

Estes sete parâmetros geométricos são independentes um do outro, mas com restrições geométricas, a fim de criar relações matemáticas. A aresta helicoidal é envolta em torno do envelope da fresa de topo, como mostrado na Figura 2.8. A mecânica de corte requer a identificação das coordenadas, a geometria da aresta de corte, a carga de cavaco, e as três forças de corte diferenciais

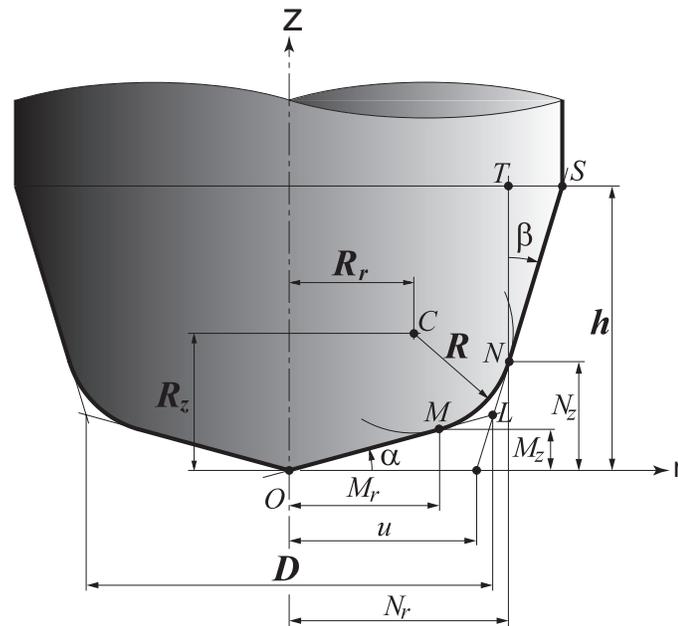


Figura 2.6: Geometria geral do envelope ferramenta (ENGIN E ALTINTAS, 2001).

(dF_r, dF_t, dF_a) nos pontos de contato (ponto P na Figura 2.8) ao longo da aresta de corte. O ponto P tem elevação z , e distância radial $r(z)$ no plano XY, além de possuir um ângulo de imersão axial $\kappa(z)$ e um ângulo de atraso radial $\psi(z)$. O ângulo de imersão axial é definido como o ângulo entre o eixo de corte (eixo da ferramenta) e uma reta normal à aresta de corte helicoidal no ponto P. O ângulo de atraso radial é o ângulo entre a linha que conecta o ponto P à ponta da ferramenta sobre o plano XY e tangente à aresta de corte na ponta da ferramenta. As coordenadas do ponto P são definidas pelo vetor $\vec{r}(z)$ em coordenadas cilíndricas.

A periferia da fresa é dividida em três zonas de acordo com a Figura 2.6.

$$\begin{aligned}
 r(z) &= \frac{z}{\tan \alpha} && \text{para a zona } \mathbf{OM} \\
 r(z) &= \sqrt{R^2 - (R_z - z)^2} + R_r && \text{para a zona } \mathbf{MN} \\
 r(z) &= u + z \tan \beta, \quad u = \frac{D}{2}(1 - \tan \alpha \tan \beta) && \text{para a zona } \mathbf{NS}
 \end{aligned} \tag{2.9}$$

Sendo $r(z)$ o raio da fresa na elevação z , u a distância entre a ponta da ferramenta e o ponto em que a linha NS intersecta o plano XY.

Uma circunferência com o centro no ponto C, a um deslocamento radial R_r e raio R , é tangente às retas **OL** e **LS** nos pontos M e N, respectivamente. Os deslocamentos radiais e axiais dos pontos M e N medidos à partir do eixo axial da ferramenta são encontrados, respectivamente,

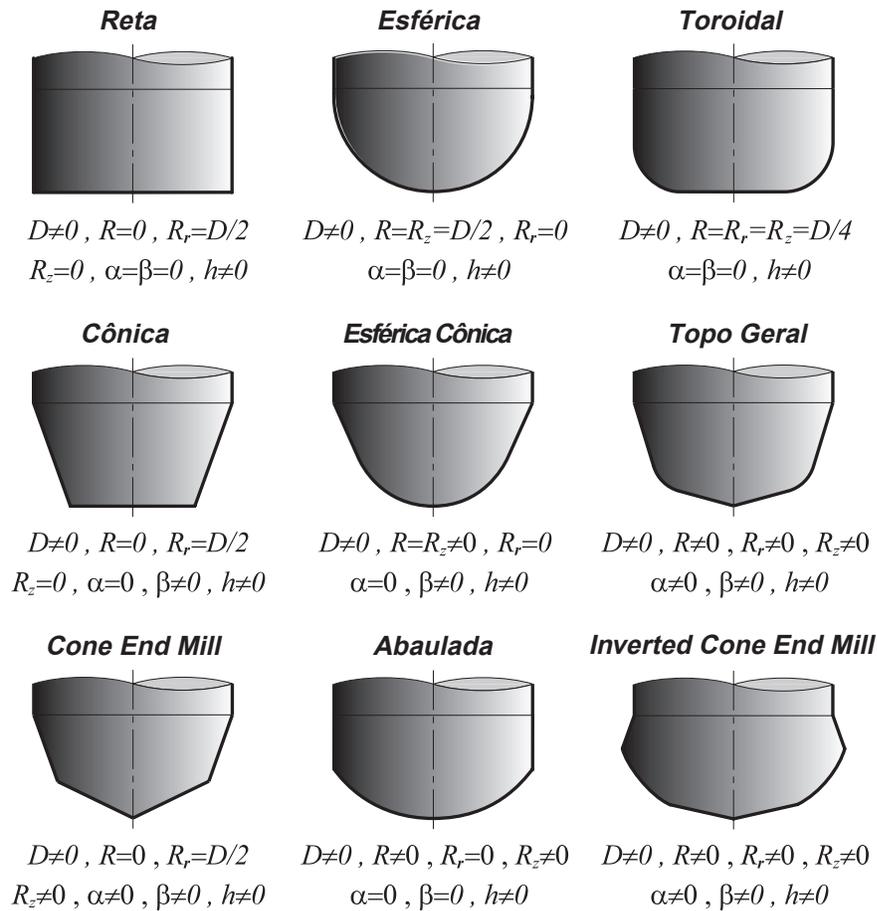


Figura 2.7: Tipos de fresas de topo (ENGIN E ALTINTAS, 2001).

como:

$$M_r = \frac{R_z \tan \alpha + R_r + \sqrt{(R^2 + R_r^2) \tan^2 \alpha + 2R_z R_r \tan \alpha - R_z^2 + R^2}}{\tan^2(\alpha + 1)} \quad (2.10)$$

$$M_z = M_r \tan \alpha \quad \text{para } 0 \leq \alpha < 90$$

E

$$N_r = \frac{(R_r - u) \tan \beta + R_z - \sqrt{(R^2 - R_r^2) \tan^2 \beta + 2R_z(R_r - u) \tan \beta - (R_r - u)^2 + R^2}}{\tan^2(\beta + 1)} \quad (2.11)$$

$$N_z = u + N_r \tan \beta \quad \text{para } \beta < 90$$

As linhas **OM** e **SN** podem não ser necessariamente tangentes à circunferência nos pontos M e N. Se essas retas forem tangentes, a superfície exterior da ferramenta vai ser contínua através dos

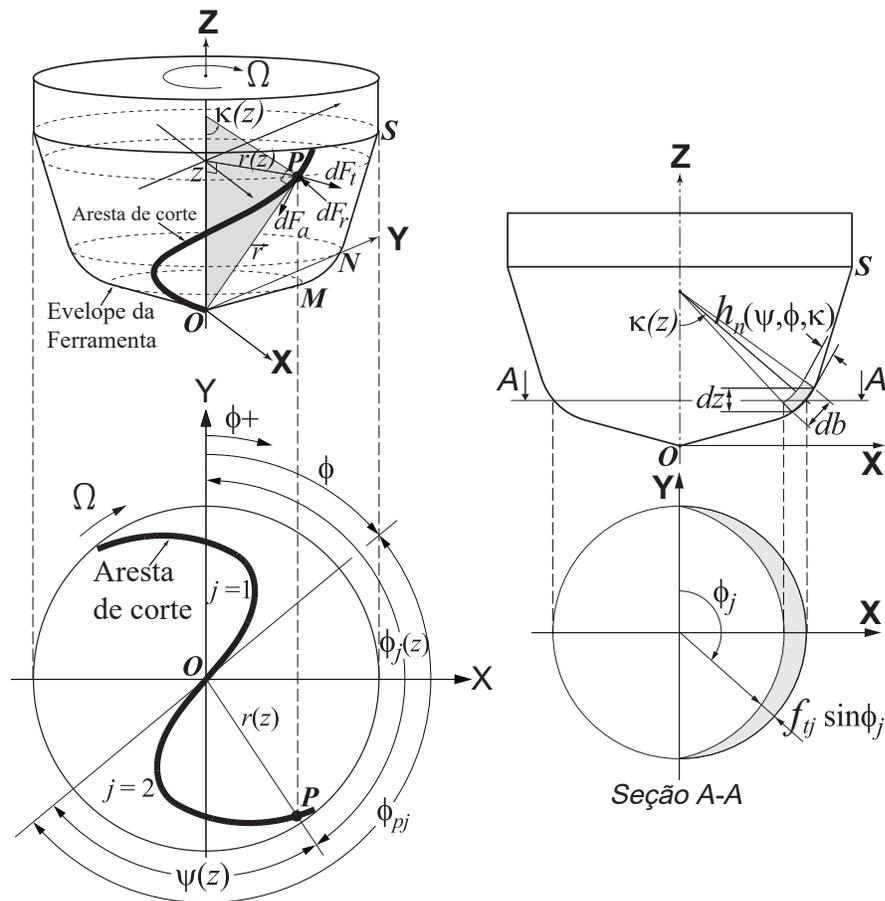


Figura 2.8: Modelo geométrico geral para fresas de topo (ENGIN E ALTINTAS, 2001).

três segmentos, caso contrário a superfície será descontínua assim como o ângulo de hélice. O deslocamento radial a uma altura z e o ângulo de imersão axial nas três zonas são:

Ao longo da reta **OM** :

$$r(z) = \frac{z}{\tan \alpha} \qquad \kappa(z) = \alpha$$

Ao longo do arco **MN** :

$$r(z) = R_r + \sqrt{R^2 - (R_z - z(\psi))^2} \qquad \kappa(z) = \sin^{-1} \left(\frac{r(z) - R - r}{R} \right) \quad (2.12)$$

Ao longo da reta **NS** :

$$r(z) = N_r + (z(\psi) - N_z) \tan \beta \qquad \kappa(z) = \frac{\pi}{2} - \beta$$

2.2.2 Modelo geométrico generalizado para arestas de corte helicoidais

Dentes helicoidais podem ser envolvidos em torno da ferramenta como mostrado na Figura 2.9.

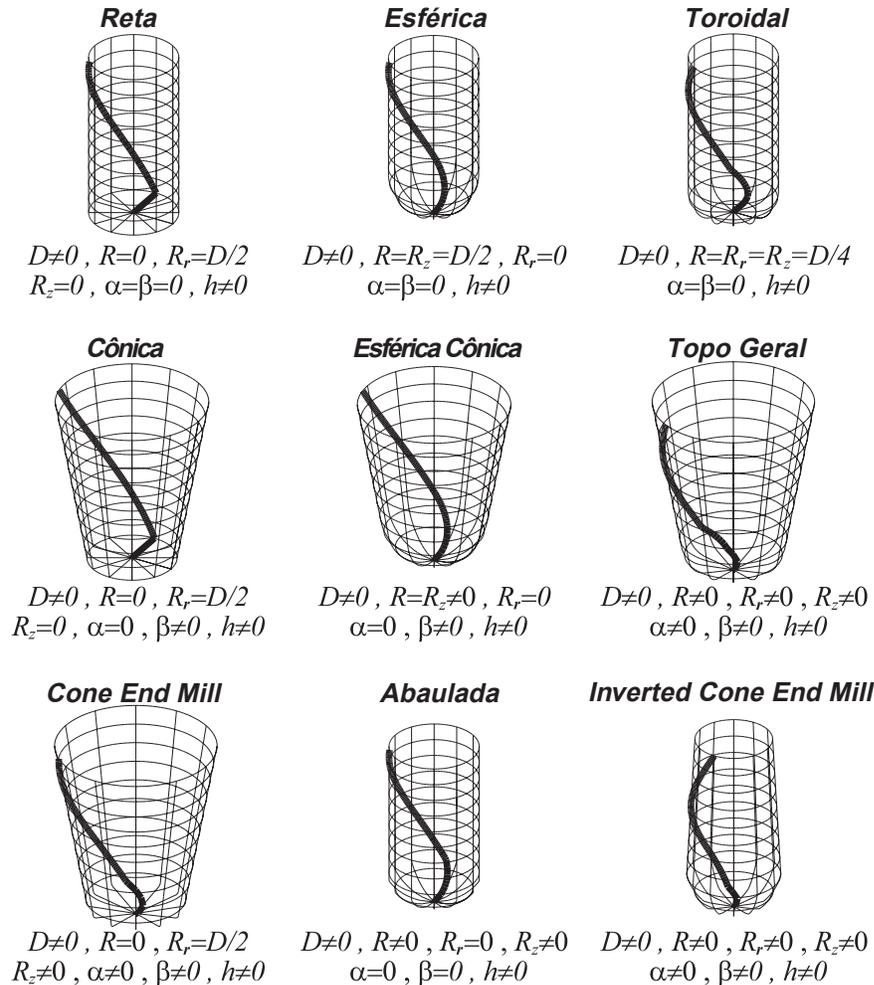


Figura 2.9: Aresta de corte helicoidal na ferramenta (ENGIN E ALTINTAS, 2001).

Assim, um vetor desenhado a partir da ponta da ferramenta (ponto O da Figura 2.8) para qualquer ponto (P) em um dente helicoidal pode ser expressa como:

$$\vec{r}_j = x_j \vec{i} + y_j \vec{j} + z_j \vec{k} = r(\phi_j)(\sin \phi_j \vec{i} + \cos \phi_j \vec{j}) + z(\phi_j) \vec{k} \quad (2.13)$$

Sendo ϕ_j o ângulo de imersão radial do ponto P de uma dente número j .

O ângulo de imersão radial (ϕ_j) varia em função do ângulo de rotação, da posição do dente, e

do ângulo de hélice local no ponto P. O primeiro dente ($j = 1$) é considerado como sendo a aresta de referência, e o seu ângulo de rotação a uma altura $z = 0$ é ϕ . O ângulo de imersão para o dente j na direção z é expresso como:

$$\phi_j(z) = \phi + \sum_{n=1}^j \phi_{pj} - \psi(z) \quad (2.14)$$

ϕ_{pj} é o ângulo dentre 2 dentes consecutivos e é calculado como $\phi_{pj} = 2\pi/N$, sendo N o número de dentes. Deve notar-se que esta formulação permite considerar fresas de passo variável também. O ângulo de atraso radial ($\psi(z)$) é devido ao ângulo de hélice local i . Uma vez que o diâmetro da fresa pode ser diferente ao longo do eixo, os ângulos de hélice e atraso variam ao longo do dente, e serão calculados a seguir.

Para calcular o ângulo de atraso, deve ser considerada em qual zona o ponto de contato está.

Zona OM ($z \leq M_z$)

O ângulo da hélice é assumido como constante nesta pequena parte cônica, ou seja, $i(z) = i_0$. A equação diferencial e a sua solução para um dente helicoidal em espiral num cone e dada por:

$$\frac{dr}{d\psi} - \frac{\cos \alpha}{\tan i_0} r = 0 \quad \text{logo} \quad r = e^{(\cos \alpha / \tan i_0) \psi} \quad (2.15)$$

Uma vez que o raio da espiral é zero na ponta da ferramenta, a condição de ângulo de atraso torna-se $\psi(0) = -\infty$. Porém, nas simulações começam com um pequeno deslocamento radial à partir da ponta, ou seja, $r_s = M_r/20$, o que fornece um ângulo de atraso inicial igual a $\psi_{1s} = \ln(r_s) \tan i_0 / \cos \alpha$. A variação do ângulo de atraso ao longo do dente helicoidal é avaliada a partir da Equação (2.15).

$$\psi(z) = \frac{\ln(z \cot \alpha) \tan i_0}{\cos \alpha} - \psi_{1s} \quad (2.16)$$

O ângulo de atraso final no ponto M será:

$$\psi(z)_{1e} = \frac{\ln M_z \tan i_0}{\cos \alpha} - \psi_{1s} \quad (2.17)$$

Caso a zona cônica **OM** não exista (por exemplo em fresas de topo esféricas e toriodais), α , ψ_{1s} e ψ_{1e} são zero.

Zona MN ($M_z < z \leq N_z$)

Devido ao deslocamento radial à partir do eixo da ferramenta, o ângulo de hélice varia ao longo do dente para fresas com *lead* constante, na forma:

$$i(z) = \tan^{-1} \left[\frac{(r(z) - R_r) \tan i_0}{R} \right] \quad (2.18)$$

Uma vez que o arco não é um quarto de circunferência completo devido à tangência com o cone, existe uma descontinuidade no ângulo de hélice no ponto M. Isto leva à seguinte expressão do ângulo de atraso:

$$\psi(z) = \frac{(R + z - R_z) \tan i_0}{R} - \psi_{as} + \psi_{1e} \quad (2.19)$$

Sendo ψ_{1e} e ψ_{as} os ângulos de atraso finais no ponto M, formados pelo cone e pelo arco, respectivamente. O ângulo de atraso (ψ_{as}), formado pelo arco no ponto M será:

$$\psi_{as} = \frac{(R + M_z - R_z) \tan i_0}{R} \quad (2.20)$$

O ângulo de atraso final no ponto N será:

$$\psi_{ae} = \frac{(R + N_z - R_z) \tan i_0}{R} - \psi_{as} + \psi_{1e} \quad (2.21)$$

Caso não exista o arco, devido à geometria da ferramenta, assim, $R = 0 \rightarrow \psi_{as} = 0$ e $\psi_{ae} = \psi_{1e}$.

Zona NS ($N_z < z$)

A zona NS das fresas pode ter *lead* constante ou hélice constante. Se for um *lead* constante, isto resulta em um ângulo de hélice variável ao longo do dente, o que normalmente é melhor. Mas a mecânica de corte é mais uniforme quando a fresa tem hélice constante, o que resulta em um *lead* variável. No entanto, ambos os métodos são apresentados.

Se o ângulo de hélice for constante, o ângulo de atraso varia ao longo do dente:

$$\begin{aligned}
 i(z) &= i_0 \\
 \psi(z) &= \frac{\ln(N_r - (N_z - z) \tan \beta) \tan i_0}{\sin \beta} - \psi_{2s} + \psi_{ae} && \text{se } \beta \neq 0 \\
 \psi(z) &= \frac{(z - N_z) \tan i_0}{N_r} - \psi_{2s} + \psi_{ae} && \text{se } \beta = 0
 \end{aligned} \tag{2.22}$$

Sendo ψ_{ae} o ângulo de atraso final no ponto N do arco e ψ_{2s} o ângulo de atraso inicial gerado pela zona NS no ponto N. O valor inicial de ψ_{2s} é:

$$\begin{aligned}
 \psi_{2s} &= \frac{\ln(N_r) \tan i_0}{\sin \beta} && \text{se } \beta \neq 0 \\
 \psi_{2s} &= 0 && \text{se } \beta = 0
 \end{aligned} \tag{2.23}$$

O valor final de ψ_{2e} no ponto S é:

$$\begin{aligned}
 \psi_{2e} &= \frac{\ln(N_r - (N_z - h) \tan \beta) \tan i_0}{\sin \beta} - \psi_{2s} + \psi_{ae} && \text{se } \beta \neq 0 \\
 \psi_{2e} &= \frac{(h - N_z) \tan i_0}{N_r} + \psi_{ae} && \text{se } \beta = 0
 \end{aligned} \tag{2.24}$$

Se o *lead* é constante, e a hélice varia ao longo do dente. A hélice nominal (i_s) e o *lead* (lead), no ponto N é definido como:

$$i_s = \tan^{-1} \left[\frac{2\pi N_r}{\text{lead} \cdot \cos \beta} \right] \tag{2.25}$$

O que leva a seguinte expressão para a hélice variável:

$$i(z) = \tan^{-1} \left[\frac{(\psi - \psi_{ae})r(z)}{z - N_z} \right] \tag{2.26}$$

A variação do ângulo de atraso ($\psi(z)$) é dada por:

$$\psi(z) = \frac{(z - N_z) \tan i_s}{N_r} + \psi_{ae} \quad \text{para } N_z \leq z \leq h \tag{2.27}$$

A seguir o equacionamento é aplicado para modelar uma fresa do tipo toroidal, e é adaptado do modelo geral de Engin e Altintas (2001), considerando os parâmetros para este tipo de fresa $D \neq 0, R = R_r = R_z = D/4, \alpha = \beta = 0, h \neq 0$ na Figura 2.6.

2.2.3 Geometria da fresa toroidal

O envelope de uma fresa toroidal é derivado à partir do modelo generalizado apresentado por Engin e Altintas (2001). Ao atribuir certos valores para os sete parâmetros D , R , R_r , R_z , α , β e h é definida a geometria de uma fresa toroidal (Figura 2.10). Como visto anteriormente o segmento **OM** da Figura 2.6 para a fresa toroidal é zero, logo, para este tipo de ferramenta a aresta fica dividida em apenas duas partes, sendo a primeira, a superfície toroidal (**MN**) com ângulo de hélice variável e a superfície **NS** com *lead* constante, assemelhando-se às ferramentas cilíndricas.

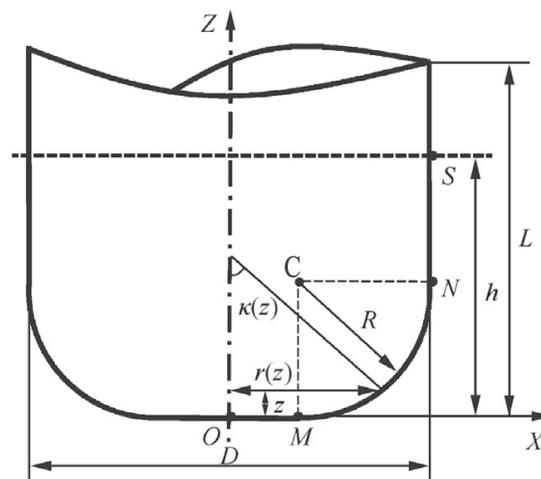


Figura 2.10: Geometria da fresa toroidal.

A velocidade de corte varia ao longo do dente na zona **MN** das fresas toroidais, o que afeta significativamente as previsões das forças de corte. E ainda, a carga de cavaco, sua espessura teórica, e as componentes da força de corte devem ser identificadas para avaliar as forças de corte que atuam em cada aresta de corte que por sua vez estão envolvidas em torno do contorno da ferramenta. A geometria da ferramenta pode ser considerada como um número finito de discos empilhados axialmente ao longo do eixo da ferramenta. Uma vez que a força de corte varia em cada um dos discos, para cada camada horizontal, a força é considerada como um elemento independente.

De modo a representar e calcular os parâmetros relacionados, um sistema de coordenadas é estabelecido tangente ao eixo **X** na direção do avanço e o eixo **Z** paralelo ao eixo da ferramenta. Desta forma, o vetor que parte da ponta da ferramenta a um ponto arbitrário sobre a aresta de corte é dado pela Equação (2.13).

Conforme a ferramenta gira, o seu ângulo helicoidal e o ângulo de imersão radial também mudam. Supondo que a primeira aresta de corte $j = 1$ é a aresta de referência e o seu ângulo de hélice, a uma altura $z = 0$ é ϕ , assim o ângulo de imersão radial da aresta de corte j na elevação z

é dado pela Equação (2.14).

É necessário então calcular a espessura teórica (instantânea) do cavaco com base na análise do modelo geométrico da ferramenta e sua cinética. Se a posição de uma aresta de corte é definida, a espessura do cavaco pode ser expressa pela seguinte expressão analítica, que é uma função dos ângulos de imersão radial e axial.

$$h_n(\phi) = f_z \sin(\phi) \sin(\kappa) \quad (2.28)$$

Sendo f_z o avanço por dente, ϕ o ângulo de imersão radial e κ o ângulo de imersão axial.

De acordo com as características periféricas da fresa toroidal, as expressões analíticas gerais são adaptadas da seguinte forma:

$$r(z) = \frac{D}{2} - R + \sqrt{R^2 - (R - z)^2} \quad \text{zona MN} \quad (2.29)$$

$$r(z) = \frac{D}{2} \quad \text{zona NS}$$

O ângulo de hélice varia ao longo do dente devido à mudança do raio na direção radial da zona de **MN**. Enquanto i_0 é o ângulo de hélice na parte cilíndrica e que não varia, $i(z)$ refere-se à variação do ângulo de hélice na zona toroidal e é definido como:

$$i(z) = \tan^{-1} \left[\frac{(r(z) - R_z) \tan i_0}{R} \right] \quad (2.30)$$

Sendo $r(z)$ o raio da ferramenta a uma altura z , e R é raio circular. O arco **MN** é tangente a **OM** e a **NS** com centro no ponto C, R_r é um deslocamento radial e o raio do arco é R . Desta forma, o perfil da ferramenta é contínuo, e o ângulo de atraso é uma função da altura z . O deslocamento radial na altura z e o ângulo de imersão axial $\kappa(z)$ nas duas zonas podem ser calculados como:

$$\psi(z) = \frac{z}{R} \tan i_0 \quad \kappa(z) = \cos^{-1} \left(\frac{R - z}{R} \right) \quad \text{zona MN} \quad (2.31)$$

$$\psi(z) = \frac{2z}{D} \tan i_0 \quad \kappa(z) = \frac{\pi}{2} \quad \text{zona NS}$$

2.2.4 Modelo mecanicista das forças de corte

Em geral, as forças que atuam sobre um segmento, discreto e oblíquo, da aresta de corte pode ser descrito nas direções tangencial, axial e radial, como mostra a Figura 2.8. A força total numa determinada direção é dividida em duas componentes. A primeira componente descreve as forças de riscamento, que são as forças causadas pelo raio da aresta de corte, que gera deformação plástica na região da peça em contato com o dente devido ao raio. Estas forças de aresta são representados pelos coeficientes de força de aresta, K_{te} , K_{re} e K_{ae} . A segunda parte representa as forças de corte, que são devido ao cisalhamento do material na zona de cisalhamento e ao atrito ao longo da superfície de saída, representada pelos coeficientes K_{tc} , K_{rc} e K_{ac} , Lee e Altintas (1996). Juntos constituem as componentes da força de corte dada pela Equação (2.32).

$$\begin{aligned} dF_t &= K_{te} dS + K_{tc} h_n db \\ dF_r &= K_{re} dS + K_{rc} h_n db \\ dF_a &= K_{ae} dS + K_{ac} h_n db \end{aligned} \quad (2.32)$$

Sendo db o comprimento projetado de uma aresta infinitesimal de corte na direção da velocidade de corte calculado como $db = dz / \sin \kappa$ e h_n a espessura instantânea do cavaco. O comprimento de um segmento de aresta de corte infinitesimal, dS , é calculado como:

$$dS(z) = dz \sqrt{(r(z)\psi'(z))^2 + (r'(z))^2 + 1} \quad (2.33)$$

A Figura 2.11 ilustra estas grandezas. Nos modelos mecanicistas tradicionais de fresamento, K_{te} , K_{re} , K_{ae} , K_{tc} , K_{rc} e K_{ac} são denominados coeficientes de força de corte e são determinadas através de testes de corte (ZHANG E ZHENG 2004; ZHANG E ZHENG 2005; WANG E QIN 2012). Os testes consistem em uma série de testes de fresamento de canais executados em várias velocidades e avanços.

O procedimento geral para modelar o fresamento é dividir a geometria de corte em elementos discretos de aresta e definir a geometria em termos do ângulo de saída, hélice ou ângulo de inclinação i em relação a um sistema de coordenadas local, a uma variação de espessura de corte com ângulo de rotação da ferramenta θ . Uma vez que estas informações são conhecidas os coeficientes das forças de corte e de aresta para cada segmento da aresta podem ser calculados a cada incremento de rotação da ferramenta. As forças que atuam sobre cada um dos segmentos podem então ser calculados nas direções tangencial, radial e axial do sistema de coordenadas local, e depois transformadas para um sistema de coordenadas global e então integradas ao longo de todos os segmentos para se obter as forças de corte do sistema de coordenadas global conforme a Equação

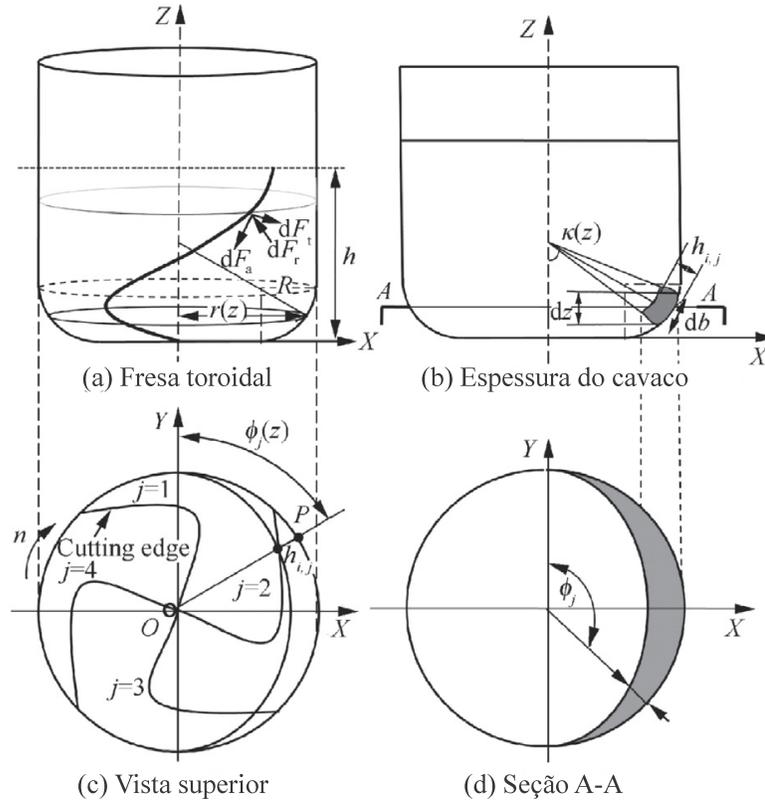


Figura 2.11: Ângulo de imersão, componentes da força de corte, largura de corte e carga de cavaco no ponto P em uma fresa toroidal (GAO *et al.*, 2013).

ção (2.32).

As forças resultantes no sistema de coordenadas cartesiano global podem ser encontradas através da introdução de uma matriz de transformação $[T]$, Equação (2.34) e Equação (2.35), que é função de ϕ e κ , (ALTINTAS E ENGIN 2001; GRADISEK *et al.* 2004; GAO *et al.* 2013).

$$dF_{xyz} = [T]dF_{rta} \quad (2.34)$$

$$\begin{Bmatrix} dF_x \\ dF_y \\ dF_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin \kappa \sin \phi & -\cos \phi & -\cos \kappa \sin \phi \\ -\sin \kappa \cos \phi & \sin \phi & -\cos \kappa \cos \phi \\ -\cos \kappa & 0 & -\sin \kappa \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} dF_r \\ dF_t \\ dF_a \end{Bmatrix} \quad (2.35)$$

As forças atuantes sobre uma aresta em particular, j , a uma profundidade de corte z , podem

ser encontradas como:

$$\begin{aligned}
 F_{x_j}[\theta(z)] &= \int_{z_1}^{z_2} (-dF_{r_j} \sin \kappa_j \sin \phi_j - dF_{t_j} \cos \phi_j - dF_{a_j} \cos \kappa_j \sin \phi_j) dz \\
 F_{y_j}[\theta(z)] &= \int_{z_1}^{z_2} (-dF_{r_j} \sin \kappa_j \cos \phi_j + dF_{t_j} \sin \phi_j - dF_{a_j} \cos \kappa_j \cos \phi_j) dz \\
 F_{z_j}[\theta(z)] &= \int_{z_1}^{z_2} (dF_{r_j} \cos \kappa_j - dF_{a_j} \sin \kappa_j) dz
 \end{aligned} \tag{2.36}$$

2.3 Ligas de titânio

As ligas de titânio são conhecidas como ligas leves devido à baixa densidade, podendo ser divididas em dois grupos: ligas resistentes à corrosão e ligas estruturais. A distinção resulta através de diferenças em cristalografia, em termos das fases α e β , através da utilização de vários elementos de liga. As ligas α são caracterizadas pela sua resistência à fadiga em altas temperaturas, e são principalmente utilizadas em turbinas de combustão interna que trabalham a mais de 600°C. Ligas de alta resistência β , como por exemplo a liga Ti-10V-2Fe-3Al, são usadas em aplicações que exigem uma elevada resistência em temperaturas relativamente baixas. Já as ligas α - β são ligas amplamente utilizadas em estruturas e componentes para motores nas indústrias aeroespaciais (BOWES, 2013).

Apesar da larga utilização das ligas de titânio na indústria aeroespacial, sua excelente resistência a ambientes altamente corrosivos, levou ao aumento de sua utilização em outras aplicações industriais (SCHUTZ, 2005). Assim, as aplicações das ligas de titânio são as mais diversas, como por exemplo, no processamento químico, na indústria de papel e celulose, em aplicações marítimas, na produção e armazenamento de energia, etc.

Algumas ligas, como a liga Ti-6Al-4V, possuem aplicações biomédicas e também em bens de consumo, como em utensílios de culinária eletromagnéticos (por causa da sua alta resistividade elétrica) e equipamentos esportivos. A liga, Ti-6Al-4V, está dentro do grupo das ligas α - β e é a mais conhecida das ligas de titânio. Essa liga tem uma boa combinação de propriedades mecânicas em temperaturas superiores a 315°C.

2.3.1 Propriedades da liga Ti-6Al-4V

A liga Ti-6Al-4V é usada por volta de 60% das vezes na indústria aeroespacial quando se necessita de materiais resistentes à corrosão. A Tabela 4.6, compara algumas das propriedades físicas da liga Ti-6Al-4V com o aço ABNT 1045 e o Inconel 718, outro material também bastante

utilizado na indústria aeroespacial. Pode-se observar que o titânio tem relativamente baixa condutividade térmica, baixa densidade e alta resistência. Ele também tem um alto ponto de fusão, uma alta dureza e alta relação tensão de escoamento – resistência à tração. Além disso, tem baixo módulo de Young e deflete mais do que o aço quando submetido à carga. O titânio também tem uma alta capacidade térmica $C = 520 \text{ J/kgK}$ e é altamente reativo com elementos tipo, oxigênio, nitrogênio e hidrogênio, resultando em fragilização. Devido à alta reatividade, o titânio reage com todos os conhecidos materiais de ferramentas incluindo o diamante policristalino, cerâmicas, carboneto de tungstênio (WC) e nitreto de boro policristalino (PCBN), (ABELE E FROHLICH, 2008).

Tabela 2.1: Propriedades de três materiais comuns na indústria aeroespacial (BOWES, 2013).

| | Temperatura de Fusão (°C) | Condutividade Térmica (W/mK) | Densidade (g/cm^3) | Módulo de Elasticidade (GPa) | Dureza (HB) |
|-------------|----------------------------------|--|--|-------------------------------------|--------------------|
| Ti-6Al-4V | 1670 | 7,1 | 4,43 | 115 | 350 |
| Inconel 718 | 1453 | 11,4 | 8,22 | 200 | 300 |
| Aço 1045 | 1535 | 51,2 | 7,84 | 210 | 180 |

2.3.2 Usinabilidade das ligas de titânio

A usinabilidade de um metal é a facilidade que ele possui de ser usinado, e pode ser avaliado por: consumo de energia (ou potência), integridade, formação de cavaco e vida da ferramenta, (CHILDS *et al.*, 2000 *apud* KULL NETO, 2013). Embora as ligas de titânio apresentem excelentes propriedades mecânicas, como citado anteriormente, essas ligas normalmente são consideradas materiais de baixa usinabilidade devido a diversas propriedades inerentes ao material. Na Tabela 2.2, tem-se um resumo sobre a influência das propriedades do titânio na sua usinabilidade.

Pramanik (2014) realizou uma revisão sobre os problemas em usinar as ligas de titânio, como principais dificuldades o autor cita:

- Variação da espessura do cavaco: Gera forças dinâmicas cíclicas e pulsantes o que induz a um mau acabamento superficial, *chatter* e quebra da ponta da ferramenta;
- Altas pressões: A superfície de contato reduzida e a baixa plasticidade faz com que pequenas áreas da ferramenta suportem toda a pressão durante o corte;
- Efeito mola: Devido ao baixo módulo de elasticidade, há uma ação de “salto” quando a aresta

Tabela 2.2: Influência das propriedades do titânio na sua usinabilidade, baseado em (VEIGA *et al.*, 2013)

| Propriedade | Descrição | Referência |
|------------------------|--|---|
| Condutividade Térmica | “A baixa condutividade térmica provoca concentração de calor na ponta e superfície de saída da ferramenta, influenciando negativamente sua vida. Provoca ainda o cisalhamento adiabático do cavaco e, assim, a formação do cavaco segmentado, que é uma das fontes da vibração no processo”. | (DONACHIE, 2000) |
| Reatividade Química | “A reatividade com gases comuns tais como oxigênio, hidrogênio e nitrogênio leva à formação de óxidos, nitretos e hidretos. Estas fases causam fragilização e diminuição da resistência à fadiga da liga. O endurecimento da superfície devido à difusão interna de oxigênio e de nitrogênio causa diminuição da resistência à fadiga da superfície usinada e aumento do desgaste da ferramenta. A reatividade com o material da ferramenta provoca escoriações, manchas e lascas na superfície da peça e desgaste da ferramenta por difusão”. | (DONACHIE, 2000) (VEIGA <i>et al.</i> , 2013 <i>apud</i> LÜTJERING E WILLIAMS, 2007) |
| Módulo de Elasticidade | O baixo módulo de elasticidade gera o efeito “mola” na formação do cavaco, o que provoca variação da espessura instantânea do cavaco e, com isto, mais vibração é gerada. | (DONACHIE 2000; BRIDGES E MAGNUS 2001) |
| Dureza e resistência | A resistência em altas temperaturas e dureza das ligas de titânio requerem elevadas forças de corte, o que resulta na deformação da ferramenta durante o corte. A tensão de cisalhamento dinâmica durante o corte causa entalhes na ferramenta. | (EZUGWU <i>et al.</i> , 2003) |
| Encruamento | O peculiar encruamento das ligas de titânio provoca ocorrência de aresta postiça de corte na ferramenta em baixas velocidade, o que por sua vez induz um cavaco fino com área de contato relativamente pequena com a superfície da ferramenta, resultando em elevadas cargas. As elevadas tensões combinadas com o atrito entre o cavaco e a área de carga, faz com que um calor significativo cresça em uma área muito pequena da ferramenta, o que produz crateras perto da aresta de corte, resultando em rápida quebra da ferramenta. | (DONACHIE 2000; JAFFERY E MATIVENGA 2009) |

da ferramenta entra no corte. A peça tem uma tendência a afastar-se da ferramenta, isto faz com que a espessura do cavaco varie, fazendo com que o sistema vibre.

- Tensões residuais.

Desta forma, é possível observar que além das dificuldades em usinar o titânio devido às suas propriedades, há grande tendência em vibrar durante o corte. Por isso os estudos voltados ao titânio, estão preocupados não apenas com as forças de corte, mas também com as vibrações geradas.

2.4 Vibração em operações de fresamento

Existem duas principais fontes de vibração em operações de fresamento: vibrações forçadas e vibrações auto excitadas (TOBIAS, 1972). A vibração forçada ocorre quando uma força excitadora cíclica é aplicada a uma estrutura elástica. No fresamento, a ferramenta, o suporte da ferramenta e o eixo-árvore, juntos compõem o conjunto de ferramentas, e a peça de trabalho e sua fixação compõem o conjunto de trabalho. Quando o choque cíclico e as forças de corte variáveis se aplicam aos conjuntos de ferramentas e de trabalho, eles induzem vibrações nestas estruturas.

2.4.1 Vibrações forçadas

As vibrações forçadas têm um grande impacto sobre o processo de usinagem, em que uma ou mais frequências do choque e das forças de corte são iguais ou muito próximas de uma ou mais frequências naturais do sistema de usinagem. Por exemplo, se a frequência de passagem de dentes é igual a uma frequência natural do conjunto de ferramentas, a variação cíclica da força de corte fará o sistema entrar em ressonância e a ferramenta vibrará excessivamente (TOBIAS, 1972).

Neste caso, o problema pode ser eliminado, geralmente, escolhendo cuidadosamente a velocidade de rotação de modo que a frequência de passagem de dentes não seja próxima ou igual a qualquer uma das frequências naturais do sistema de usinagem. Portanto, é essencial identificar as frequências naturais do sistema de usinagem antes de um processo de corte, de modo que uma velocidade de rotação adequada possa ser escolhida evitando regiões próximas de frequências naturais do sistema de usinagem

No entanto, existem incertezas sobre as frequências naturais de um sistema de usinagem, que podem desafiar os esforços para reduzir ou eliminar o *chatter*. As frequências naturais de um sistema de usinagem podem não ser constantes para diferentes processos devido às diferentes condições de usinagem, e mesmo durante um processo de usinagem específico devido a movimentos de avanço contínuo, à dinâmica das condições de corte, etc. Isto torna mais difícil identificar as

frequências naturais de um sistema de usinagem. Isto também indica que, para alta precisão, as condições de usinagem devem ser mantidas de forma tão constante quanto possível para obter um processo de usinagem gradual e estável (ALTINTAS, 2000).

2.4.2 Vibração auto excitada

Em usinagem, *chatter* é comumente referido como uma vibração que se auto excita com a movimentação da ferramenta na peça.

Durante o processo de fresamento, os conjuntos de ferramentas e de trabalho vão vibrar devido à variações nas forças de corte. O sistema de usinagem tende a vibrar em suas frequências naturais durante o processo. A aresta de corte da ferramenta, devido à vibração, deixa ondas na superfície usinada. Essas ondulações podem fazer com que a próxima aresta de corte experimente uma variação na espessura teórica do cavaco. Este cavaco de espessura variável, causado pelas marcas de vibração deixadas por uma aresta anterior, provoca flutuações na força de corte, que alimenta a vibração já existente, aumentando os níveis de vibração. Quando a força dinâmica de corte está fora de fase com o movimento relativo entre a ferramenta e a peça, isto leva ao desenvolvimento da vibração auto excitada (STEPHENSON E AGAPIOU, 1997). Este tipo de instabilidade é chamada de *chatter* regenerativo porque a vibração se auto reproduz em um dente subsequente através das ondulações deixadas durante o corte.

As características fundamentais de vibração auto excitada são: (a) a sua amplitude aumenta com o tempo até que um limite é alcançado devido ao efeito não linear, (b) a sua frequência é igual a uma das frequências naturais do sistema de usinagem (STEPHENSON E AGAPIOU, 1997).

De um modo geral, vibrações auto excitadas podem ser distinguidas das vibrações forçadas, porque as frequências das vibrações forçadas são iguais a um múltiplo da velocidade de rotação e da frequência de passagem dos dentes, e as frequências da vibração auto excitada pode não ser igual a um múltiplo da velocidade de rotação.

No entanto, existem alguns fatores que podem desafiar os esforços para detectar e reduzir as vibrações auto excitadas. Por exemplo, as frequências naturais de um sistema de usinagem podem espalhar-se por uma banda de frequências larga, não importa o que seja feito, haverá uma ou mais frequências múltiplas da velocidade de rotação dentro da banda de frequências naturais. Isto significa que não só as vibrações forçadas vão ser excitadas, mas também é muito provável que as vibrações auto excitadas dentro da banda de frequência natural, vão ser geradas uma vez que haverá energia suficiente devido à vibração no processo de usinagem. Isto significa que a eliminação do *chatter*, em um processo de usinagem em particular, pode ser um exercício trabalhoso, e reduzir o *chatter*, muitas das vezes levar à uma redução da produtividade (ALTINTAS, 2000).

2.4.3 Chatter no fresamento

Um esquema de uma operação de fresamento é mostrado na Figura 2.12. Nesta operações de fresamento, múltiplos dentes podem estar em contato com a peça simultaneamente, a profundidade de corte é assumida como constante, desde que a máquina-ferramenta e estruturas de peças sejam muito mais rígidas na direção z do que nas direções x e y (LANDERS, 2007). A Figura 2.12 representa apenas um esquema para ilustrar inicialmente o modelo computacional que será descrito nos próximos capítulos, pois na prática, a espessura do cavaco varia.

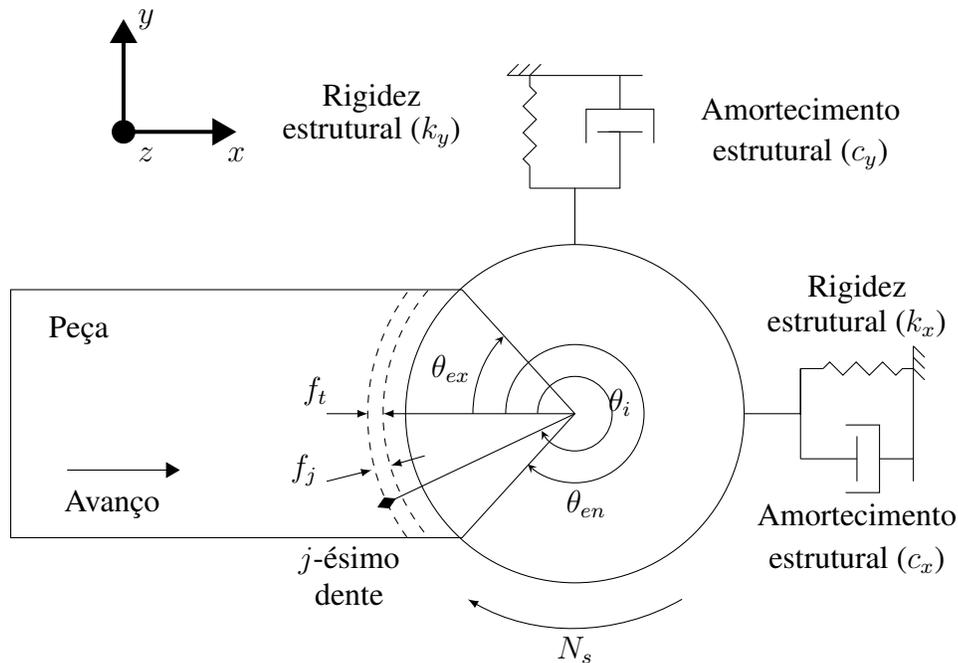


Figura 2.12: Esquema da operação de fresamento: passagem do dente (linha sólida), passagem do dente anterior (linha tracejada), e profundidade de corte na direção z (LANDERS, 2007).

O corte no fresamento pode ser considerado como um corte ortogonal de 2 graus de liberdade, como mostrado na Figura 2.13. O corte é assumido ter um número N de arestas com um ângulo de hélice igual a zero. As forças de corte excitam a estrutura de avanço da peça (direção X) e normais (direção Y), provocando deslocamento dinâmico (ondulações) em x e y , respectivamente. Os deslocamentos dinâmicos são carregados pelo giro de cada dente (j) na direção radial ou na direção da espessura do cavaco com a transformação de coordenadas $v_j = -x \sin \phi_j - y \cos \phi_j$, sendo ϕ_j a imersão angular instantânea do dente (j) medido no sentido horário a partir do eixo (Y) normal. Se o eixo gira a uma velocidade angular de Ω (rad/s) o ângulo de imersão varia com o tempo na forma $\Phi_j(t) = \Omega t$, (ALTINTAS, 2001).

A espessura resultante do cavaco consiste de uma parte estática ($f_t \sin \phi_j$), que é devido

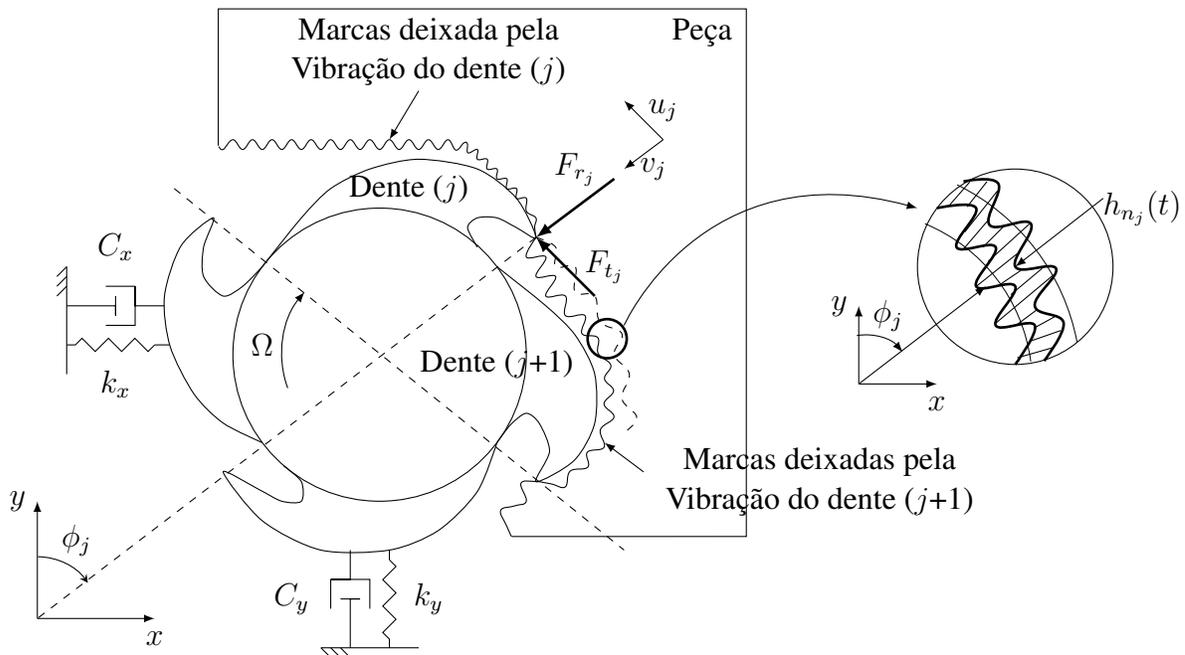


Figura 2.13: Mecanismo do *chatter* no fresamento (ALTINTAS, 2001).

ao movimento de corpo rígido da fresa, e a componente dinâmica provocada pelas vibrações da ferramenta no dente que está cortando e o anterior, devido à espessura do cavaco ser medida na direção radial (v_j).

2.5 Modelo vibratório

A inclusão de um modelo vibratório no cálculo das forças de corte é uma das contribuições deste estudo, e será descrito com mais detalhes nos capítulos subsequentes. De forma geral, o deslocamento da ferramenta no modelo vibratório é obtido através de integração no tempo da Equação (2.37).

$$m\ddot{\mathbf{x}} + c\dot{\mathbf{x}} + k\mathbf{x} = \mathbf{F}(t) \quad (2.37)$$

Sendo \mathbf{x} o vetor de deslocamentos nas direções X, Y e Z, $\dot{\mathbf{x}}$ e $\ddot{\mathbf{x}}$ a primeira e segunda derivada temporal do vetor de deslocamentos e $\mathbf{F}(t)$ o vetor de forças obtido durante os cálculos do modelo mecanicista.

Para resolver a Equação (2.37) é necessário informar os parâmetros físicos da ferramenta (massa m , amortecimento c e rigidez k) ou informá-los indiretamente através dos parâmetros modais (frequência natural ω_n e fator de amortecimento ζ).

A massa pode ser obtida através da pesagem em uma balança. Porém, para obtenção dos parâmetros modais é necessário a realização de uma *Análise Modal Experimental* (AME). A AME é um procedimento utilizado para determinar (estimar, identificar) os parâmetros modais de um sistema mecânico baseados em dados obtidos experimentalmente. Os parâmetros modais são características inerentes deste sistema. Eles são independentes da excitação a qual a estrutura está submetida. Os parâmetros modais são: Frequências Naturais (ω_n), Fatores de Amortecimento (ζ) e Formas Modais (modos) (MAIA E SILVA, 1997).

Nos experimentos realizados para se obter os parâmetros modais, a excitação aplicada e a resposta do sistema são medidos e relacionados entre si, obtendo uma função de transferência, que correlaciona a saída (resposta) com a entrada (excitação), chamada de Função de Resposta em Frequência (FRF). Estas FRFs carregam informações relativas à estrutura, e métodos de extração são necessários para que se obtenha os parâmetros modais. Na Figura 2.14 tem-se um exemplo de uma FRF.

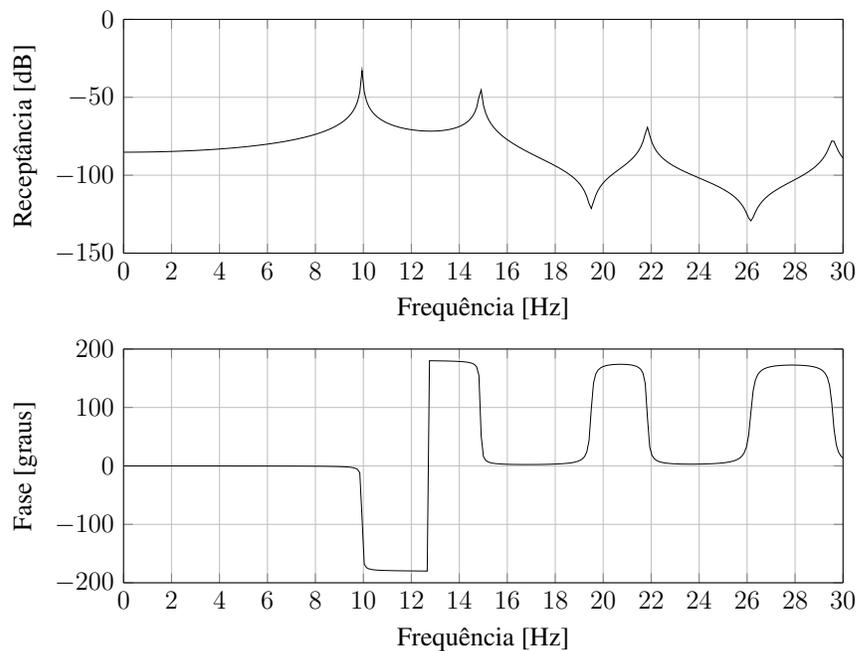


Figura 2.14: FRF - Bode plot e fase. fonte: Autor.

Com a FRF experimental, a frequência natural e o fator de amortecimento podem ser obtidos através da estimação de parâmetros. Os métodos de estimação são agrupados em métodos no domínio do tempo e métodos no domínio da frequência. Em termos gerais, os métodos no domínio do tempo tendem a fornecer resultados melhores quando uma larga faixa de frequência ou um grande número de modos existe nos dados medidos. Por outro lado, os métodos no domínio da frequência tendem a fornecer melhores resultados quando a faixa de frequências de interesse é limitada ou o número de modos é pequeno. No entanto, métodos no domínio do tempo têm como maior desvan-

tagem o fato de só poderem estimar os modos dentro da faixa de frequência de análise, não levando em conta os efeitos residuais dos modos que ficam fora desta faixa. Por esta razão, nos últimos anos, as pesquisas focaram nos métodos no domínio da frequência, pois estes permitem melhorar a precisão dos resultados levando-se em conta os termos residuais (MAIA E SILVA, 1997).

Dentre os métodos no domínio da frequência pode-se citar: o método Gaukroger-Skingle-Heron, o método Ewins-Gleeson, o método de Prony na frequência, o método da Exponencial Complexa na frequência e o método Polinomial de Fração Racional (RFP), com destaque para o método RFP por ser um dos mais populares e amplamente utilizado em modelos de múltiplos graus de liberdade no domínio da frequência. Além de obter resultados semelhantes ao método da exponencial complexa, o método RFP fornece uma estimativa mais precisa para o fator de amortecimento (SCHWARZ E RICHARDSON, 1999).

Em suma, o ajuste de curva ou estimação de parâmetros, é um processo numérico que é tipicamente usado para representar um conjunto de dados medidos experimentalmente por alguma função analítica. Os resultados deste processo de ajuste de curva são os coeficientes, ou parâmetros, que são usados na definição da função analítica. No que diz respeito à FRF, os parâmetros que são calculados são os parâmetros modais (ou seja frequência natural, amortecimento) e resíduo. O processo de ajuste de curva pode também ser pensado como um processo de compressão de dados, uma vez que um grande número de valores experimentais (as FRF medidas) podem ser representados por um número muito menor de parâmetros modais (RICHARDSON E FORMENTI, 1985).

A FRF de um sistema de múltiplos graus de liberdade é descrito pela Equação (2.38).

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \sum_{r=1}^N \left(\frac{A_r}{i\omega - \lambda_r} + \frac{A_r^*}{i\omega - \lambda_r^*} \right) \quad (2.38)$$

Sendo N o número total de modos e ω é a frequência, $(*)$ indica o conjugado de um número complexo e λ_r é definido pela Equação (2.39).

$$\lambda_r = \sigma_r + i\omega_{d_r} \quad (2.39)$$

Sendo $\omega_n = \sqrt{\sigma^2 + \omega_d^2}$, $\zeta = \sigma/\omega_n$ e $r = 1, 2, 3, \dots, N$ é um contador do número de modos.

Então um ajuste de curva é utilizado para extrair os polos e zeros (ou resíduos) da RFP criada a partir da FRF experimental. Esta técnica baseia-se no método Forsythe e na ortogonalidade dos polinômios. A formulação do método RFP é descrita em (RICHARDSON E FORMENTI 1982; RICHARDSON E FORMENTI 1985), e pode ser sintetizada como se segue.

O desempenho da técnica de RFP é avaliada em termos do número resultante de modos estáveis e da qualidade do ajuste realizado. Este último é avaliado por dois critérios, que são o erro percentual médio e o erro percentual máximo entre o ajuste e a FRF experimental. Eles são

definidos pela Equação (2.40) e Equação (2.41), respectivamente.

$$C_1 = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \left| \frac{y_n - \hat{y}_n}{y_n} \right| \quad (2.40)$$

$$C_2 = \max_{n \in \{1, \dots, N\}} \left[\frac{|y_n - \hat{y}_n|}{y_n} \right] \quad (2.41)$$

Sendo n o número de frequências discretas na faixa de frequências, N o número total de pontos, y_n a FRF estimada e \hat{y}_n a FRF medida.

Após a obtenção dos parâmetros modais com o método RFP, o modelo vibratório é alimentado e por fim a força $F(t)$ da Equação (2.37), são as forças calculadas durante a simulação do corte.

2.6 Estabilidade do corte

Os modelos analíticos também podem ser utilizados para prever condições em que o corte será estável ou não. Ao longo dos anos, vários pesquisadores investigaram a estabilidade das operações de fresamento. Os primeiros trabalhos eram focados em modelos simplificados de fresamento e gráficos mostrando faixas de usinagem estável e instável foram desenvolvidos. Tais gráficos, chamados de “diagramas de estabilidade de lóbulos” traçam a fronteira que separa a usinagem estável e instável em relação à profundidade axial de corte e velocidade de rotação, para uma combinação ferramenta–peça em particular. Estes diagramas foram desenvolvidos utilizando um número de hipóteses simplificadoras (direção média da força de corte, diâmetro da fresa infinitamente grande, e assim por diante), para manter a análise linear, (SMITH E TLUSTY, 1993). Estes gráficos de estabilidade, fornecem informações sobre uma faixa de possíveis condições de fresamento (combinações de profundidade axial de corte e velocidade do eixo) que resultarão em um corte estável ou instável. No entanto, as informações sobre a vibração forçada, *chatter*, superfícies, etc., podem sofrer alterações.

Uma abordagem alternativa para o diagrama de estabilidade de lóbulos, é a análise do gráfico de pico-a-pico (do inglês *Peak-To-Peak* (PTP)). Os gráficos de PTP foram propostos por Smith e Tlusty (1990). Os autores demonstraram que, à medida que as condições de corte se aproximam do limite de estabilidade, as forças e os deslocamentos de PTP aumentam consideravelmente, permitindo uma visualização gráfica do limite de estabilidade.

Em suma, os gráficos de PTP são uma forma de resumir os resultados de várias simulações. Em primeiro lugar, uma gama de velocidades de rotação, um tamanho de passo para o vetor veloci-

dade do eixo, e uma gama de profundidades de corte axial com um tamanho de passo para o vetor de profundidade axial são especificados, sendo o passo de um vetor o número de divisões que são realizadas entre o valor inicial e o valor final do vetor para realizar os cálculos. O programa roda de forma iterativa para cada combinação das condições de corte. Após cada cálculo, são escolhidos nos registros temporais dos deslocamentos e das forças nas direções X e Y, os valores máximos e mínimos na sua porção estacionária. Em cada caso, essa diferença é armazenada como o PTP. Pode-se observar que esta é a amplitude da componente variável do sinal, e que o nível DC não está incluído (SMITH E TLUSTY, 1993).

Na Figura 2.15, tem-se um exemplo de gráfico de PTP.

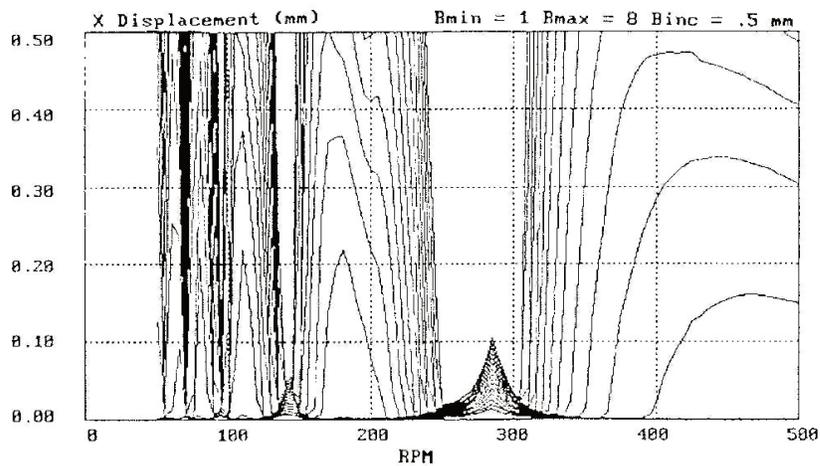


Figura 2.15: Gráfico de deslocamento de PTP. Fonte: (SMITH E TLUSTY, 1993).

Os gráficos de PTP mostram regiões de instabilidade que são muito próximas das regiões de instabilidade encontradas no tradicional diagrama de estabilidade de lóbulos, (SMITH E TLUSTY 1993; ALTINTAS E LEE 1996). Uma dificuldade com o PTP é que ele não fornece uma representação direta da relação entre estabilidade de corte, profundidade de corte axial e a velocidade do eixo, que são os parâmetros de interesse. Porém, é possível criar um outro gráfico utilizando os valores de PTP, e que fornece uma representação direta entre a estabilidade de corte, a profundidade axial de corte e velocidade do eixo, através dos contornos de PTP com relação aos parâmetros citados. Outra vantagem do diagrama de estabilidade de PTP é que a força de corte de PTP pode ser mostrada juntamente com a informação tradicional de estabilidade (LEIGH *et al.* 2000; SIMS 2005).

2.7 Algoritmo para simulação do fresamento

A simulação das forças de corte no fresamento, considerando a vibração da ferramenta, pode ser feita conforme o procedimento da Figura 2.16. No texto a seguir os números entre chaves ($\{*\}$), representam as etapas da Figura 2.16.

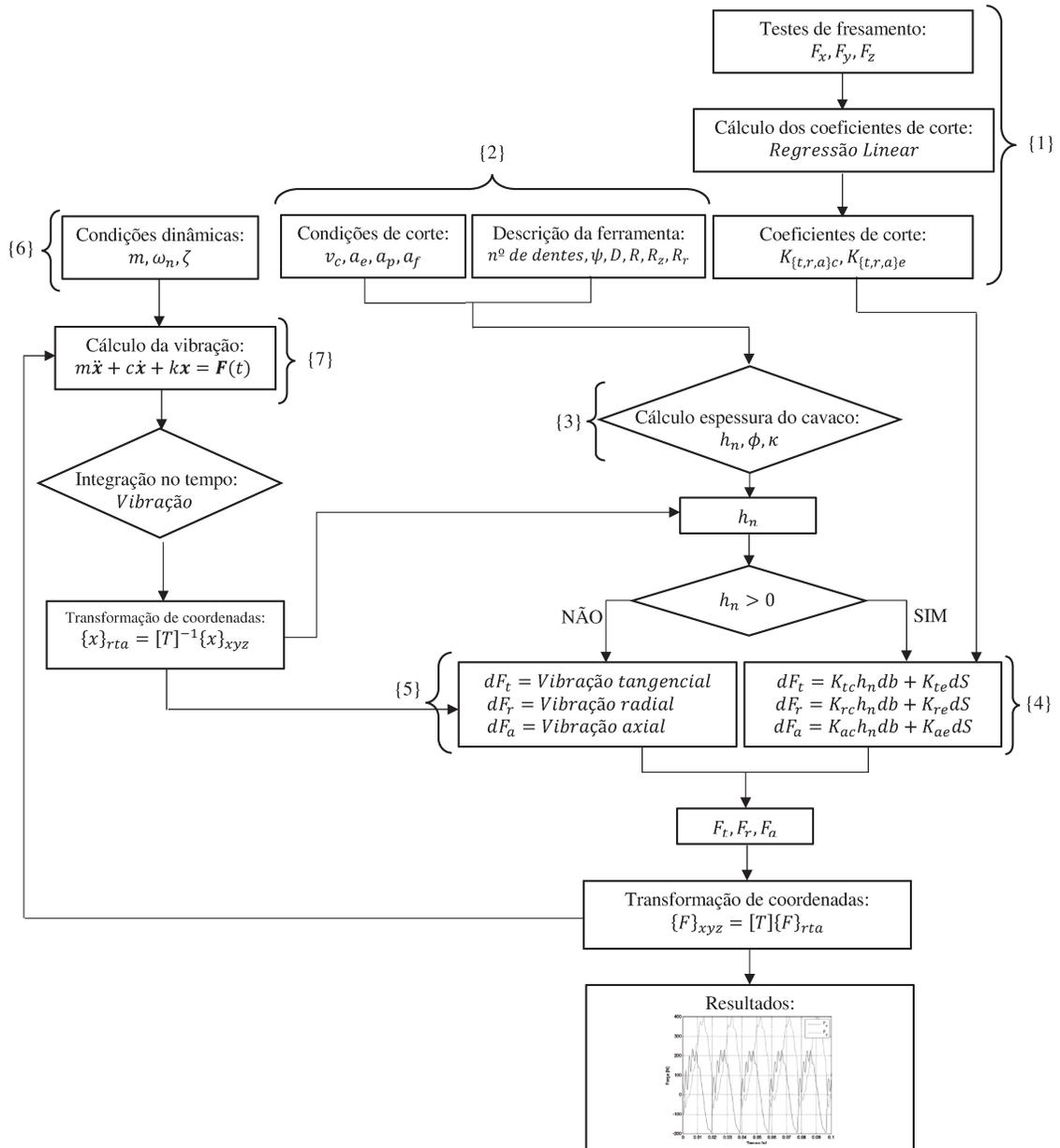


Figura 2.16: Fluxograma do processo de simulação das forças de corte incluindo a vibração.

Para simular o fresamento é preciso inicialmente realizar testes experimentais de corte, estes

testes serão utilizados para se levantar os coeficientes de corte através de uma regressão linear sobre as forças reais obtidas nos experimentos {1}, esses coeficientes entram diretamente nas equações que calculam a força {4}. Além dos coeficientes de corte, para o cálculo das forças, é necessário calcular a espessura teórica do cavaco (h_n) {3}, esta espessura irá depender das características do corte: velocidade de corte, avanço e profundidade de corte (axial e radial) e da geometria da ferramenta {2}.

No fresamento o corte é descontínuo, ou seja, os dentes entram e saem do corte. Quando um dente está cortando {4}, a espessura do cavaco é maior que zero, logo o algoritmo calcula as forças de corte. Porém, quando o dente não está cortando {5}, a espessura do cavaco é zero ou menor que zero (devido aos ângulos no equacionamento matemático), nesta situação os modelos tradicionais, como por exemplo, Lee e Altintas (1996); Engin e Altintas (2001); Gradisek *et al.* (2005); entre outros, impõem que as forças de corte sejam zeradas. Mesmo com esta imposição os autores obtêm valores de força de corte que representem bem as forças reais em termos de amplitude, porém a parte dinâmica da força não é bem descrita, pois na realidade as forças de corte não são realmente zero na etapa {5}.

Assim, este trabalho propõem uma forma alternativa de se abordar este período em que o dente está fora do corte {5}, de forma a descrever melhor a simulação do fresamento. Será considerado na etapa {5}, a vibração que a ferramenta possui. Para calcular a vibração da ferramenta é necessário inserir um modelo vibratório {7}. Este modelo depende das características dinâmicas da ferramenta: frequências naturais e fatores de amortecimento {6}, que são obtidas experimentalmente através de testes modais. Assim, o deslocamento da ferramenta é calculado em um processo de integração no tempo e alimenta tanto a espessura do cavaco calculada, quanto o período em que o dente está fora do corte {5}.

O cálculo das forças de corte pode ser realizado conforme o fluxograma da Figura 2.16 para incluir o fenômeno vibratório na simulação.

2.8 Modelagem numérica

2.8.1 Formulações

Basicamente há duas formulações para os modelos numéricos: a Lagrangeana e a Euleriana.

Lagrangeana

A formulação Lagrangeana é usada principalmente em problemas de mecânica dos sólidos. Este modelo se trata de um esquema implícito, em que a malha de elementos finitos é ligada à peça de trabalho e cobre toda a região sob análise. Isto a torna uma boa escolha quando se trabalha com materiais que fluem sem restrição. A formulação Lagrangeana é usada nas simulações de corte, devido à sua capacidade para determinar os limites e a forma do cavaco, mesmo sem se conhecer a priori esses parâmetros (KILIÇASLAN, 2009). Apesar das vantagens apresentadas pela formulação Lagrangeana, algumas dificuldades também são encontradas. Devido às grandes deformações durante o corte, ocorrem distorções severas da malha de elementos finitos o que afeta a solução numérica do problema; e ainda, um critério de separação deve ser introduzido para definir quando o cavaco se separa da peça de trabalho (PANTALÉ *et al.*, 2004). Estes critérios de separação podem ser uma forma puramente geométrica (SHIH *et al.*, 1990), física (SEKHON E CHENOT, 1993) e também trabalhadas em conjunto (OBIKAWA *et al.*, 1997).

As equações para a formulação Lagrangeana *quasi*-estática implícita é escrita como:

$$\mathbf{K}_{n+1} \Delta \vec{\mu}_{n+1} = \vec{F}_{n+1} \quad (2.42)$$

$$\vec{\mu}_{n+1} = \vec{\mu}_n + \Delta \vec{\mu}_{n+1} \quad (2.43)$$

Sendo \mathbf{K}_{n+1} a matriz de rigidez, $\Delta \vec{\mu}_{n+1}$ o vetor de deslocamentos incrementais, \vec{F}_{n+1} o vetor de forças e $\vec{\mu}_{n+1}$ e $\vec{\mu}_n$ o deslocamento nodal atual e anterior respectivamente (VAZ JR., 2000).

A formulação dinâmica de integração explícita no tempo é empregada em problemas que são altamente não lineares, condições de contato complexas e fragmentação (MARUSICH E ORTIZ, 1995). As equações para a formulação explícita podem ser expressas por:

$$\mathbf{M}_{n+1} \ddot{\vec{\mu}}_n + \mathbf{C}_{n+1} \dot{\vec{\mu}}_n + \vec{f}^{\text{int}}(\vec{\mu}) = \vec{f}^{\text{ext}}(t_n) \quad (2.44)$$

$$\vec{\mu}_{n+1} = \vec{\mu}_n + \Delta \vec{\mu}_{n+1}(\Delta t, \ddot{\vec{\mu}}_n, \dot{\vec{\mu}}_n) \quad (2.45)$$

Sendo $\ddot{\vec{\mu}}_n$, $\dot{\vec{\mu}}_n$ e $\vec{\mu}$ a aceleração, velocidade e deslocamento nodal no tempo t_n respectivamente. \mathbf{M} e \mathbf{C} são as matrizes de massa e amortecimento e \vec{f}^{int} e \vec{f}^{ext} são os vetores de forças internas e externas (VAZ JR., 2000). Embora não seja necessário um processo iterativo, o tamanho do passo de tempo afeta a estabilidade da solução e deve ser muito menor do que o passo da formulação implícita.

Euleriana

Na formulação Euleriana, a malha de elementos finitos é espacialmente fixa e há um fluxo de material através do volume de controle, eliminando assim a distorção dos elementos durante o processo. Além disso, menos elementos são necessários para a análise, reduzindo o tempo computacional. O corte é simulado a partir do estado de equilíbrio e, portanto, não há necessidade de critérios de separação em modelos Eulerianos (KILIÇASLAN, 2009).

A desvantagem da formulação Euleriana é a determinação dos limites e a forma do cavaco antes da simulação. Além disso, a espessura do cavaco, o comprimento de contato ferramenta-cavaco e as condições de contato entre a ferramenta e o cavaco devem ser mantidas constantes durante a análise. Isso faz com que a formulação Euleriana não corresponda ao processo de deformação real durante o corte (PANTALÉ *et al.*, 2004).

Lagrangeana-Euleriana arbitrária

As melhores características das formulações Lagrangeana e Euleriana foram combinadas na formulação Lagrangeana-Euleriana Arbitrária (ALE). Na formulação ALE, a malha de elementos finitos não é nem fixa nem espacialmente anexada ao material da peça de trabalho. A malha segue o fluxo de material e o problema é resolvido para os deslocamentos numa etapa Lagrangeana, enquanto a malha é reposicionada e o problema é resolvido para velocidades na etapa Euleriana. A ideia usada na simulação de corte é utilizar a abordagem Euleriana para modelar a área ao redor da ponta da ferramenta, onde ocorre processo de corte. Assim, é evitada a distorção dos elementos sem a necessidade de se refazer a malha. A abordagem Lagrangeana é utilizada para o fluxo de material nas regiões sem condições de contorno. Além disso, a forma do cavaco ocorre como uma função da deformação plástica do material (HUETINK E VREEDE, 1990).

A formulação ALE é ilustrada na Figura 2.17.

Neste trabalho será utilizada a formulação ALE.

2.8.2 Discretização por elementos finitos

A formulação por elementos finitos consiste em dividir uma região contínua em regiões discretas chamadas de elementos. Este procedimento é chamado de discretização ou malha. A malha inicialmente projetada não consegue manter sua forma original, e é distorcida devido à grandes deformações plásticas durante a usinagem. Essas distorções provocam erros numéricos. Para lidar

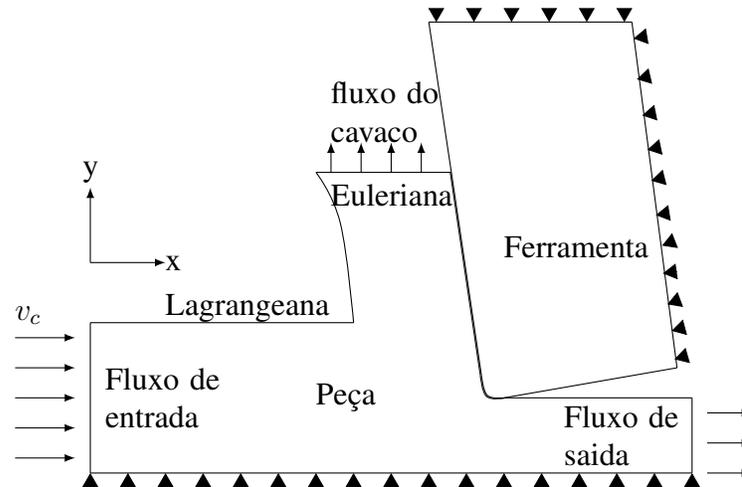


Figura 2.17: Condições de contorno Euleriana e Lagrangeana na simulação ALE. fonte: Özel e Zeren (2007).

com este problema uma malha nova de elementos finitos deve ser gerada, mudando o tamanho e distribuição dos elementos. Isso é chamado procedimento de malha adaptativa (VAZ JR., 2000).

Como visto, a descrição Lagrangeana-Euleriana arbitrária é uma extensão das formulações Lagrangeana e Euleriana clássica, unindo as vantagens de cada uma delas. Na descrição ALE, os pontos materiais são representados por um conjunto de coordenadas Lagrangeanas \vec{X} , os pontos espaciais por um conjunto de coordenadas Eulerianas \vec{x} e os pontos de referência por um conjunto de coordenadas arbitrárias $\vec{\xi}$, como mostrado na Figura 2.18.

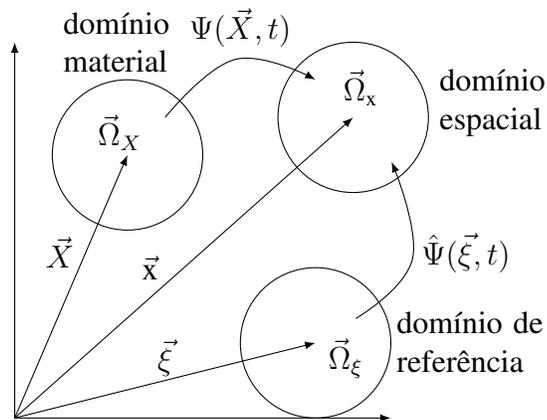


Figura 2.18: Representação da formulação ALE. fonte: (PANTALÉ *et al.*, 2004)

Em um tempo t , um ponto espacial \vec{x} é tanto a imagem de um ponto material \vec{X} pelo rastro $\vec{x} = \Psi(\vec{X}, t)$, quanto a imagem de um ponto de referência $\vec{\xi}$ pelo rastro $\vec{x} = \hat{\Psi}(\vec{\xi}, t)$. A velocidade material \vec{v} das partículas é obtida utilizando derivada clássica ($\dot{\quad}$), enquanto que a velocidade de referência \hat{v} é obtida depois da introdução de uma derivada mista ($\hat{\quad}$) que deve ser interpretada

como uma variação “temporal” de uma quantidade física para um determinado ponto de referência (PANTALÉ *et al.*, 2004).

$$\vec{v} = \dot{\vec{x}} = \frac{\partial \vec{x}}{\partial t} \Big|_{\vec{x}_{cte}} \quad \text{e} \quad \hat{v} = \dot{\vec{x}} = \frac{\partial \vec{x}}{\partial t} \Big|_{\vec{\xi}_{cte}} \quad (2.46)$$

Todas as quantidades físicas são calculadas nos pontos espaciais \vec{x} no tempo t . Todas as leis de conservação devem ser expressas, levando em conta o movimento dos pontos de referência durante a simulação.

Leis da conservação na descrição ALE

As leis de conservação são usadas de uma forma similar às da descrição Euleriana, (VAZ JR., 2000). De acordo com a seguinte relação $(\dot{}) = (\dot{}) + \vec{c} \nabla()$ sendo $\vec{c} = \vec{v} - \hat{v}$ a chamada velocidade convectiva e ∇ é o operador gradiente, todas as leis de conservação Euleriana (massa, quantidade de movimento e energia) podem ser reescritas de acordo com a descrição ALE a seguir:

$$\dot{\rho} + \vec{c} \nabla \rho + \rho \operatorname{div} \vec{v} = 0, \quad (2.47)$$

$$\rho \dot{\vec{v}} + \rho \vec{c} \nabla \vec{v} = \vec{f} + \operatorname{div} \sigma, \quad (2.48)$$

$$\rho \dot{e} + \rho \vec{c} \nabla e = \sigma : \mathbf{D} - \operatorname{div} \vec{q} + r, \quad (2.49)$$

Sendo ρ a densidade de massa, \vec{f} são as forças de corpo, σ é o tensor de tensão de Cauchy, e é a energia interna específica, \mathbf{D} é o tensor de taxa de deformação, r é a geração de calor do corpo e \vec{q} é o vetor de fluxo de calor. Desta forma a descrição ALE pode ser considerada como um método de rezonamento automático e contínuo.

Discretização espacial

Na aproximação de elementos finitos, são definidas todas as variáveis dependentes como funções das coordenadas do elemento. O domínio ALE é subdividido em elementos, e para cada elemento e , as coordenadas ALE são dadas por $\xi = \xi_1 N_1$ onde N são as funções de forma do elemento e . Tendo em vista a discretização espacial das equações de massa, quantidade de movimento e energia, Equação (2.47)-(2.49), pelo método de elementos finitos, a forma variacional clássica é obtida multiplicando essas equações, respectivamente, por um conjunto de função de ponderação (ρ^*, v_i^*, e^*) sobre o domínio espacial R_x . Empregando-se o teorema da divergência, as formas varia-

cionais associadas com estas equações, e finalmente, utilizando a abordagem de Galerkin, obtém-se as equações discretizadas correspondentes:

$$M^\rho \dot{\rho} + L^\rho \rho + K^\rho \rho = 0, \quad (2.50)$$

$$M^v \dot{v} + L^v v + f^{\text{int}} = f^{\text{ext}}, \quad (2.51)$$

$$M^e \dot{e} + L^e = r, \quad (2.52)$$

Sendo M^ρ , M^v , M^e são as matrizes de massa generalizadas para as variáveis correspondentes nas equações Equação (2.50)-(2.52) respectivamente; L^ρ , L^v , L^e são as matrizes generalizadas de conectividade; K^ρ é a matriz de rigidez para a densidade; f^{int} é o vetor de forças internas; f^{ext} é o vetor de forças externas; r é o vector de fonte de energia generalizado. Como um exemplo, são apresentadas as expressões de cálculo das matrizes citadas anteriormente.

$$M^v = \mathbf{I}[M_{IJ}^v] = \left(\int_{R_x} \rho \bar{N}_I^v N_J^v dR_x \right) \mathbf{I}, \quad (2.53)$$

$$L^v = \mathbf{I}[L_{IJ}^v] = \left(\int_{R_x} \rho \bar{N}_I^v c_i N_{J,j}^v dR_x \right) \mathbf{I}, \quad (2.54)$$

$$f^{\text{int}} = f_{iI}^{\text{int}} = \int_{R_x} \bar{N}_{I,j}^v \sigma_{i,j} dR_x, \quad (2.55)$$

$$f^{\text{ext}} = f_{iI}^{\text{ext}} = \int_{R_x} \bar{N}_I^v b_i dR_x + \int_{\delta R_x} \bar{N}_I^v t_i d\delta R_x, \quad (2.56)$$

Sendo N^v e \bar{N}^v as funções de forma e as funções de forma de teste para a velocidade, b_i é o vetor de força de corpo, t_i é a tração no vetor de superfície (incluindo forças de contato). Os vetores de força internos e externos são idênticos aos da formulação Lagrangeana, exceto que eles são expressos em termos das funções de forma de teste. A matriz de massa não é constante no tempo visto que a densidade e o domínio variam com o tempo. Portanto, ela deve ser calculada para cada passo de tempo.

Elementos quadrilaterais de quatro nós com um esquema de integração reduzida têm sido utilizados para a discretização do problema em simulações 2D enquanto elementos quadrilaterais de oito nós também com integração reduzida são usados em simulações 3D (PANTALÉ *et al.*, 2004).

2.9 Conceitos para simulação numérica em usinagem

Na modelagem numérica, modelos precisos de tensão de escoamento são considerados altamente necessários para representar o comportamento constitutivo do material de trabalho em altas taxas de deformação. De acordo com Johnson e Cook (1985), os materiais submetidos à cargas

dinâmicas, como por exemplo, impacto em alta velocidade, explosão e operações com metal, são sujeitos a uma vasta gama de deformações, taxas de deformação, temperaturas e pressões. Em muitos casos, há uma tendência para distinguir entre as propriedades dinâmicas e estáticas, sendo esta diferença devido simplesmente à taxa de deformação. No entanto, grandes deformações, pressões e temperaturas estão associadas a altas taxas de deformação e, portanto, é importante que os efeitos de todas essas variáveis sejam consideradas.

O modelo de material desenvolvido por Johnson e Cook (1985) é uma relação fenomenológica, não sendo baseada na teoria tradicional da plasticidade. Este modelo reproduz várias respostas materiais importantes em altas taxas de deformação e é, portanto, um modelo clássico para simulações numéricas que envolvem altas taxas de deformação. É um modelo elastoplástico de tensão de Von Mises com base analítica na lei de endurecimento, sendo assim dependente da taxa de deformação e da temperatura.

A usinagem do metal, configura um processo em que podem ser encontradas altas deformações, taxas de deformação e temperaturas. A Tabela 2.3 lista os valores de deformação, taxa de deformação e a razão da temperatura do processo com a temperatura de fusão associada ao material, em alguns processos de formação do metal. O titânio exibe um comportamento que é dependente de todos estes parâmetros e, assim, a usinagem do titânio exige um modelo do material que leve em conta todos os fatores.

Tabela 2.3: Tensão, taxa de deformação e temperatura, associada com alguns processos, (SUN E GUO, 2009).

| Processo | Deformação | Taxa de Deformação [s^{-1}] | $T_h = t/t_{melt}$ |
|-------------------------------|------------|---------------------------------|--------------------|
| Extrusão | 2 – 5 | $10^1 - 10^2$ | 0,16 – 0,7 |
| Forjamento | 0,1 – 0,5 | $10^2 - 10^3$ | 0,16 – 0,7 |
| Forjamento de Folhas de Metal | 0,1 – 0,5 | $10^2 - 10^3$ | 0,6 – 0,7 |
| Usinagem | 1 – 10 | $10^3 - 10^6$ | 0,16 – 0,9 |

2.9.1 Modelos constitutivos do material

Um dos pontos mais importantes na simulação de processos de usinagem é a modelagem adequada da tensão de escoamento do material da peça, a fim de obter resultados reais. A tensão de escoamento é função da deformação, da taxa de deformação e da temperatura e representada na forma matemática por equações constitutivas. Os modelos constitutivos mais utilizados em simulações de corte são os modelos de Oxley, Zerilli-Armstrong e Johnson-Cook.

Modelo constitutivos de Oxley

Oxley (1984 *apud* PRASAD, 2009) utilizou a lei de potência para representar a tensão de escoamento do material para aço carbono como:

$$\sigma = \sigma_1 \varepsilon^n \quad (2.57)$$

Sendo σ a tensão de escoamento, ε a deformação, σ_1 é a tensão de escoamento do material para a deformação $\varepsilon = 1,0$ e n é o expoente de encruamento. Os valores de σ_1 e n dependem da velocidade com que a temperatura é modificada (T_{MOD}) dada por MacGregor e Fisher (1946). T_{MOD} é definida como:

$$T_{MOD} = T \left(1 + \nu \log \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \right) \quad (2.58)$$

Sendo ν e $\dot{\varepsilon}_0$ as constantes do material de trabalho e elas têm valores de 0,09 e 0,1 para aço carbono (MACGREGOR E FISHER, 1946).

Modelo constitutivo de Zerilli-Armstrong

Os modelos Zerilli-Armstrong são modelos baseados na física, e existem vários tipos de modelos. Inicialmente Zerilli e Armstrong (1987) desenvolveram duas equações constitutivas baseadas na micro estrutura dos materiais. O trabalho foi desenvolvido em estruturas cúbicas de face centrada (CFC) e estruturas cúbicas de corpo centrado (CCC) para analisar a resposta destas estruturas à temperatura e às altas taxas de deformação. Os autores observaram que havia uma diferença significativa entre essas duas estruturas, e assim, foram desenvolvidos dois modelos distintos.

A equação constitutiva para estruturas CCC pode ser escrita como:

$$\sigma = C_0 + C_1 \exp \left(-C_3 T + C_4 T \ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \right) + C_5 \varepsilon^n \quad (2.59)$$

A tensão de escoamento para estruturas CFC é definido como:

$$\sigma = C_0 + C_2 \varepsilon^{-0,5} \exp \left(-C_3 T + C_4 T \ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \right) \quad (2.60)$$

Nestas equações, C_0 é a componente de tensão que leva em conta a densidade dos deslocamentos na tensão de escoamento, C_1 - C_5 e n são constantes do material e T é a temperatura absoluta. Na Equação (2.59), assume-se que a dependência da deformação sobre a tensão de escoamento não

é afetada pela taxa de deformação e temperatura, já na Equação (2.60) é o oposto.

Modelo constitutivo de Johnson-Cook

O modelo de material de Johnson–Cook (J–C) é normalmente utilizado em simulações de elementos finitos de processos adiabáticos transitórios para modelar a tensão de escoamento. Este modelo foi introduzido por Johnson e Cook (1983) para modelar problemas como impactos balísticos e usinagem. O modelo de J–C reproduz várias respostas materiais importantes em altas taxas de deformação e é, portanto, um modelo popular para simulações de elementos finitos.

A formulação para o modelo de J–C possui base empírica e representa a tensão de escoamento em uma equação na forma:

$$\sigma_{esc} = \underbrace{(A + B(\varepsilon_{pl})^n)}_{\text{deformação}} \underbrace{(1 + C \log(\dot{\varepsilon}_{pl}/\dot{\varepsilon}_{ref}))}_{\text{taxa de deformação}} \underbrace{(1 - T^m)}_{\text{temperatura}} \quad (2.61)$$

Com

$$T = \frac{t_a - t_{tr}}{t_{melt} - t_{tr}} \quad (2.62)$$

Sendo t_a a temperatura atual, t_{melt} a temperatura de fusão, e t_{tr} uma temperatura de transição, definida como a temperatura em que ou abaixo da qual, não haverá mais influência da temperatura na expressão da tensão de escoamento.

Os parâmetros do material devem ser medidos na temperatura de transição ou abaixo dela. A constante A é a resistência à deformação inicial do material à temperatura ambiente e a uma velocidade de deformação s^{-1} . O termo ε_{pl} representa a deformação plástica equivalente. A taxa de deformação $\dot{\varepsilon}_{pl}$ é normalizada em relação a uma taxa de deformação de referência $\dot{\varepsilon}_{ref}$. O termo temperatura no modelo J–C reduz a tensão de escoamento para zero à temperatura de fusão do material, deixando o modelo constitutivo sem o efeito da temperatura. Quando $t_a = t_{melt}$, o material vai ser fundido e irá comportar-se como um fluido e não haverá resistência ao cisalhamento. A memória de endurecimento será removida, levando a deformação plástica equivalente a zero. A taxa de deformação de referência ($\dot{\varepsilon}_{ref}$) é geralmente normalizada para uma taxa de deformação de $1s^{-1}$.

Os parâmetros A , B , n e m são medidos também na temperatura de transição ou abaixo dela. A primeira parte da Equação (2.61) representa uma componente dependente da deformação, enquanto a segunda parte é um modificador da taxa de deformação, que introduz um endureci-

mento. Por fim, a terceira parte é um componente dependente da temperatura, que é responsável pelo amolecimento térmico do material em temperaturas elevadas.

Os parâmetros para o modelo de material Johnson–Cook podem ser obtidos através de vários métodos, como por exemplo, testes de compressão em alta velocidade, testes *Split Hopkinson Pressure Bar* (SHPB), testes de usinagem prática, combinação de testes convencionais em baixas taxas de deformação com testes de usinagem e técnicas de elementos finitos, (OBIKAWA E USUI, 1996).

Calamaz *et al.* (2008), modificaram o modelo de material de Johnson–Cook para incluir ainda mais efeitos de amolecimento dependentes da temperatura para a liga Ti–6Al–4V. Liu *et al.* (2013) propuseram melhorias para o modelo constitutivo de material com fins semelhantes. O modelo de material modificado de J–C é definido pela multiplicação de quatro termos, sendo eles: encruamento, sensibilidade à taxa de deformação, comportamento de amolecimento térmico e fluxo de amolecimento dependente da temperatura, como mostrado na Equação (2.63).

$$\sigma_{esc} = \left[A + B\varepsilon^n \frac{1}{e^{\varepsilon^a}} \right] \left[1 + C \ln \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_{ref}} \right) \right] [1 - T^m] \left[D + (1 - D) \left(\tanh \left(\frac{1}{(\varepsilon + p)^r} \right) \right)^s \right] \quad (2.63)$$

Sendo $D = 1 - (T/T_m)^d$, $p = (T/T_m)^b$, ε a deformação, $\dot{\varepsilon}$ a taxa de deformação, $\dot{\varepsilon}_{ref}$ a taxa de deformação de referência $\dot{\varepsilon}_{ref} = 10^{-5}$, e $A, B, n, a, C, m, d, b, r, s$ são constantes do modelo.

2.9.2 Modelos de falha: separação e morfologia do cavaco

A separação do cavaco nas análises numéricas, tem gerado controvérsias entre os pesquisadores; as discussões se dão pela falta de uma direção clara da melhor abordagem a ser adotada nas simulações. Na literatura, vários métodos são utilizados para modelar o processo de separação do cavaco, em que o cavaco é cortado a partir do material de origem. Alguns modelos usam uma linha de corte predeterminada na qual a ponta da ferramenta passa durante o corte e ao longo desta linha a falha ou separação do elemento nodal pode ocorrer (ALTINTAS E ENGIN 2001; BOWES 2013). A separação nodal é alcançada com a geração de novos nós ou com a remoção de restrições colocadas em nós sobrepostos quando o critério de separação é satisfeito.

Os critérios de separação do cavaco com base na separação nodal, que são utilizados na literatura, são os mais diversos e variam a partir de formulações de distâncias geométricas nodais até critérios físicos que fazem uso de diversos indicadores críticos para determinar a falha.

Usui e Shirakashi (1982) foram os pioneiros na discussão. Estes autores propuseram um critério de separação de cavacos com base na distância entre a ponta da ferramenta e o nó mais próximo ao longo de uma direção de corte pré-definida, como ilustrado na Figura 2.19(a). O critério é puramente baseado em considerações geométricas e não leva em conta uma possível quebra de

cavacos fora da linha de corte.

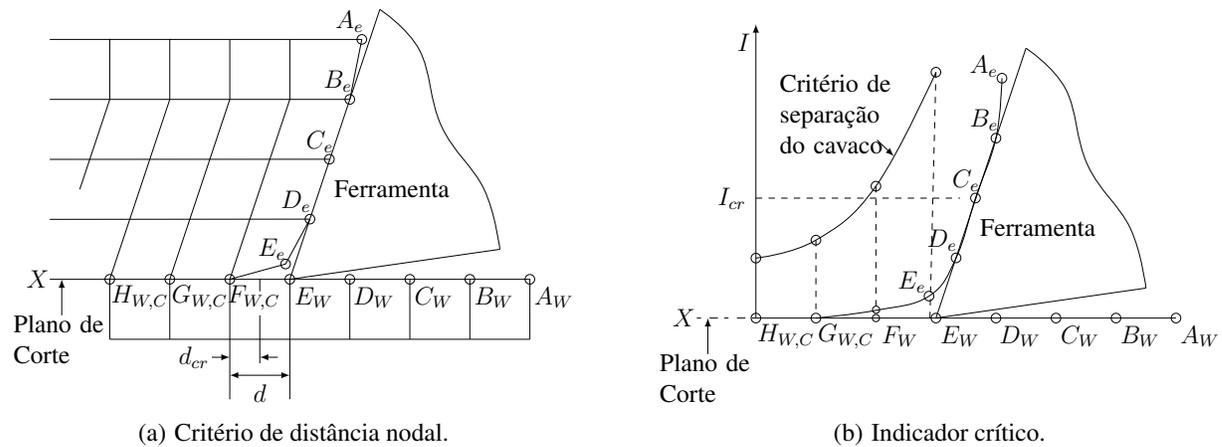


Figura 2.19: Separação do cavaco ao longo de uma linha de corte predeterminada, fonte: (VAZ JR., 2000).

Nas simulações utilizando esta estratégia, à medida que a ferramenta avança, a distância entre o nó $F_{W,C}$ e a ponta da ferramenta diminui e, a uma distância crítica, d_{cr} , um novo nó é criado ou uma restrição é imposta e os nós são removidos, o que torna possível a separação do material.

O critério da deformação plástica equivalente, é defendida por Xie *et al.* (1994) e Hashemi *et al.* (1994) como um critério de separação do cavaco. Neste caso, o cavaco se separa quando um valor de energia plástica e_p , calculado no nó mais próximo da aresta de corte, atinge um valor crítico, $e_{p_{cr}}$. Este critério tem sido frequentemente criticado devido ao fato de que a separação do nó propaga mais rápido que a velocidade de corte formando uma grande fenda aberta na frente da ponta da ferramenta. O processo é ilustrado na Figura 2.19(b), em que o indicador de separação do cavaco, I_{cr} , representa a tensão plástica equivalente.

Nos casos anteriores, o cavaco se separa ao longo de um plano de corte pré-definido. O uso de conceitos de fratura dúctil foi introduzido pela primeira vez por Iwata *et al.* (1984). Embora a consideração inicial tenha sido por tentativa, o modelo simula a usinagem em estado estacionário e, por conseguinte, nenhuma separação real do cavaco ocorre. Os critérios de fratura são calculados a posteriori com base no estado de tensão-deformação final. De acordo com os autores, esse critério é dito como sendo o melhor indicador de separação de cavaco, uma vez que produz a maior área de fratura (a área total onde o indicador atinge o seu valor crítico).

Owen e Vaz Jr (1999), utilizaram um critério de separação do cavaco com base em considerações de danos em conjunto com uma malha regenerativa adaptativa e elemento de erosão. No critério proposto, a separação do cavaco é realizada por procedimentos de regeneração de malha para modelar o crescimento de trinca ao redor dos elementos que falharam. Este método não depende de uma linha de corte pré-definida, e pode, assim, modelar os efeitos do raio da aresta na

simulação. Johnson e Cook (1985) desenvolveram uma lei de falha que leva em conta a deformação, a taxa de deformação, a temperatura, e a pressão. A originalidade é que esta lei foi definida a partir de ensaios de tração e de torção. O dano é calculado para cada elemento e é definido por:

$$D = \sum \frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon_f} \quad (2.64)$$

Sendo:

$$\varepsilon_f = \left(D_1 + D_2 e^{D_3 \left(\frac{p}{q} \right)} \right) \left(1 + D_4 \ln \left(\frac{\dot{\varepsilon}_{pl}}{\dot{\varepsilon}_{ref}} \right) \right) (1 + D_5 T) \quad (2.65)$$

Sendo $\Delta\varepsilon$ definido como o incremento da deformação plástica efetiva durante um ciclo de integração e ε_f é a tensão equivalente para fratura e, sob as condições atuais de taxa de deformação, temperatura, pressão e tensão equivalente. O modelo de falha dinâmica de Johnson–Cook é baseado no valor da deformação plástica equivalente em pontos de integração do elemento e um somatório é realizada a cada incremento da solução. A fratura ocorre quando $D = 1, 0$ na Equação (2.64). Na Equação (2.65), o parâmetro p é a tensão média normalizada pela tensão efetiva q ; os parâmetros D_1, D_2, D_3, D_4 e D_5 são constantes determinadas a partir de testes de fratura em altas tensões e altas taxas de deformação. A temperatura adimensional, T , foi definida anteriormente no modelo de endurecimento de Johnson–Cook, Equação (2.62).

Na Tabela 2.4, tem-se os valores dos parâmetros D_1 - D_5 da Equação (2.65) para a liga Ti–6Al–4V.

Tabela 2.4: Coeficientes de falha de Johnson–Cook para a liga Ti–6Al–4V (WANG *et al.*, 2014).

| D_1 | D_2 | D_3 | D_4 | D_5 | $\dot{\varepsilon}_{ref}$ |
|-------|-------|-------|-------|-------|---------------------------|
| –0,09 | 0,25 | –0,5 | 0,014 | 3,87 | 1 |

Morfologia do cavaco

Em processos de usinagem real, o cavaco formado pode ser contínuo, descontínuo ou segmentado. Porém, durante muito tempo, a única condição de corte analisada era a de formação contínua do cavaco. Isto se deve principalmente à problemas, como a capacidade restrita dos computadores, limitação de atualização das tensões e algoritmos de contato, problemas de convergência ou/e até mesmo a falta de uma maior compreensão dos mecanismos de separação/fragmentação do cavaco.

O cavaco descontínuo é comumente observado quando materiais frágeis são cortados em velocidades de corte baixas. O fenômeno é frequentemente descrito através de deformação plástica de cisalhamento, tensão de cisalhamento e modelos de instabilidade de cisalhamento. O cavaco contínuo é comumente produzido durante o corte de materiais dúcteis e a operação pode ser considerada como em estado estacionário. Sob condições de baixa velocidade de corte, em que o atrito entre o cavaco e a superfície de saída da ferramenta é alto, o cavaco pode se soldar com a ferramenta. Este acúmulo de material é conhecido como aresta postiça de corte.

Finalmente, o último tipo de cavaco é um cavaco macroscopicamente contínuo, constituído por regiões estreitas de materiais fortemente deformado, alternada com regiões maiores de material relativamente não-deformado. Este cavaco com cisalhamento-localizado, pode ser formado quando a resistência à deformação da peça diminui com a temperatura (ADIBI-SEDEH E MADHAVAN, 2005). Sob condições apropriadas, o material rapidamente aquecido numa pequena região à frente da ferramenta, pode tornar-se menos resistente do que o material no entorno, que conduz à deformação localizada, este fenômeno é conhecido como cisalhamento adiabático e dá origem à cavacos do tipo serrilhado, e ocorre devido à baixa condutividade térmica de alguns materiais. Este tipo de cavaco é obtido quando se corta aços endurecidos, aços inoxidáveis e ligas de titânio em altas velocidades de corte.

Na Figura 2.20, tem-se a representação dos tipos de cavacos.

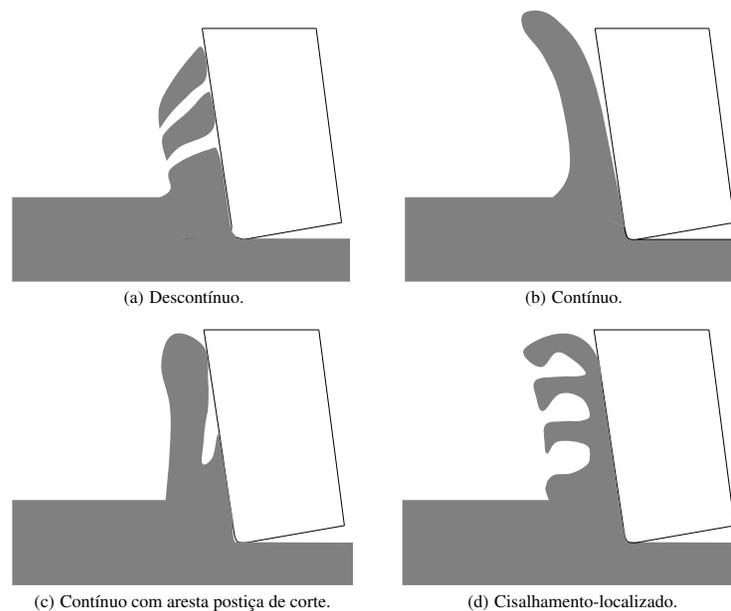


Figura 2.20: Quatro tipos básicos de cavacos.

2.9.3 Modelos de atrito

O atrito ao longo da interface de contato ferramenta-cavaco, durante o processo de corte, é um fenômeno complexo (MADHAVAN *et al.* 1998; LIU E GUO 2000; ÖZEL E ALTAN 2000). O atrito influencia a geometria do cavaco, a formação de aresta postiça de corte, a temperatura de corte e o desgaste da ferramenta. Portanto, é necessário compreender o mecanismo de atrito nas faces e em torno da aresta da ferramenta, a fim de desenvolver modelos mais precisos para as forças de corte, temperaturas, vibração e etc.

Dentre os principais modelos para simular a atuação do atrito durante o corte pode-se citar o modelo de Coulomb, modelo de cisalhamento constante e modelo de zonas de *stick-slip*.

Modelo de atrito de Coulomb

Na análise de corte, o modelo mais simples de atrito é o de Coulomb, que é considerado em toda a zona de contato da interface ferramenta-cavaco. As tensões devido ao atrito são assumidas com proporcionais às tensões normais, utilizando um coeficiente de atrito constante μ .

O modelo é definido como:

$$\tau = \mu\sigma_n \quad (2.66)$$

Sendo, τ a tensão devido ao atrito, μ um coeficiente de atrito e σ_n a tensão normal.

Modelo de cisalhamento constante

O modelo de cisalhamento constante é outro modelo de atrito bem difundido, em que uma tensão de atrito constante é assumido na superfície de saída da ferramenta, negligenciando as pequenas variações da tensão de τ e σ_n . A tensão de atrito é igual a uma percentagem fixa do fluxo de tensão de cisalhamento do material de trabalho (k_t). O modelo é expresso por:

$$\tau = \mu k_t \quad (2.67)$$

Modelo de zonas de *stick-slip*

Um modelo mais realista foi proposto por Zorev (1963). Ele considerou que a superfície de saída da ferramenta seja dividida em duas regiões de atrito. A primeira zona é a zona de *stick*, nesta zona a tensão normal é muito grande e a tensão de atrito é assumido como sendo constante e igual ao fluxo de tensão de cisalhamento do material. A segunda região é a zona de *slip*, nesta zona, ao contrário da primeira, a tensão normal é pequena e começa haver deslizamento entre as superfícies. Desta forma, o modelo propõe que a tensão normal diminui a partir do corte da ferramenta para o ponto em que o cavaco se separa da ferramenta. Um esquema é apresentado na Figura 2.21.

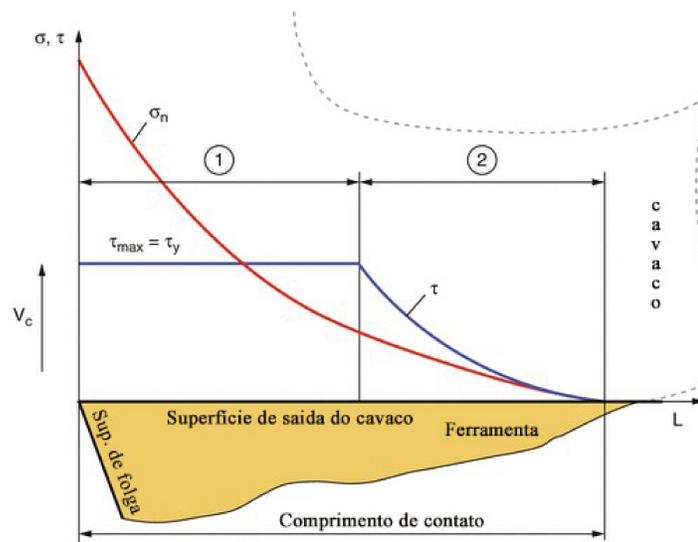


Figura 2.21: Distribuição das tensões na superfície de saída de cavaco proposto por Zorev (1963).

O modelo de atrito define esta tensão de cisalhamento crítica, τ , em que o deslizamento (*slip*) entre as superfícies começa, como uma fração da pressão de contato p entre as superfícies (NG E ASPINWALL 2002; CHEN *et al.* 2004; SHI E LIU 2006). Os cálculos das fases *stick-slip* determinam um ponto de transição entre a fase de resistir (*stick*) ou deslizar (*slip*) e a fração da pressão de contato. O coeficiente μ , é o coeficiente de atrito.

$$\tau(x) = \mu p \quad \text{quando} \quad \tau < \bar{\tau}_{\max} \quad (2.68)$$

$$\tau(x) = \bar{\tau}_{\max} \quad \text{quando} \quad \tau \geq \bar{\tau}_{\max} \quad (2.69)$$

Sendo $\bar{\tau}_{\max}$ definido como:

$$\bar{\tau}_{\max} = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} \quad (2.70)$$

Neste trabalho σ_y é definido como o grau de tensão uni-axial do material (SHI E LIU, 2006).

A formulação indica que o atrito é de *slipping*, quando a tensão de atrito assume um valor abaixo de $\bar{\tau}_{\max}$, e torna-se *sticking* quando a tensão de atrito assume valor igual ou maior do que $\bar{\tau}_{\max}$, independentemente da tensão normal de contato. O cisalhamento ocorrerá a uma alta pressão de contato, porém, quando a pressão de contato é baixa, como é o caso da aresta de corte da ferramenta, o atrito de deslizamento irá dominar (CHEN *et al.*, 2004).

É possível encontrar muitas variações para o valor do coeficiente de atrito, na literatura. König *et al.* (1993) sugerem um coeficiente de atrito constante de valor $\mu = 0,3$, enquanto Shi e Liu (2006) usam um coeficiente de atrito variável calculado a partir de testes de corte ortogonal de acordo com Equação (2.72).

$$\mu = \frac{F_x + F_y \tan \alpha}{F_y - F_x \tan \alpha} \quad (2.71)$$

Em estudos de modelagem de processos de usinagem através de métodos numéricos Chen *et al.* (2004), formularam uma expressão para μ (Equação (2.72)) com a utilização de dados de corte ortogonal, que relaciona a velocidade de corte v_c , o avanço f_z e a profundidade de corte a_p . O material utilizado foi o Ti-6Al-4V com dureza 35 HRC.

$$\mu = e^{-2,04077} \cdot 3,3 v_c^{-0,474} \cdot 0,04 f_z^{-0,043} \cdot 0,04 a_p^{-0,4034} \quad (2.72)$$

Ozel (2006) estudou a influência de modelos de atrito na simulação de elementos finitos em usinagem e observou que os modelos de atrito tem uma influência significativa na previsão da geometria dos cavacos, forças e tensões sobre a ferramenta. Os modelos de atrito que se baseiam nas tensões normais e tensões de atrito medidas sobre a superfície de saída de cavaco da ferramenta são mais precisos em suas previsões.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Com o intuito de estimar experimentalmente os coeficientes de corte, foram realizados testes de fresamento. Nesta seção serão apresentados o material, geometria, propriedades, métodos, procedimentos experimentais utilizados e a obtenção dos parâmetros de corte K_c e K_e .

3.1 Equipamentos e materiais

3.1.1 Máquina-ferramenta

Os ensaios de fresamento foram realizados no centro de usinagem vertical Mori Seiki SV-40, do Laboratório de Usinagem dos Materiais da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP. A máquina-ferramenta possui três eixos de programação, sendo o eixo-árvore vertical com potência máxima de 22 kW, rotação máxima de 12.000 rpm, sistema de fixação da ferramenta por cone ISO 40 e comando numérico computadorizado GE Fanuc MSC-518.

3.1.2 Dinamômetro

As forças nas direções X, Y e Z foram medidas utilizando um dinamômetro piezelétrico estacionário Kistler modelo 9257B fixado na mesa da máquina-ferramenta. Para medição da força este dinamômetro utiliza cristais de quartzo piezoelétrico, que geram uma carga elétrica quando submetidos à tensão através de uma carga externa aplicada ao dinamômetro. O dinamômetro tem uma faixa de medição de até ± 15 kN nas direções X e Y e de 0 – 30 kN na direção vertical ou direção Z. Sua primeira frequência natural quando montado nos flanges ocorre em aproximadamente 2,5 kHz nas direções X e Y e em aproximadamente em 3,5 kHz na direção Z, ou seja, uma região bem adequada para medir as forças dinâmicas presentes na usinagem. O dinamômetro foi ligado a um condicionador de sinais Kistler modelo 5019B, conectado a um computador por meio de uma placa de aquisição A/D National Instruments PCI-6025E, e a rotina para aquisição dos sinais foi desenvolvida no software Matlab. A taxa de amostragem foi de 10 kHz, e os sinais foram filtrados com um filtro analógico passa-baixa de 1 kHz. Esta amostragem foi definida de forma a se verificar uma ampla faixa de frequências e evitando possível *aliasing* de componentes espectrais na faixa de atenuação do filtro.

3.1.3 Corpo de prova

A liga Ti-6Al-4V foi o material escolhido para realização dos testes de fresamento, visto que se trata de um material de baixa usinabilidade e com alta tendência à vibração, como citado anteriormente. O corpo de prova utilizado para medição dos esforços de corte possuía dimensões de 170x102x102 mm, com dois furos de 9 mm de diâmetro para fixação por parafuso no dinamômetro.

Na Figura 3.1 tem-se a montagem do corpo de prova para realização dos ensaios de fresamento.

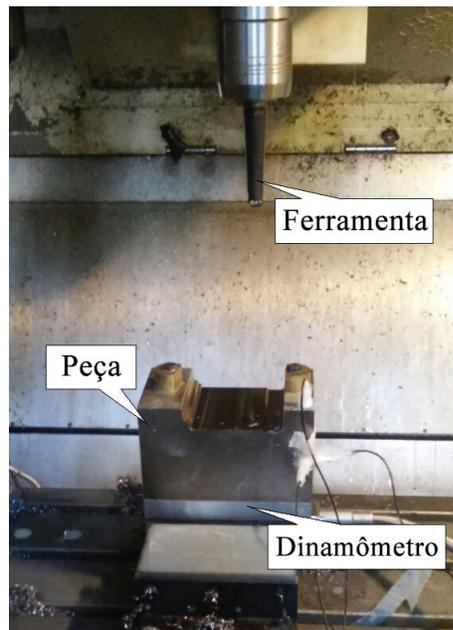


Figura 3.1: Montagem para realização dos testes.

3.1.4 Ferramenta

Foi utilizado um porta-ferramentas de aço código R300-016A20L-08L de diâmetro 16mm e 2 arestas de corte (2 insertos), Figura 3.2. Foram escolhidos insertos de metal duro redondos de 8 mm de diâmetro com ângulo de saída neutro código R300-0828E-MM classe GC2040 (classe ISO S30) Figura 3.3. O porta-ferramentas foi fixado em mandril hidráulico de forma que apresentasse balanço (distância entre o fim do mandril e a ponta da ferramenta) igual a 85 mm. A classe de metal duro escolhida possui cobertura multicamada aplicada por processo CVD. A primeira camada aplicada sobre o substrato da ferramenta é composta por TiCN, que proporciona resistência ao desgaste por abrasão. A camada intermediária é composta por Al_2O_3 , que confere proteção

contra altas temperaturas, e a camada externa é composta por TiN, sendo que a espessura final é de cerca de $4\mu\text{m}$, (COROMANT, 2007). A ferramenta utilizada possui as seguintes dimensões de acordo com a Figura 2.6: $D = 16\text{ mm}$, $R = R_z = R_r = 4\text{ mm}$, $\alpha = \beta = 0^\circ$. Desta forma a geometria generalizada é adaptada para representar uma fresa do tipo toroidal conforme a Figura 2.10.



Figura 3.2: Porta-ferramentas utilizado nos testes de fresamento.

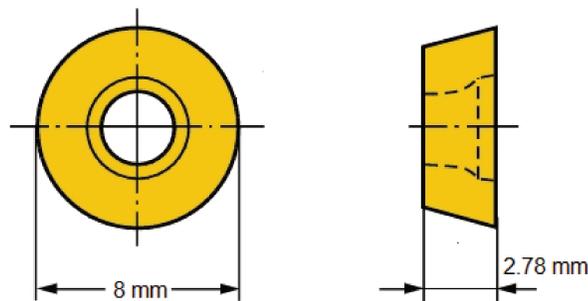


Figura 3.3: Inseto utilizado, R300-0828E-MM classe GC2040 (classe ISO S30).

3.1.5 Fluido de corte

Em todos os experimentos de usinagem utilizou-se como fluido de corte óleo miscível de base vegetal Vasco 1000, fornecido pela Blaser Swisslube, em uma concentração de 10% brix e vazão de aproximadamente 45 L/min.

3.2 Determinação dos coeficientes de corte

Os testes experimentais para cálculo dos coeficientes de corte foram realizados mantendo constante a rotação ($N = 1557,40\text{ rpm}$), profundidade de corte ($a_p = 1\text{ mm}$) e largura de corte igual ao diâmetro e variando-se o avanço. Os dados obtidos estão apresentados na Tabela 3.1.

Sendo F_x , F_y e F_z as forças de corte na direção do avanço, perpendicular à direção do avanço e na direção normal ao plano XY, respectivamente. As forças médias mostradas na Tabela 3.1, são obtidas através da média dos valores de pico das amplitudes do sinal de força em cada medida.

Tabela 3.1: Forças médias de fresamento nas direções X, Y e Z.

| Teste | Avanço por dente f_z (mm) | Força máx média na direção X [\bar{F}_x] (N)] | Força máx média na direção Y [\bar{F}_y] (N)] | Força máx média na direção Z [\bar{F}_z] (N)] | Velocidade de Avanço v_f (mm/min) |
|-------|-----------------------------|---|---|---|-------------------------------------|
| 1 | 0,100 | 258,30 | 375,97 | 400,87 | 311,40 |
| 2 | 0,125 | 344,23 | 407,71 | 442,87 | 389,25 |
| 3 | 0,150 | 385,25 | 438,96 | 475,09 | 467,10 |
| 4 | 0,175 | 402,34 | 486,32 | 498,04 | 544,95 |
| 5 | 0,200 | 492,67 | 515,13 | 599,51 | 622,96 |
| 6 | 0,225 | 509,86 | 552,73 | 646,97 | 700,83 |

Após isso, os coeficientes de corte são obtidas através de uma regressão linear sobre os resultados das forças de fresamento apresentados na Tabela 3.1. A regressão pode ser vista na Figura 3.4.

Os coeficientes de corte obtidos para ajustar o modelo computacional são:

$$\begin{aligned}
 K_{tc} &= 1966,00 \text{ [N/mm}^2\text{]} & K_{te} &= 62,29 \text{ [N/mm]} \\
 K_{rc} &= 1359,90 \text{ [N/mm}^2\text{]} & K_{re} &= 189,92 \text{ [N/mm]} \\
 K_{ac} &= 1546,90 \text{ [N/mm}^2\text{]} & K_{ae} &= 95,25 \text{ [N/mm]}
 \end{aligned}
 \tag{3.1}$$

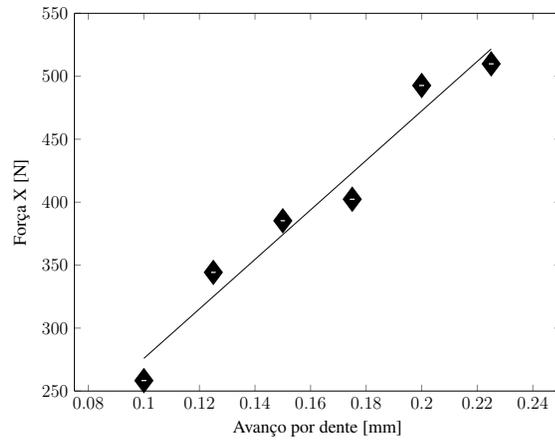
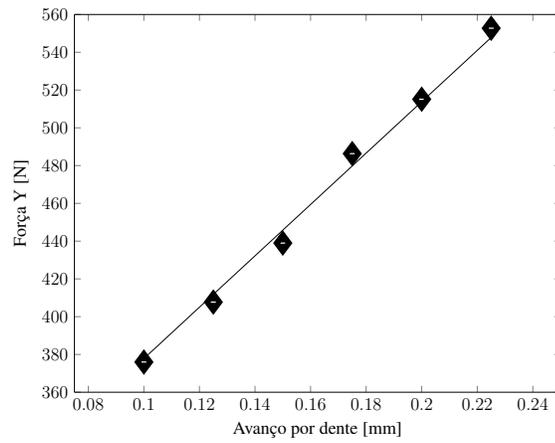
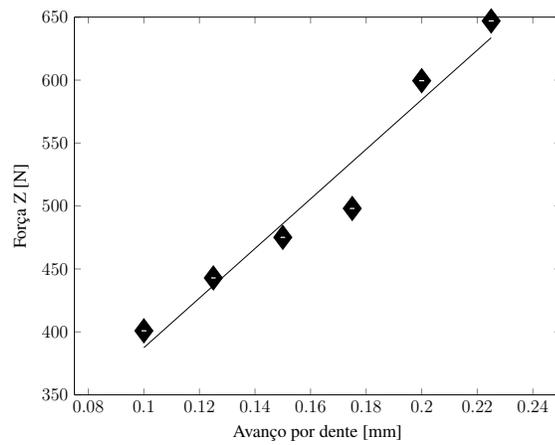
(a) F_x (b) F_y (c) F_z

Figura 3.4: Regressão linear das forças de corte.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Resultados

Com a obtenção dos coeficientes de corte, é possível simular as forças de corte no fresamento. A simulação das forças, considerando a vibração da ferramenta, será realizada conforme o procedimento proposto da Figura 2.16. Porém, inicialmente, considerou-se na etapa {5} o procedimento tradicional dos modelos da literatura, zerando as forças de corte quando um dente não está cortando.

Na Figura 4.1, tem-se a comparação das forças de corte obtidas nos experimentos realizados neste trabalho e o modelo analítico desenvolvido quando se utilizou somente 1 dente na fresa, para as seguintes configurações de corte: $v_c = 65$ m/min, $f_z = 0,2$ mm/dente, $z = 1$ dente, $a_p = 1$ mm, $a_e = 16$ mm, $\varphi_0 = 180^\circ$, $\chi_{rmax} = 41,4^\circ$, $\gamma_0 =$ neutro, corte concordante e sem considerar a vibração.

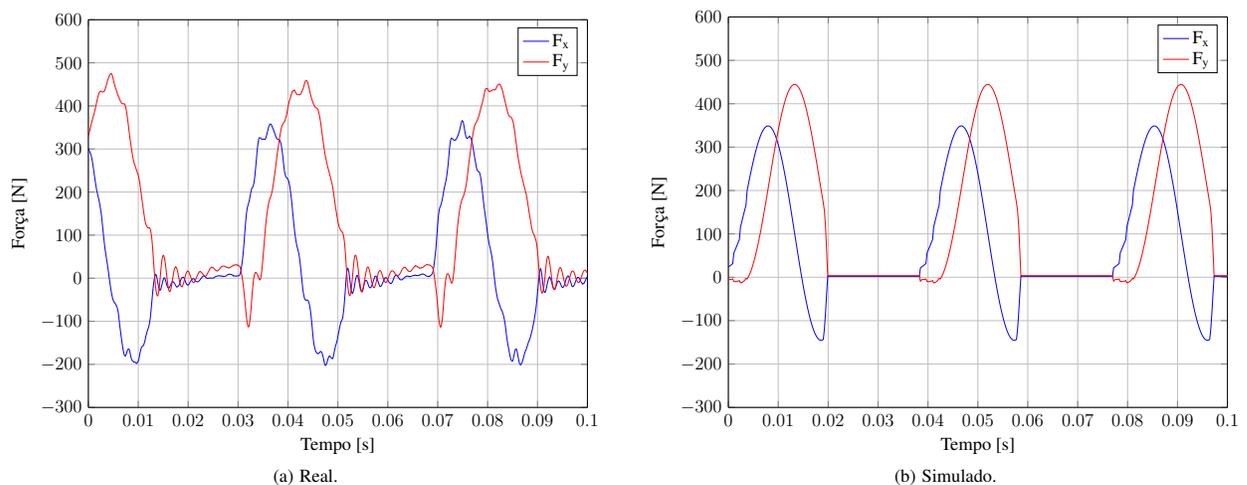


Figura 4.1: Forças de corte Real x Simulada, para a fresa com 1 dente.

Na Figura 4.2, tem-se a comparação das forças de corte obtidas nos experimentos realizados neste trabalho e o modelo analítico desenvolvido quando se utilizou 2 dentes na fresa, para as seguintes configurações de corte: $v_c = 65$ m/min, $f_z = 0,1$ mm/dente, $z = 2$ dentes, $a_p = 1$ mm, $a_e = 16$ mm, $\varphi_0 = 180^\circ$, $\chi_{rmax} = 41,4^\circ$, $\gamma_0 =$ neutro, corte concordante e sem considerar a vibração.

É possível observar que o modelo analítico prevê a forma da força, porém existem algumas diferenças. Há componentes que não são contempladas quando se considera as forças zeradas na etapa {5} da Figura 2.16. Uma região que se deve analisar é o período em que o dente está fora do corte (ver Figura 4.1), sendo este período o intervalo de tempo entre a saída de um dente e

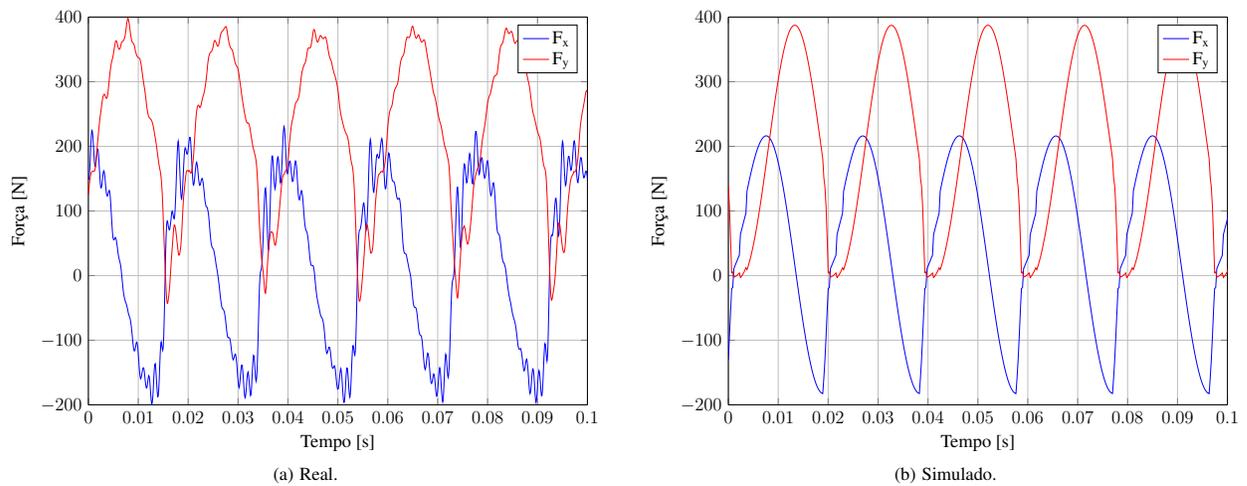


Figura 4.2: Forças de corte Real x Simulada, para a fresa com 2 dentes.

a entrada do próximo. Diferentemente da medição real, no modelo computacional, a força nesta região é zero, devido à imposição feita no modelo computacional.

Para melhorar a previsão das forças de corte, fazendo com que o modelo computacional seja mais fiel à realidade, foi adicionada a vibração devido ao processo, nas direções X e Y. Desta forma, quando o dente está fora do corte, não é imposto que a força seja zero.

O modelo vibratório foi descrito na seção 2.5. A massa foi obtida através da pesagem do suporte da ferramenta e dos insertos em uma balança. Já a rigidez e o amortecimento foram obtidos indiretamente através dos parâmetros modais. O experimento para obtenção da FRF foi realizado na ferramenta montada na máquina. Por se tratar da mesma ferramenta e da mesma máquina utilizada por Kull Neto (2013), utilizou-se a mesma FRF, Figura 4.3, obtida por Kull Neto (2013).

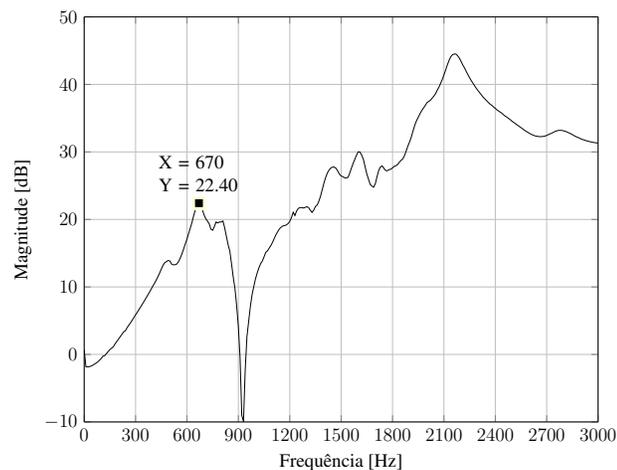


Figura 4.3: FRF experimental obtida por Kull Neto (2013).

Após isto, como descrito, um ajuste de curvas deve ser feito para estimar os parâmetros

modais. O método RFP foi utilizado. A Tabela 4.1 mostra os valores dos parâmetros usados na simulação.

Tabela 4.1: Parâmetros físico e modais utilizados na simulação.

| Parâmetro | Valor |
|------------------------|----------|
| Massa | 527,17 g |
| Frequência Natural | 670 Hz |
| Fator de amortecimento | 3,65 % |

Assim os dois parâmetros físicos restantes (c e k) podem ser obtidos através da Equação (4.1).

$$\begin{aligned}\zeta &= c/(2m\omega_n) \\ \omega_n^2 &= k/m\end{aligned}\tag{4.1}$$

Por fim a força $F(t)$ da Equação (2.37), são as forças calculadas durante a simulação do corte num processo de realimentação.

4.1.1 Resultados considerando a vibração

O modelo vibratório foi agora considerado no modelo de forças de corte (etapa {5} da Figura 2.16) e novas simulações foram realizadas. Na Figura 4.4, tem-se a comparação das forças de corte obtidas no teste experimental realizado neste trabalho utilizando-se fresa com somente 1 dente, com o modelo computacional, considerando a vibração do corte. Os parâmetros de corte foram os mesmos usados para simular a Figura 4.1b.

Na Figura 4.5, tem-se a comparação das forças de corte obtidas no teste experimental realizado neste trabalho utilizando-se fresa com 2 dentes, com o modelo computacional, considerando a vibração do corte. Os parâmetros de corte foram os mesmos usados para simular a Figura 4.2b.

Pode-se observar que a força simulada se aproximou um pouco mais da realidade, porém ainda não representa bem o período em que o dente está fora do corte (período de tempo em que a carga de cavaco é zero). No corte real, a dinâmica é tridimensional, existem forças e deslocamentos também na direção Z, perpendicular ao plano XY.

No fresamento, o corte é descontínuo, ou seja, o dente entra e sai do corte. Quando um dente está fora do corte, pode não existir forças agindo sobre ele nas direções X e Y, porém a ferramenta

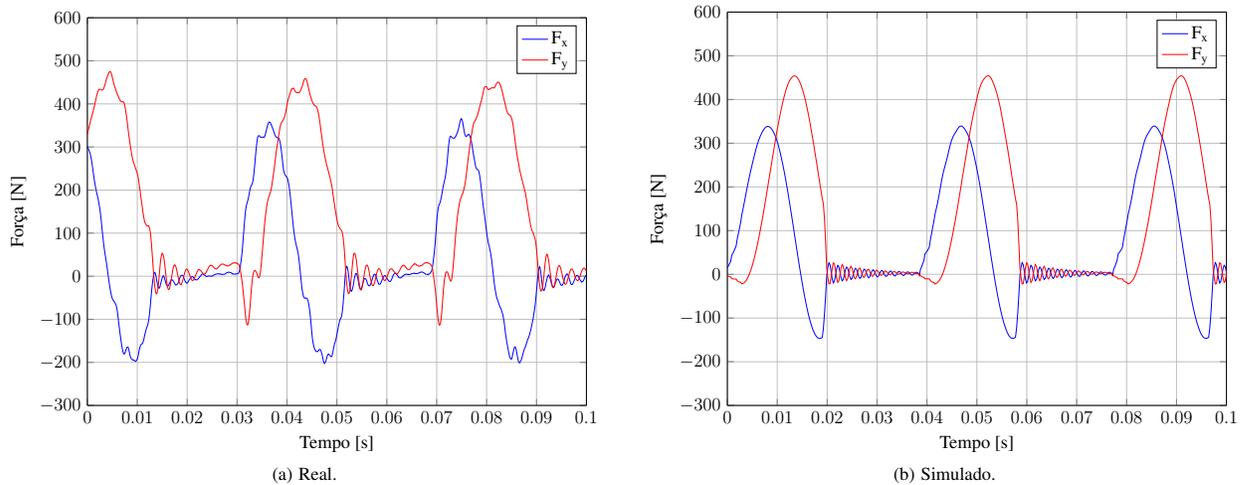


Figura 4.4: Forças de corte Real x Simulada, para a fresa com 1 dente e considerando a vibração.

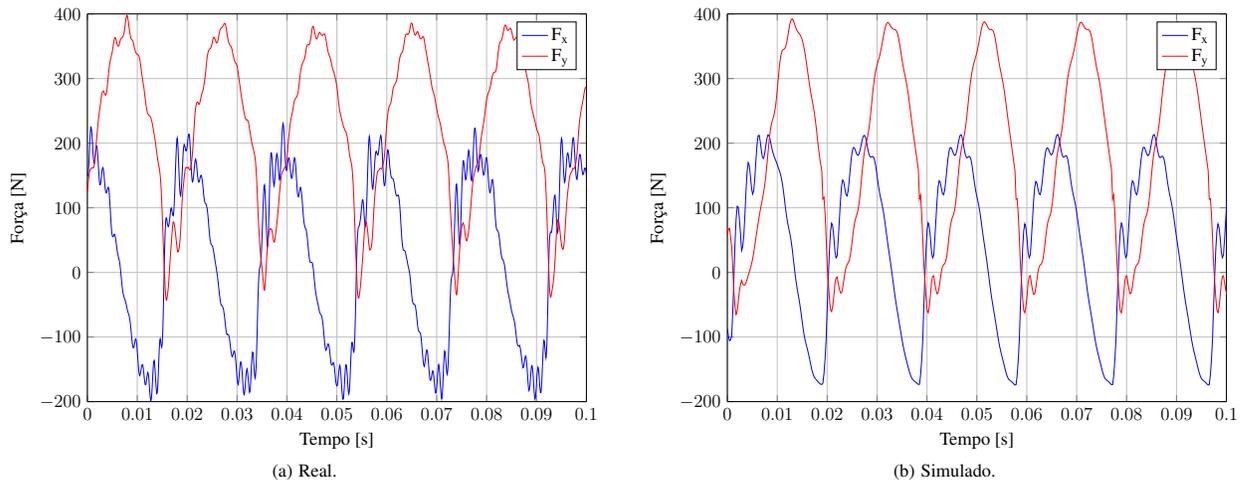


Figura 4.5: Forças de corte Real x Simulada, para a fresa com 2 dentes e considerando a vibração.

está sobre a peça e há uma pressão da peça na ferramenta na direção Z. Desta forma, mesmo que não haja carga de cavaco no dente, ainda assim há componentes de força. Assim, para melhorar a previsão dinâmica do modelo computacional, quando o dente está fora do corte [5], além da vibração já considerada, também se adiciona a contribuição das forças na direção Z, isto é, as forças são obtidas nas direções X, Y e Z, porém o modelo calcula as forças nas direções radial, tangencial e axial. Quando se faz a transformação de coordenadas, existem componentes das forças da direção Z, nas direções radial e tangencial, e são essas componentes que são agora consideradas também no modelo.

Na Figura 4.6, tem-se a comparação das forças de corte obtidas no teste experimental realizado neste trabalho, com o modelo computacional, considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 1 dente. Os parâmetros de corte foram os

mesmos usados para simular a Figura 4.1b.

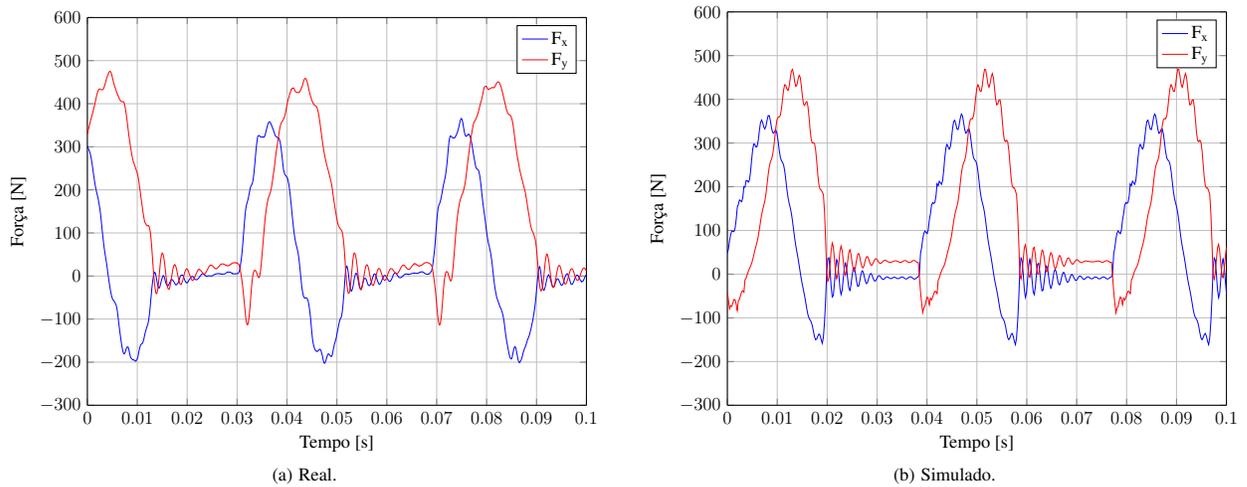


Figura 4.6: Forças de corte Real x Simulada, para a fresa com 1 dente e considerando a vibração e a contribuição da dinâmica da direção Z no corte.

Na Figura 4.7, tem-se a comparação das forças de corte obtidas no teste experimental realizado neste trabalho, com o modelo computacional, considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 2 dentes. Os parâmetros de corte foram os mesmos usados para simular a Figura 4.2b.

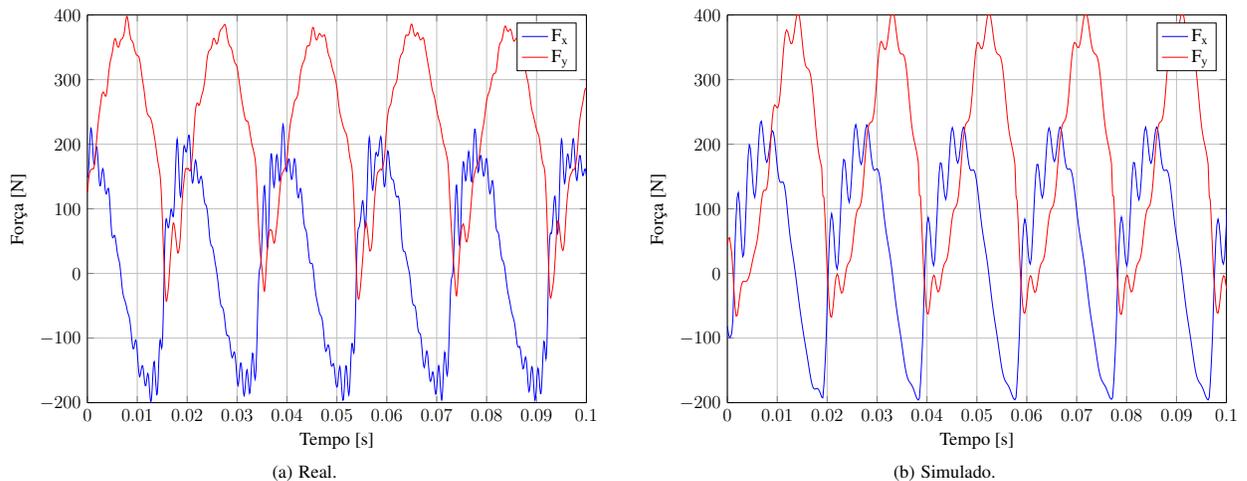


Figura 4.7: Forças de corte Real x Simulada, para a fresa com 2 dentes e considerando a vibração e a contribuição da dinâmica da direção Z no corte.

Neste corte descontínuo, que caracteriza o fresamento, quando o dente sai do corte a ferramenta, devido à sua flexibilidade, vibra, o que causa as oscilações na força mesmo quando a carga de cavaco zero. Teoricamente a força deveria ser zero, mas devido à vibração, ela não é. Outro fato que acontece, é que quando o dente sai do corte, a flutuação causada na força devido à vibração não

ocorre como sendo uma oscilação em torno de zero, há uma elevação neste nível. As simulações sugerem que isso ocorre devido à pressão que existe entre a ferramenta e a peça no sentido axial da fresa (direção Z).

Algumas limitações do modelo matemático podem ser citadas, como a perda de generalidade para espessuras de corte em torno de 0,1mm e velocidades de corte em torno de 10 m/min, e o alto tempo de simulação quando muitas rotações da ferramenta são desejadas.

4.2 Comparação com outros testes reais

Nesta etapa o modelo computacional desenvolvido, foi utilizado para prever as forças de corte e comparar com medições reais realizadas no Laboratório de Usinagem dos Materiais da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP. Os dados de força de corte reais utilizados neste trabalho foram os mesmos utilizados por Kull Neto (2013). Por se tratar da mesma máquina, mesma ferramenta e mesmo material, os mesmo coeficientes específicos de corte puderam ser utilizados. Kull Neto (2013) obteve forças de corte também para outras condições de corte, desta forma é possível verificar a capacidade do modelo desenvolvido em generalizar.

Nos testes de Kull Neto (2013), os parâmetros de usinagem foram escolhidos de maneira que para cada velocidade de corte fossem testadas duas frequências de entrada de dentes, com combinações de parâmetros de corte que proporcionassem mesmo volume de material removido por minuto. Os experimentos seguiram um planejamento fatorial completo 2^3 , tendo como variáveis de influência a velocidade de corte (v_c) e o avanço por dente (f_z). Os parâmetros de corte testados estão mostrados na Tabela 4.2. Todos os testes foram feitos com corte concordante.

Tabela 4.2: Parâmetros de usinagem utilizados na medição dos esforços de corte, (KULL NETO, 2013).

| Teste | v_c (m/min) | f_z (mm/dente) | z | a_p (mm) | a_e (mm) | φ_0 (°) | $\chi_{r,max}$ (°) | γ_0 |
|--------------|---------------------------------|------------------------------------|-----------------------|------------------------------|------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------------|------------------------------|
| 1 | 78 | 0,2 | 1 | 1 | 9,3 | 113,5 | 41,4 | neutro |
| 2 | | 0,1 | 2 | | | | | |
| 5 | 65 | 0,2 | 1 | | | | | |
| 6 | | 0,1 | 2 | | | | | |

Na Figura 4.8, tem-se a comparação das forças de corte obtidas experimentalmente por Kull Neto (2013) (Teste 1) e o modelo analítico desenvolvido, para as seguintes configurações de corte: $v_c = 78$ m/min, $f_z = 0,2$ mm/dente, $z = 1$ dente, $a_p = 1$ mm, $a_e = 9,3$ mm, $\varphi_0 = 113,5^\circ$, $\chi_{r,max} = 41,4^\circ$, $\gamma_0 =$ neutro, corte concordante.

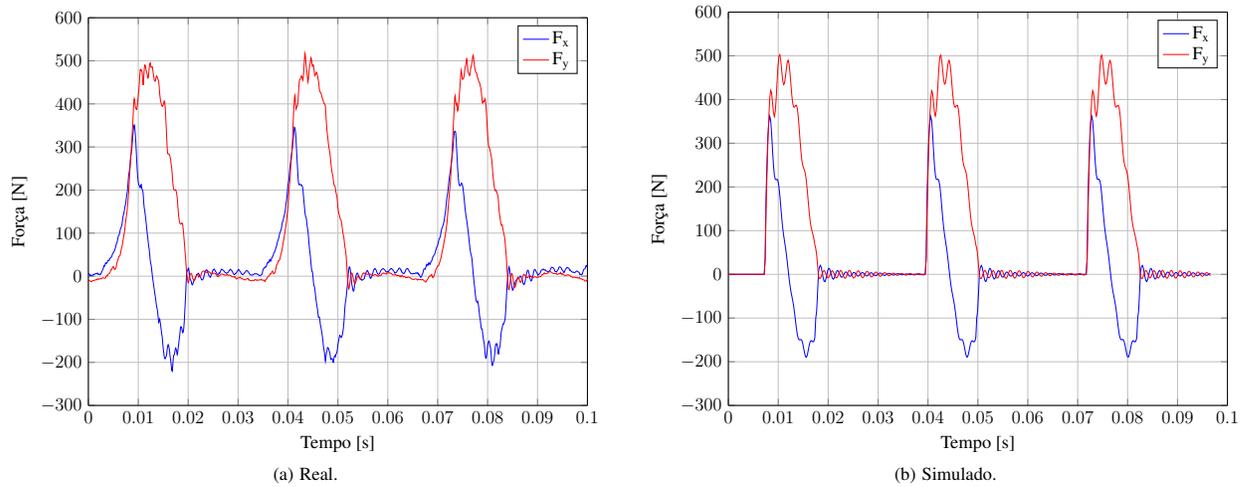


Figura 4.8: Forças de corte (Teste 1).

Na Figura 4.9, tem-se a comparação das forças de corte obtidas experimentalmente por Kull Neto (2013) (Teste 2) e o modelo analítico desenvolvido, para as seguintes configurações de corte: $v_c = 78$ m/min, $f_z = 0,1$ mm/dente, $z = 2$ dente, $a_p = 1$ mm, $a_e = 9,3$ mm, $\varphi_0 = 113,5^\circ$, $\chi_{r_{max}} = 41,4^\circ$, $\gamma_0 =$ neutro, corte concordante.

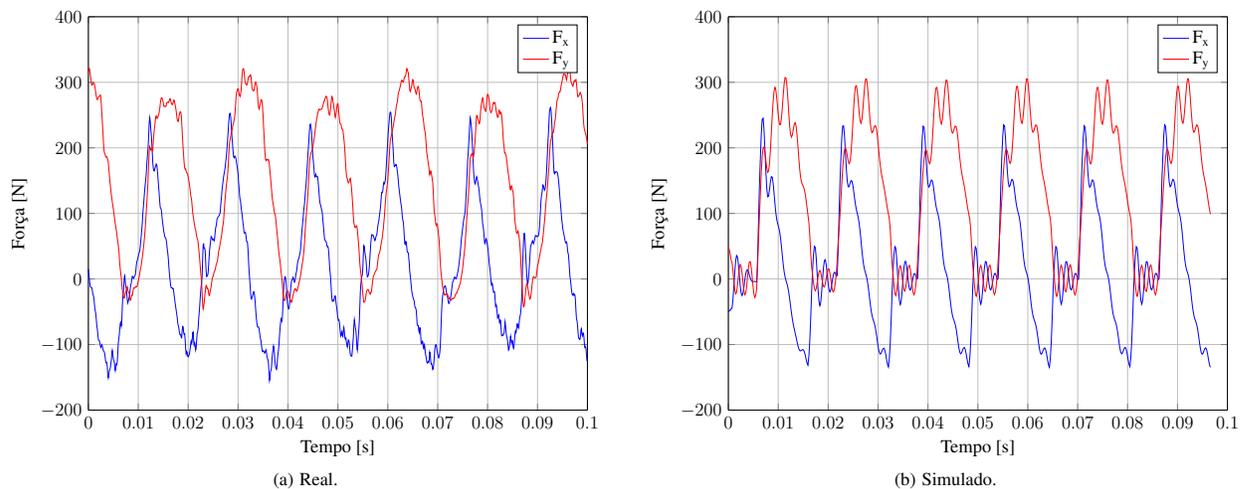


Figura 4.9: Forças de corte (Teste 2).

Na Figura 4.10, tem-se a comparação das forças de corte obtidas experimentalmente por Kull Neto (2013) (Teste 5) e o modelo analítico desenvolvido, para as seguintes configurações de corte: $v_c = 65$ m/min, $f_z = 0,2$ mm/dente, $z = 1$ dente, $a_p = 1$ mm, $a_e = 9,3$ mm, $\varphi_0 = 113,5^\circ$, $\chi_{r_{max}} = 41,4^\circ$, $\gamma_0 =$ neutro, corte concordante.

Na Figura 4.11, tem-se a comparação das forças de corte obtidas experimentalmente por Kull Neto (2013) (Teste 6) e o modelo analítico desenvolvido, para as seguintes configurações de

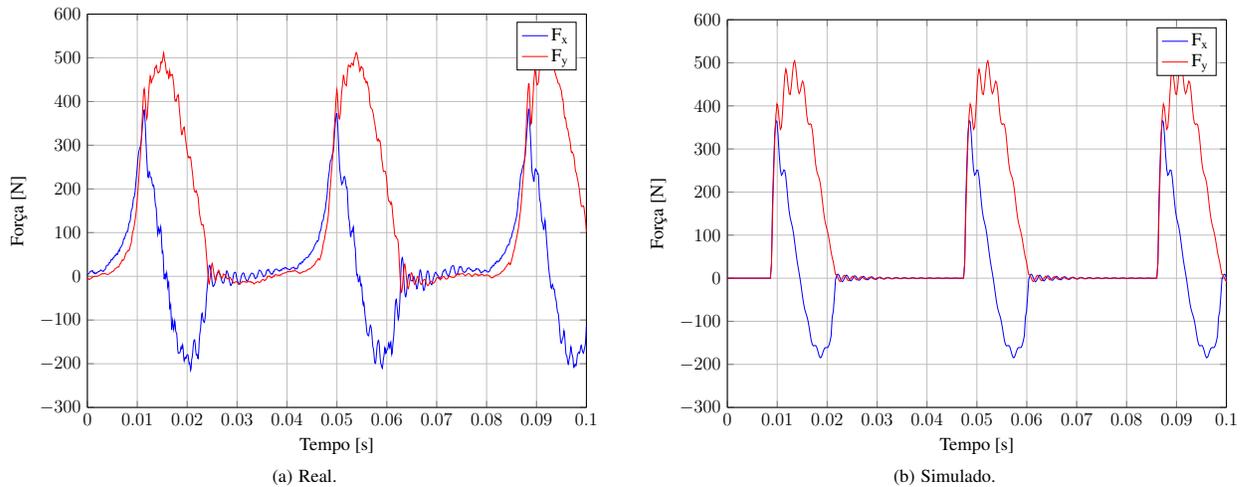


Figura 4.10: Forças de corte (Teste 5).

corte: $v_c = 65 \text{ m/min}$, $f_z = 0,1 \text{ mm/dente}$, $z = 2 \text{ dente}$, $a_p = 1 \text{ mm}$, $a_e = 9,3 \text{ mm}$, $\varphi_0 = 113,5^\circ$, $\chi_{r_{max}} = 41,4^\circ$, $\gamma_0 = \text{neutro}$, corte concordante.

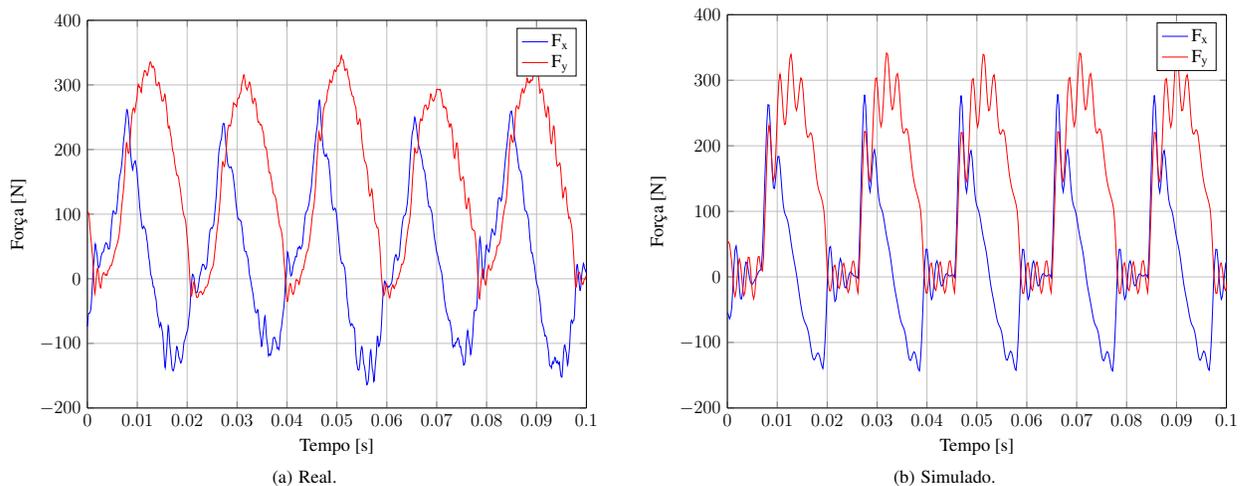


Figura 4.11: Forças de corte (Teste 6).

No geral as forças de corte simuladas se aproximaram bem das forças reais em termos de amplitude e forma. Quando se fresa com um a_e diferente do diâmetro da ferramenta o ângulo de contato é menor que 180° . Quando o modelo computacional avalia esta situação, ele não consegue acompanhar a subida suave no início da corte, e diferente da medição real, a força simulada dá um “salto” quando o dente entra no corte. Este ocorrido é observado mais facilmente na Figura 4.8 e Figura 4.10, pois por possuírem apenas uma aresta de corte o período de tempo em que nenhuma aresta está cortando é maior.

Pelo ângulo de contato ser menor que 180° , passa a existir um intervalo de tempo em que

nenhum dente está cortando também quando se utiliza duas arestas de corte. Isto pode ser observado na Figura 4.9 e Figura 4.11. O tempo em que os dentes não estão cortando na força simulada, é maior do que na medição real, isto acontece devido à falta de uma subida suave da função que descreve a força quando os ângulos de contato são menores que 180° .

4.3 Análise em frequência

O resultado das simulações no domínio do tempo se mostraram satisfatórios, em relação à amplitude e forma da força, porém é interessante também verificar a resposta em frequência, a fim de analisar a influência dos parâmetros envolvidos nas frequências predominantes do sistema. Esta investigação tem um intuito de avaliar quanto um possível erro dos parâmetros pode influenciar nas frequências da força simulada. Para isso foi calculada a Transformada Rápida de Fourier (FFT) das respostas temporais mostradas nas Figuras 4.6 e 4.7.

Na Figura 4.12, tem-se o espectro das forças de corte obtidas no teste experimental realizado neste trabalho (FFT da Figura 4.6(a) em escala logarítmica). A linha preta representa a média do sinal, esta média auxilia na visualização da frequência predominante, porém não tem a intenção de ser uma medida precisa.

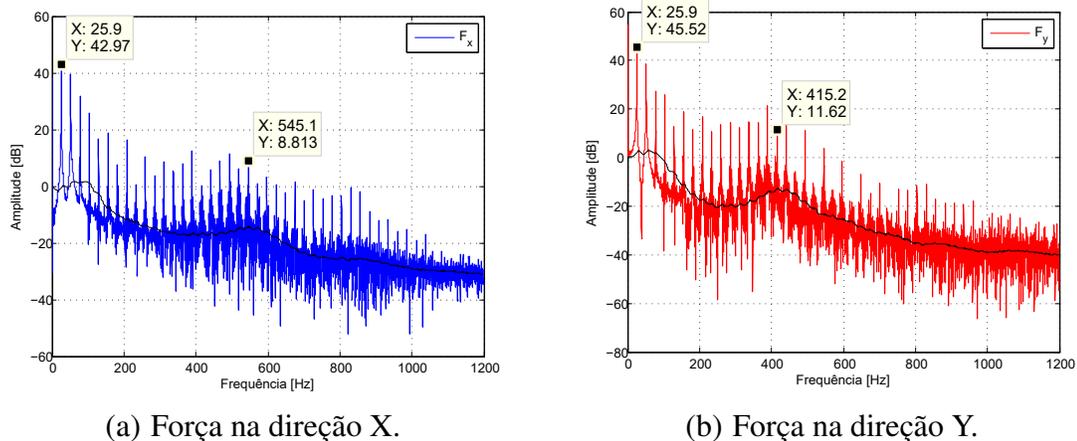


Figura 4.12: Espectro das forças de corte real para a fresa com 1 dente.

Na Figura 4.13, tem-se o espectro das forças de corte obtidas no teste experimental realizado neste trabalho (FFT da Figura 4.7(a) em escala logarítmica).

No teste modal apresentado (Figura 4.3) a frequência obtida foi 670Hz, porém as frequências dominantes que aparecem no espectro das forças, tanto para a fresa com 1 dente, quanto com 2 dentes, são diferentes de 670Hz. O teste modal é feito com os sinais medidos da excitação e da resposta da ferramenta montada na máquina e parada, porém quando a ferramenta começa a cortar

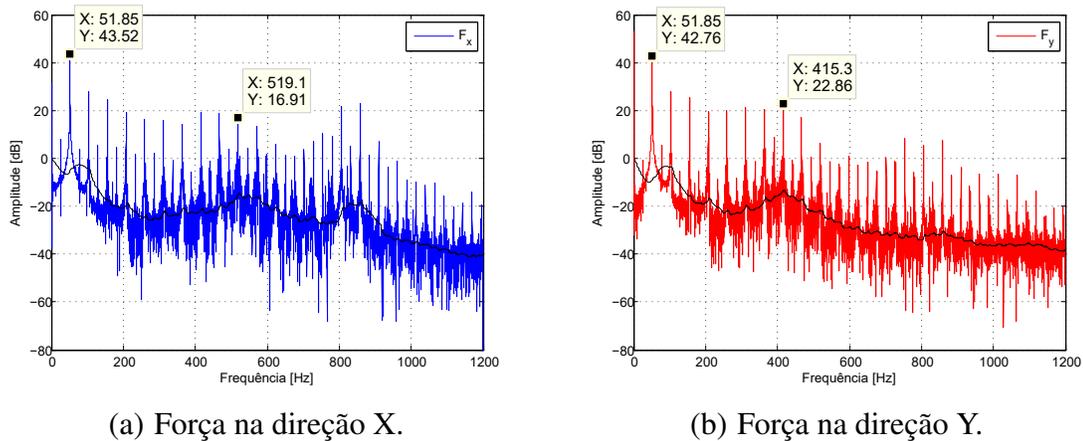


Figura 4.13: Espectro das forças de corte real para a fresa com 2 dentes.

as frequências mudaram e os resultados sugerem que um novo sistema é criado com novas frequências naturais. É possível reparar também que as frequências nas direções X e Y são diferentes, sugerindo que o novo sistema criado não é totalmente simétrico.

Nas simulações apresentadas nas seções anteriores, o sistema dinâmico adicionado no modelo analítico para cálculo das forças de corte, possuía frequência natural de 670Hz em ambas as direções. Na Figura 4.14, tem-se o espectro das forças obtidas pelo modelo computacional, considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 1 dente (FFT da Figura 4.6(b) em escala logarítmica).

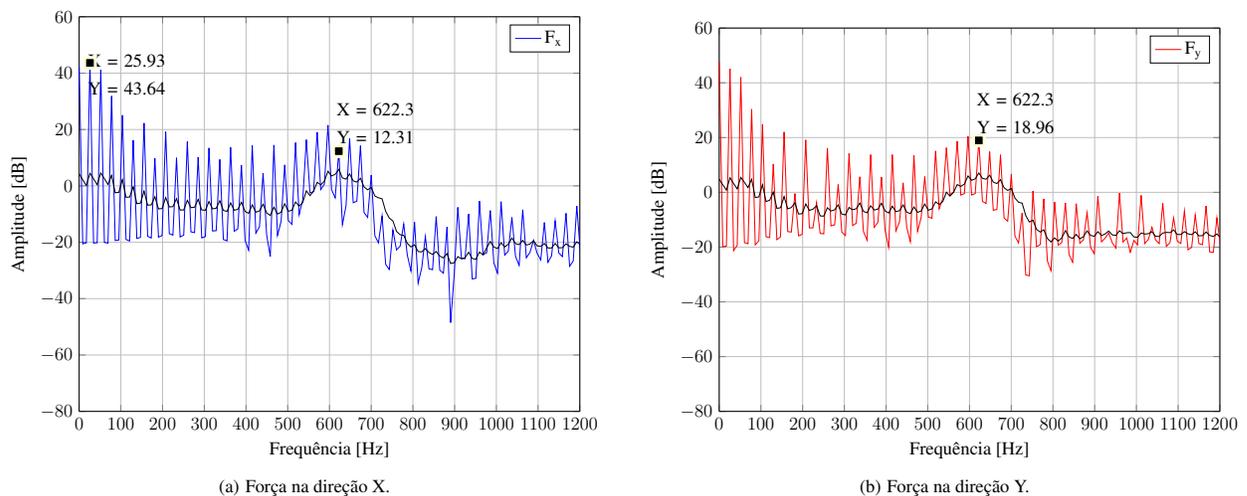


Figura 4.14: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente.

Na Figura 4.15, tem-se o espectro das forças obtidas pelo modelo computacional, considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 2 dentes (FFT da Figura 4.7(b) em escala logarítmica).

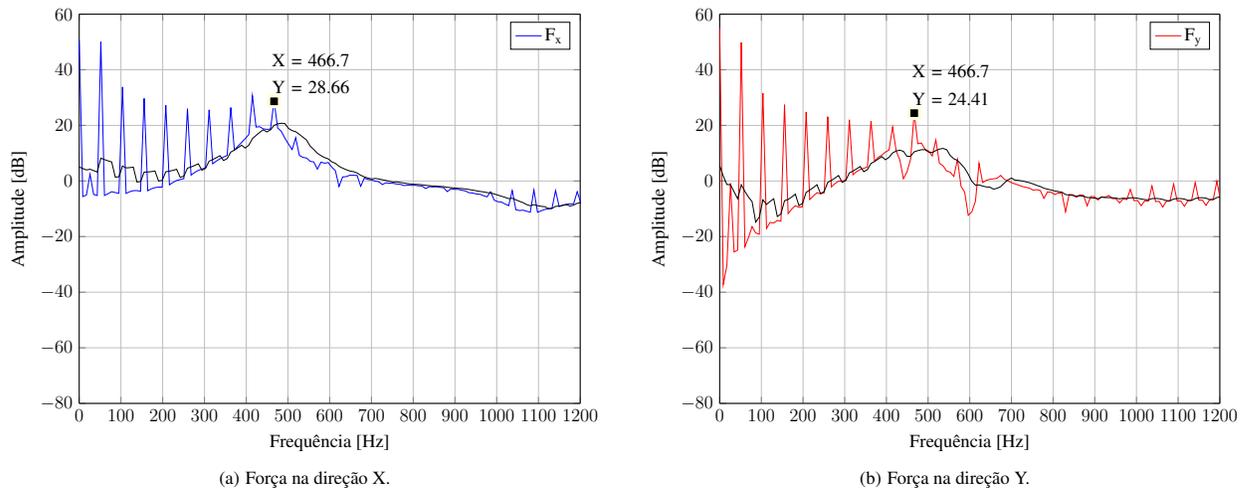


Figura 4.15: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes.

Apesar de inserir uma frequência natural de 670Hz no sistema dinâmico do modelo computacional, a frequência que aparece no espectro de forças simuladas é inferior à frequência adicionada, além de que as frequências dominantes nos gráficos das forças simuladas são diferentes das frequências dominantes nos gráficos das frequências das forças reais. A seguir serão avaliados os fatores que influenciam a frequência natural do sistema simulado.

4.3.1 Fatores que influenciam a frequência natural do sistema simulado

Com o intuito de avaliar a influência dos parâmetros de simulação sobre o resultado das forças, alguns casos foram testados, dentre eles destacam-se: componentes de força em Z, frequência natural do sistema adicionado, amortecimento do sistema adicionado e coeficientes de força de corte e aresta.

Contribuição da força Z

Foi descrito anteriormente que no corte real para a ferramenta com apenas um dente, quando este dente não está cortando, ainda sim, existem componentes de força. Uma das explicações é o permanente contato que a ferramenta tem com a peça na direção do eixo da ferramenta (eixo Z do sistema de coordenada cartesiano utilizado). A contribuição destas componentes de força, foi adicionada ao sistema dinâmico computacional de forma a tornar o resultado da simulação mais próximo da realidade.

Na Figura 4.16, tem-se o espectro das forças obtidas pelo modelo computacional, conside-

ando a vibração do corte para a fresa com 1 dente, porém sem a contribuição da força em Z.

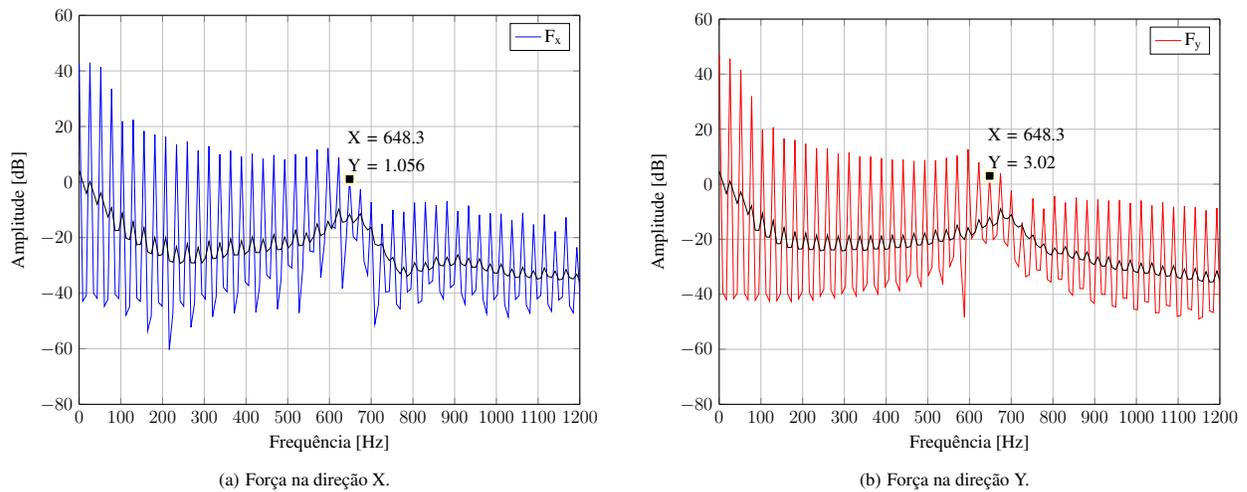


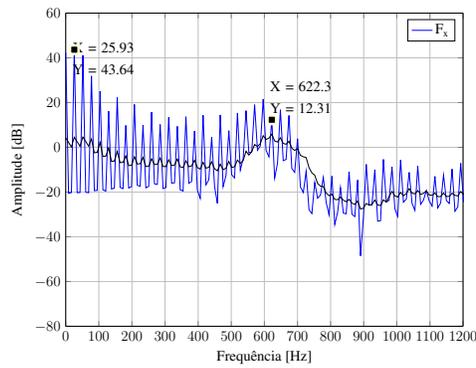
Figura 4.16: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente sem a contribuição em Z.

Observando a Figura 4.16, que representa as forças de corte simuladas sem a contribuição em Z e a Figura 4.14, que representa as forças de corte simuladas considerando a força em Z, observa-se que houve uma redução na frequência predominante quando a força em Z é considerada. Para a ferramenta com 2 dentes não houve influência.

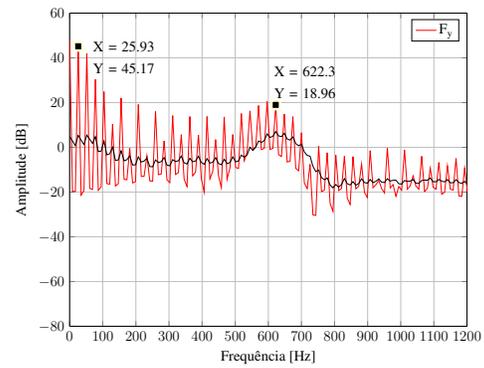
Frequência do sistema dinâmico adicionado

Um parâmetro que obviamente irá influenciar a frequência que aparece no espectro de força é a frequência considerada para o sistema dinâmico. Mas ainda assim, é importante verificar este caso pois é necessário que se entenda como esta influência acontece.

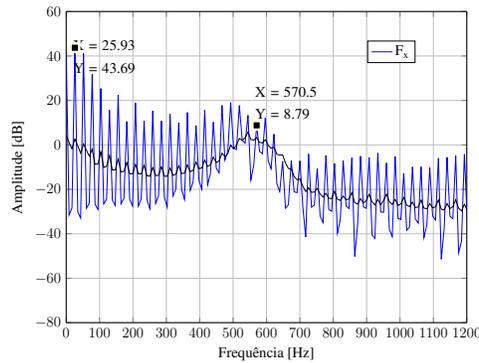
Foi realizada uma série de simulações de modo a verificar como a frequência do sistema dinâmico adicionado influencia o espectro de forças. Foram realizadas simulações com as seguintes frequências: 670Hz (padrão), -10%(603Hz), -20%(563Hz), -25%(502Hz), +10%(737Hz) e +20%(804Hz). Nesta primeira etapa, as frequências foram variadas porém sempre foram colocadas iguais nas duas direções (X e Y). Na Figura 4.17, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 1 dente, reduzindo-se a frequência natural do sistema dinâmico adicionado.



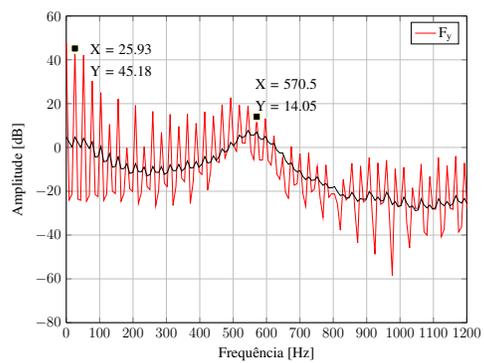
(a) Força na direção X (670Hz).



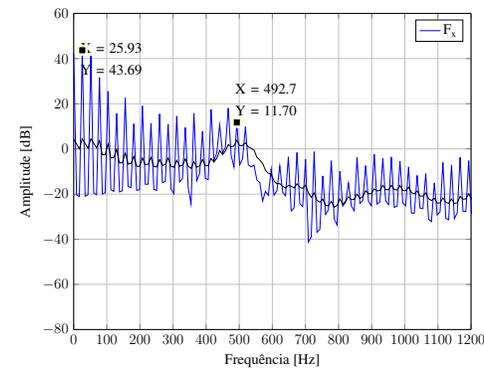
(b) Força na direção Y (670Hz).



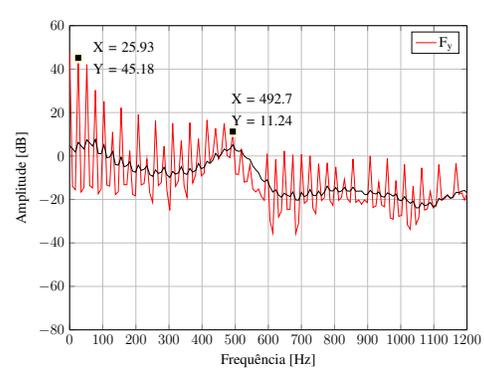
(c) Força na direção X (-10%).



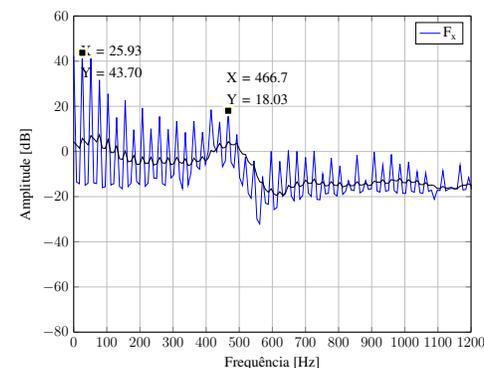
(d) Força na direção Y (-10%).



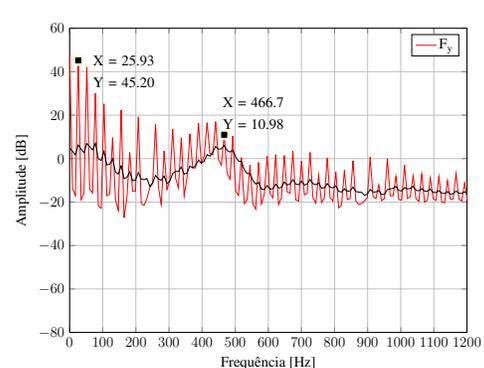
(e) Força na direção X (-20%).



(f) Força na direção Y (-20%).



(g) Força na direção X (-25%).



(h) Força na direção Y (-25%).

Figura 4.17: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente reduzindo-se a frequência natural do sistema adicionado.

Na Figura 4.18, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 1 dente, aumentando a frequência natural do sistema dinâmico adicionado.

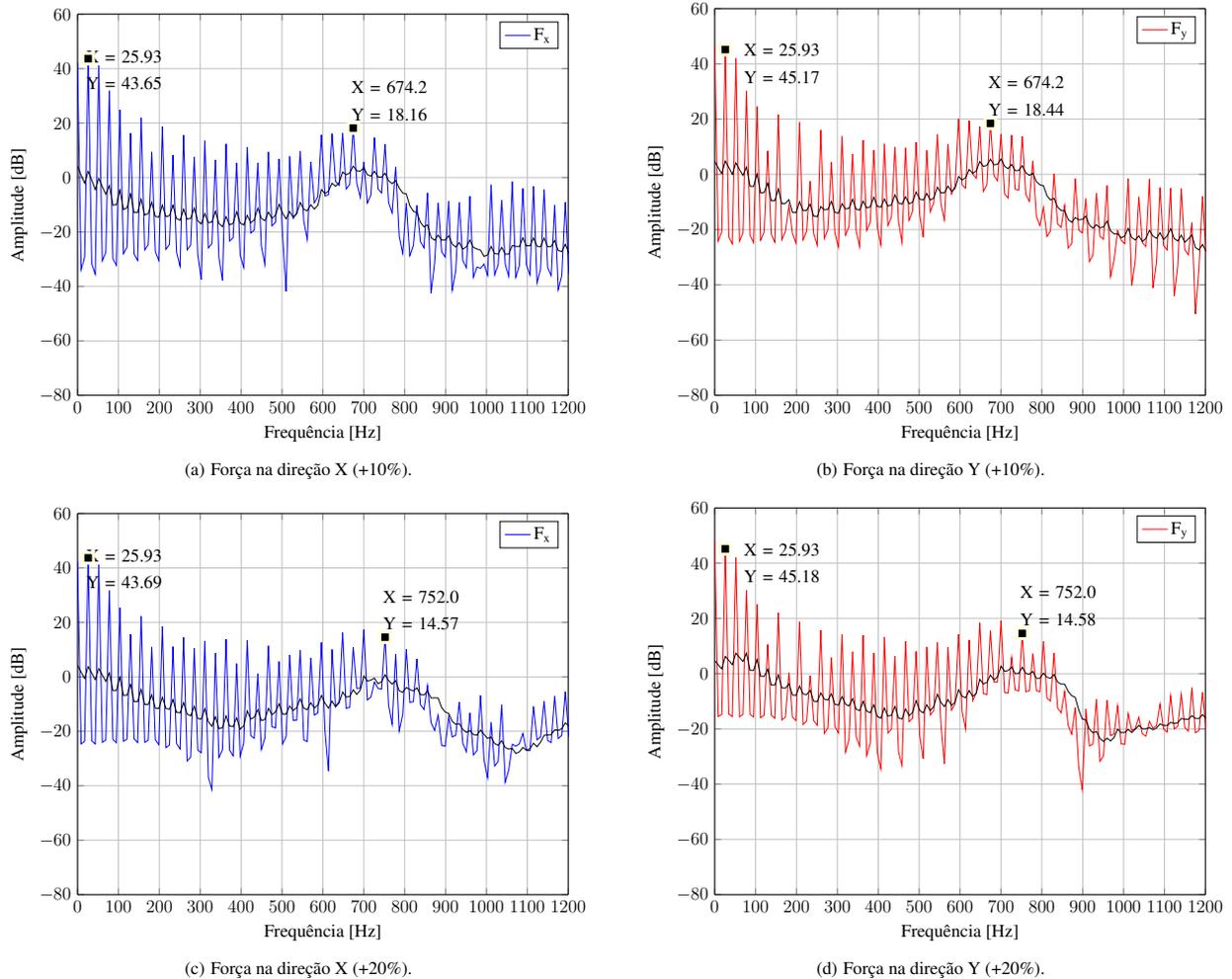
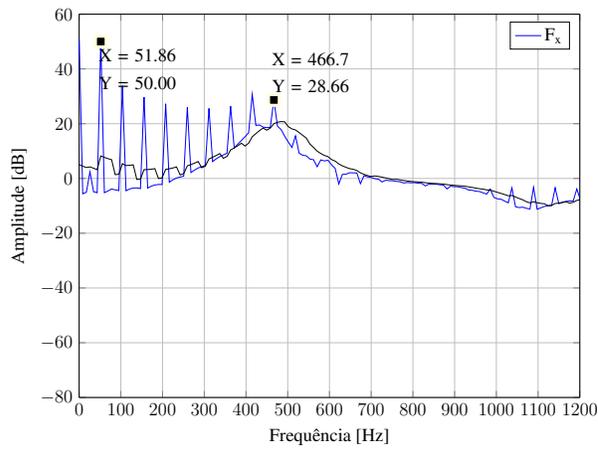


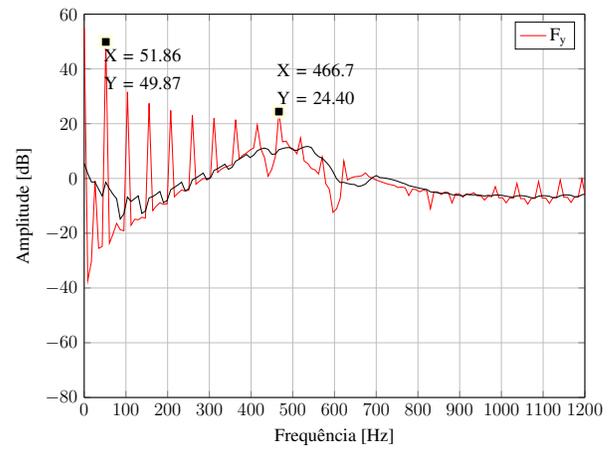
Figura 4.18: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente aumentando a frequência natural do sistema adicionado.

Para a fresa com 1 dente a frequência que predomina no espectro da força simulada é cerca de 10% menor que a frequência adicionada no sistema. A proporção de redução/aumento da frequência do sistema é a mesma proporção de redução/aumento da frequência do espectro.

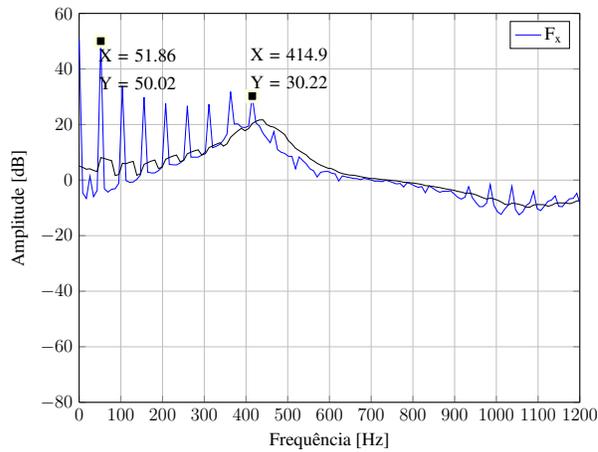
Na Figura 4.19, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 2 dentes, reduzindo-se a frequência natural do sistema dinâmico adicionado.



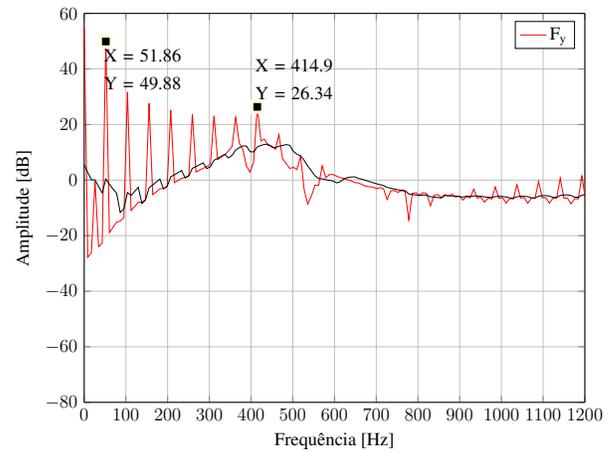
(a) Força na direção X (670Hz).



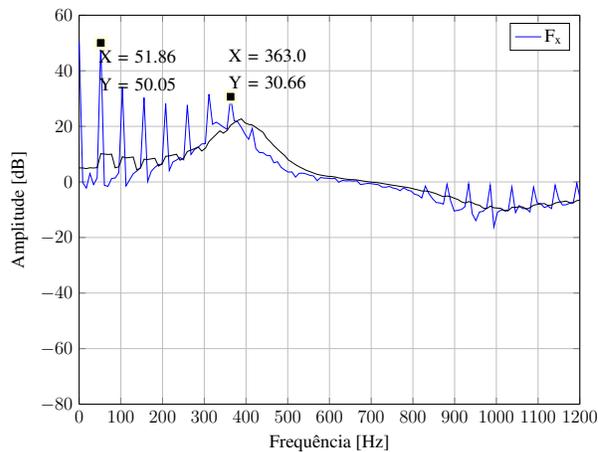
(b) Força na direção Y (670Hz).



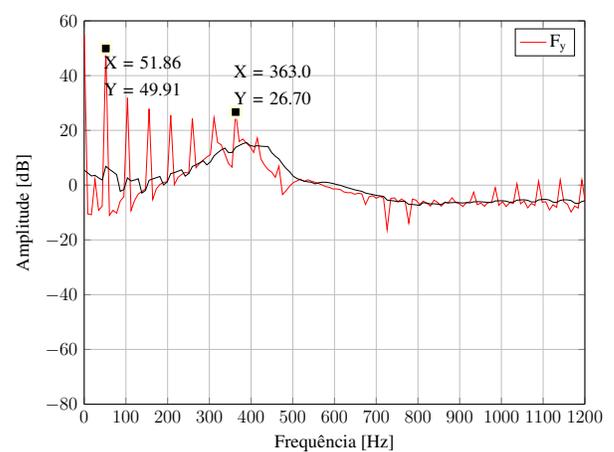
(c) Força na direção X (-10%).



(d) Força na direção Y (-10%).



(e) Força na direção X (-20%).



(f) Força na direção Y (-20%).

Figura 4.19: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes reduzindo-se a freqüência natural do sistema adicionado.

Na Figura 4.20, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribui-

ção da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 2 dentes, aumentando a frequência natural do sistema dinâmico adicionado.

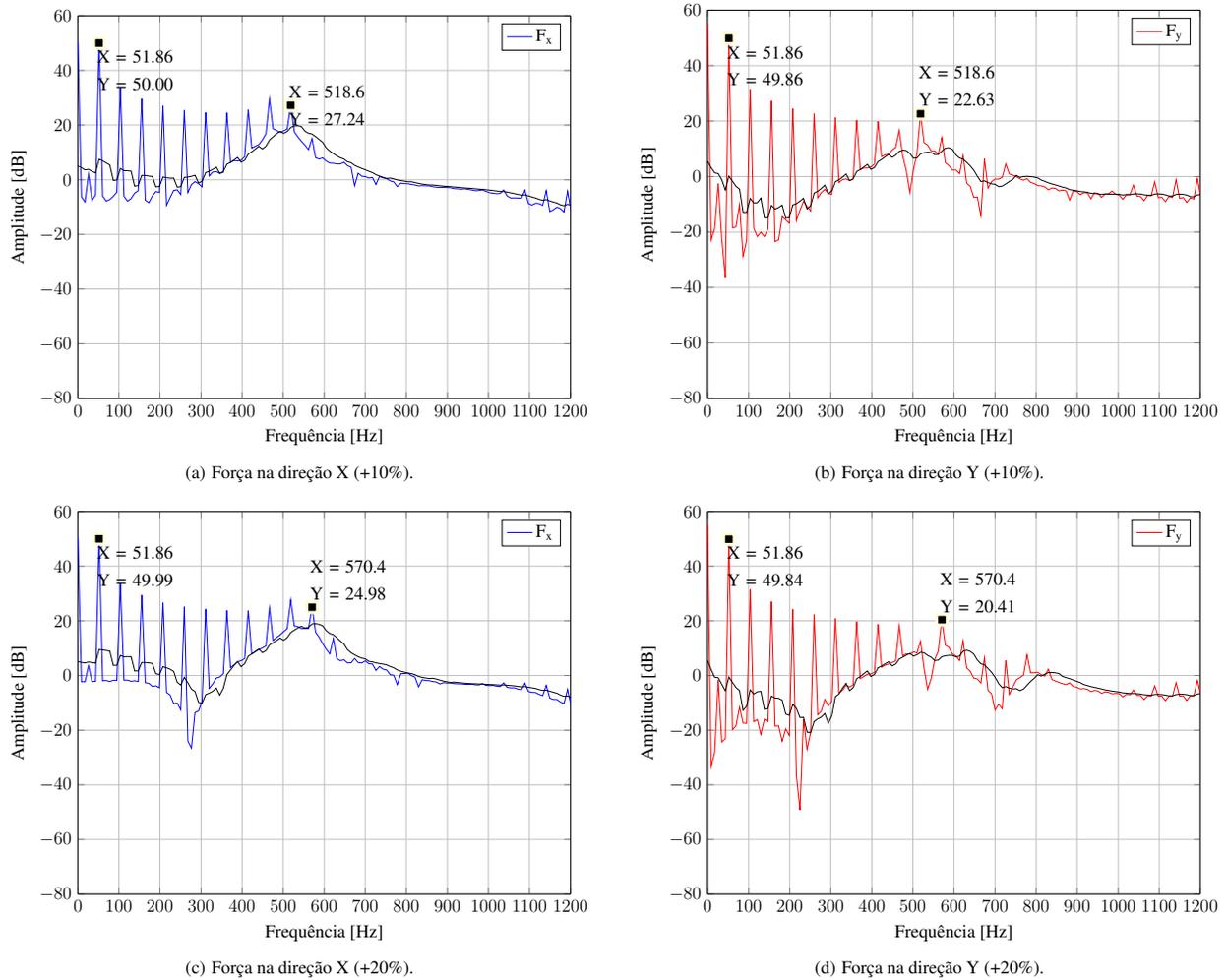


Figura 4.20: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes aumentando a frequência natural do sistema adicionado.

Para a fresa com 2 dentes a frequência que predomina no espectro da força é cerca de 30% menor que a frequência adicionada no sistema. A proporção de redução/aumento da frequência do sistema é a mesma proporção de redução/aumento da frequência do espectro.

Esta diferença entre a frequência adicionada e a frequência que aparece no espectro, pode acontecer devido à não linearidade do processo de corte, lembrando que a frequência obtida inicialmente para o sistema real foi de 670Hz, porém as frequências que aparecem nos espectros de força medidos são menores. Isto sugere que quando o corte se inicia um novo sistema é criado com uma nova frequência natural e por sua vez diferentes nas direções X e Y.

Os espectros simulados que mais se aproximaram dos reais são aqueles com a frequência de

simulação próxima da frequência do conjunto cortando, sugerindo que a medição da frequência natural deva ser realizada com os sistema em funcionamento, ou seja, cortando.

Passo de integração

A teoria apresentada e utilizada para simular as forças no fresamento, consiste em dividir a aresta de corte em segmentos, posteriormente as forças diferenciais são calculadas em cada segmento e por fim é feito um somatório. A escolha do passo de integração, que resulta no número de segmentos que a aresta de corte será dividida, é sempre um ponto importante em problemas de simulação. Passos muito grandes resultam em resultados grosseiros, porém passos muito pequenos não garantem a precisão, e podem fazer com que a simulação não convirja. A seguir é mostrado como a escolha do passo de integração influencia na frequência do espectro de forças simuladas.

Para ilustrar: a profundidade de corte utilizada nas simulações é de $a_p = 1$ mm, então se considerar um passo de integração de 0,25 em 0,25 mm, o programa calculará utilizando 5 valores: vetor [0 0.25 0.50 0.75 1.0].

Nas Figuras 4.21 e 4.22 é mostrado a influência da redução do passo de integração para a ferramenta com 1 dente. Reduzir o passo de integração corresponde ao aumento do número de segmentos na aresta de corte.

Na Figura 4.21, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 1 dente, passo 0,25 mm (utilizado nos testes anteriores). O passo de 0,25 mm resulta em 5 elementos de cálculo na aresta de corte, a frequência inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

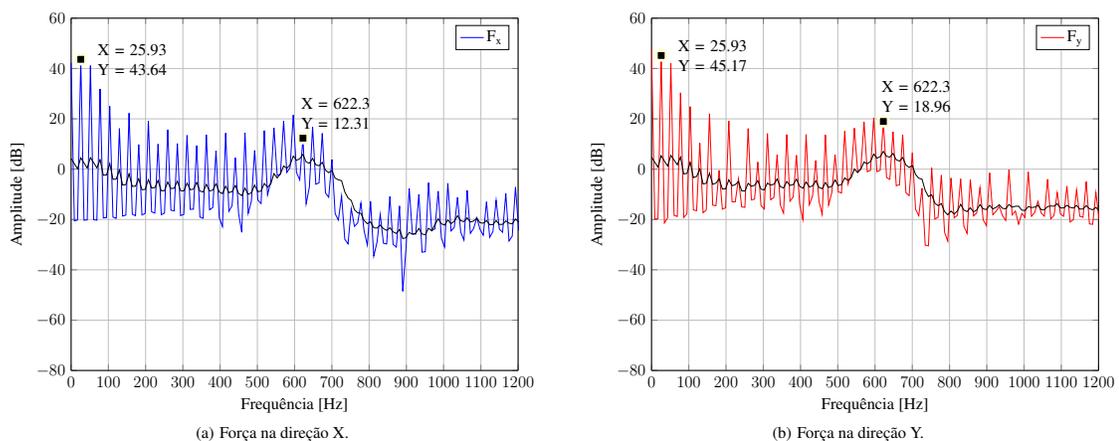


Figura 4.21: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e passo 0,25 mm.

Na Figura 4.22, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 1 dente, passo 0,20 mm. O passo de 0,20

mm resulta em 6 elementos na aresta de corte, a frequência inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

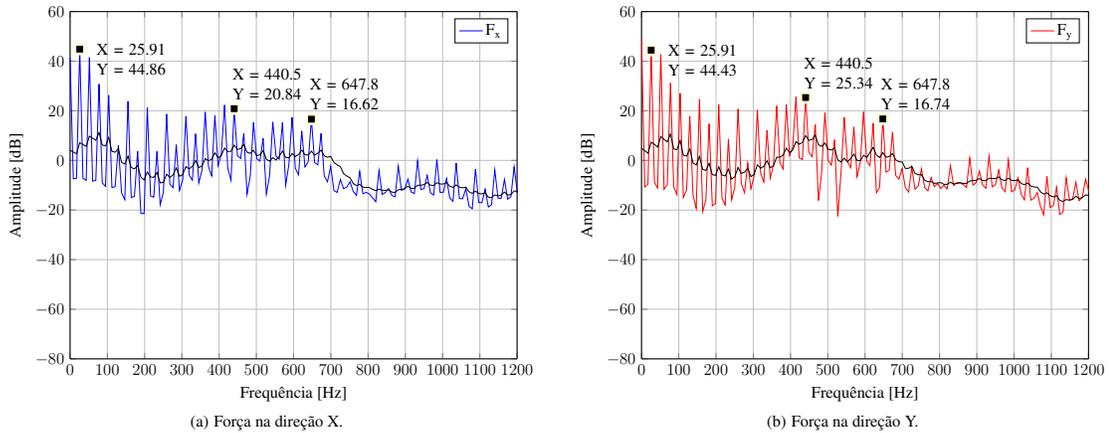


Figura 4.22: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e passo 0, 20 mm.

Diminuindo o passo para 0, 15 mm ou inferior a simulação deixou de convergir.

A redução no passo de integração, quando a ferramenta possui apenas 1 dente, faz com que a frequência dominante no espectro de forças diminua ainda mais, em relação à frequência natural adicionada no sistema dinâmico, criando-se uma faixa de frequências dominantes, neste caso entre 440Hz e 647Hz.

Nas Figuras 4.23 e 4.24 é mostrado a influência do aumento do passo de integração para a ferramenta com 1 dente. Aumentar o passo de integração corresponde à redução do número de divisões da aresta de corte.

Na Figura 4.23, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 1 dente, passo 0, 30 mm. O passo de 0, 30 mm resulta em 4 elementos na aresta de corte, a frequência inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

Na Figura 4.24, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 1 dente, passo 0, 35 mm. O passo de 0, 35 mm resulta em 3 elementos na aresta de corte, a frequência inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

O aumento no passo de integração quando a ferramenta possui apenas 1 dente, faz com que a frequência dominante no espectro de forças aumente, em relação à frequência natural adicionada no sistema dinâmico.

Nas Figuras 4.25, 4.26 e 4.27 é mostrado a influência da redução do passo de integração para a ferramenta com 2 dentes.

Na Figura 4.25, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribui-

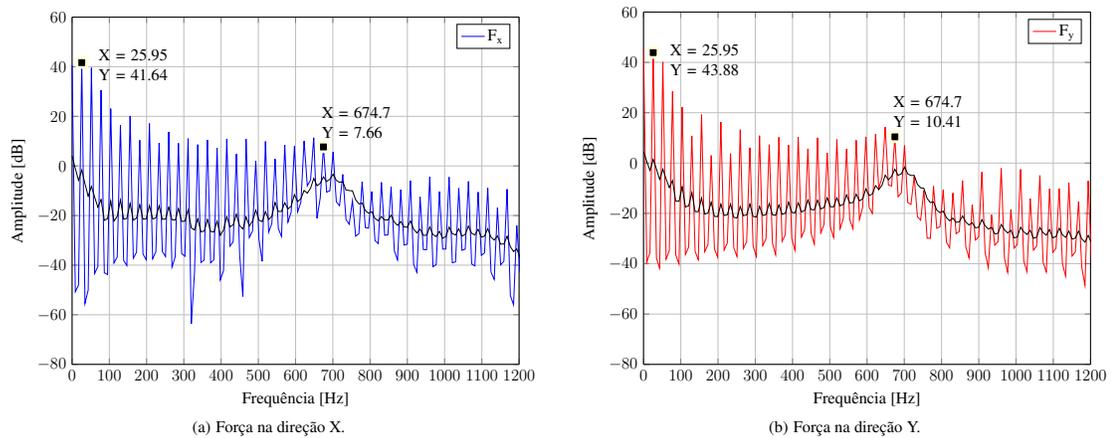


Figura 4.23: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e passo 0,30 mm.

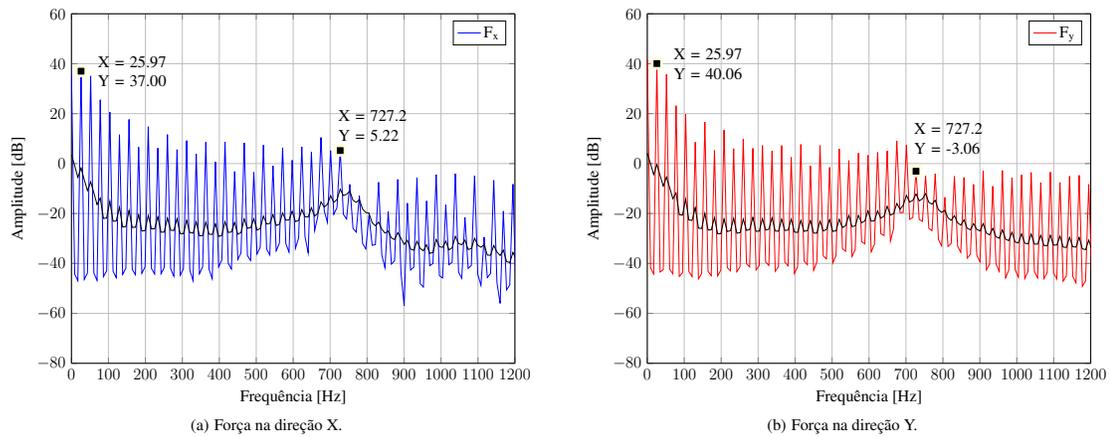


Figura 4.24: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e passo 0,35 mm.

ção da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 2 dentes, passo 0,25 mm. O passo de 0,25 mm resulta em 5 elementos na aresta de corte, a frequência inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

Na Figura 4.26, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 2 dentes, passo 0,20 mm. O passo de 0,20 mm resulta em 6 elementos na aresta de corte, a frequência inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

Na Figura 4.27, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 2 dentes, passo 0,15 mm. O passo de 0,15 mm resulta em 7 elementos na aresta de corte, a frequência inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

Diminuindo o passo para 0,10 mm ou inferior a simulação deixou de convergir.

A redução no passo de integração quando a ferramenta possui 2 dentes, faz com que a

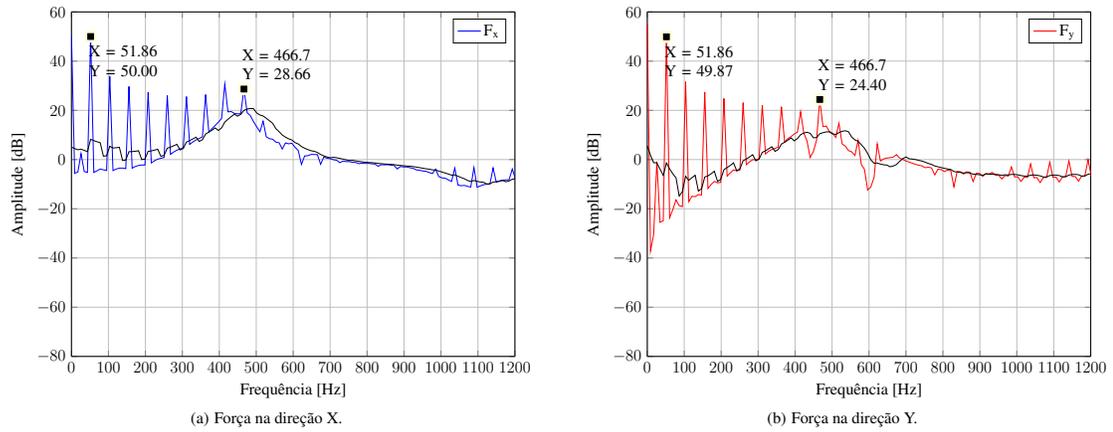


Figura 4.25: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e passo 0,25 mm.

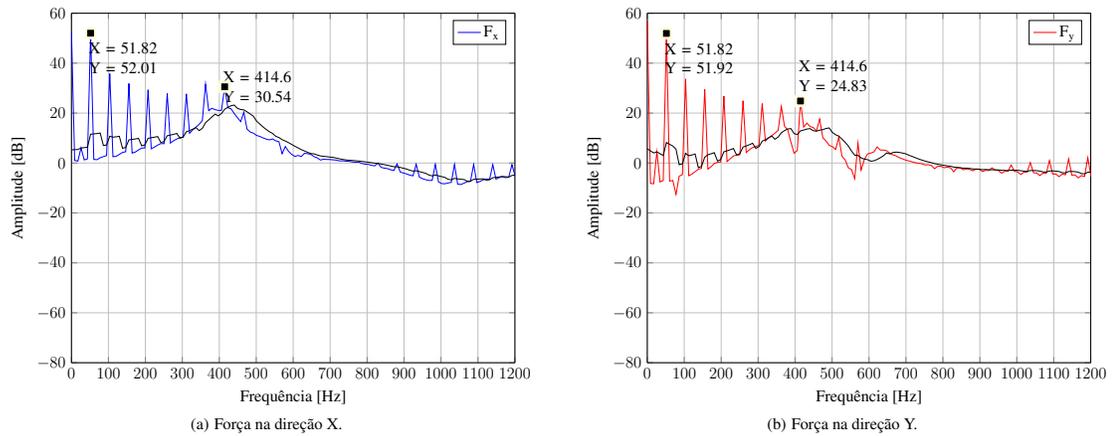


Figura 4.26: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e passo 0,20 mm.

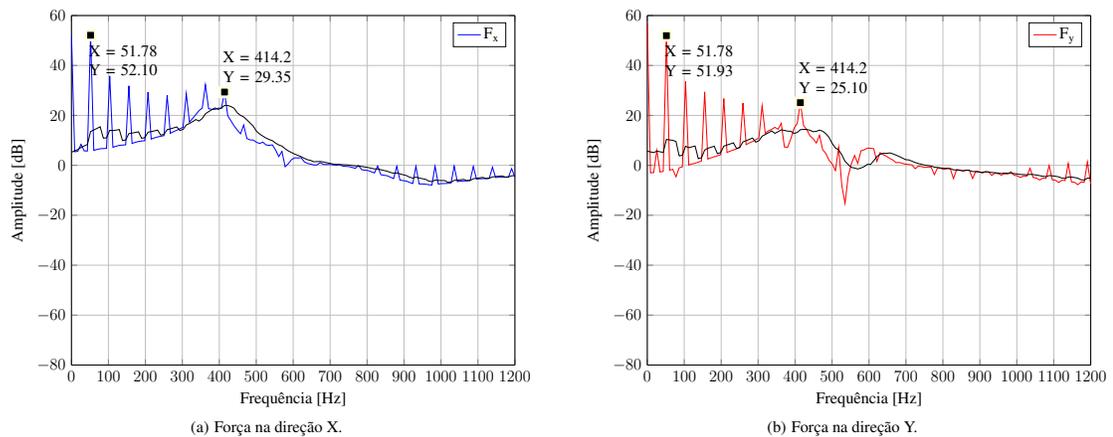


Figura 4.27: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e passo 0,15 mm.

frequência dominante no espectro de forças diminua ainda mais em relação à frequência natural adicionada no sistema dinâmico.

Nas Figuras 4.28 e 4.29 é mostrado a influência do aumento do passo de integração para a ferramenta com 2 dentes. Aumentar o passo de integração corresponde à redução do número de segmentos na aresta de corte.

Na Figura 4.28, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 2 dentes, passo 0,30 mm. O passo de 0,30 mm resulta em 4 elementos na aresta de corte, a frequência inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

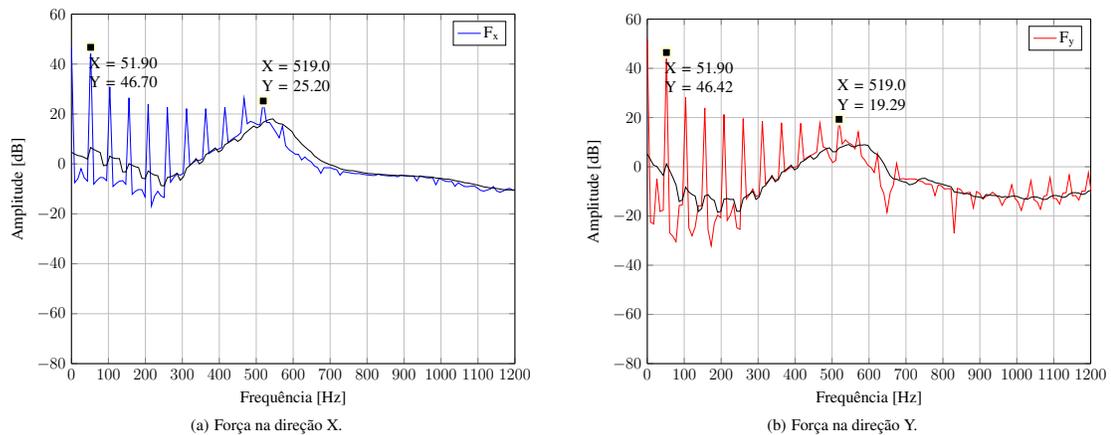


Figura 4.28: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e passo 0,30 mm.

Na Figura 4.29, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 2 dentes, passo 0,35 mm. O passo de 0,35 mm resulta em 3 elementos na aresta de corte, a frequência inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

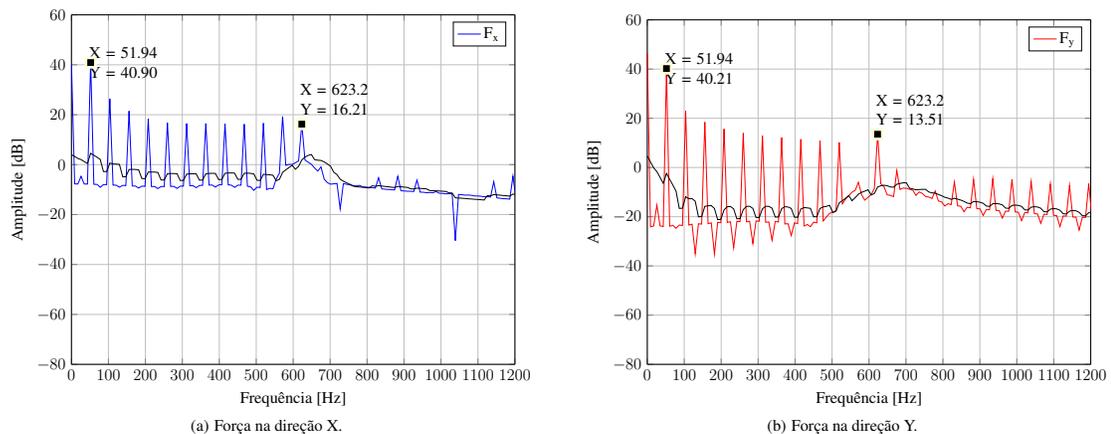


Figura 4.29: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e passo 0,35 mm.

O aumento no passo de integração quando a ferramenta possui 2 dentes, faz com que a

frequência dominante no espectro de forças aumente, porém são ainda menores que a frequência natural adicionada no sistema dinâmico.

A passo de integração é sempre um ponto que deve-se avaliar com cuidado, é muito difícil definir um valor de passo que seja genérico e funcione bem em diferentes condições. Nos resultados apresentados, para 1 dente, o passo de integração de 0,2mm resultou em simulações mais próximas das medições reais, já para 2 dentes, o passo de integração de 0,25mm que resultou em simulações mais próximas das medições reais.

O tamanho do passo de integração da simulação deve ser procurado para diferentes configurações de simulação, uma vez que ele tem grande influência na frequência dominante. Uma forma de se guiar na escolha, seria avaliar o passo que mais aproxima a primeira frequência do espectro simulado da primeira frequência do espectro medido.

Amortecimento

O amortecimento é responsável pela redução da amplitude de vibração livre do sistema. A seguir é mostrado a influência do amortecimento na frequência dominante do espectro de forças simuladas. Em todas as simulações realizadas anteriormente utilizou-se um fator de amortecimento (ζ) de 3,65% tanto na direção X (ζ_x), quanto na direção Y (ζ_y).

Nas Figuras 4.30, 4.31 e 4.32 é mostrada a influência da redução do fator de amortecimento na frequência dominante no espectro de forças quando a ferramenta possuía apenas 1 dente.

Na Figura 4.30, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 1 dente. O fator de amortecimento utilizado foi $\zeta_x = \zeta_y = 3,65\%$, a frequência natural inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

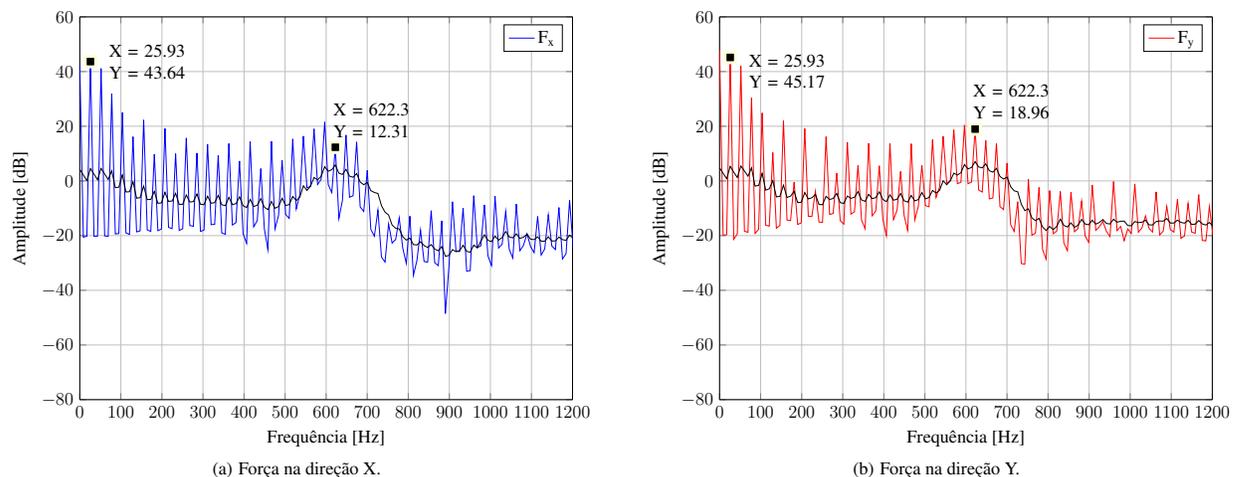


Figura 4.30: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e $\zeta_x = \zeta_y = 3,65\%$.

Na Figura 4.31, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 1 dente. O fator de amortecimento utilizado foi $\zeta_x = 1,75\%$ e $\zeta_y = 3,65\%$, a frequência natural inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

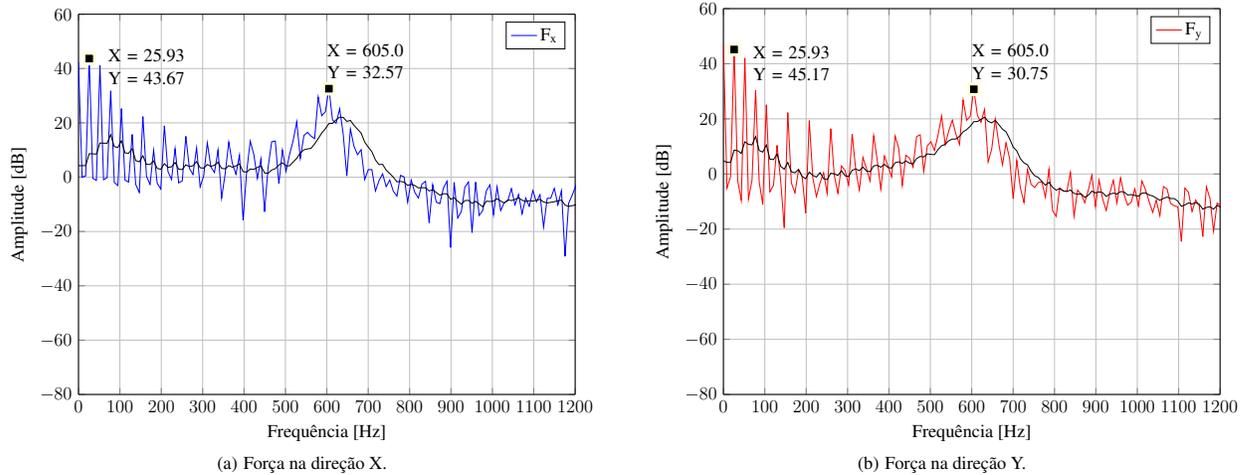


Figura 4.31: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e $\zeta_x = 1,75\%$ e $\zeta_y = 3,65\%$.

Na Figura 4.32, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 1 dente. O fator de amortecimento utilizado foi $\zeta_x = 3,65\%$ e $\zeta_y = 1,75\%$, a frequência natural inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

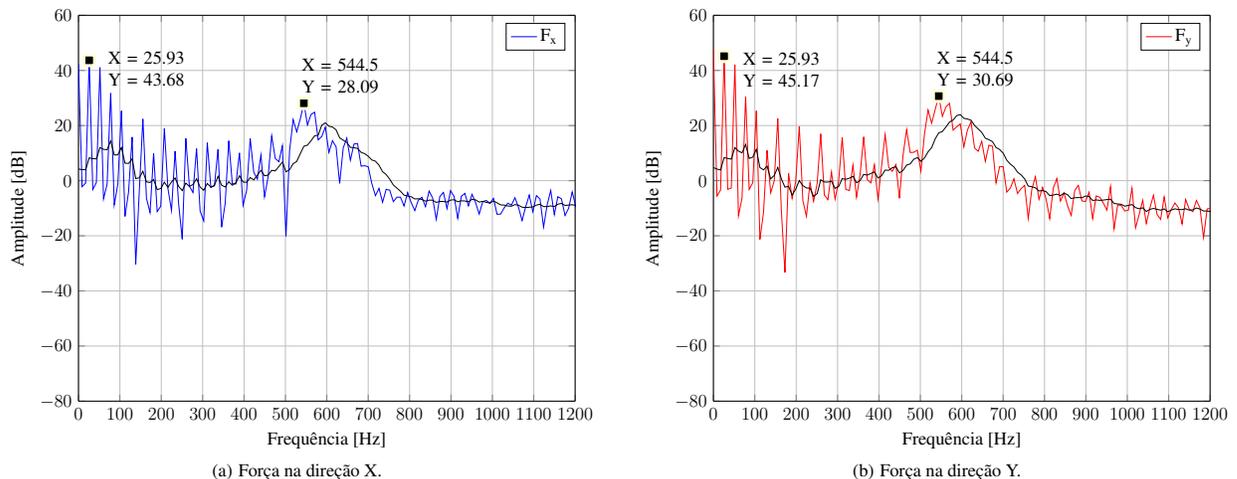


Figura 4.32: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e $\zeta_x = 3,65\%$ e $\zeta_y = 1,75\%$.

Nas Figuras 4.33 e 4.34 é mostrada a influência do aumento do fator de amortecimento na frequência dominante no espectro de forças quando a ferramenta possuía apenas 1 dente.

Na Figura 4.33, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 1 dente. O fator de amortecimento utilizado foi $\zeta_x = 3,65\%$ e $\zeta_y = 7,0\%$, a frequência natural inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

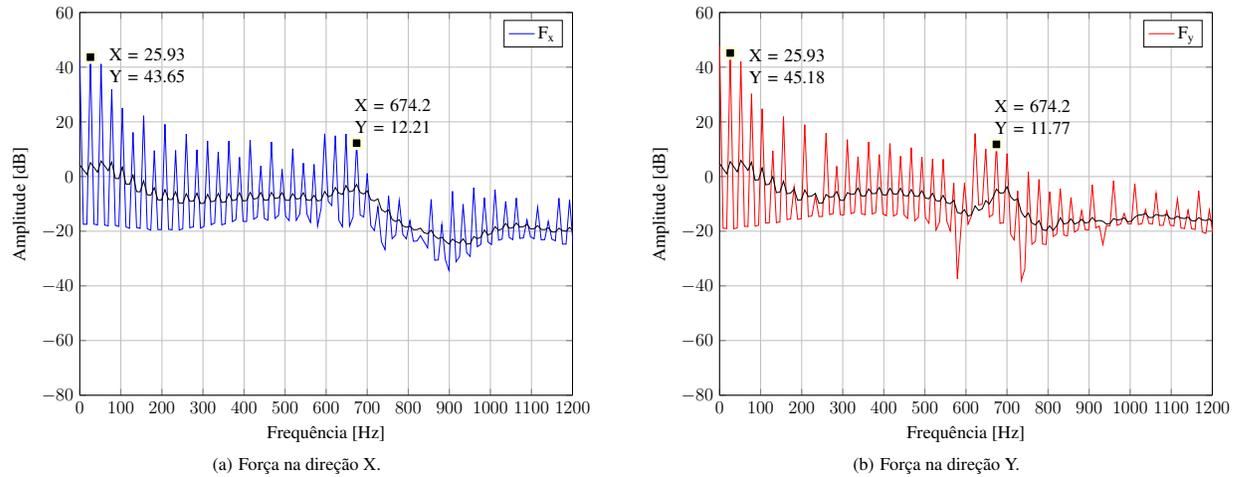


Figura 4.33: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e $\zeta_x = 3,65\%$ e $\zeta_y = 7,0\%$.

Na Figura 4.34, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 1 dente. O fator de amortecimento utilizado foi $\zeta_x = 7,0\%$ e $\zeta_y = 3,65\%$, a frequência natural inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

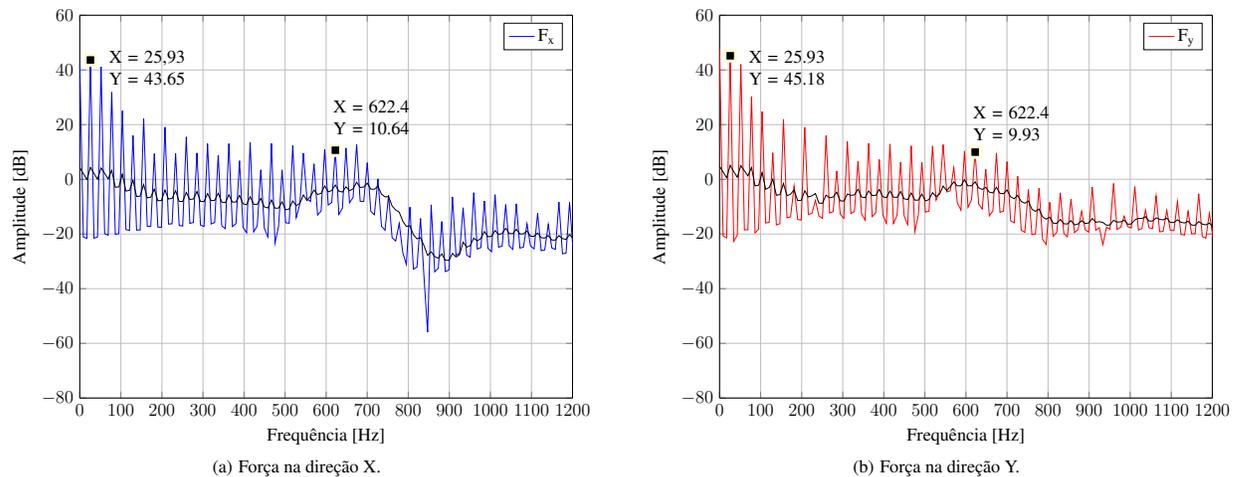


Figura 4.34: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 1 dente e $\zeta_x = 7,0\%$ e $\zeta_y = 3,65\%$.

É possível observar que a redução do fator de amortecimento faz com que a frequência predominante no espectro de forças diminua, e o aumento do fator de amortecimento faz com que a

frequência do sistema aumenta, porém devido à não linearidade do corte existe influências diferentes na resposta dependendo da direção que o amortecimento é modificado.

Nas Figuras 4.35, 4.36 e 4.37 é mostrado a influência da redução do fator de amortecimento na frequência dominante no espectro de forças para a ferramenta com 2 dentes.

Na Figura 4.35, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a ferramenta com 2 dentes. O fator de amortecimento utilizado foi $\zeta_x = \zeta_y = 3,65\%$, a frequência natural inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

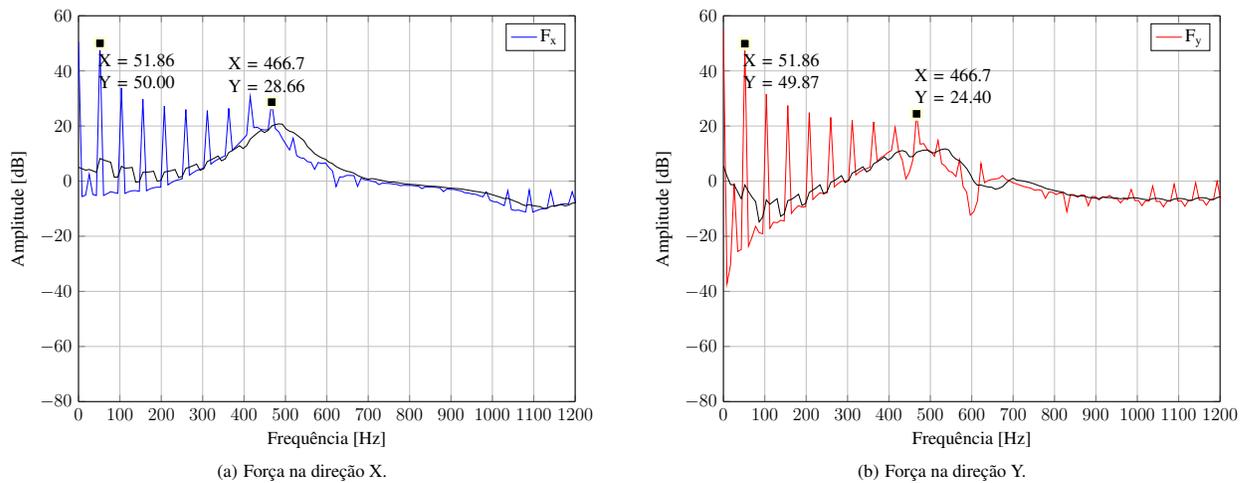


Figura 4.35: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e $\zeta_x = \zeta_y = 3,65\%$.

Na Figura 4.36, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a ferramenta com 2 dentes. O fator de amortecimento utilizado foi $\zeta_x = 1,75\%$ e $\zeta_y = 3,65\%$, a frequência natural inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

Na Figura 4.37, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a ferramenta com 2 dentes. O fator de amortecimento utilizado foi $\zeta_x = 3,65\%$ e $\zeta_y = 1,75\%$, a frequência natural inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

Nas Figuras 4.38 e 4.39 é mostrado a influência do aumento do fator de amortecimento na frequência dominante no espectro de forças para a ferramenta com 2 dentes.

Na Figura 4.38, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 2 dentes. O fator de amortecimento utilizado foi $\zeta_x = 3,65\%$ e $\zeta_y = 7,0\%$, a frequência natural inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

Na Figura 4.39, tem-se o espectro das forças considerando a vibração do corte e a contribuição da dinâmica na direção Z no corte para a fresa com 2 dentes. O fator de amortecimento

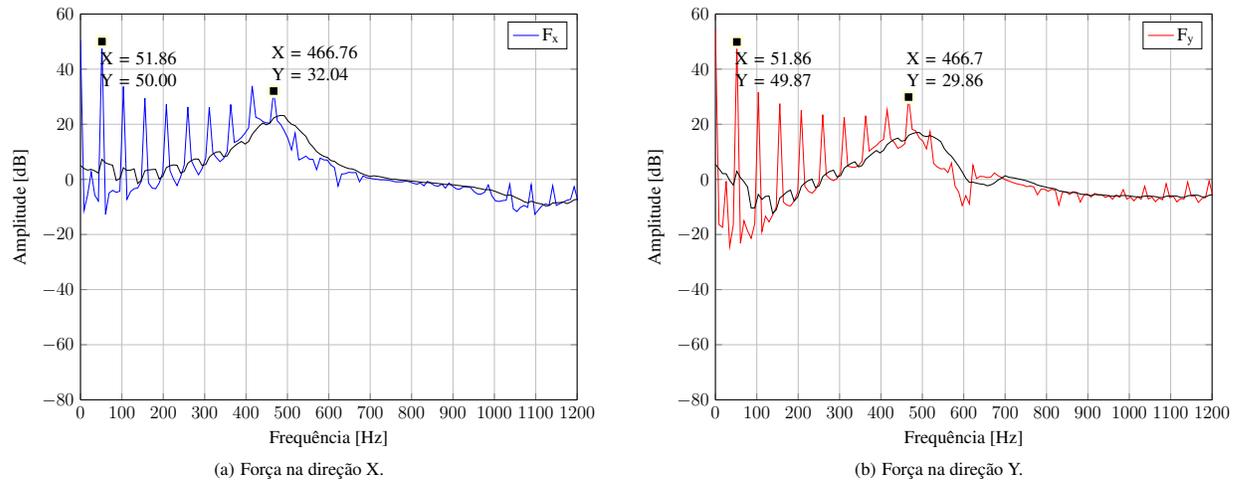


Figura 4.36: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e $\zeta_x = 1,75\%$ e $\zeta_y = 3,65\%$.

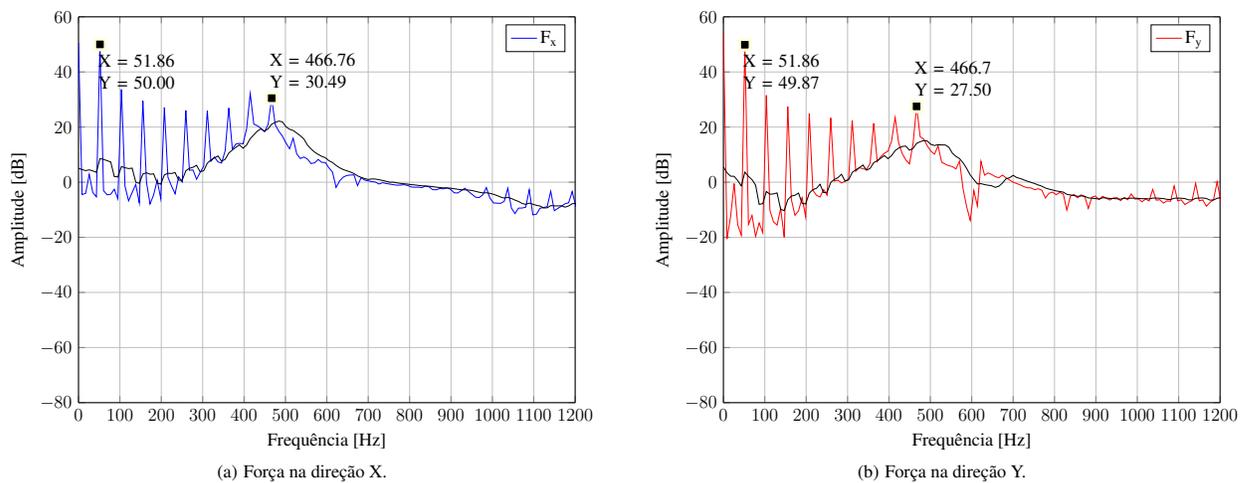


Figura 4.37: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e $\zeta_x = 3,65\%$ e $\zeta_y = 1,75\%$.

utilizado foi $\zeta_x = 7,0\%$ e $\zeta_y = 3,65\%$, a frequência natural inserida no sistema dinâmico foi de 670 Hz.

Para a ferramenta com 2 dentes o fator de amortecimento não teve influência sobre a frequência natural do sistema dinâmico. Isto pode ser explicado pelo fato que quando a ferramenta possui 2 dentes, sempre um dos dentes está cortando, não havendo um intervalo de tempo na qual a ferramenta vibra livremente, fazendo com que a influência da resposta natural do sistema seja pequena.

Os resultados sugerem que o fator de amortecimento pode ser obtido através da FRF como realizada neste trabalho, os melhores resultados foram para o fator de amortecimento de $\zeta_x = \zeta_y = 3,65\%$.

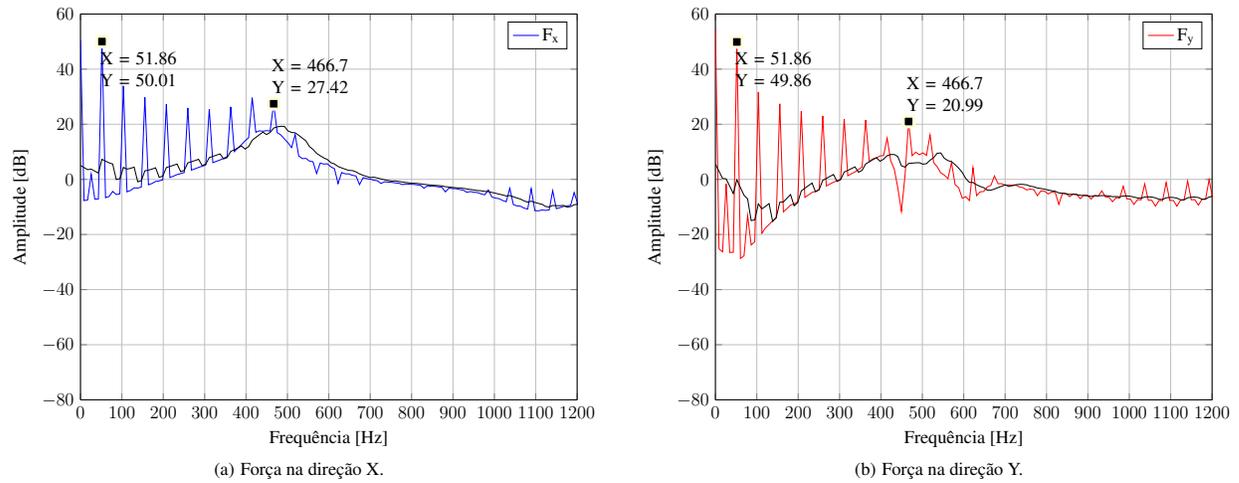


Figura 4.38: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e $\zeta_x = 3,65\%$ e $\zeta_y = 7,0\%$.

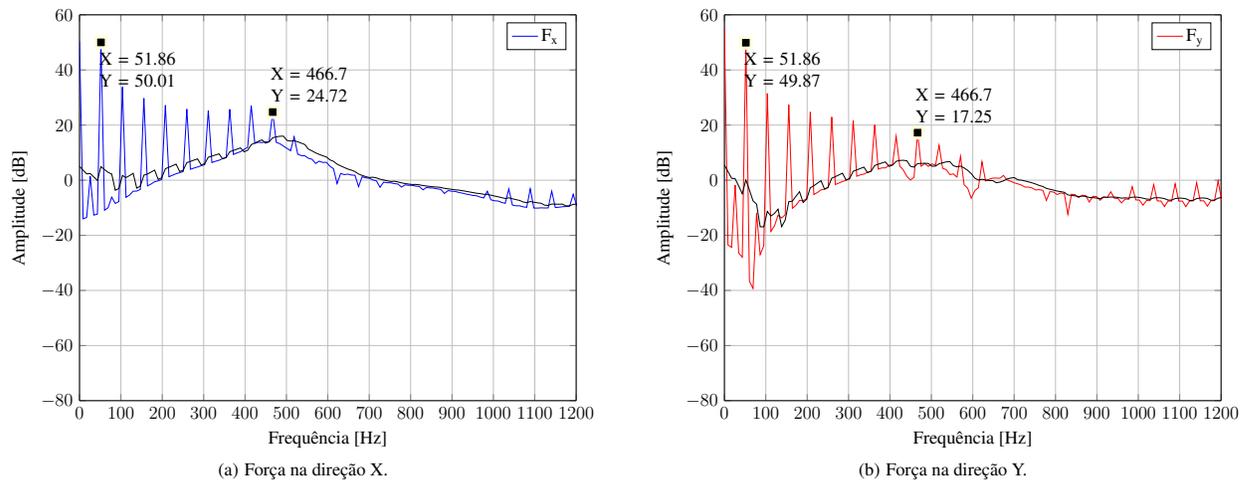


Figura 4.39: Espectro das forças de corte simuladas para a fresa com 2 dentes e $\zeta_x = 7,0\%$ e $\zeta_y = 3,65\%$.

A Tabela 4.3, Tabela 4.4 e Tabela 4.5, resumem os resultados das simulações para avaliar os fatores que influenciam no espectro de forças.

Tabela 4.3: Influência da frequência natural adicionada no medelo dinâmico na simulação.

| Frequência Adicionada (Hz) | Freq. Resultante 1 dente (Hz) | Freq. Resultante 2 dentes (Hz) |
|-----------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|
| 670 | 622,3 | 466,7 |
| 603 | 570,5 | 419,9 |
| 563 | 492,7 | 363,0 |
| 502 | 466,7 | – |
| 737 | 647,2 | 518,6 |
| 804 | 752,0 | 570,4 |

Tabela 4.4: Influência do passo de integração na simulação.

| Passo (mm) | Freq. Resultante 1 dente (Hz) | Freq. Resultante 2 dentes (Hz) |
|-------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|
| 0,25 | 622,3 | 466,7 |
| 0,20 | 440,5 | 414,6 |
| 0,15 | não convergiu | 414,2 |
| 0,30 | 674,7 | 519,0 |
| 0,35 | 727,2 | 623,2 |

Tabela 4.5: Influência do fator de amortecimento na simulação.

| Amortecimento ζ (%) | | Freq. Resultante 1 dente (Hz) | | Freq. Resultante 2 dentes (Hz) | |
|---|------------------|--------------------------------------|------------------|---------------------------------------|------------------|
| Direção X | Direção Y | Direção X | Direção Y | Direção X | Direção Y |
| 3,65 | 3,65 | 622,3 | 622,3 | 466,7 | 466,7 |
| 1,75 | 3,65 | 605,0 | 605,0 | 466,7 | 466,7 |
| 3,65 | 1,75 | 544,5 | 544,5 | 466,7 | 466,7 |
| 3,65 | 7,00 | 674,2 | 674,2 | 466,7 | 466,7 |
| 7,00 | 3,65 | 622,4 | 622,4 | 466,7 | 466,7 |

Considerações

Pelos resultados é possível observar que todos os parâmetros estudados influenciaram muito menos a frequência dominante do sistema, quando se utilizou 2 dentes na ferramenta. Isso pode ser explicado devido ao tempo de contato da ferramenta com a peça. Quando a ferramenta possui 2 dentes, no corte de canais, a ferramenta sempre estará cortando, evitando que ela tenha um intervalo de tempo em que estará vibrando livremente, e ainda as forças de corte são menores, pois a carga de cavaco é distribuída nos 2 dentes.

4.4 Verificação da estabilidade

Nesta etapa os gráficos de pico-a-pico (PTP) serão utilizados para verificar a estabilidade no corte. Na Figura 4.40, tem-se o gráfico de PTP criado com o modelo computacional implementado, variando a velocidade de rotação de 1000 a 2500 rpm em intervalos de 100 em 100 rpm, e variando a profundidade de corte de 0,7 a 2,8 mm em intervalos de 0,3 em 0,3 mm, para 20 voltas da ferramenta com duas arestas de corte. Nos gráficos de PTP, cada linha representa uma profundidade de corte diferente. Quando o corte é estável, a força ou deslocamento de PTP não variará com pequenas alterações na velocidade de rotação. Quando o corte é instável, a força ou deslocamento de PTP vai mudar drasticamente com pequenas mudanças na velocidade de rotação (SMITH E TLUSTY, 1993).

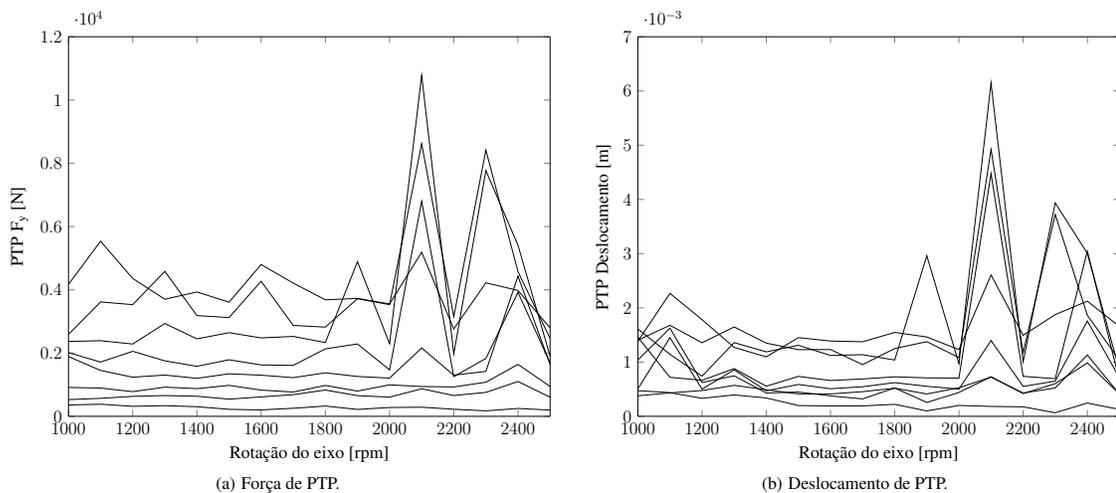


Figura 4.40: Gráfico de PTP, força e deslocamento.

Como descrito na seção 2.6, os gráficos de PTP não fornecem uma representação direta da relação entre estabilidade de corte, profundidade de corte axial e a velocidade do eixo, mas é possível criar um outro gráfico que fornece uma representação direta entre a profundidade axial de corte e velocidade do eixo utilizando, os valores de PTP e assim correlacionar com uma região de corte estável ou instável.

Na Figura 4.41, tem-se o gráfico de estabilidade de PTP obtido à partir do gráfico de deslocamento de PTP.

Para testar a estabilidade do corte, o gráfico de estabilidade de PTP obtido à partir dos deslocamentos de PTP, Figura 4.41, foi utilizado. Foram testadas diversas condições a fim de verificar a estabilidade do corte com diferentes combinações de a_p e rotação do eixo.

Inicialmente nas simulações para teste, foi mantida uma rotação constante (1557,40 rpm) e variou-se o a_p . Os valores de profundidade de corte testados foram $a_p = 1.0, 1.4, 1.6$ e 2.0 mm, conforme as regiões marcadas por círculos na Figura 4.42.

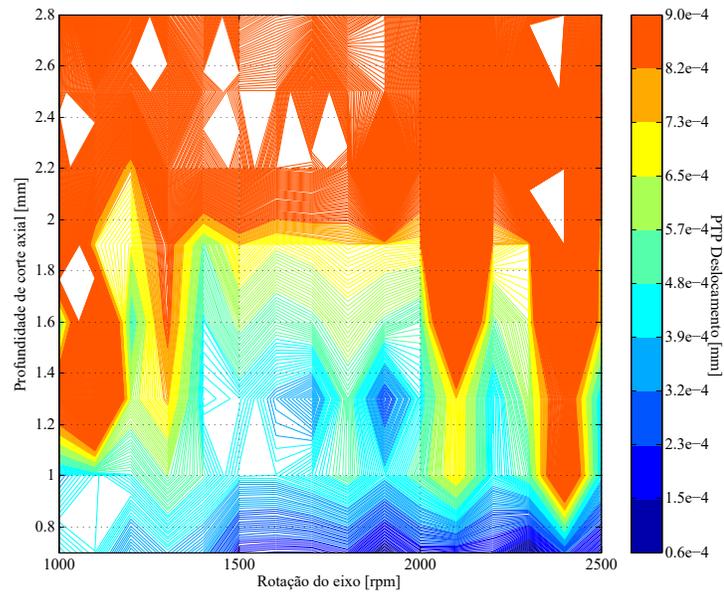


Figura 4.41: Gráfico de estabilidade de PTP.

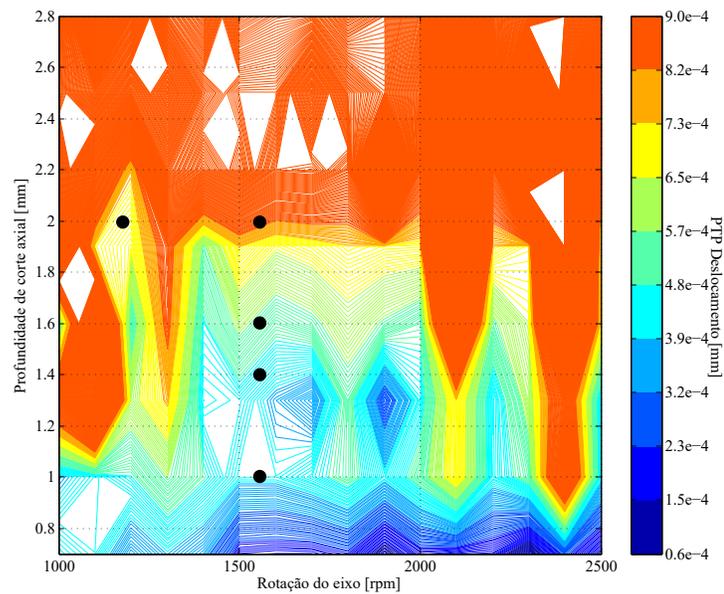


Figura 4.42: Pontos de teste.

A seguir são apresentados os gráficos de força e aceleração para as simulações realizadas. As acelerações são obtidas através da derivação dos deslocamentos calculados na etapa {7} da Figura 2.16.

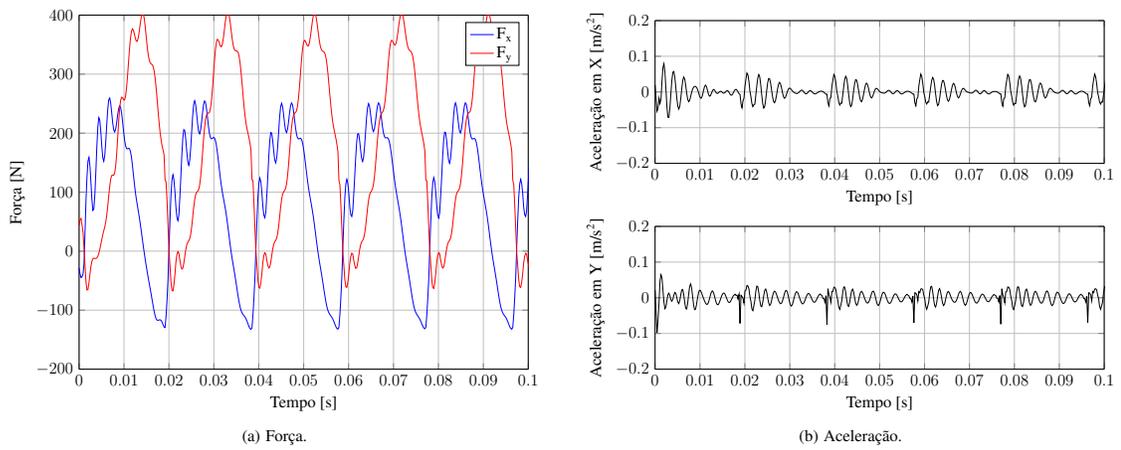


Figura 4.43: Simulação com os parâmetros: $v_c = 65$ m/min, $f_z = 0.1$ mm/dente, $z = 2$ dentes, $a_p = 1$ mm.

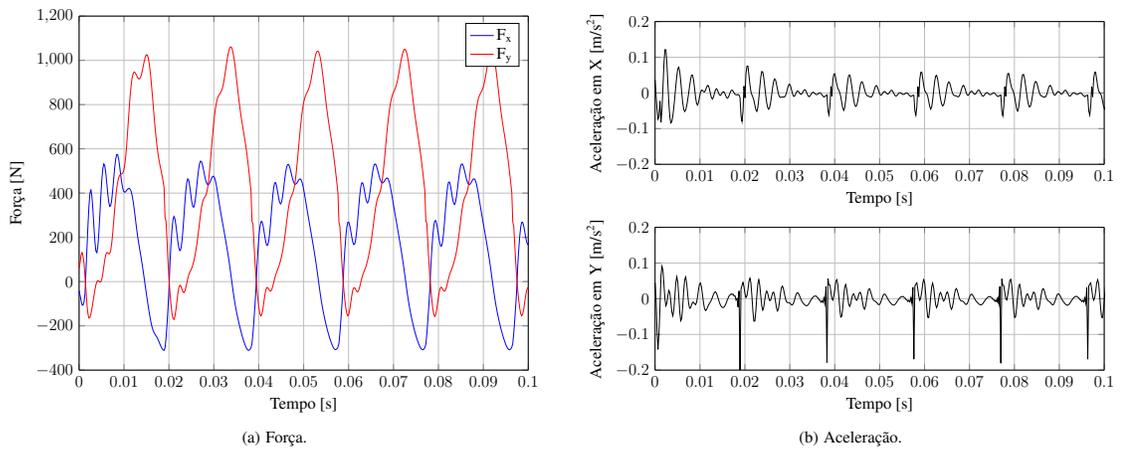


Figura 4.44: Simulação com os parâmetros: $v_c = 65$ m/min, $f_z = 0.1$ mm/dente, $z = 2$ dentes, $a_p = 1.4$ mm.

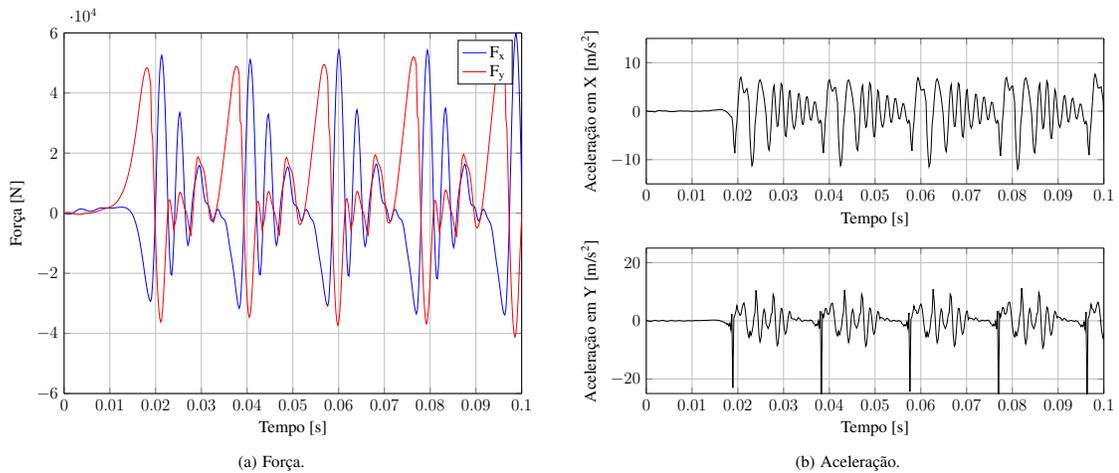


Figura 4.45: Simulação com os parâmetros: $v_c = 65$ m/min, $f_z = 0.1$ mm/dente, $z = 2$ dentes, $a_p = 1.6$ mm.

As áreas vermelhas do gráfico de estabilidade representam regiões onde a vibração no corte é maior. Combinações de a_p e v_c que se localizam nas áreas vermelhas tendem a levar o corte à instabilidade devido aos grandes níveis de força e vibração. Na simulação para o $a_p = 2$ mm, o corte se instabilizou e os níveis de força foram aumentando a cada instante de tempo atingindo valores muito altos.

Além de variar a profundidade de corte, mantendo-se constante a rotação. Foram realizadas simulações mantendo-se constante o a_p e variando v_c . A profundidade de corte máxima para o inserto utilizado é de 4 mm, porém o fabricante recomenda que para melhor desempenho a profundidade de corte não deve ser maior que 25% do diâmetro do inserto, o que resulta, para esta ferramenta, em um a_p máximo de 2 mm.

Fresar com uma profundidade de corte de 2 mm a uma velocidade de 65 m/min, não se mostrou uma boa escolha, devido aos altos níveis de vibração gerados durante o corte. Porém, através do gráfico de estabilidade, é possível escolher uma rotação apropriada, de forma a se utilizar um $a_p = 2$ mm e se obter um corte estável. Pelo gráfico da Figura 4.41, um corte com $v_c = 55$ m/min (aproximadamente 1170 rpm para a ferramenta em estudo) e uma profundidade de corte igual a 2 mm, será um corte com menos vibração do que na condição de $v_c = 65$ m/min. Na Figura 4.46, tem-se a simulação do corte utilizando os seguintes parâmetros: $v_c = 55$ m/min, $f_z = 0.1$ mm/dente, $z = 2$ dentes, $a_p = 2.0$ mm.

Pelo gráfico da Figura 4.46 não apresentar uma força que aumenta sua magnitude a cada instante de tempo, isto sugere que o corte com estas configurações possa ser estável. Porém tem-se 5 vezes mais magnitude de vibração se comparado com um corte para um $a_p = 1.0$ mm (Figura 4.43).

Desta forma o diagrama de estabilidade construído a partir do gráfico de PTP, auxilia na escolha de combinações de a_p e v_c de forma a se obter um corte estável. Além da limitação da pro-

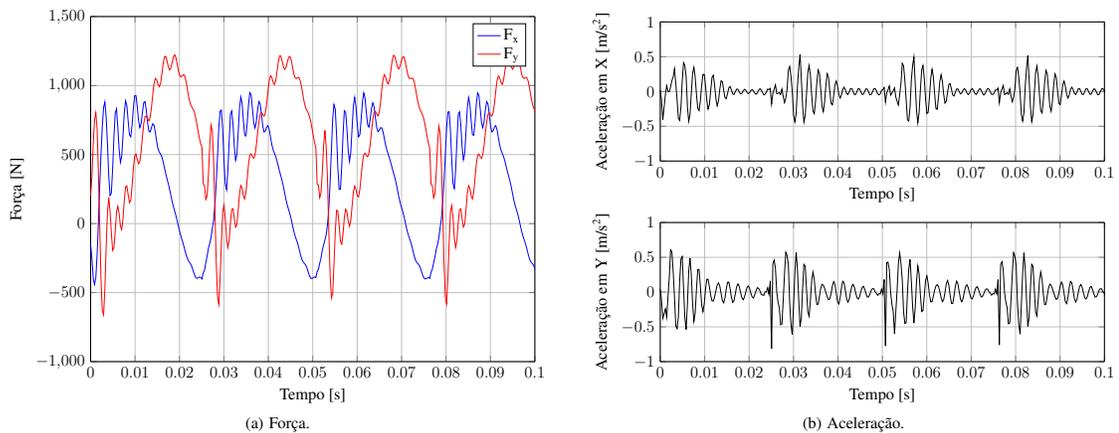


Figura 4.46: Simulação com os parâmetros: $v_c = 55$ m/min, $f_z = 0.1$ mm/dente, $z = 2$ dentes, $a_p = 2.0$ mm.

fundidade de corte, velocidades de corte muito altas não são praticáveis, pois tem grande influência na diminuição da vida dos insertos.

4.5 Simulações com o modelo numérico

As simulação usando elementos finitos foram realizadas com o auxílio do software Abaqus CAE v6.13. Inicialmente para se estudar a formação do cavaco, bem como sua morfologia, foi criado um modelo de corte ortogonal 2D. Posteriormente, a análise foi estendida para um modelo tridimensional do processo de fresamento.

Durante a construção do modelo de elementos finitos, alguns parâmetros devem ser escolhidos:

4.5.1 Propriedades físicas dos materiais

Durante este estudo, a peça de trabalho utilizada nas simulações são da liga de titânio Ti-6Al-4V. O material utilizado para a ferramenta foi o carboneto de tungstênio (WC). A Tabela 4.6 apresenta as propriedades físicas dos materiais utilizados na simulação.

4.5.2 Critério de início de falha

Nas simulações de usinagem, o material começa a deformar-se e formar o cavaco quando os estados de tensão e deformação em uma pequena região à frente da ponta da ferramenta satisfizer

Tabela 4.6: Propriedades físicas dos materiais utilizados na simulação (WANG E LIU, 2015).

| Material | Densidade (kg/m ³) | Módulo de Elasticidade (GPa) | Coefficiente de Poisson | Condutividade Térmica (W/mK) | Calor específico (J/kgK) | Coefficiente de expansão térmica (K ⁻¹) | Temperatura de fusão (K) |
|-----------|--------------------------------|------------------------------|-------------------------|------------------------------|--------------------------|---|--------------------------|
| Ti-6Al-4V | 4430 | 109 | 0,34 | 6,8 | 611 | 9·10 ⁻⁶ | 1878 |
| WC | 11900 | 534 | 0,22 | 50 | 400 | – | – |

um determinado Critério de Início de Falha. No presente estudo o critério de início de falha considerado foi o Critério Dúctil. Neste critério, se o valor de deformação no corte atinge um determinado valor crítico de deformação plástica, o material começa a deformar-se. Após várias simulações observou-se que a morfologia do cavaco é bastante influenciada pelo valor crítico considerado, porém a força de corte não.

4.5.3 Modelo dos pares de contato

O modelo de contato é de grande importância na simulação da usinagem. Isso se deve a efeitos importantes associados com a interface da ferramenta-cavaco. Os dois algoritmos mais comuns para resolver problemas de contato são a abordagem por Penalidade e a abordagem Cinemática. Neste estudo o algoritmo de contato cinemático Preditor/Corrector é utilizado para o contato entre a ferramenta e a peça. Esses procedimentos têm sido desenvolvidos para o método de integração explícita, como técnicas relacionadas com a quantidade de movimento em que as modificações são feitas para a aceleração, velocidades e deslocamentos. Um dos objetivos do algoritmo de contato cinemático Preditor/Corrector é evitar a penalização no passo de tempo no procedimento explícito, o qual pode ser introduzido por rigidez elevada, associadas com abordagens por penalização. A condição de contato não é cumprida totalmente na abordagem por penalidade. O algoritmo de contato cinemático Preditor/Corrector foi usado por Özel e Zeren (2005) e Özel e Zeren (2007) em estudos de modelagem de usinagem em alta velocidade por elementos finitos.

Definição dos pares de contato

A condição de contato superfície-a-superfície foi usada para definir a relação entre a ferramenta e a peça. As restrições mecânicas foram do tipo *master-slave* na forma de controle cinemático. A principal vantagem desta formulação de contato é que o nó da superfície *slave*, que neste estudo refere-se à peça, não pode penetrar na superfície do *master*, que neste estudo refere-se à ferramenta. A forma de deslizamento contínuo foi adotada para descrever o deslizamento relativo entre as duas superfícies, pois esta formulação permite a separação arbitrária, deslizamento e rotação das superfícies.

4.5.4 Corte ortogonal bidimensional

A ferramenta foi modelada como sendo um corpo rígido de dimensões 8x2.78 mm, com ângulo da superfície de saída de cavaco neutro e um ângulo de folga de 15°. A ferramenta foi discretizada com 36 elementos. O tipo de elementos utilizados foi o elemento quadrilateral de 4 nós (CPE4R), o tamanho médio dos elementos foi de 0,8 mm.

A peça de trabalho foi modelada como um corpo deformável de dimensões 10x3 mm. Foram utilizados 2418 elementos, dos quais 1500 elementos foram utilizados na região onde o cavaco será formado. O tipo de elemento utilizado foi o elemento quadrilateral de 4 nós (CPE4R), o tamanho do menor elemento foi de 0,067 mm. A Figura 4.47, ilustra a geometria da simulação. Neste esquema a ferramenta é rígida e não se move, a base da peça é restrita a apenas transladar em direção à ferramenta.

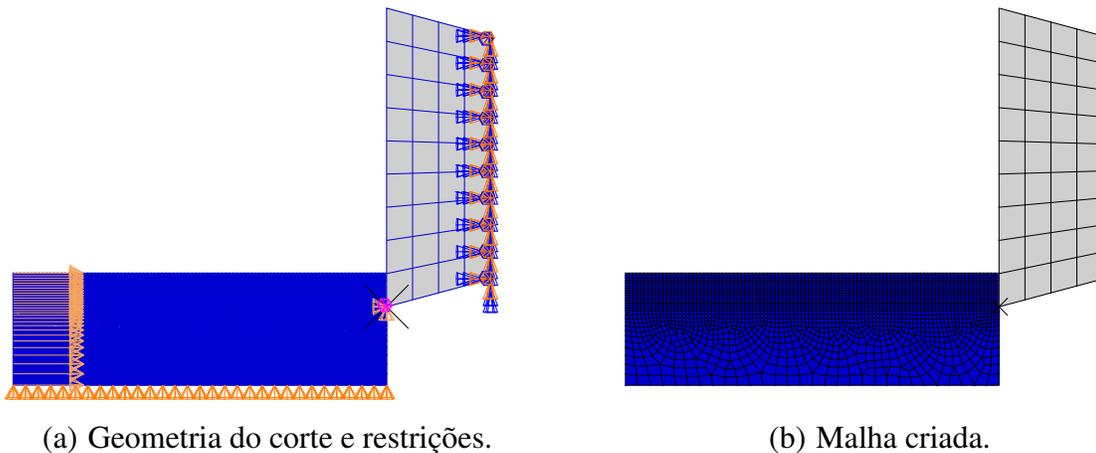


Figura 4.47: Geometria da simulação 2D.

Para as simulações foi utilizada a formulação explícita, o critério de separação do cavaco foi

considerado que o elemento seria apagado quando o dano ocorresse, o modelo de atrito considerado foi o de cisalhamento constante com coeficiente de atrito igual a $\mu = 0,32$ e restrições foram aplicadas na ferramenta de forma a impedi-la de se mover em qualquer direção e na base da peça de trabalho impedindo o movimento na direção vertical, permitindo apenas o movimento horizontal na direção do avanço. Para compor o material utilizou-se o modelo constitutivo de Johnson-Cook. Os parâmetros da Equação (2.61) e (2.64) estão listados na Tabela 4.7.

Tabela 4.7: Parâmetros constitutivos de J-C para a liga Ti-6Al-4V(WANG *et al.*, 2014).

| A (MPa) | B (MPa) | n | C | m | t_r (°C) | t_{melt} (°C) |
|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|-----------------|------------------------|
| 1098 | 1092 | 0,93 | 0,014 | 1,1 | 25 | 1560 |
| D ₁ | D ₂ | D ₃ | D ₄ | D ₅ | ϵ_{pl} | $\dot{\epsilon}_{ref}$ |
| -0,09 | 0,25 | -0,5 | 0,014 | 3,87 | 0,011 | 1 |

Para se cortar aproximadamente 5 milímetros de comprimento da peça a uma velocidade de corte de 65 m/min com uma profundidade de corte de 1 mm, o tempo de simulação em um computador de 2.20 GHz foi cerca de 10 minutos quando 1 processador é empregado. Na Figura 4.48a, tem-se a simulação do corte ortogonal para a liga de titânio Ti-6Al-4V. Na Figura 4.48b, tem-se o detalhe da morfologia do cavaco com cisalhamento localizado obtido na simulação.

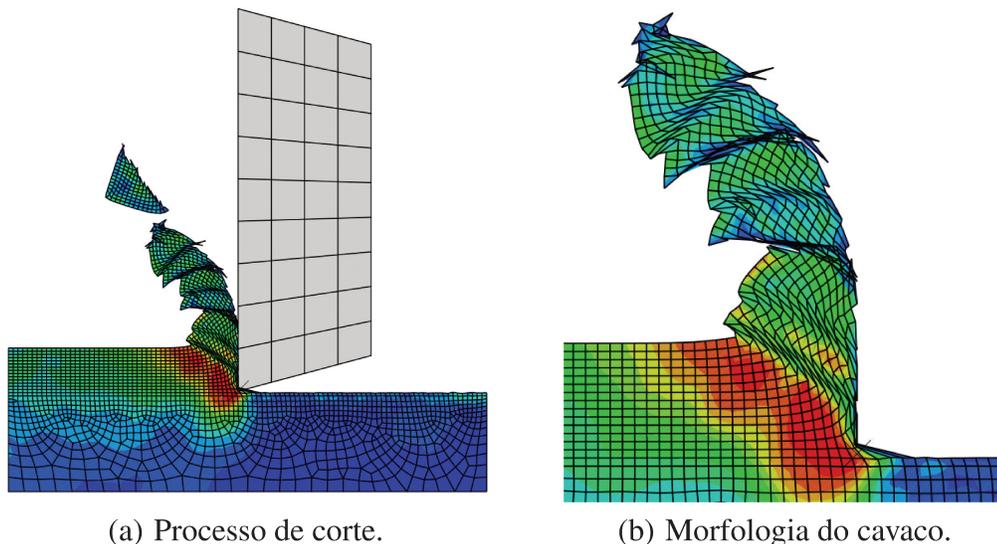


Figura 4.48: Simulação do corte ortogonal.

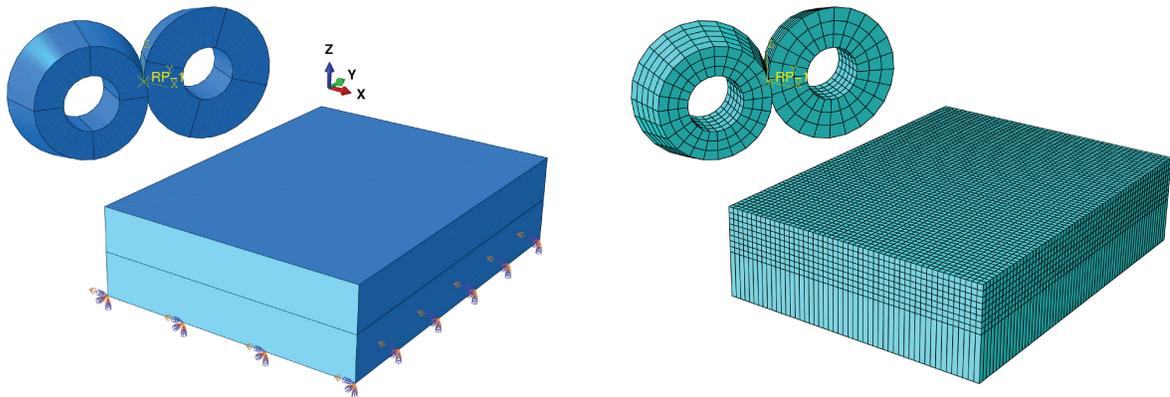
A simulação ortogonal bidimensional foi capaz de gerar o cavaco segmentado, típico do cisalhamento adiabático que ocorre na usinagem do titânio, porém este tipo de abordagem não é adequada para representar o fresamento.

4.5.5 Fresamento tridimensional

A simulação do corte ortogonal serviu para entender o processo de formação do cavaco, porém este tipo de simulação não representa bem o processo de fresamento. Assim, a segunda etapa das simulações numéricas consistiu em desenvolver um modelo 3D do processo de fresamento.

A ferramenta foi modelada como sendo um inserto circular rígido de 8 mm de diâmetro com ângulo de saída neutro, Figura 3.3. A ferramenta foi discretizadas com 360 elementos hexaédricos de 8 nós(C3D8R), o tamanho médio dos elementos foi de 0,57 mm.

A peça de trabalho foi modelada como um corpo deformável de dimensões 20x15x5 mm. Foram utilizados 30150 elementos, dos quais 26800 elementos foram utilizados na região onde o cavaco será formado, o tipo dos elementos utilizados foi o elemento hexaédrico de 8 nós(C3D8R), o tamanho do menor elemento foi de 0,3 mm. A Figura 4.49, ilustra a geometria da simulação. Neste esquema os inserts são rígidos e possuem apenas rotação na direção $-Z$, a base da peça é restrita a apenas transladar na direção $-X$, ou seja, em direção à ferramenta, ver sistema de coordenadas na Figura 4.49(a).



(a) Geometria do corte e restrições.

(b) Malha criada.

Figura 4.49: Geometria da simulação 3D.

O material utilizado para a ferramenta foi o carboneto de tungstênio (WC) e para a peça utilizou-se a liga de titânio Ti-6Al-4V. No processo de simulação foi utilizada a formulação ALE, a fim de controlar a deformação do material, o método de integração foi por integração explícita. As condições de contorno foram aplicadas de forma a restringir o movimento da base da peça em qualquer direção exceto na direção do avanço, e à ferramenta foi permitido apenas girar em torno do próprio eixo. O modelo de atrito de *stick-slip* foi usado para modelar os contatos de atrito ao longo da interface ferramenta-cavaco, um coeficiente de atrito $\mu = 0,32$ foi utilizado. Para compor o material utilizou-se o modelo constitutivo de Johnson-Cook. Os parâmetros da Equação (2.61) e

(2.64) estão listados na Tabela 4.7.

Para simular o fresamento de um canal de 15 mm de extensão a uma velocidade de corte de 65 m/min, avanço de 0,2 mm/dente, com 2 dentes na fresa, a uma profundidade de corte de 1 mm, o tempo de simulação em um computador de 2,20 GHz foi cerca de 2 horas quando 1 processador é empregado. Na Figura 4.50, tem-se a ilustração da simulação do fresamento para a liga de titânio Ti-6Al-4V.

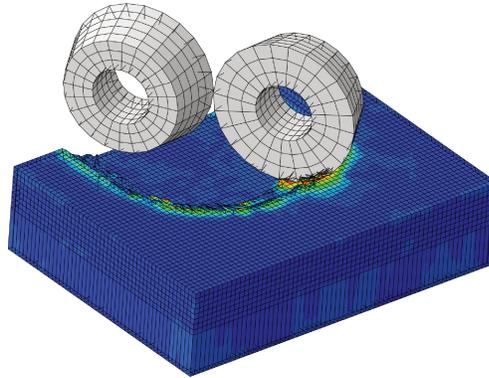


Figura 4.50: Simulação do fresamento.

As forças foram obtidas na direção do avanço e perpendicular à direção do avanço, direções X e Y respectivamente. Na Figura 4.51, tem-se a comparação das forças de corte obtidas no teste experimental realizado neste trabalho e o modelo de elementos finitos, para as seguintes configurações de corte: $v_c = 65$ m/min, $f_z = 0,1$ mm/dente, $z = 2$ dentes, $a_p = 1$ mm, $a_e = 16$ mm, $\varphi_0 = 180^\circ$, $\chi_{r_{max}} = 41,4^\circ$, $\gamma_0 = \text{neutro}$, corte concordante.

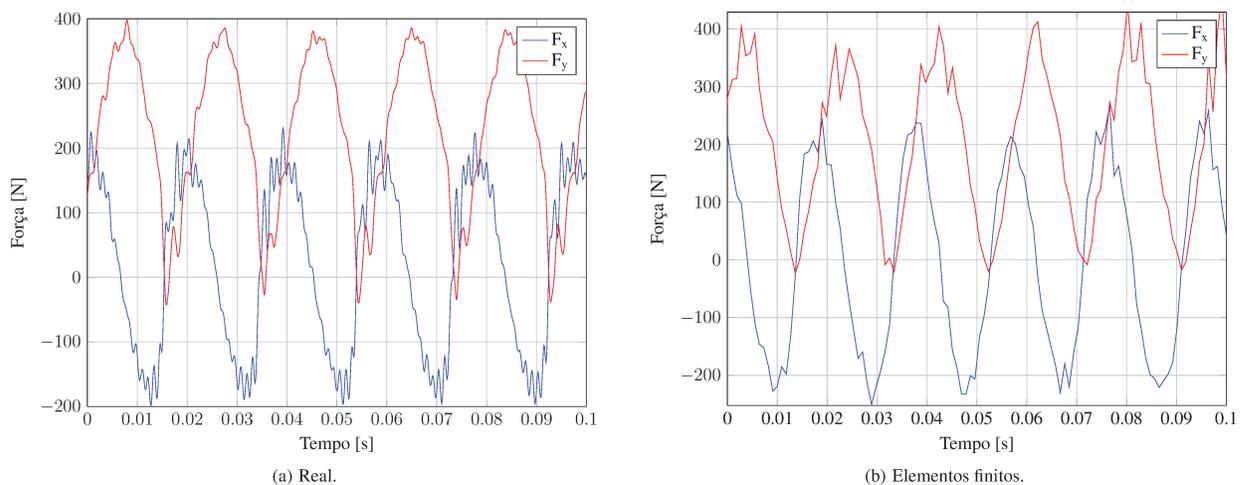


Figura 4.51: Forças de corte Real x Elementos Finitos, para a fresa com 2 dentes.

Na Figura 4.52, tem-se a comparação das forças de corte obtidas no teste experimental realizado neste trabalho e o modelo de elementos finitos, para as seguintes configurações de corte:

$v_c = 65 \text{ m/min}$, $f_z = 0,2 \text{ mm/dente}$, $z = 1 \text{ dente}$, $a_p = 1 \text{ mm}$, $a_e = 16 \text{ mm}$, $\varphi_0 = 180^\circ$,
 $\chi_{r_{max}} = 41,4^\circ$, $\gamma_0 = \text{neutro}$, corte concordante.

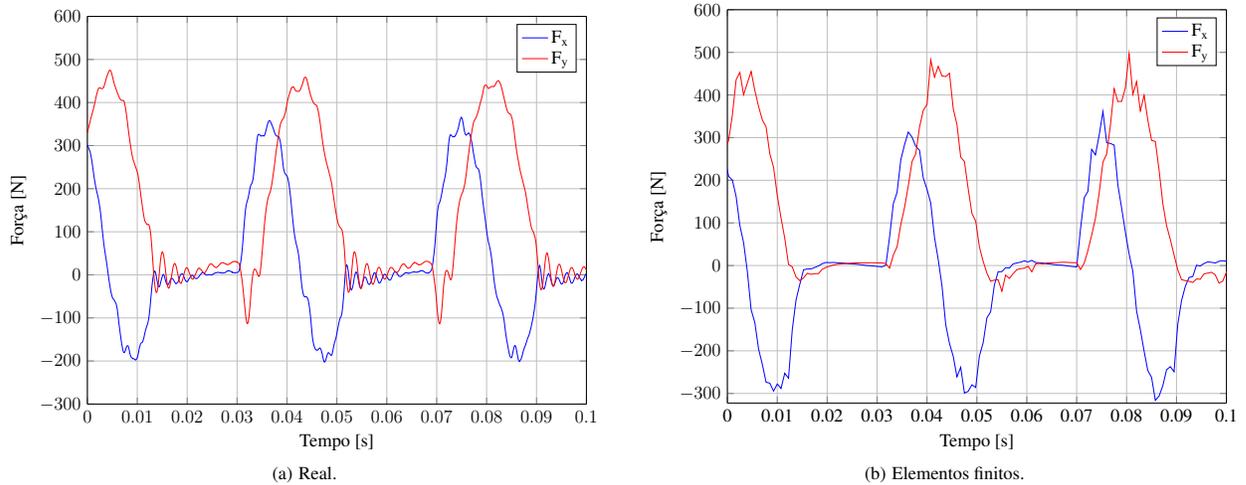


Figura 4.52: Forças de corte Real x Elementos Finitos, para a fresa com 1 dente.

Apesar das forças previstas pelo modelo de elementos finitos ainda não possuírem uma precisão tão boa quanto as forças obtidas pelo modelo analítico, as simulações de elementos finitos possuem alguns pontos positivos, como não necessitarem da realização de testes experimentais de corte, o que permite maior flexibilidade para mudança de material da peça e/ou geometria da ferramenta. Em modelos de elementos finitos é mais fácil simular o corte de peças de geometrias complexas, uma vez que o modelo matemático da espessura do cavaco variável no tempo é uma das maiores dificuldades do modelo analítico.

É importante salientar que no modelo de elementos finitos desenvolvido, a ferramenta foi considerada como rígida. Desta forma, as componentes de força devido à vibrações não são contempladas, diferente do modelo analítico no qual um modelo vibratório foi adicionado. Essa é uma das explicações para a diferença encontrada na forma da força obtida por elementos finitos, principalmente quando a fresa possuía apenas 1 dente. No corte real, o módulo da amplitude da força no pico e no vale da componente F_x são diferentes, já na simulação por elementos finitos essas mesmas componentes possuem valores praticamente iguais (ver Figura 4.53). Isso pode ser explicado devido à vibração no processo. No corte real a ferramenta é flexível e vibra gerando essa assimetria na força. Já no modelo de elementos finitos a ferramenta é rígida, conseqüentemente ainda não representa bem o caso real, porém é possível se ter ideia da magnitude da força de corte.

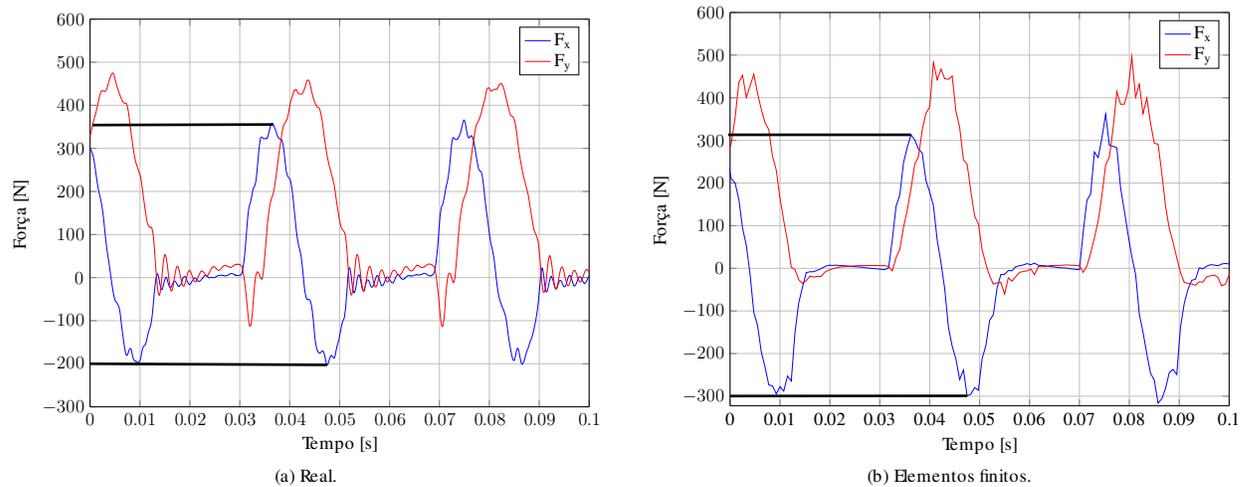


Figura 4.53: Forças de corte Real x Elementos Finitos.

Adição da flexibilidade

Uma solução lógica para se adicionar flexibilidade ao sistema, seria apenas incluir a haste na qual os inserts são presos, porém os resultados não foram satisfatórios. Como alternativa, a flexibilidade foi incluída na peça, de forma a representar a característica não rígida do processo. Na Figura 4.54, tem-se o desenho da peça criada para simular o fresamento com adição da flexibilidade no processo, as cotas estão em milímetros.

As dimensões da peça foram calculadas de forma que a sua primeira frequência natural ficasse o mais próximo possível da frequência encontrada para a ferramenta. Na Figura 4.55, tem-se a simulação em elementos finitos das frequências naturais da peça. A primeira frequência natural obtida para a peça de trabalho foi de 635Hz.

A ferramenta foi discretizada com 360 elementos hexaédricos de 8 nós(C3D8R), o tamanho médio dos elementos foi de 0,57 mm. A peça de trabalho foi modelada como um corpo deformável de dimensões mostradas na Figura 4.54. Foram utilizados 45962 elementos, o tipo dos elementos utilizados foi o elemento hexaédrico de 8 nós(C3D8R), o tamanho do menor elemento foi de 0,3 mm. A Figura 4.56, ilustra a geometria da simulação. Neste esquema os inserts são rígidos e possuem apenas rotação na direção $-Z$, a base da peça é restrita a apenas transladar na direção $-X$, ou seja, em direção à ferramenta.

O material utilizado para a ferramenta foi o carboneto de tungstênio (WC) e para a peça utilizou-se a liga de titânio Ti-6Al-4V no bloco superior e inferior, para a placa entre os blocos (responsável pela adição da flexibilidade ao sistema) utilizou-se como material o aço, de modo a representar o comportamento do porta ferramentas. As propriedades físicas utilizadas para o aço

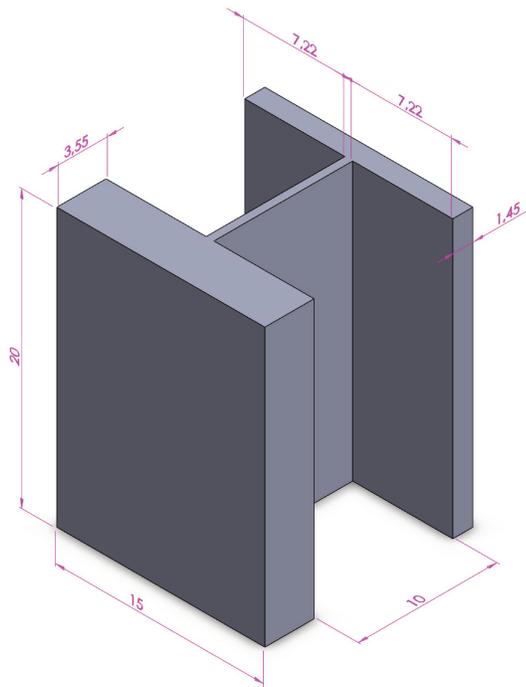


Figura 4.54: Desenho 3D da peça de trabalho.

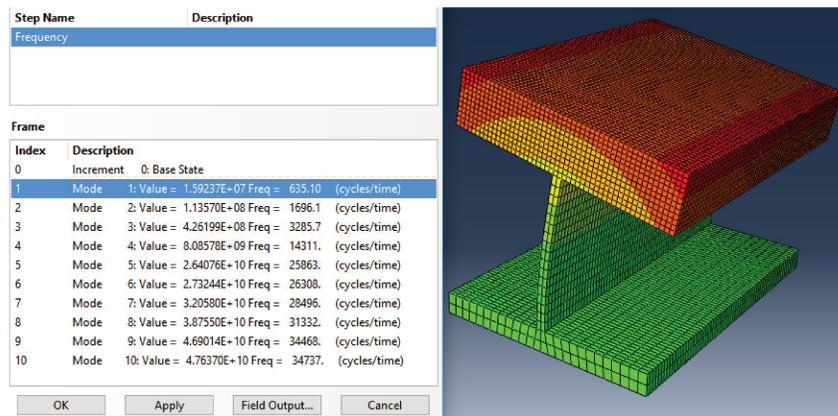


Figura 4.55: Simulação em elementos finitos das frequências naturais da peça.

foram: Densidade = 7870 kg/m^2 , Módulo de elasticidade = 210 Gpa e Coeficiente de Poisson = $0,3$.

No processo de simulação foi utilizada a formulação ALE, a fim de controlar a deformação do material, o método de integração foi por integração explícita. As condições de contorno foram aplicadas de forma a restringir o movimento da base da peça em qualquer direção exceto na direção do avanço, e à ferramenta foi permitido apenas girar em torno do próprio eixo. O modelo de atrito de *stick-slip* foi usado para modelar os contatos de atrito ao longo da interface ferramenta-cavaco, um coeficiente de atrito $\mu = 0,32$ foi utilizado. Para compor o material utilizou-se o modelo constitutivo de Johnson-Cook. Os parâmetros da Equação (2.61) e (2.64) estão listados na Tabela 4.7.

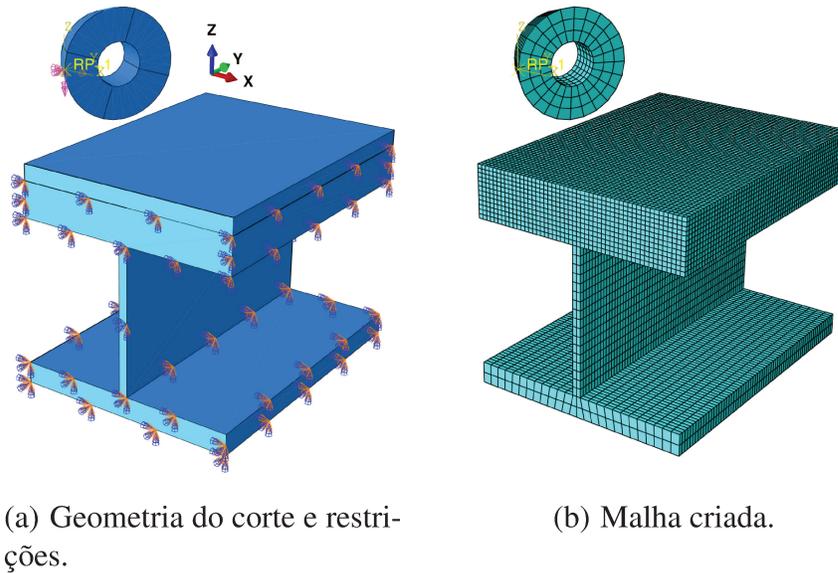


Figura 4.56: Esquema do sistema completo: peça, ferramenta e flexibilidade.

As forças foram obtidas na direção do avanço e perpendicular à direção do avanço, direções X e Y respectivamente. Na Figura 4.57, tem-se a comparação das forças de corte obtidas no teste experimental realizado neste trabalho e o modelo de elementos finitos adicionando a flexibilidade no sistema, para as seguintes configurações de corte: $v_c = 65$ m/min, $f_z = 0,2$ mm/dente, $z = 1$ dentes, $a_p = 1$ mm, $a_e = 16$ mm, $\varphi_0 = 180^\circ$, $\chi_{r_{max}} = 41,4^\circ$, $\gamma_0 =$ neutro, corte concordante.

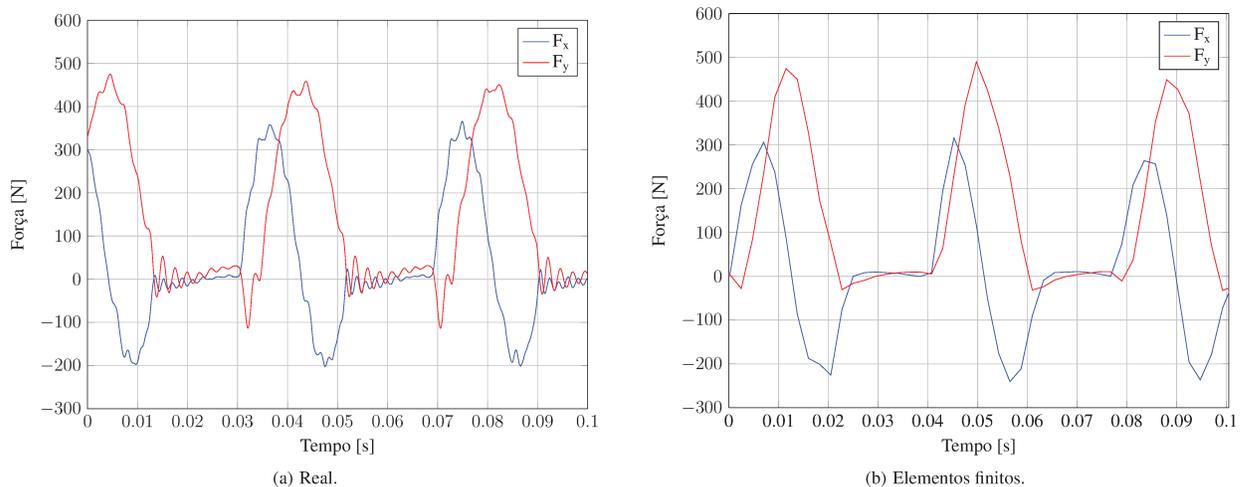


Figura 4.57: Forças de corte Real x Elementos Finitos com flexibilidade no sistema, para a fresa com 1 dente.

Com a adição da flexibilidade foi possível simular o fresamento com mais proximidade com a realidade. Apesar de ainda os resultados com os elementos finitos não representarem tantos fenômenos no corte quanto o modelo analítico, os elementos finitos se mostram uma ferramenta promiss-

sora para simulação do corte, pois além de não necessitarem de teste experimentais de corte para alimentar o modelo, como no caso do modelo analítico em que os testes são necessários, e caso mude a peça e/ou a geometria da ferramenta os modelos analíticos necessitam que novos testes sejam realizados. Com os elementos finitos, torna-se mais prático a simulação do fresamento quando se tem peças de superfícies complexas, uma vez que nos modelos analíticos, novas equações que descrevem a variação no tempo da espessura do cavaco devem ser obtidas, e essas equações nem sempre são triviais dependendo da geometria da peça.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Os resultados do presente trabalho permitem concluir que:

- Os modelos tradicionais analíticos prevêm bem as forças de corte em termos de amplitude. Porém, conhecer outros fenômenos que estão envolvidos no corte é importante, pois eles podem influenciar na característica da força, como é o caso a vibração.
- O modelo vibratório adicionado ao modelo analítico de predição de forças, permitiu que as forças obtidas pelo modelo se tornassem mais próximas da realidade. E para isso é necessário levar em conta a vibração em todas as três direções (X, Y e Z).
- O modelo analítico pode ainda ser utilizado para se prever a estabilidade no corte através dos diagramas de força de PTP. Estes diagramas tem sua importância, uma vez que os tradicionais diagramas de estabilidade de lóbulos não são praticamente aplicados ao titânio devido a sua alta tendência a vibrar e assim velocidades de corte relativamente baixas devem ser utilizadas.
- O modelo de elementos finitos tridimensional do fresamento obteve resultados relativamente bons para a força de corte. Apesar de o modelo 3D de elementos finitos ainda não fornecer resultados tão bons quanto o modelo analítico, um modelo de elementos finitos possuem alguns pontos positivos, como não necessitarem da realização de testes experimentais de corte, o que permite maior flexibilidade para mudança de material da peça e/ou geometria da ferramenta e a maior facilidade em simular o fresamento de peças de geometrias complexas.

Como sugestão para trabalhos futuros, pode-se citar:

- Verificar a capacidade do modelo de elementos finitos em simular o fresamento de peças com superfície complexa.
- Avaliar a aplicação do modelo analítico na simulação do fresamento de peças com superfície complexa.
- Explorar a construção de gráficos de estabilidade de PTP que relacionam a largura de corte com a rotação.
- Verificar a capacidade do modelo de elementos finitos em reproduzir os testes experimentais para a obtenção das constantes específicas de corte.
- Analisar o perfil de rugosidade da peça e verificar a correlação entre a frequência das marcas e as frequências do espectro de forças de corte.

Referências

ABELE, E. e FROHLICH, B. High speed milling of titanium alloys. **Advances in production engineering management**, v. 3, 131–140, 2008.

ADIBI-SEDEH, A. e MADHAVAN, V. Understanding of Finite Element Analysis Results Under the Framework of Oxley's Machining Model. **Journal of Machining Science and Technology**, v. 9, 2005.

ALTINTAS, Y. **Manufacturing automation : metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design**. Cambridge University Press, 2000. ISBN 0521650291.

ALTINTAS, Y. Machine tool dynamics and vibrations. In **The Mechanical Systems Design Handbook**, pp. 76–88. CRC Press, dezembro 2001.

ALTINTAS, Y. e ENGIN, S. Generalized modelling of milling mechanics and dynamics: Part II - inserted cutters. **International journal of machine tools and manufacture**, v. 41, 2212–2220, 2001.

ALTINTAS, Y. e LEE, P. General mechanics and dynamics model for helical end mills. **CIRP Annals. Manuf Technol**, v. 45, n. 1, 9–64, 1996.

ARMAREGO, E. e BROWN, R. **The machining of metals**. Prentice Hall, 1969.

ARMAREGO, E.A. Practical implications of classical thin shear zone cutting analyses. **UNESCO/CIRP Seminar on Manufacturing Technology, Singapore**, pp. 167–182, 1983.

ARMAREGO, E.A. e WHITFIELD, R.C. Computer based modelling of popular machining operations for force and power predictions. **Ann CIRP**, v. 34, 65–69, 1985.

BOWES, David Christian. **Numerical Modelling of Ti6Al4V Machining: A Combined FEA**

and Unified Mechanics of Cutting Approach. march 2013. Dissertação (Mestrado). Faculty of Engineering at Stellenbosch University.

BRIDGES, P.J. e MAGNUS, B. Manufacture of titanium alloy components for aerospace and military applications. In **Research and Technology Organization**. 2001.

BUDAK, E. Analytical models for high performance milling. Part I: Cutting forces, structural deformations and tolerance integrity. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 46, n. 12-13, 1478 – 1488, 2006a.

BUDAK, E. Analytical models for high performance milling. Part II: Process dynamics and stability. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 46, n. 12-13, 1489 – 1499, 2006b.

BUDAK, E.; ALTINTAS, Y. e ARMAREGO, E.J.A. Prediction of milling force coefficients from orthogonal cutting data. **Trans. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering**, v. 118, 216 – 224, 1996.

CABRERA, Cesar Giovanni Arevalo. **Identificação de chatter no fresamento a partir da análise wavelet da força de usinagem.** 2015. Dissertação (Mestrado). COPPE UFRJ.

CALAMAZ, M.; COUPARD, D. e GIROT, F. A new material model for 2d numerical simulation of serrated chip formation when machining titanium alloy Ti_6Al_4V . **Int. J. Mach. Tools Manuf.**, v. 48, 275–288, 2008.

CHEN, L.; EL-WARDANY, T. e HARRIS, W. Modelling the effects of flank wear land and chip formation on residual stresses. **CIRP Annals - Manufacturing Technology**, v. 53, n. 1, 95 – 98, 2004.

URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850607606532>

CHILDS, T.H.C.; MAEKAWA, K.; OBIKAWA, T. e YAMANE, Y. **Metal Machining: Theory and Applications.** Woburn: Butterworth- Heinemann, 1 ed., 2000.

COHEN, S.S. e ZYSMAN, J. Computers in the human context: information technology, productivity, and people. capítulo Manufacturing matters: the myth of the post-industrial economy, pp. 97–103. MIT Press, Cambridge, MA, USA, 1989. ISBN 0-262-56050-X.

COROMANT, S. **Sandvik Coromant Main Catalog**. Sandviken, 2007.

DONACHIE, M. Titanium: A technical guide. Relatório técnico, Asm Intl., 2000.

ENGIN, S. e ALTINTAS, Y. Mechanics and dynamics of general milling cutters.: Part i: helical end mills. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 41, n. 15, 2195 – 2212, 2001.

URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695501000451>

EZUGWU, E.; BONNEY, J. e YAMANE, Y. An overview of the machinability of aeroengine alloys. **Jornal of materials processing technology**, v. 134, 233–253, 2003.

EZUGWU, E. e WANG, Z. Titanium alloys and their machinability—a review. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 68, n. 3, 262 – 274, 1997.

GAO, G.; WU, B.; ZHANG, D. e LUO, M. Mechanistic identification of cutting force coefficients in bull-nose milling process. **Chinese Journal of Aeronautics**, v. 26, n. 3, 823 – 830, 2013.

URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1000936113000587>

GRADISEK, J.; KALVERAM, M. e WEINERT, K. Mechanistic identification of specific force coefficients for a general end mill. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 44, n. 4, 401 – 414, 2004.

URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695503002682>

GRADISEK, J.; KALVERAM, M.; WEINERT, K.; GOVEKAR, E. e GRABEC, I. Identification of specific cutting force coefficients for general end mill geometry. In **8th CIRP international workshop on the modeling of machining operations**, pp. 283–291. 2005.

HABER, R.E.; ALIQUÉ, J.R.; ROS, S. e HABER, R.H. Modeling and simulation of high-speed

machining processes based on matlab/simulink. In **Proceedings of the 5th International Conference on Computational Science - Volume Part III**, ICCS'05, pp. 627–634. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2005.

HASHEMI, J.; TSENG, A.A. e CHOU, P. Finite-element modelling of segmental chip formation in high-speed machining. **J. Materials Engng. Perf.**, v. 3, 712–721, 1994.

HUETINK, J. e VREEDE, P.T. Progress in mixed eulerian-lagrangian finite element simulation of forming processes. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, v. 30, 1441–1457, 1990.

IWATA, K.; OSAKADA, K. e TERASAKA, Y. Process modelling of orthogonal cutting by the rigid plastic finite element method. **J. Engng. Ind., Trans. ASME**, v. 106, 132–138, 1984.

JAFFERY, S. e MATIVENGA, P. Assessment of the machinability of Ti–6Al–4V alloy using wear map approach. **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v. 40, 687–696, 2009.

JOHNSON, G. e COOK, W. A constitutive model and data for metals subjected to large strains, high strain rates and high temperatures. **Proceeding of the 7th International Symposium on Ballistics**, v. 7, 541–547, 1983.

JOHNSON, G.R. e COOK, W.H. Fracture characteristics of three metals subjected to various strains, strain rates, temperatures and pressures. **Engineering Fracture Mechanics**, v. 21, n. 1, 31–48, 1985.

URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0013794485900529>

KILIÇASLAN, Cenk. **Modelling and simulation of metal cutting by finite element method**. 2009. Dissertação (Mestrado). School of Engineering and Sciences of Izmir Institute of Technology.

KOENIGSBERGER, F. e SABBERWAL, A.J.P. An investigation into the cutting force pulsations during milling operations. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 1, 15–

33, 1961.

KÖNIG, W.; BERKTOLD, A. e KOCH, K.F. Turning versus grinding – a comparison of surface integrity aspects and attainable accuracies. **CIRP Annals - Manufacturing Technology**, v. 42, n. 1, 39 – 43, 1993.

URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850607623877>

KULL NETO, Henrique. **Uma contribuição ao estudo do fresamento de liga de titânio: Vida de ferramenta, forças de corte e rugosidade da peça**. 2013. Dissertação (Mestrado). Universidade Estadual de Campinas.

KUMAR, V.; EAKAMBARAM, A. e ARIVAZHAGAN, A. FEM analysis to optimally design end mill cutters for milling of Ti–6Al–4V. **Procedia Engineering**, v. 97, 1237 – 1246, 2014. 12th {GCMM} - 2014.

URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705814034705>

LANDERS, R. Regenerative chatter in machine tools. In **Mechanical Engineering Series**, pp. 1–28. CRC Press, abril 2007.

LEE, E.H. e SHAFFER, B.W. Theory of plasticity applied to the problem of machining. **Journal of Applied Mechanics**, v. 18, 405 – 413, 1951.

LEE, P. e ALTINTAS, Y. Prediction of ball-end milling forces from orthogonal cutting data. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 36, n. 9, 1059 – 1072, 1996.

URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/089069559500081X>

LEIGH, E.P.; TLUSTY, J. e SCHUELLER, J.K. Applying high-speed machining techniques on rotor grip configurations. **SAE Paper No. 2000-D1-1737. SAE Aerospace Manufacturing Technology Conference and Exposition**, 2000.

LIU, C. e GUO, Y. Finite element analysis of the effect of sequential cuts and tool–chip friction on residual stresses in a machined layer. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 42, n. 6, 1069 – 1086, 2000.

URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020740399000429>

LIU, R.; MELKOTE, S.; PUCHA, R.; MOREHOUSE, J.; MAN, X. e MARUSICH, T. An enhanced constitutive material model for machining of Ti–6Al–4V alloy. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 213, 2238–2246, 2013.

LÜTJERING, G. e WILLIAMS, J. **Titanium**. Springer Verlag, 2007.

MACGREGOR, C.W. e FISHER, J.C. A velocity-modified temperature for the plastic flow of metals. **ASME Journal of Applied Mechanics**, v. 13, 211–218, 1946.

MACHADO, A.R. e WALLBANK, J. Machining of titanium and its alloys: A review. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v. 204, n. 1, 53–60, 1990.

MADHAVAN, V.; CHANDRASEKAR, S. e FARRIS, T.N. Machining as a wedge indentation. **Journal of Applied Mechanics**, v. 67, n. 1, 128–139, 1998.

MAIA, N.M.M. e SILVA, J.M.M. **Theoretical and Experimental Modal Analysis**. New York: Research Studies Press, 1997.

MARKOPOULOS, A.P. **Finite Element Method in Machining Processes**. SpringerBriefs in Applied Sciences and Technology, 2013.

MARTELOTTI, M. Analysis of the milling process. **Trans. ASME**, v. 63, 667–700, 1941.

MARUSICH, T. e ORTIZ, M. Modelling and simulation of high speed machining. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, v. 38, 3675–3694, 1995.

MERCHANT, M.E. Mechanics of the cutting process. **Journal of Applied Physics**, v. 16, 318 – 324, 1945a.

MERCHANT, M.E. Mechanics of the metal cutting process, ii. plasticity conditions in orthogonal

cutting. **Journal of Applied Physics**, v. 16, 318 – 324, 1945b.

MORIWAKI, T.; SUGIMURA, N. e LUAN, S. Combined stress, material flow and heat analysis of orthogonal micromachining of copper. **Ann CIRP**, v. 42, 75–78, 1993.

NG, E.G. e ASPINWALL, D. Modelling of hard part machining. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 127, 222, 2002.

NG, E.G.; EL-WARDANY, T.; DUMITRESCU, M. e ELBESTAWI, M. Physics-based simulation of high speed machining. **Machining Science and Technology**, v. 6, n. 3, 301–329, 2002.

OBIKAWA, T.; SASAHARA, H.; SHIRAKASHI, T. e USUI, E. Application of computational machining method to discontinuous chip formation. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, v. 119, 667–674, 1997.

OBIKAWA, T. e USUI, E. Computational machining of titanium alloy–finite element modeling and a few results. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, v. 118, n. 2, 208 – 215, 1996.

OWEN, D. e VAZ JR, M. Computational techniques applied to high-speed machining under adiabatic strain localization conditions. **Comp. Meth. Appl.**, v. 171, n. 3-4, 445–461, 1999.

OXLEY, P.L.B. **The Mechanics of Machining**. Ellis Horwood Limited, 1984.

OZEL, T. The influence of friction models on finite element simulations of machining. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 46, 518–530, 2006.

ÖZEL, T. e ALTAN, T. Determination of workpiece flow stress and friction at the chip–tool contact for high-speed cutting. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 40, n. 1, 133–152, 2000.

URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695599000516>

ÖZEL, T. e ZEREN, E. Finite element modeling of stresses induced by high speed machining with

round edge cutting tools. 2005.

ÖZEL, T. e ZEREN, E. Finite element modelling the influence of edge roundness on the stress and temperature fields induced by high speed machining. **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v. 35, 255–267, 2007.

PALMER, W.B. e OXLEY, P.L.B. Mechanics of orthogonal machining. **Proceedings Institution of Mechanical Engineers**, v. 17 (no 24), 623 – 654, 1959.

PANTALÉ, O.; BACARIA, J.L.; DALVERNY, O.; RAKOTOMALALA, R. e CAPERAA, S. 2d and 3d numerical models of metal cutting with damage effects. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v. 193, n. 39-41, 4383–4399, 2004. The Arbitrary Lagrangian-Eulerian Formulation.

URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0045782504002269>

PRAMANIK, A. Problems and solutions in machining of titanium alloys. **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v. 70, 919–928, 2014.

PRASAD, Chandra Shekhar. **Finite Element Modeling to Verify Residual Stress in Orthogonal Machining**. 2009. Dissertação (Mestrado). Department of Mechanical Engineering, Blekinge Institute of Technology.

QUINTANA, G. e CIURANA, J. Chatter in machining processes: A review. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 51, n. 5, 363 – 376, 2011.

RAHMAN, M.; WANG, Z.G. e WONG, Y.S. A review on high-speed machining of titanium alloys. **Japan Society of Mechanical Engineering - International Journal**, v. 49, n. 1, 11–20, 2006.

RICHARDSON, M.H. e FORMENTI, D.L. Parameter estimation from frequency response measurements using rational fraction polynomials. **1st IMAC Conference**, 1982.

RICHARDSON, M.H. e FORMENTI, D.L. Global curve fitting of frequency response measurements using the rational fraction polynomial method. **3rd IMAC Conference**, 1985.

SCHUTZ, R.W. Corrosion of titanium and titanium alloys. In **Metals Handbook**, v. 13, pp. 252–299. Materials Park: ASM International, 2005.

SCHWARZ, B. e RICHARDSON, M. Experimental modal analysis. Relatório técnico, Vibrant Technology Inc, 1999.

SEKHON, G.S. e CHENOT, J.L. Numerical simulation of continuous chip formation during non-steady orthogonal cutting. **Engineering Computations**, v. 10, 31–48, 1993.

SHI, J. e LIU, C.R. On predicting chip morphology and phase transformation in hard machining. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v. 27, n. 7–8, 645–654, 2006.

URL: <http://dx.doi.org/10.1007/s00170-004-2242-0>

SHIH, A.J.M.; YANG, H.T.Y. e CHANDRASEKAR, S. Experimental and finite element simulation of metal cutting process with strain rate and temperature effects. **Fundam. Issues Machining, ASME PED**, v. 43, 11–24, 1990.

SHIRAKASHI, T. e USUI, E. Simulation analysis of orthogonal metal cutting mechanism. **IEEE Conference Publication**, pp. 535–540, 1974.

SILVA, V.A.D. **Modelo L^AT_EX para a preparação de teses e dissertações da FEM versão 2**. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, Fevereiro 2017.

SIMS, N.D. The self-excitation damping ratio: A chatter criterion for time-domain milling simulations. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, v. 127, n. 3, 433–445, 2005.

SMITH, S. e TLUSTY, J. Update on high-speed milling dynamics. **Journal of Engineering for Industry**, v. 112, n. 142-149, 1990.

SMITH, S. e TLUSTY, J. Efficient simulation programs for chatter in milling. **CIRP Annals - Manufacturing Technology**, v. 42, n. 1, 463 – 466, 1993.

URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S000785060762486X>

STEPHENSON, D.A. e AGAPIOU, J.S. **Metal Cutting Theory and Practice**, capítulo 12. New York: Marcel Dekker, 1997.

STRENKOWSKI, J.S. e CARROLL, J.T. A finite element model of orthogonal metal cutting. **Journal of Engineering for Industry**, v. 107, n. 4, 349–354, 1985.

STRENKOWSKI, J.S. e MOON, K.J. Finite element prediction of chip geometry and tool/workpiece temperature distributions in orthogonal metal cutting. **Journal of Engineering for Industry**, v. 112, 313–318, 1990.

SUN, J. e GUO, Y. Material flow stress and failure in multiscale machining titanium alloy Ti-6Al-4V. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v. 41, n. 7-8, 651–659, 2009.

THEPSONTHI, T. e ÖZEL, T. 3-d finite element process simulation of micro-end milling ti-6al-4v titanium alloy: Experimental validations on chip flow and tool wear. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 221, 128 – 145, 2015.

URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S092401361500062X>

TIME, I. **Resistance of metals and wood to cutting (in Russian)**. Dermacow Press House, St. Petersburg, 1870.

TLUSTY, J. e MACNEIL, P. Dynamics of cutting forces in end milling. **Ann CIRP**, v. 1, n. 24, 21–25, 1975.

TOBÍAS, S.A. **Vibraciones en máquinas-herramientas**. Urmo, 1972. ISBN 9788431401450.

TRESCA, H. Mémoires sur le rabotage des métaux. **Bulletin de la Société d'Encouragement pour l' Industrie Nationale**, pp. 585–607, 1873.

USUI, E. e SHIRAKASHI, T. Mechanics of Machining - from 'Descriptive' to 'Predictive' Theory. **On the Art of Cutting Metals - 75 Years Later - ASME PED**, v. 7, 13–35, 1982.

VAZ JR., M. On the numerical simulation of machining processes. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences**, v. 22, 179 – 188, 2000.

VEIGA, C.; DAVIM, J.P. e LOUREIRO, A.J.R. Review on machinability of titanium alloys: The process perspective. **Rev. Adv. Mater. Sci.**, v. 34, 148–164, 2013.

WANG, B. e LIU, Z. Shear localization sensitivity analysis for Johnson-Cook constitutive parameters on serrated chips in high speed machining of Ti–6Al–4V. **Simulation Modelling Practice and Theory**, v. 55, 63–76, 2015.

WANG, F.; ZHAO, J.; LI, A.; ZHU, N. e ZHAO, J. Three-dimensional finite element modeling of high-speed end milling operations of Ti–6Al–4V. **J Engineering Manufacture**, v. 0, n. 0, 1–10, 2014.

WANG, H. e QIN, X. Prediction of cutting forces in helical milling process. **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v. 58, 849–859, 2012.

XIE, J.Q.; BAYOUMI, A.E. e ZBIB, H.M. Characterization of chip formation and shear banding in orthogonal machining using finite element analysis, material instabilities. **Theory and Applications**, v. 50, 285–301, 1994.

ZERILLI, F.J. e ARMSTRONG, R.W. Dislocation mechanics based constitutive relations for materials dynamics calculations. **Journal of Applied Physics**, v. 5, 61, 1987.

ZHANG, J. e ZHENG, L. Prediction of cutting forces in milling of circular corner profiles. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 44, 225–235, 2004.

ZHANG, J. e ZHENG, L. Prediction of cutting forces in end milling of pockets. **Int J Adv Manuf Technol**, v. 25, 281–235, 2005.

ZOREV, N.N. Interrelationship between shear processes occurring along tool face and on shear plane in metal cutting. **Proceedings of International Research in Production Engineering Research Conference**, pp. 42 – 49, 1963.

Este documento foi preparado com o formatador de textos \LaTeX utilizando o modelo da FEM elaborado por (SILVA, 2017).