

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA**

**CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**HENRIQUE ROBERTO DE HERDANI BRINO**

**ANÁLISE DO EFEITO DA MOLA TIPO DUPLO C INVERTIDO NO CONTROLE DE  
POSICIONAMENTO DO PORTA FERRAMENTA ASSISTIDO DE JAVAREZ E  
DUDUCH**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**PONTA GROSSA**

**2015**

**HENRIQUE ROBERTO DE HERDANI BRINO**

**ANÁLISE DO EFEITO DA MOLA TIPO DUPLO C INVERTIDO NO CONTROLE DE  
POSICIONAMENTO DO PORTA FERRAMENTA ASSISTIDO DE JAVAREZ E  
DUDUCH**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Diplomação, do Curso Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Laercio Javarez Junior

**PONTA GROSSA**

**2015**



Ministério da Educação  
**Universidade Tecnológica Federal do Paraná**  
Campus de Ponta Grossa  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Engenharia Mecânica



---

## **TERMO DE APROVAÇÃO**

**ANÁLISE DO EFEITO DA MOLA TIPO DUPLO C INVERTIDO NO CONTROLE DE  
POSICIONAMENTO DO PORTA FERRAMENTA ASSISTIDO DE JAVAREZ**

por

**HENRIQUE R. H. BRINO**

Este(a) Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) foi apresentado(a) em 19 de novembro de 2015 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

---

Laercio Javarez Jr.  
Prof.(a) Orientador(a)

---

Prof. Me. Frederic Conrad Janzen  
Membro titular

---

Prof. Dr. Angelo Marcelo Tusset  
Membro titular

Dedico este trabalho à minha Família, da qual recebi amor e educação desde a infância e que vem sempre me apoiando.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aos meus pais, Henrique R. Brino e Evelyn M. H. Brino, que me proporcionaram um ambiente favorável e oportunidades de estudar e me desenvolver; e aos meus irmãos Elisabeth, Edgar, Mário e Felipe e outros familiares que juntamente foram uma benção em minha vida.

Agradeço, também, ao Professor Doutor Laercio Javarez Jr, que cumpre um ótimo papel como professor e orientador, e que assim ampliou minha visão acadêmica e de vida.

Aos professores, colegas e funcionários da UTFPR, USP e da Concórdia University of Canadá, e programas dos quais tive a oportunidade de participar.

E a todos que de alguma forma contribuíram para a realização do presente trabalho.

“Construir pode ser a tarefa lenta e difícil  
de anos. Destruir pode ser o ato impulsivo  
de um único dia.”

(CHURCHILL, Winston)

## RESUMO

BRINO, Henrique Roberto de Herdani. **Análise do efeito da mola tipo duplo C invertido no controle de posicionamento do porta ferramenta assistido de Javarez e Duduch.** 2015. 47 páginas. Trabalho de Conclusão de Curso Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2015.

Este trabalho apresenta testes de usinagens de ultraprecisão realizadas por um novo modelo de Porta-ferramenta assistido (PFA) utilizando um atuador piezoelétrico para os deslocamentos, sensor capacitivo para corrigir possíveis erros de deslocamentos e um sistema de controle PID associado, e um sistema de amortecimento de deslocamento através de molas do tipo duplo C invertido. Testes de bancada em vazio (sem material a ser usinado) e testes reais de corte possibilitaram uma análise de desempenho. Foram realizadas usinagens com diferentes sinais de ondas com formas pré-selecionadas, sendo elas: ondas senoidais, quadradas, triangulares e dente de serra. Através da comparação dos dados de sinal requerido pelo usuário (teórico) e sinal obtido pelo sensor capacitivo (real), analisa-se a integridade do deslocamento gerado em função do tempo e os efeitos da mola do tipo duplo C invertido, validando o projeto mecânico e sistema de controle do PFA.

**Palavras-chave:** Porta-Ferramenta Assistido, Controle, Ultraprecisão.

## ABSTRACT

BRINO, Henrique Roberto de Herdani. **Analysis of the effect of double C spring in the positioning control of the assisted tool holder of Javarez and Duduch.** 2015. 47 pages. Term Paper - Federal Technology University - Parana. Ponta Grossa, 2015.

This paper presents ultraprecision machining tests performed with a new assisted tool holder model (ATH) that uses a piezoelectric actuator for displacement, a capacitive sensor to correct possible shifts of errors, an associated PID control system and a movement damping system through double C inverted springs. Bench tests on empty (without material to be machined) and actual test cut allowed a performance review. Machining operations were conducted with different signal waves with preset forms, such as: sine, square, triangular and sawtooth waves. By comparing the user-required signal data (theoretical) and signal obtained by capacitive sensor (real), it was analyzed the displacement generated as a function of time and the effect of the double C inverted springs, validating the mechanical design and PFA control system.

**Keywords:** Fast Tool Servo, Control, Ultraprecision.



## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - PORTA FERRAMENTA ASSISTIDO COM ATUAÇÃO DUPLA.....	16
FIGURA 2 - ESTRUTURA DE DE UM PFA E E SEU SISTEMA DINÂMICO EQUIVALENTE. .....	16
FIGURA 3 – COMPORTAMENTO DO MATERIAL PIEZOELÉTRICO: (A) EFEITO PIEZOELÉTRICO DIRETO; (B) EFEITO PIEZOELÉTRICO INDIRETO; (I) CONTRAÇÃO E (II) DILATAÇÃO.....	18
FIGURA 4 - MODELO DO PFA DE JAVAREZ E DUDUCH .....	20
FIGURA 5 - ESQUEMA DO CONTROLE FECHADO ATUADOR-SENSOR-PC.....	21
FIGURA 6 - PERFIL DA MOLA DO PFA DE JAVAREZ E DUDUCH (2012).....	22
FIGURA 7- HISTERESE DO CONJUNTO PFA COM MOLAS TIPO A E TIPO B. ....	28
FIGURA 8 - DESLOCAMENTO EM FUNÇÃO DO TEMPO PARA ONDA SENOIDAL E MOLA DO TIPO A. ....	30
FIGURA 9 - DESLOCAMENTO EM FUNÇÃO DO TEMPO PARA ONDA SENOIDAL E MOLA DO TIPO B. FONTE: JAVAREZ E DUDUCH (2013).....	30
FIGURA 10 - DESLOCAMENTO EM FUNÇÃO DO TEMPO PARA ONDA QUADRADA E MOLA DO TIPO A. ....	31
FIGURA 11 - DESLOCAMENTO EM FUNÇÃO DO TEMPO PARA ONDA QUADRADA E MOLA DO TIPO B. ....	31
FIGURA 12 - DESLOCAMENTO EM FUNÇÃO DO TEMPO PARA ONDA TRIANGULAR E MOLA DO TIPO A. ....	32
FIGURA 13 - DESLOCAMENTO EM FUNÇÃO DO TEMPO PARA ONDA TRIANGULAR E MOLA DO TIPO B. FONTE: JAVAREZ E DUDUCH (2013).....	32
FIGURA 14 - DESLOCAMENTO EM FUNÇÃO DO TEMPO PARA ONDA DENTE DE SERRA E MOLA DO TIPO A.....	33
FIGURA 15 - DESLOCAMENTO EM FUNÇÃO DO TEMPO PARA ONDA DENTE DE SERRA E MOLA DO TIPO B.....	33

FIGURA 16- FERRAMENTA DE PONTA DE DIAMANTE CONTOUR® MODELO CO30LG. .....	35
FIGURA 17- TRECHO DE USINAGEM DE ONDA SENOIDAL PARA FREQUÊNCIA DE 1 HZ E AMPLITUDE DE 1 MM. ....	37
FIGURA 18- VISTA EM PERFIL DA SUPERFÍCIE USINADA COM ONDA SENOIDAL. ....	37
FIGURA 19- VISTA SUPERIOR DA SUPERFÍCIE USINADA COM ONDA SENOIDAL. ....	38
FIGURA 20- TRECHO DE USINAGEM DE ONDA QUADRADA E AVANÇO DE 0,5 MM/VOLTA.....	39
FIGURA 21- VISTA EM PERFIL DA SUPERFÍCIE USINADA COM ONDA QUADRADA E AVANÇO DE 0,5 MM/VOLTA. ....	39
FIGURA 22- VISTA SUPERIOR DA SUPERFÍCIE USINADA COM ONDA QUADRADA E AVANÇO DE 0,25 MM/VOLTA. ....	40
FIGURA 23- VISTA EM PERFIL DA SUPERFÍCIE USINADA COM ONDA QUADRADA E AVANÇO DE 0,25 MM/VOLTA. ....	40
FIGURA 24 - GRÁFICO DE PROFUNDIDADE DA SUPERFÍCIE USINADA COM ONDA SENOIDAL. FONTE: JAVAREZ E DUDUCH (2013).....	41
FIGURA 25 - GRÁFICO DE PROFUNDIDADE DA SUPERFÍCIE USINADA COM ONDA QUADRADA. FONTE: JAVAREZ E DUDUCH (2013).....	41
FIGURA 26 - FORÇA DE REAÇÃO POR DESLOCAMENTO DA FERRAMENTA. ....	44
FIGURA 27 - TESTE DE BANCADA COM SINAL DE ONDA QUADRADA E MOLA TIPO B: AMPLITUDE DE 10 MM. ....	45

# SUMÁRIO

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>11</b>
1.1	OBJETIVOS .....	12
1.2	JUSTIFICATIVA .....	12
<b>2.</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>14</b>
2.1	PORTA FERRAMENTA ASSISTIDO .....	14
2.1.1	Projetos de Porta-Ferramenta Assistidos.....	15
2.1.2	Atuador Piezoelétrico e Sensor Capacitivo .....	18
2.1.3	Porta-Ferramenta Assistido de Javarez e Duduch.....	19
2.1.4	Projeto das Molas do PFA De Javarez e Duduch .....	21
2.2	TEORIA DE CONTROLE .....	23
2.2.1	Controle Mecânico .....	24
2.2.2	Controle PID .....	25
2.2.3	Controle Passivo e Ativo .....	26
<b>3.</b>	<b>TESTES DE BANCADA</b> .....	<b>28</b>
3.1	HISTERESE DO CONJUNTO PFA.....	29
3.2	TESTES DE BANCADA COM ONDAS SENOIDAL, QUADRADA, TRIANGULAR E DENTE DE SERRA .....	29
<b>4.</b>	<b>TESTE EXPERIMENTAL DE USINAGEM</b> .....	<b>35</b>
4.1	MATERIAIS E MÉTODOS .....	35
4.2	USINAGEM COM SINAL DE ONDA SENOIDAL .....	36
4.3	USINAGEM COM SINAL DE ONDA QUADRADA.....	38
<b>5.</b>	<b>ANÁLISE DOS RESULTADOS</b> .....	<b>41</b>
5.1	VIBRAÇÃO DO CONJUNTO PFA .....	42
5.2	OVERSHOOT .....	43
5.3	ATRASSO .....	44
<b>6.</b>	<b>CONCLUSÕES</b> .....	<b>47</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>48</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Componentes com tamanho e peso reduzidos são exigência de projeto em diversas áreas tecnológicas. Enquanto para alguns casos essa exigência seja estratégia de otimização de recursos ou exigência do cliente, para outros casos podem ser imprescindíveis para a própria funcionalidade do projeto.

Uma crescente atenção vem sendo dada as técnicas de fabricação de microcomponentes. Assim, vem se destacando a usinagem de ultraprecisão que pode ser utilizada para fabricação de moldes empregados na fabricação de microcomponentes e que permite a produção de peças com precisão de forma sub-micrométrica e rugosidade da ordem nanométrica (IKAWA *et al*, 1991).

A usinagem de ultraprecisão conquistou relevância na manufatura e economia mundial. Telas de LED, AMOLED, HDs de computadores, mancais aerostáticos, blocos-padrão, espelhos para aplicações com laser e lentes fresnel são algumas das aplicações que utilizam essa tecnologia.

Muitas técnicas de fabricação que foram desenvolvidas permitem usinagem de precisão e ultraprecisão, como a retificação, a lapidação, a usinagem com feixe de íons e com feixe de elétrons, deposição atômica, fotoquímica, entre outras. Uma das técnicas que vem mostrando bons resultados é a usinagem com ferramenta de diamante.

Dispositivos para controle de posicionamento de ferramenta de usinagem vem sendo projetados a fim de permitir usinagem de precisão e ultraprecisão, tais dispositivos são chamados de porta-ferramenta assistidos.

Neste contexto, Javarez e Duduch (2012) projetaram um porta-ferramenta assistido para usinagem de ultraprecisão com atuador piezoelétrico para os deslocamentos, sensor capacitivo para corrigir possíveis erros de deslocamentos e um sistema de controle PID associado, e sistema de amortecimento de deslocamento através de molas do tipo duplo C invertido.

## 1.1 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é analisar o efeito das molas do tipo duplo C invertido no controle de posicionamento utilizadas no porta-ferramenta assistido de Javarez. E os objetivos específicos são:

- Levantar dados bibliográficos dos porta-ferramenta assistidos mais comuns utilizados para usinagem.
- Analisar os resultados obtidos nos testes do porta-ferramenta assistido de Javarez.
- Com base no desempenho analisar o *design* do PFA com mola de duplo C invertido.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

O desenvolvimento tecnológico de dispositivos para usinagem de ultraprecisão, vem contribuindo para a indústria mundial de fabricantes de componentes mecânicos de alta precisão e ainda de componentes ópticos de reflexão e de transmissão.

No contexto nacional, temos o surgimento de dispositivos como o porta-ferramenta assistido de Javarez, que nascem de pesquisas nas universidades e com os devidos avanços e parcerias podem ser aplicadas no ambiente industrial.

O surgimento de novas tecnologias e ferramentas de origem nacional, diminuem a necessidade de importação de equipamentos e *know how* estrangeiro, promovendo a autosuficiência tecnológica.

Um aprofundamento do conhecimento dos parâmetros de desempenho dos componentes de um projeto, bem como de seu efeito no projeto como um todo, promove o desenvolvimento tecnológico e permite obter informações e dados úteis para melhorias no projeto.

Tendo em vista que a mola do tipo duplo “C” invertido utilizada no projeto do porta-ferramenta assistido de Javarez e Duduch, tem como função auxiliar no controle de *overshot* do deslocamento, esta pode ser analisada como parte do sistema de controle, através de uma abordagem de controle misto, eletrônico e mecânico.

Assim, a análise do comportamento das molas no controle do posicionamento do porta-ferramenta assistido contribuirá para um modelamento matemático da mesma e para a criação de parâmetros de dimensionamento das mesmas, aumentando a área de aplicação do porta-ferramenta assistido estudado.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A usinagem pode ser classificada quanto a sua precisão, sendo dividida em:

- Usinagem Convencional;
- Usinagem de Precisão e
- Usinagem de Ultraprecisão (TANIGUCHI, 1983; MCKEOWN, 1987; PORTO *et al*, 2004).

A faixa de tolerância de cada uma das classificações variou com os anos, devido aos avanços tecnológicos na área; assim a nomeação de usinagem de ultraprecisão foi sendo aplicada para precisões cada vez maiores, podendo-se considerar como usinagem de ultraprecisão as que trabalham com tolerâncias na faixa sub micrométricas (PORTO *et al*, 2004).

A usinagem com tais sistemas de controle, vem sendo utilizada na manufatura de materiais como Alumínio, Níquel, Cobre, Latão, Molibdenium, Ouro, Silício, Vidro, Sílica fundida e outros. O campo de aplicação vai desde componentes mecânicos como HDs de computadores, mancais aerostáticos e blocos-padrão, até componentes ópticos como espelhos para aplicações com laser, lentes fresnel e lentes fotocélulas (PORTO *et al*, 2004).

Dentre os diversos tipos de usinagem que podem ser empregados para manufatura, como usinagem fotoquímica, usinagem de alta energia, usinagem eletroquímica, usinagem com feixe de elétrons, retificações e outros; temos a usinagem com ferramenta de corte com geometria definida, a qual pode ter o posicionamento da ferramenta controlado através de Porta Ferramenta Assistidos (PFA) (PORTO *et al*, 2004).

### 2.1 PORTA FERRAMENTA ASSISTIDO

Os Porta Ferramenta Assistidos (PFA) possuem sistemas de controle de movimentos, que podem ser constituídos por sensores, transdutores e atuadores. Dispositivos com sistemas de controle para fins de usinagem de precisão e

ultraprecisão são mundialmente conhecidos como *Fast Toll Servos*, podendo ser encontrados em diversos tipos de configuração (DUDUCH *in* PORTO *et al*, 2004).

O porta-ferramenta assistido que utiliza atuador piezoelétrico permite deslocamentos mais precisos, e juntamente com o comando numérico computadorizado e sistemas de compensação de erros geométricos e térmicos, visa possibilitar a usinagem de ultraprecisão (JAVAREZ e DUDUCH, 2013).

### 2.1.1 Projetos de Porta-Ferramenta Assistidos

Os PFAs possuem componentes principais de atuação e controle, como atuadores, transdutores, sensores, controladores, etc. Além destes, outros mecanismos são necessários para possibilitar a funcionalidade do mesmo, como por exemplo a estrutura principal do PFA, a ferramenta e seu sistema de encaixe, os componentes de amortecimento e mecanismos que permitem a mobilidade exigida (PORTO *et al*, 2004; BYL, 2005).

A Figura 1 mostra um PFA de dupla atuação, que possui um sistema de amortecimento realizado pela deflexão da própria estrutura principal do PFA. A estrutura principal deste modelo de PFA também é constituída pelo suporte da ferramenta e seu deslocamento é auxiliado por rolamentos para garantir o movimento linear retilíneo (MA; HU; ZHANG, 2005).

Outro exemplo de configuração de estrutura principal de PFA é o apresentado por Zhu *et al* (2012), que possui quatro molas unidas a estrutura principal. A Figura 2 mostra esta estrutura com seu sistema dinâmico equivalente ao lado.



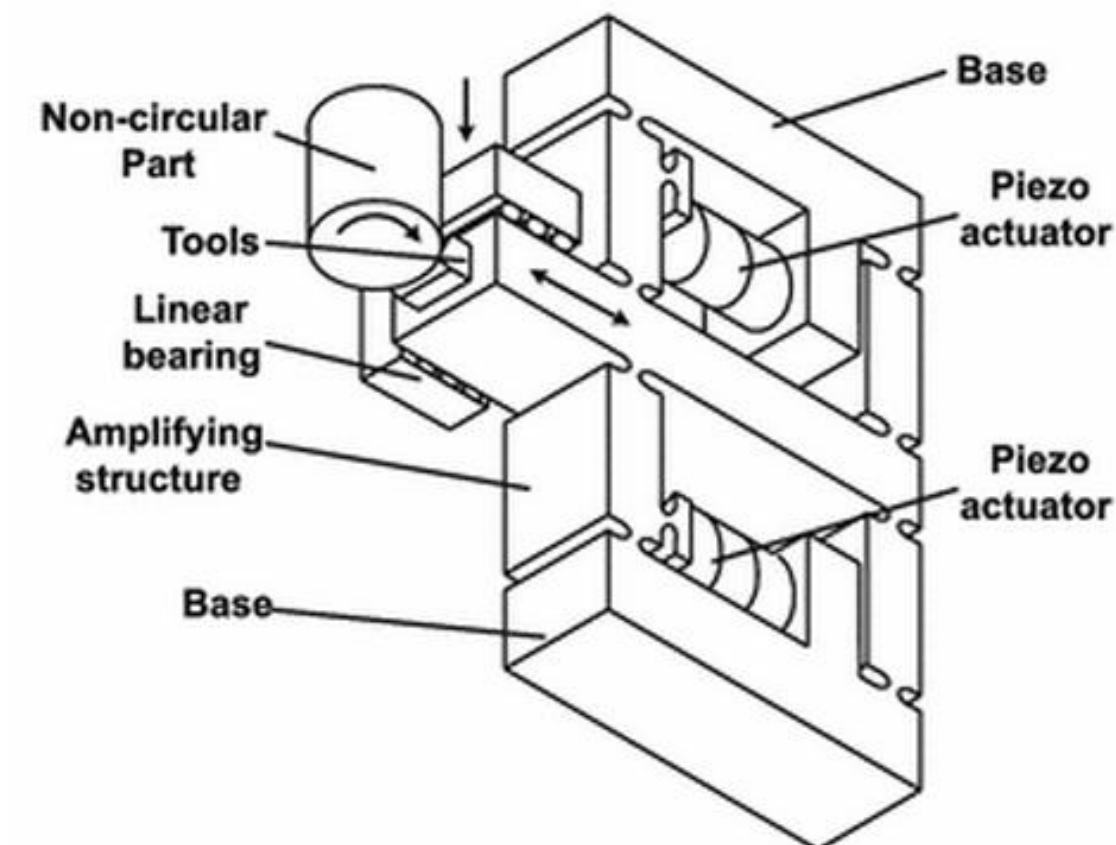


Figura 1 - Porta Ferramenta Assistido com atuação dupla.  
Fonte: Ma, HU e ZHANG (2005).

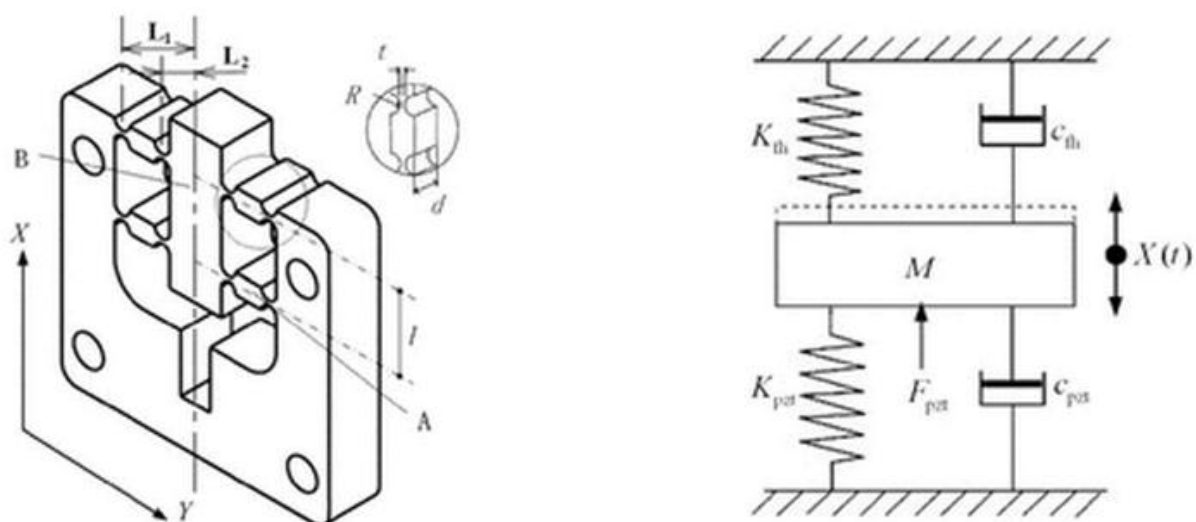


Figura 2 - Estrutura de de um PFA e e seu sistema dinâmico equivalente.  
Fonte: Zhu *et al* (2012).

Kouno (1984) projetou um PFA que consistia em duas barras paralelas, com rigidez de  $300 \text{ N}\mu\text{m}^{-1}$  com  $6 \mu\text{m}$  de deslocamento e  $50 \text{ Hz}$  de frequência máxima. Utilizou um sensor LVDT e um controlador em malha fechado.

Dow *et al.* (1991) projetaram e construíram um PFA para usinagens com acabamento óptico. Utilizaram laser interferométrico e concluiu-se no trabalho que não se podia medir frequências muito elevadas. Usinou-se topografias de  $2,5\mu\text{m}$  de profundidade com rotação de torno de  $500 \text{ rpm}$  e  $10 \text{ Hz}$  de uma forma de onda gerada.

O'Neal *et al.* (2001) desenvolveram um sistema com PFA e reguladores de posicionamento da peça para usinagem em uma broca, obtendo o aumento de  $40 \%$  de comprimento das brocas com erro dentro de intervalo de  $95,4 \%$  de confiança.

Kim e Kim (2003) e Kim *et al.* (2004) projetou um PFA conseguindo fabricar espelhos anesféricos de  $620 \text{ mm}$  de diâmetro com precisão de  $0,7 \mu\text{m}$  de profundidade.

Kim *et al.* (2009) e Gan *et al.* (2007) fizeram um estudo da rigidez nas três direções (x,y,z) do porta-ferramenta, conseguindo  $4,6 \mu\text{m}$  e  $69 \text{ Hz}$ .

Tian *et al.* (2009) descobriram que a condição de contato entre o atuador e a parte rígida do porta-ferramenta era afetada quando se possuía uma baixa rigidez e, com a análise de fadiga, fazendo uso de FEM (ferramenta de elementos finitos), conseguiu valor de rigidez  $13,1 \text{ N}\mu\text{m}^{-1}$ . Para deslocamentos menores, conseguiu-se alta frequência dinâmica, da ordem de  $1100 \text{ Hz}$ .

Já Huo e Cheng (2008) afirmaram que com maior rigidez, utilizando frequência do atuador igual a primeira frequência natural do porta-ferramenta há redução da eficácia do atuador piezoelétrico. Para tanto, foram utilizados para definir sua dimensão e primeira frequência natural, o cálculo teórico e análise de FEM do porta-ferramenta.

Um estudo do controle de auto-posicionamento do atuador piezoelétrico foi realizado por Badel *et al.* (2008), onde utiliza um modelo de detecção no lugar de um sensor de posicionamento, a comparação entre os sistemas se mostrou satisfatória. O mesmo autor propôs um controle ativo da vibração e compensador de hysteresis (BADEL *et al.*, 2014).

### 2.1.2 Atuador Piezoelétrico e Sensor capacitivo

Alguns materiais cerâmicos apresentam comportamentos que relacionam contração e dilatação com tensão elétrica, tal fenômeno conhecido com efeito piezoelétrico consiste na produção de tensão elétrica ao se comprimir ou tracionar o material piezoelétrico (MOULSON e HERBERT, 2003).

O material piezoelétrico também funciona com um transdutor no sentido contrário, ou seja, com a aplicação de tensão elétrica, pode-se obter os efeitos de contração de dilatação do material (MOULSON e HERBERT, 2003). A Figura 3 mostra os possíveis efeitos piezoelétricos.

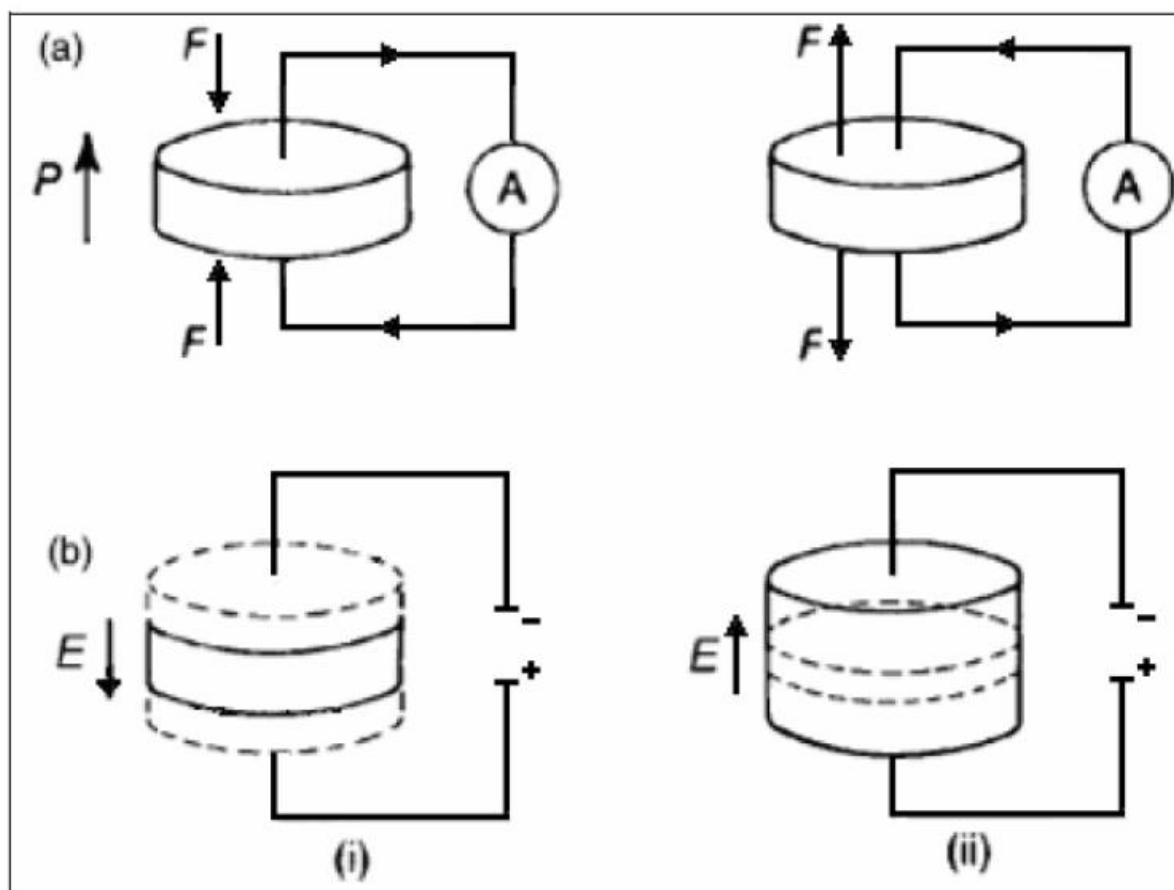


Figura 3 – Comportamento do material piezoelétrico: (a) efeito piezoelétrico direto; (b) efeito piezoelétrico indireto; (i) contração e (ii) dilatação.  
Fonte: (MOULSON e HERBERT, 2003)

Conforme a Figura 3 (a) observa-se que o material gera uma tensão elétrica ao ser comprimido ou tracionado, sendo este efeito chamado de direto. Já no caso

da Figura 3 (b), observa-se o efeito indireto, onde o material sofre contração ou dilatação com a passagem de corrente elétrica, onde o efeito é determinado pelo sentido da corrente.

Sensores capacitivos são transdutores que utilizam do princípio de capacitância que ocorre entre diferentes materiais carregados eletricamente ou sob diferentes potenciais elétricos, estando separados por um material dielétrico. Ao se alterar a distância entre os materiais carregados, ou mesmo, da movimentação e alteração das características do material dielétrico ocorre uma alteração da capacitância, sendo possível obter um sinal que pode ser tratado para descrever o posicionamento (HALLIDAY e RESNICK, 2008).

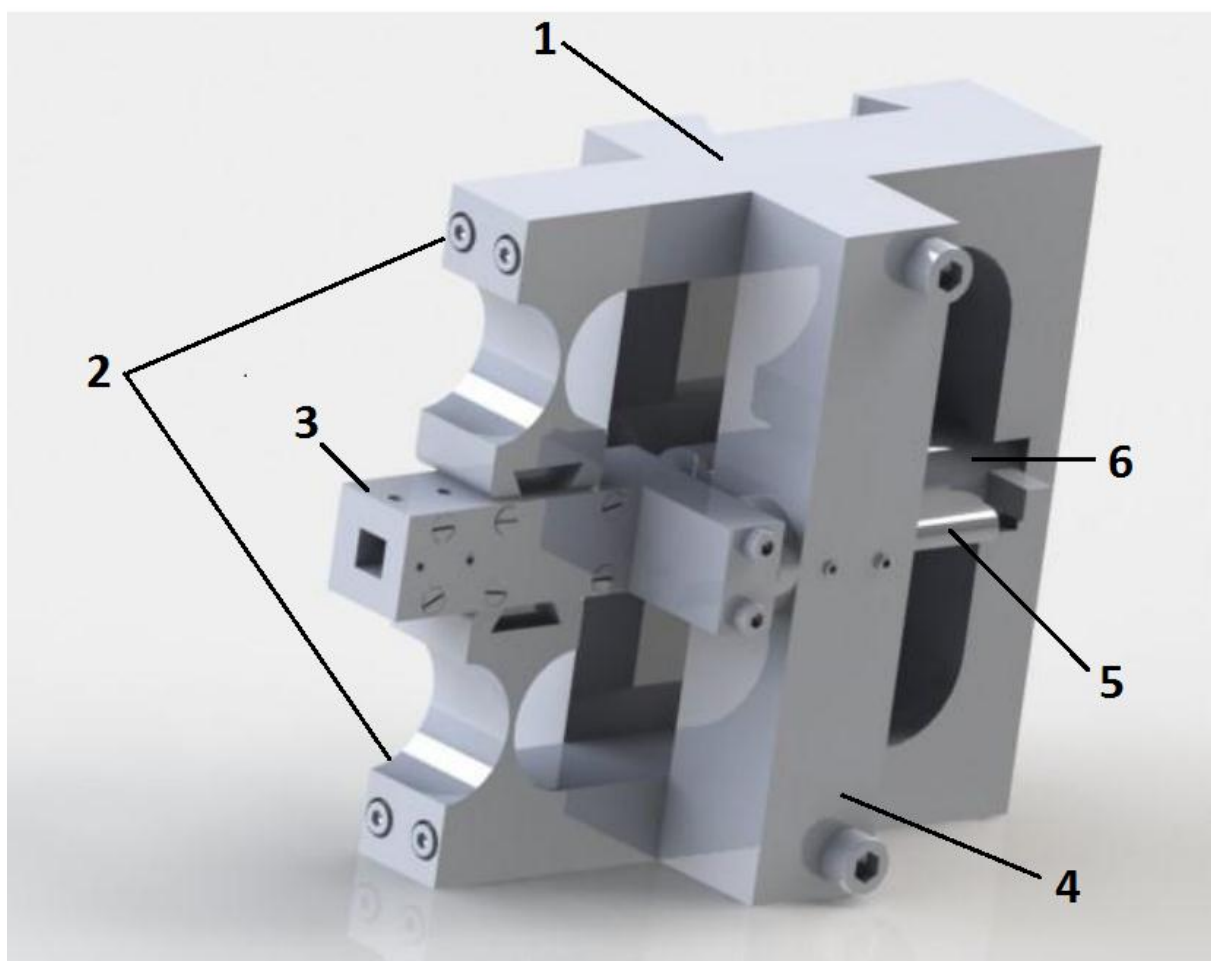
### 2.1.3 Porta-ferramenta assistido de Javarez e Duduch

O PFA de Javarez e Duduch (2012) pode ser visto na Figura 4. Este dispositivo possui 6 componentes principais:

1. Base do PFA,
2. Molas de amortecimento,
3. Porta-ferramenta,
4. Base do sensor capacitivo,
5. Sensor capacitivo e
6. Atuador piezoelétrico.

O projeto segue os princípios de projetos de máquinas de ultraprecisão, dentre eles o de alinhamento e simetria e não contém partes móveis, e o atuador piezoelétrico e porta-ferramenta são encaixados firmemente para eliminar ruídos e contatos imperfeitos (Javarez e Duduch, 2013)

O Sensor capacitivo utilizado é o D-510.101 da Physik Instrument e o atuador piezoelétrico é o P-410-C30 também da Physik Instrument.

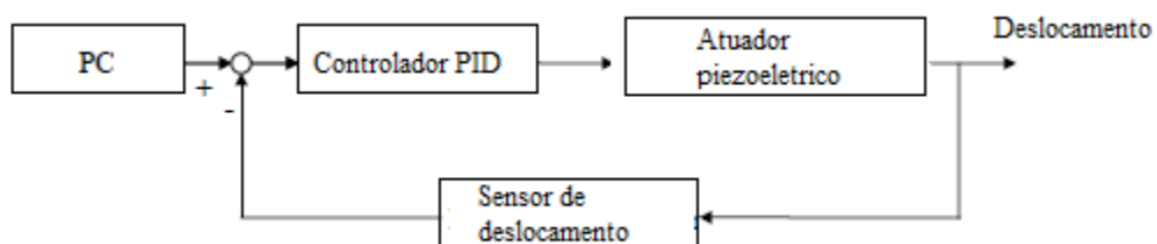


**Figura 4 - Modelo do PFA de Javarez e Duduch**  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)

Este PFA foi projetado para atender os seguintes requisitos:

- Troca rápida de ferramenta;
- Simetria de alinhamento;
- Recuperação elástica, para auxiliar no retorno do posicionamento;
- Frequências naturais medianas;
- Alcance (30  $\mu\text{m}$ ), capacidade do atuador e
- Fadiga, com aumento da vida útil do componente (Javarez e Duduch, 2013).

Utilizou-se para o controle do posicionamento um sistema de controle proporcional-integral-derivativo (PID). Este sistema faz a interação entre o posicionamento medido pelo sensor e corrige o posicionamento do atuador piezoelétrico (Figura 5). O processamento dos dados para controle é realizado através do software Labview® 2010 (Javarez e Duduch, 2013).

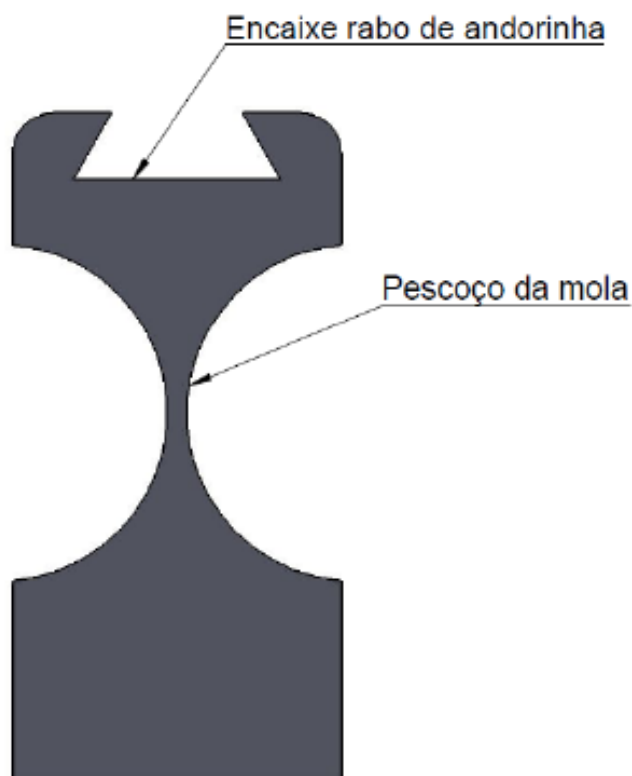


**Figura 5 - Esquema do controle fechado atuador-sensor-PC.**  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)

As molas do tipo duplo C invertido tem por objetivo amortecer o deslocamento proporcionado pelo atuador piezoelétrico, diminuindo a velocidade no final do deslocamento. Este tipo de mola tem a vantagem de não possuir ângulos retos que são concentradores de tensão e podem levar ao colapso prematuro (Javarez e Duduch, 2013).

#### 2.1.4 Projeto das molas do PFA de Javarez e Duduch

A fim de diminuir a velocidade final do deslocamento promovido pelo atuador piezoelétrico e pará-lo com o mínimo de overshoot possível, o PFA de Javarez e Duduch (2012) utiliza um sistema de amortecimento com molas do tipo duplo C invertido. A escolha deste tipo de mola se deu pelo fato de não apresentar ângulos retos, eliminando concentradores de tensão.



**Figura 6 - Perfil da mola do PFA de Javarez e Duduch (2012).  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)**

A Figura 6 mostra o perfil da mola projetada, ressaltando também o sistema de encaixe com a base do PFA feito através de um encaixe do tipo rabo de andorinha.

Alumínio 7075 foi o material selecionado para confecção das molas de amortecimento do PFA. Testes foram realizados com este material e com aço 1020, com peçoço de mola de espessura 0,50 (Tipo A) e 1,50 mm (Tipo B).

Através de simulações em ANSYS® obteve-se valores para força de reação da mola para diferentes deslocamentos do atuador piezoelétrico e valores de frequências naturais das molas.

A Tabela 1 apresenta os valores da força de reação das molas em Newton (N) para diferentes deslocamentos do atuador piezoelétrico em micrometros ( $\mu\text{m}$ ). Tais valores são inferiores ao máximo suportado pelo atuador piezoelétrico P-410-C30 utilizado no PFA.

**Tabela 1 - Força de reação para diferentes deslocamentos do atuador piezoelétrico.**

Material	Tipo de mola	Deslocamento ( $\mu\text{m}$ )	Força de Reação (N)
Liga de Alumínio 7075	A (0,5 mm)	10	47
		20	94
		30	141
	B (1,5 mm)	10	209
		20	418
		30	627

**Fonte: Javarez e Duduch (2013)**

A Tabela 2 apresenta a primeira frequência natural em Hertz (Hz) dos dois tipos de mola utilizados, as molas possuem outros modos de vibração.

**Tabela 2 - Frequência natural das molas.**

Material	Tipo de Mola	Frequência Natural (Hz)
Liga de Alumínio 7075	A (0,5 mm)	754,7
	B (1,5 mm)	968,75

**Fonte: Javarez e Duduch (2013)**

O primeiro modo de vibração é útil para definir um limite seguro de frequência de trabalho do atuador piezoelétrico para evitar ressonância, pois isto poderia levar a perda da qualidade superficial da peça usinada e até mesmo a falhas mecânicas (JAVAREZ; DUDUCH, 2013).

## 2.2 TEORIA DE CONTROLE

A teoria de controle trata de sistemas dinâmicos que necessitam ter seu comportamento controlado, seja apenas determinando padrões e intensidade de variáveis de saída do sistema como nos sistemas abertos, ou mesmo através de determinação e iterativa dos dados do sistema para então agir sobre as variáveis de



saída, como é o caso de sistemas em malha fechada que utilizam realimentação (OGATA, 2011; DORF, 2009).

Para Dorf (2009), a história do controle começa muito antes, com os controles automáticos de nível de fluido, através da utilização de boias controlando mecanismos de abertura e fechamento de válvulas, já utilizados por gregos de 300 a 1 a.C.. Diversos sistemas de controle vem sendo desenvolvidos a partir da revolução industrial, desde sistemas mecânicos e servomecanismos até controladores PID e sistemas mais avançados e próprios para diferentes aplicações (OGATA, 2011).

Para teoria de controle na usinagem de ultraprecisão, Dorf (2009) apresenta um exemplo de um torno de diamante ultrapreciso de um projeto do Lawrence Livermore National Laboratory. Onde a função transferência é obtida experimentalmente da resposta em frequência do sinal senoidal no atuador.

### 2.2.1 Controle Mecânico

Os primeiros sistemas de controle desenvolvidos eram sistemas mecânicos, como o controlador de velocidade utilizado em máquinas de vapor e construído por James Watt. Este aparelho tinha como princípio de funcionamento a abertura e o fechamento de uma válvula controlada por um mecanismo de esferas que se deslocavam através de rotação e força centrífuga (OGATA, 2011).

Também são exemplos de sistemas de controle mecânico as boias de controle de nível, neutralizadores dinâmicos e sistemas hidráulicos e pneumáticos; outros sistemas de controle mecânico foram desenvolvidos e, com o surgimento de sistemas de controle mais avançados e precisos, muitos destes foram substituídos. No entanto, em muitos casos, sistemas mecânicos ainda são mais viáveis, seja por razões econômicas ou por razões de confiabilidade e fácil manutenção (OGATA, 2011; DORF, 2009).

### 2.2.2 Controle PID

A técnica de controle PID consiste em determinar a intensidade de sinal de atuação sobre um sistema dinâmico a partir de informações do valor atual da variável e do valor desejado. Para isto são utilizadas três termos de controle:

- O controle proporcional ao erro, ou Proporcional (P);
- O controle proporcional ao erro vezes o tempo, ou Integral (I) e
- O controle proporcional a taxa de variação do erro, ou Derivativo (D) (OGATA, 2011; Dorf, 2009).

Outros métodos convencionais que se utilizam de algumas destas ações são o método de controle proporcional (P), o proporcional-integral (PI) e o proporcional-derivativo (PD). Para muitos casos estes são satisfatórios, e podem proporcionar melhores resultados que o PID, no entanto o controle PID é mais abrangente e permite controlar satisfatoriamente uma gama maior de sistemas, reduzindo erros através da soma das ações proporcional, integral e derivativa (OGATA, 2011).

Os três termos do controle PID podem ser expressos pela função transferência apresentada na Equação 1 (DORF, 2009).

$$G_c(S) = \frac{u(s)}{e(s)} = K_p + \frac{K_I}{s} + K_D s \quad (1)$$

Onde:

- $K_p$  = termo proporcional;
- $K_I$  = termo proporcional-integral e
- $K_D$  = termo proporcional-derivativo.

Ou através da Equação 2, que descreve a saída no domínio do tempo (DORF, 2009).

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_I \int e(t) \cdot dt + K_D \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (2)$$

Neste tipo de controle cada um dos termos pode ser ajustado para atender melhor a aplicação, fazendo com que este seja um dos métodos mais conhecidos devido a sua abrangência (Dorf, 2009; OGATA, 2011).

### 2.2.3 Controle Passivo e Ativo

Sistemas que podem vir a sofrer oscilações harmônicas ou não-harmônicas, podendo levar a ocorrência de ressonância e possíveis falhas de desempenho ou até catastróficas, necessitam de controles específicos que venham a neutralizar ou amenizar os efeitos de ressonância (BALACHANDRAN, 2011). Tais controles podem ser feitos através de abordagens passivas ou ativas, sendo assim, chamados de controle passivo e controle ativo (RAO, 2009; THOMSON e DAHLEH, 1998).

Para realizar o controle passivo de sistemas dinâmicos, pode-se utilizar sistemas de controle mecânico, como por exemplo neutralizadores dinâmicos; onde o sistema de controle tem por objetivo fornecer um sinal de reação oposta ao sinal de saída do sistemas a ser controlado (THOMSON e DAHLEH, 1998). Porém, esta reação vem como resposta ao sistema dinâmico, sendo que o controlador passivo sofre a atuação do sistema (RAO, 2009).

Para o controle ativo, o controlador ativo atua diretamente sobre o sistema a ser controlado, também com propósito de fornecer um sinal reativo oposto a fim de neutralizar o sistema controlado (THOMSON e DAHLEH, 1998). Tal controle possibilita alcançar uma maior faixa de frequência, no entanto necessita de atuadores e em muitos casos de sensores para realimentação, tornando este tipo de controle mais complexo (OGATA, 2011; DORF, 2009).

O modelo de controle misto é realizado através da utilização de dois ou mais sistemas de controle (OGATA, 2011; RAO, 2009). Como por exemplo o proposto por Marra (2007) que realiza um controle mecânico-eletrônico ao controlar a vibração de uma viga utilizando um neutralizador dinâmico viscoelástico e um controlador ativo-adaptativo. Coan (2005), já havia trabalhando na mesma linha de sistema de controle misto e obteve resultados favoráveis para utilização do mesmo.

As vantagens na utilização de controle misto são: expansão da faixa de frequência de atuação do sistema, controle na ausência ou falha de um dos sistemas de controle e pode reduzir a potência do sinal necessária para estabelecer o controle, podendo convergir mais rapidamente para o resultado esperado (MARRA, 2007; COAN, 2005; THOMSOM e DAHLEH; 1998)

### 3. TESTES DE BANCADA

Os testes de bancada são realizados com dois tipos de mola, que são diferenciadas pela espessura de pescoço, sendo suas dimensões 0,5 (tipo A) e 1,5 mm (tipo B). Inicialmente obtém-se os resultados de histérese do conjunto PFA, para então realizar os teste em vazio, ou seja, sem peça a ser usinada.

No teste de bancada a ferramenta opera em vazio e a usinagem não ocorre. Assume-se como válidos os testes de bancada, devido ao fato de a força de usinagem ser muito pequena, por se tratar de deslocamentos micrométricos. Este teste é fundamental para se preparar o sistema para o teste experimental de usinagem.

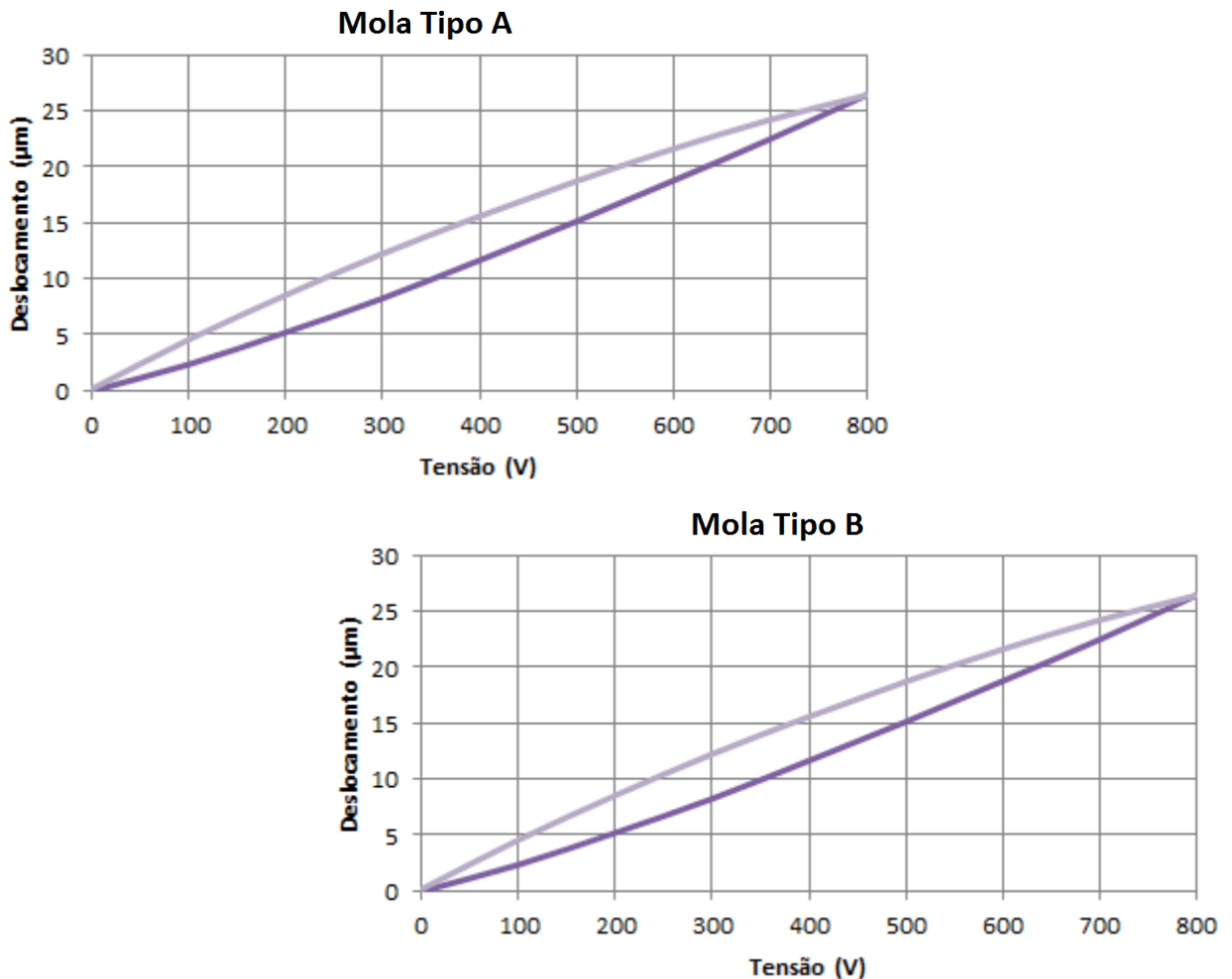


Figura 7- Histerese do conjunto PFA com molas tipo A e tipo B.  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)

### 3.1 HISTERESE DO CONJUNTO PFA

O primeiro passo é verificar a histerese do conjunto PFA gerada pelo atuador piezoelétrico utilizando-se os tipos de mola A e B.

Na Figura 7 comprovou-se a não eficácia do deslocamento antes e depois da retirada da tensão no atuador. O controle do erro desde deslocamento deve ser instatâneo e realizado através do sensor capacitivo e controle PID.

Assim analisa-se a linearidade dos sinais obtidos (set point) e do deslocado (sensor capacitivo). Nestes testes são utilizadas as molas de Alumínio 7075 com dimensões de 0,50mm (tipo A) e 1,50mm (tipo B) de “pescoço”.

Para gerar os dados de deslocamento contidos nestes gráficos, varia-se a tensão de 0 a 800 V com incrementos de 100 V e, em seguida, retira-se a tensão com o mesmo fator de incremento.

### 3.2 TESTES DE BANCADA COM ONDAS SENOIDAL, QUADRADA, TRIANGULAR E DENTE DE SERRA

Para a analisar a eficácia do deslocamento e de seu controle, analisa-se o deslocamento em função da frequência para ondas senoidais, quadradas, triangulares e dente de serra, e ainda compara os resultados do sinal obtido e do deslocado.

As figuras 8 a 15 apresentam os resultados obtidos com a mola do tipo A e B. Na legenda das figuras, sen cap é abreviatura de leitura do deslocamento do sensor capacitivo, e o set point é o valor de requerido de deslocamento pelo usuário. Para obter tais dados, varia-se o set point de amplitude de 1, 5, 10 e 15  $\mu\text{m}$  para um deslocamento com duração de 1 segundo e frequência de 1 Hz. O set point 1 e o sen cap 1 referem-se ao deslocamento de 1  $\mu\text{m}$  do suporte da ferramenta e consequentemente da ferramenta de usinagem, set point 2 e sen cap 2 referem-se a 5  $\mu\text{m}$ , set point 3 e sen cap 3 referem-se a 10  $\mu\text{m}$ , set pont 4 e sen cap 4 referem-se a 15  $\mu\text{m}$ , todos do mesmo suporte de ferramenta do PFA.

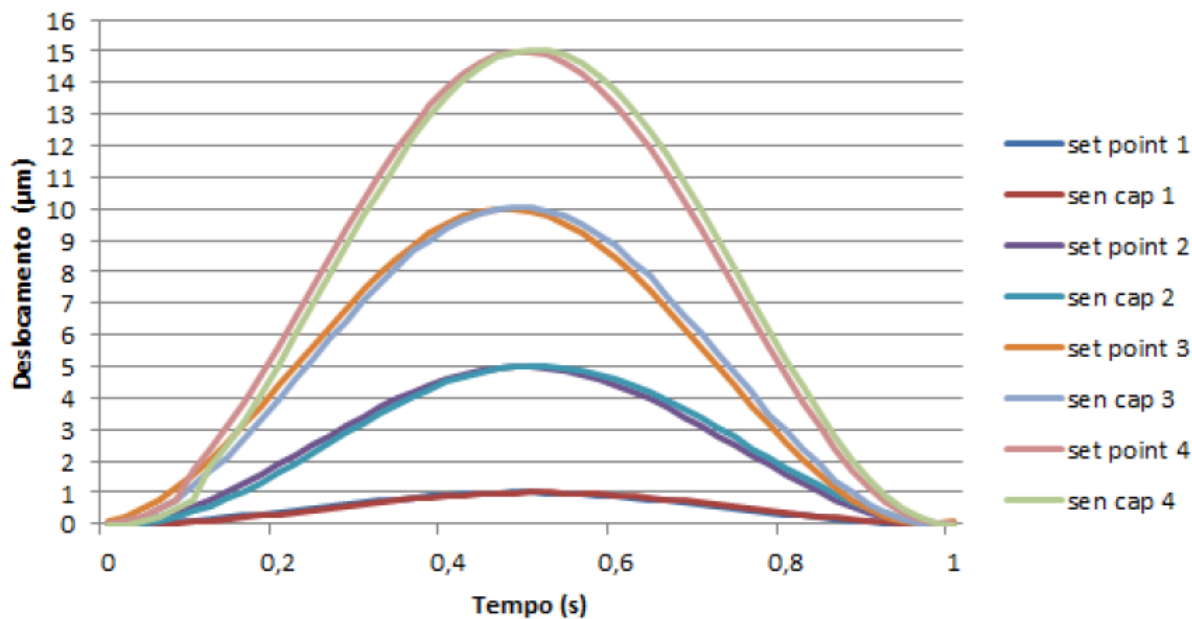


Figura 8 - Deslocamento em função do tempo para onda senoidal e mola do tipo A. Fonte: Javarez e Duduch (2013)

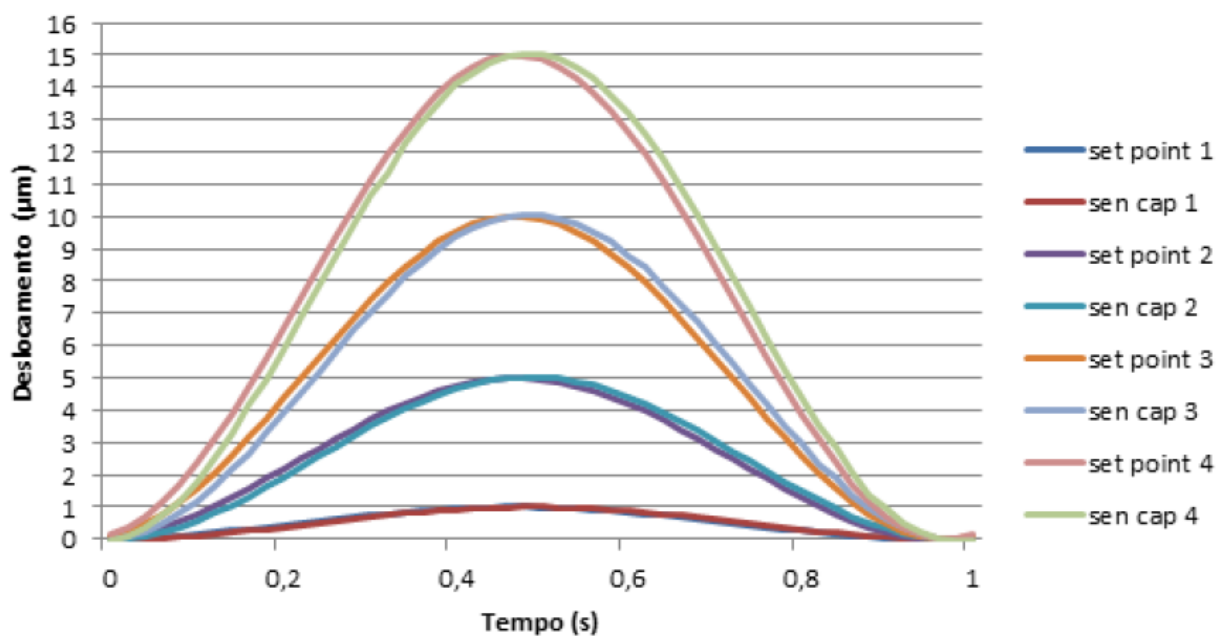


Figura 9 - Deslocamento em função do tempo para onda senoidal e mola do tipo B. Fonte: Javarez e Duduch (2013)

As figuras 8 e 9 contém os resultados para os testes de bancada com sinais de onda senoidal. Como observado, os resultados são semelhantes para os dois tipos de mola, sendo que nos dois casos, as molas cumpriram seu papel de

controlar o *overshoot* da ferramenta, pois para os quatro sinais senoidais houve ultrapassagem quase nula das amplitudes de 1, 5, 10 e 15  $\mu\text{m}$ . Observa-se também, um pequeno atraso, que pode ser desconsiderado.

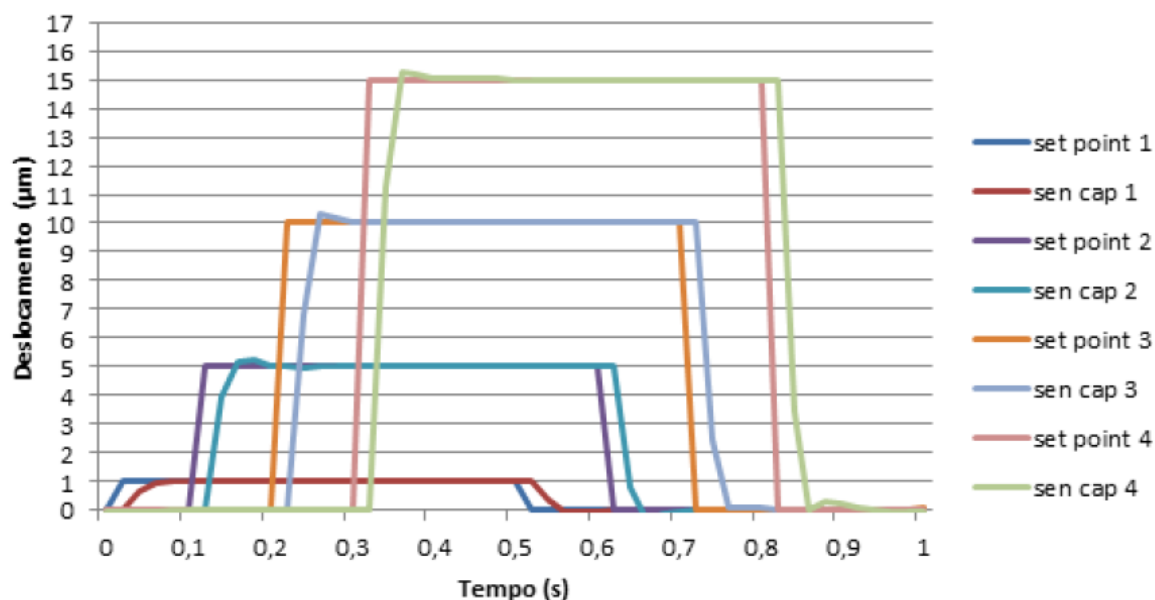


Figura 10 - Deslocamento em função do tempo para onda quadrada e mola do tipo A.  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)

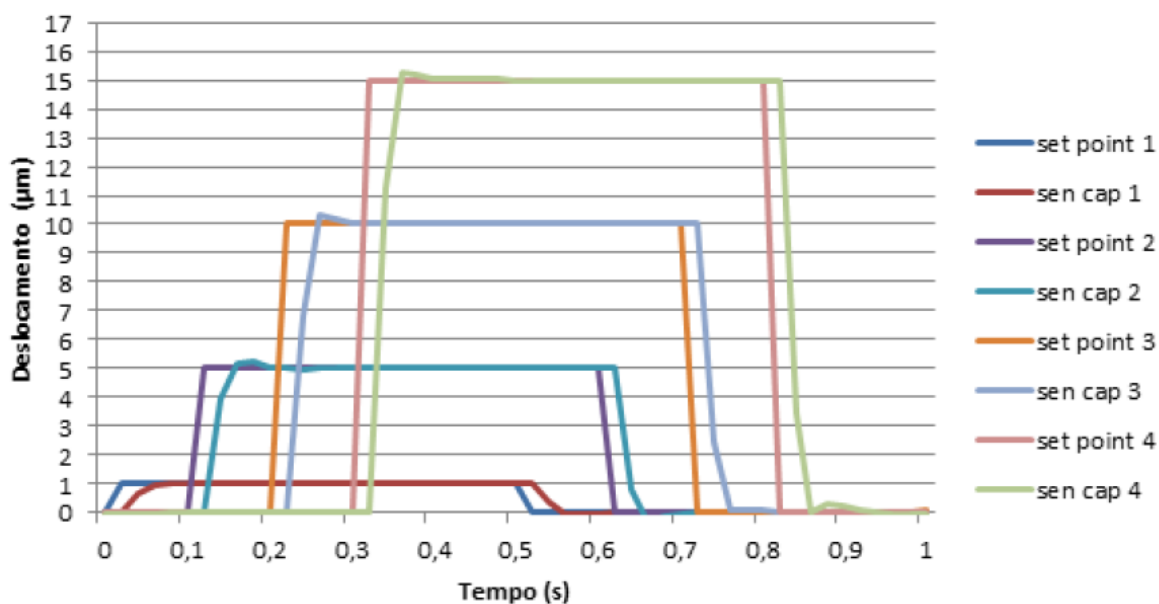


Figura 11 - Deslocamento em função do tempo para onda quadrada e mola do tipo B.  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)

As figuras 10 e 11 mostram os resultados para sinais de onda quadrada e molas do tipo A e B. Pode-se observar atrasos no início e final do sinal da onda,



onde destacam-se atrasos mais acentuados nos finais dos comandos de avanço e recuo, ocasionados devido a maior força de reação geradas pelas molas com maiores deslocamentos conforme previsto na simulação e resultados apresentados na Tabela 1. É também possível observar pequenos *overshoots* naturais de ondas quadradas, que em seguida são estabilizados pelo controlador PID.

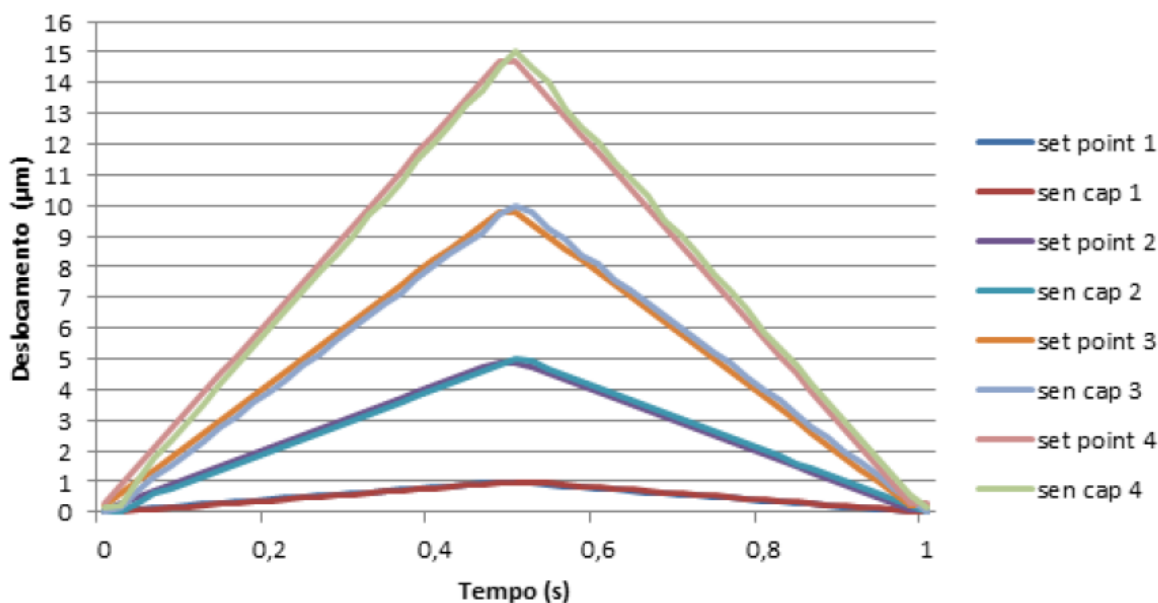


Figura 12 - Deslocamento em função do tempo para onda triangular e mola do tipo A. Fonte: Javarez e Duduch (2013)

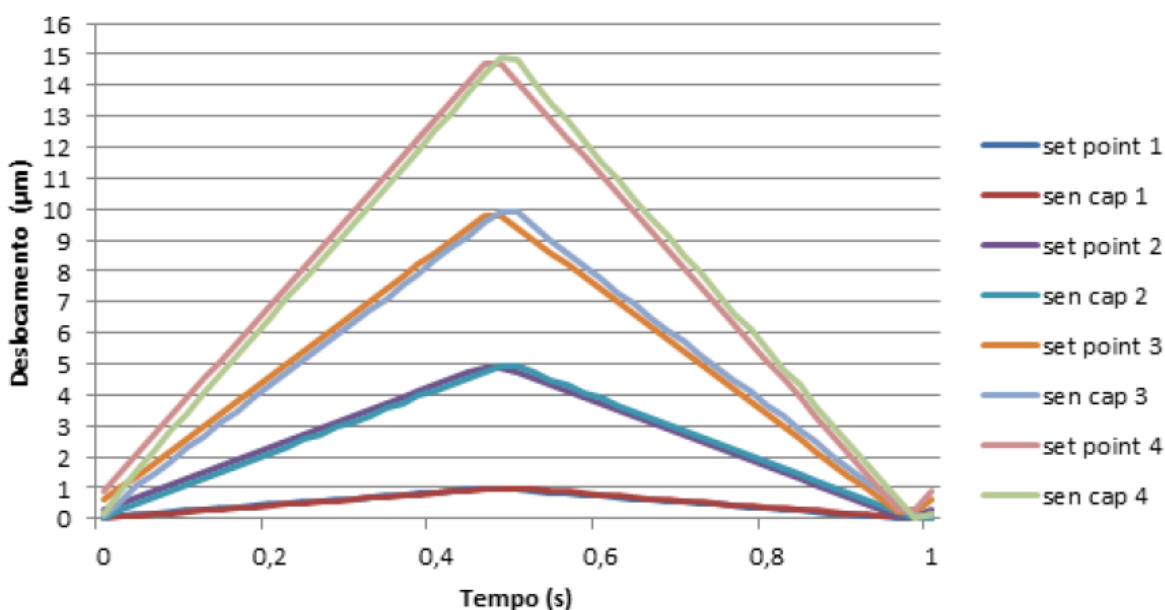


Figura 13 - Deslocamento em função do tempo para onda triangular e mola do tipo B. Fonte: Javarez e Duduch (2013)

As figuras 12 e 13 mostram os resultados para onda triangular. Assim, como nas ondas quadradas, ondas triangulares geram overshoots maiores, porém neste caso é possível observar uma diferença entre as molas, explicada pela diferença da força de reação gerada por cada uma.

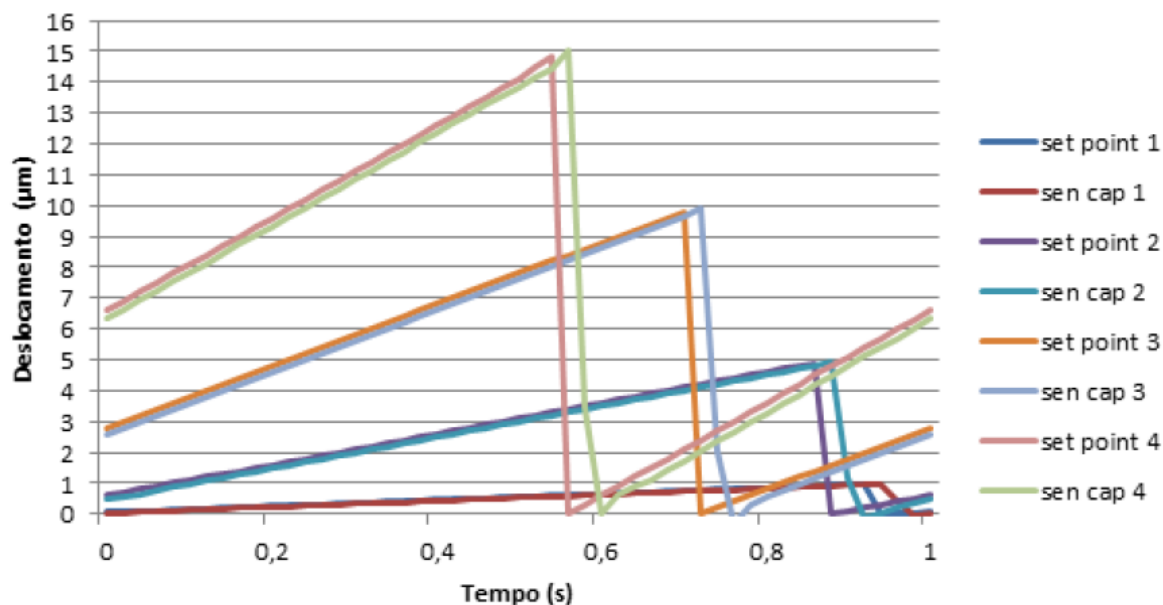


Figura 14 - Deslocamento em função do tempo para onda dente de serra e mola do tipo A.  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)

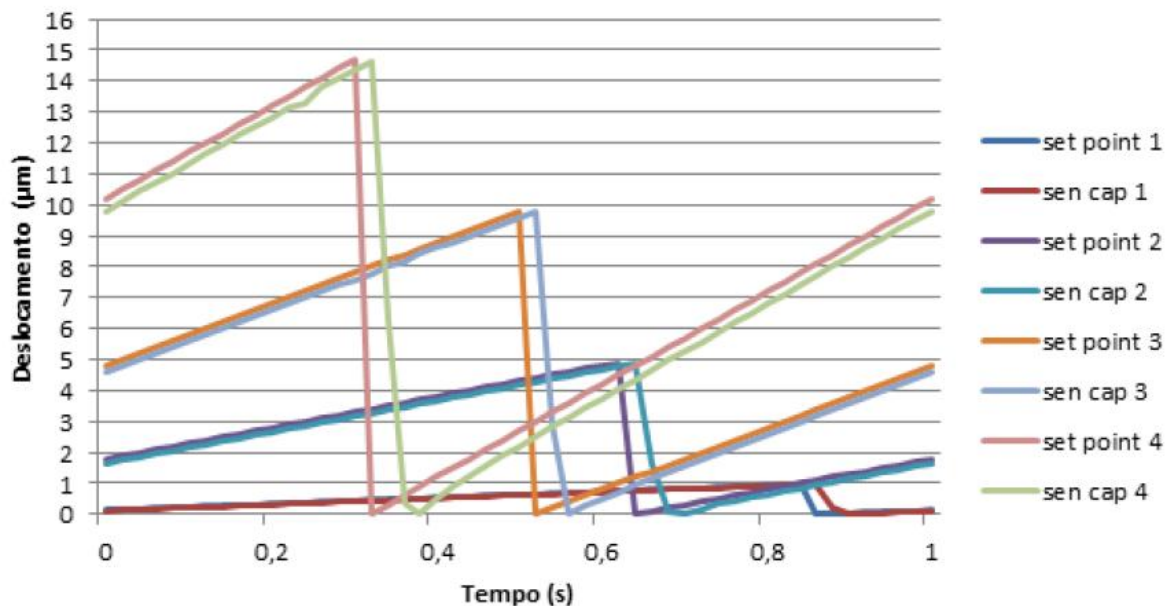


Figura 15 - Deslocamento em função do tempo para onda dente de serra e mola do tipo B.  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)

As figuras 14 e 15 mostram os resultados para onda dente de serra. Neste caso também é possível observar atrasos, sendo mais acentuado nos testes com a mola do tipo B. Observa-se porém que a mola do tipo B apresentou menor *overshoot*, novamente explicado por sua maior força de reação ao deslocamento, auxiliando na parada final da ferramenta.

Todos os gráficos demonstram que os deslocamentos possuem comportamento constante de amplitude e período ao longo do tempo. Nota-se a presença de *overshoots* e pequeno atraso da onda do sensor de deslocamento em relação ao set point das ondas quadradas e dente de serra. Esse comportamento é característico para ondas quadradas e funções de grau devido à inércia do deslocamento do conjunto muito rápido em um tempo muito curto, o controlador PID utilizado minimiza tal comportamento.

Os *overshoots* e atrasos da onda podem ser considerados pequenos. Pode-se observar que para ambos os tipos de mola a linearidade de amplitude da forma da onda requerida foi satisfatoriamente controlada pelo sistema de controle do PFA. Os testes de bancada demonstraram uma eficiência de controle dos dois tipos de mola.

#### 4. TESTE EXPERIMENTAL DE USINAGEM

O teste de usinagem válida o PFA, bem como analisa o comportamento do PFA em relação aos parâmetros comprovados em teste de bancada. Para análise de amostra de testes experimentais é utilizado o instrumento óptico sem contato VEECO® Wyco NT1100, que possibilita a medição e comparação com os resultados dos testes de bancada.

##### 4.1 MATERIAIS E MÉTODOS

O torno utilizado é o Rank Pneumo ASG 2500. A ferramenta de usinagem a ser utilizada neste experimento é monocortante de ponta de diamante CONTOUR® modelo CO30LG.

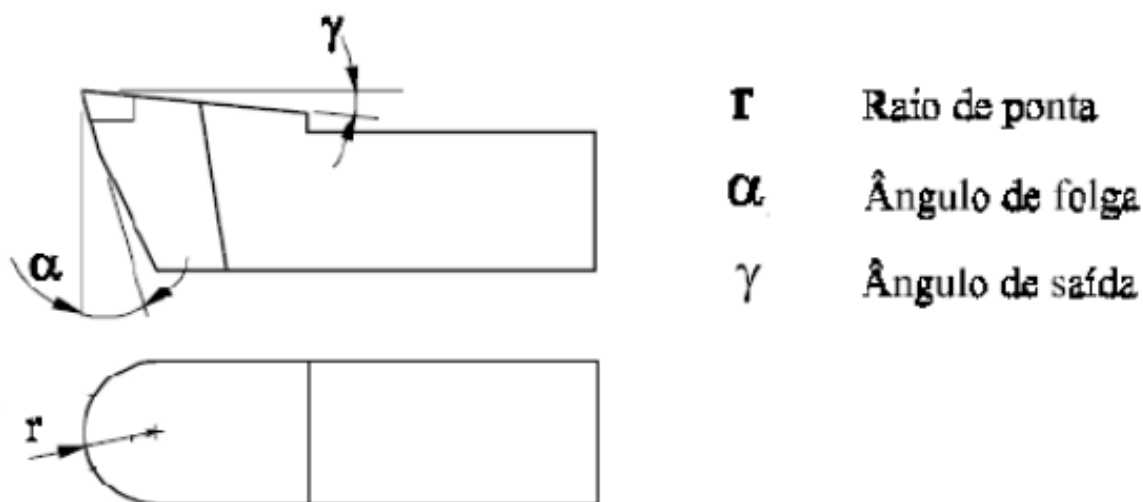


Figura 16- Ferramenta de ponta de diamante CONTOUR® modelo CO30LG.  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)

Um modelo esquemático da ferramenta é apresentado na Figura 16, possuindo raio de ponta de 0,76 mm, ângulo de folga 11° e ângulo de saída 0°.

Após a realização de espelhamento da face da amostra, ajusta-se o sistema de controle PFA, os controladores PID, o formato de onda, a amplitude e a frequência; e realiza-se os procedimentos de operação do torno CNC.

A fim de avaliar a integridade das usinagens, adota-se a rotação padrão para os experimentos de 120 rpm ou ainda 2 Hz. A fim de analisar o perfil integral de uma

forma de onda completa, feita em um segundo, ou 1 Hz, adota-se múltiplos de rotação de 60 rpm. Assim, com a frequência de 10 Hz na rotação do torno de 120 rpm, realiza-se a usinagem de 5 ondas de 2 tipos de forma, senoidal e quadrada.

#### 4.2 USINAGEM COM SINAL DE ONDA SENOIDAL

Para a usinagem com ondas senoidais se ajusta os dados do CNC para avanço de 0,05mm/volta e rotação de 120 rpm, e se programa o sistema de controle para frequência de onda senoidal de 10 Hz e amplitude de 1  $\mu\text{m}$  e profundidade total de 2  $\mu\text{m}$ . Os testes de usinagem foram realizados com sinal de onda senoidal e com sinal de onda quadrada.

O resultado obtido na usinagem com essa configuração está na Figura 17, e observa-se que o trecho obtido se aproxima dos resultados em teste de bancada correspondente, mostrando que a interferência da força de usinagem é bem pequena. Quanto o atraso e *overshoot*, podem ser considerados nulos ou desprezíveis.

As Figuras 18 e 19 apresenta o resultado obtido no microscópio de varredura 3D VEECO®. Dos resultados obtidos no microscópio de varredura, pode-se analisar a integridade da frequência do sinal da onda, e também ratifica a leitura obtida no sensor capacitivo.

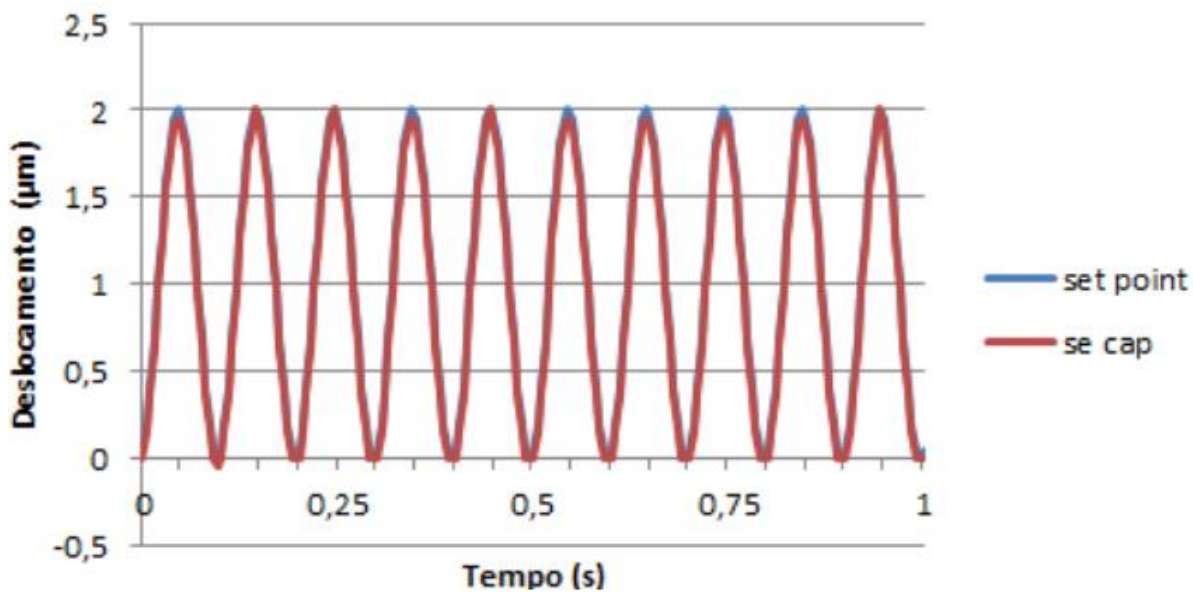


Figura 17- Trecho de usinagem de onda senoidal para frequência de 1 Hz e amplitude de 1 µm.  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)

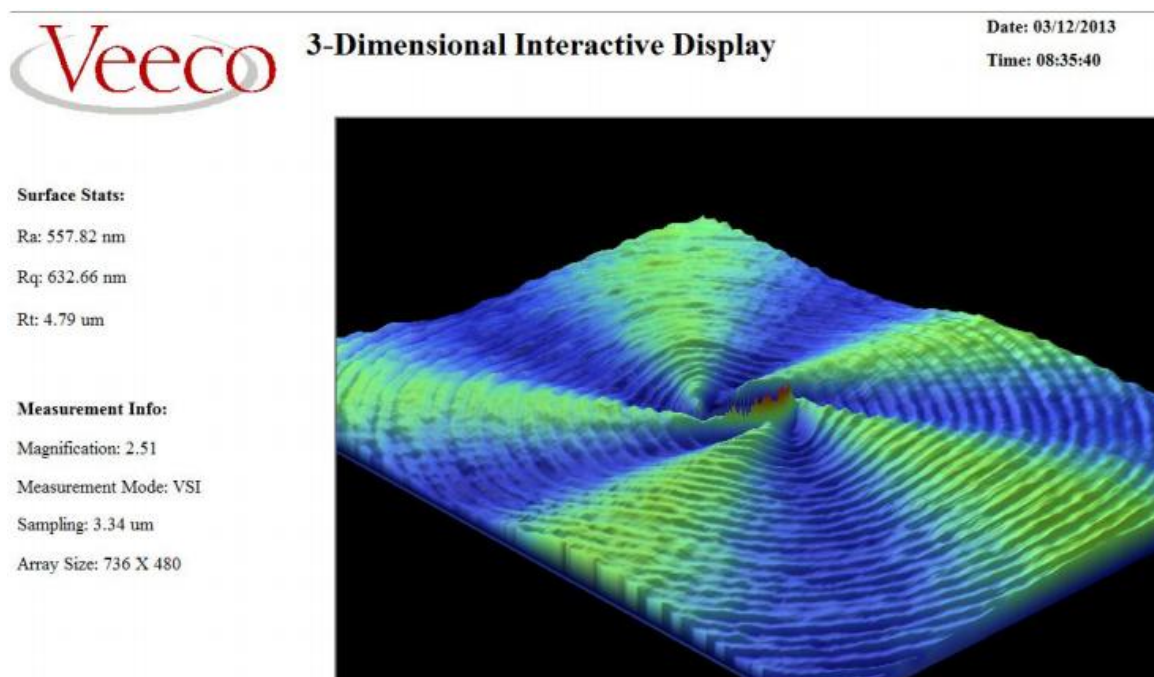
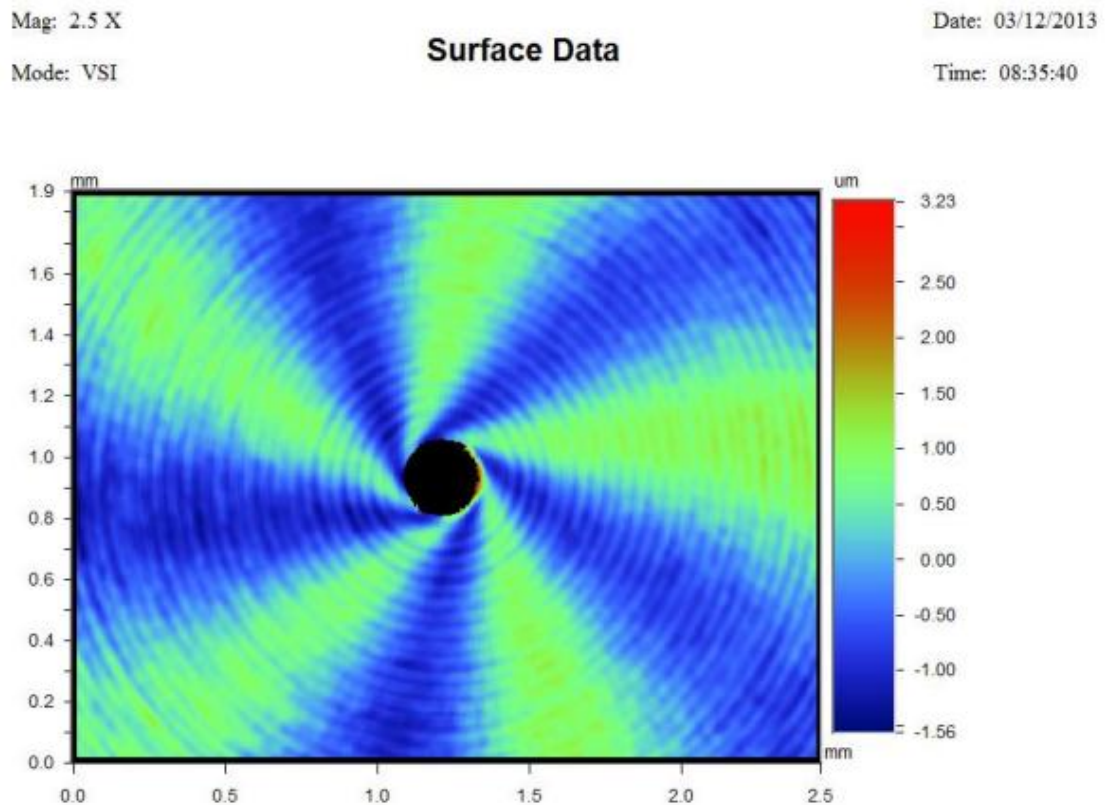


Figura 18- Vista em perfil da superfície usinada com onda senoidal.  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)



**Figura 19- Vista superior da superfície usinada com onda senoidal.**  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)

Pela análise da linearidade do sistema de controle do PFA, as ondas geradas, com os respectivos deslocamentos se mantiveram constantes. O acabamento superficial e rugosidade da superfície não são analisados pois não fazem parte do escopo do presente trabalho.

#### 4.3 USINAGEM COM SINAL DE ONDA QUADRADA

Para a usinagem com ondas quadradas também se ajusta os dados do CNC para rotação de 120 rpm, e se programa o sistema de controle para frequência de onda senoidal de 10 Hz e amplitude de 1  $\mu\text{m}$  e profundidade total de 2  $\mu\text{m}$ . No entanto o avanço ajustado no CNC é diferente.

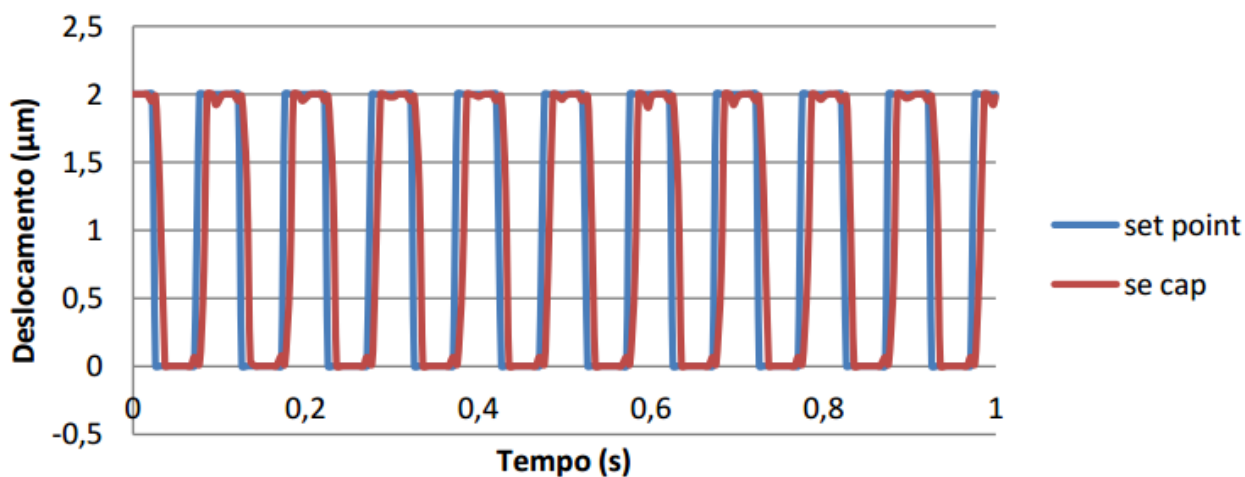


Figura 20- Trecho de usinagem de onda quadrada e avanço de 0,5 mm/volta.  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)

Para avanços de 0,5 mm/volta os resultados são apresentados nas Figuras 20 e 21.

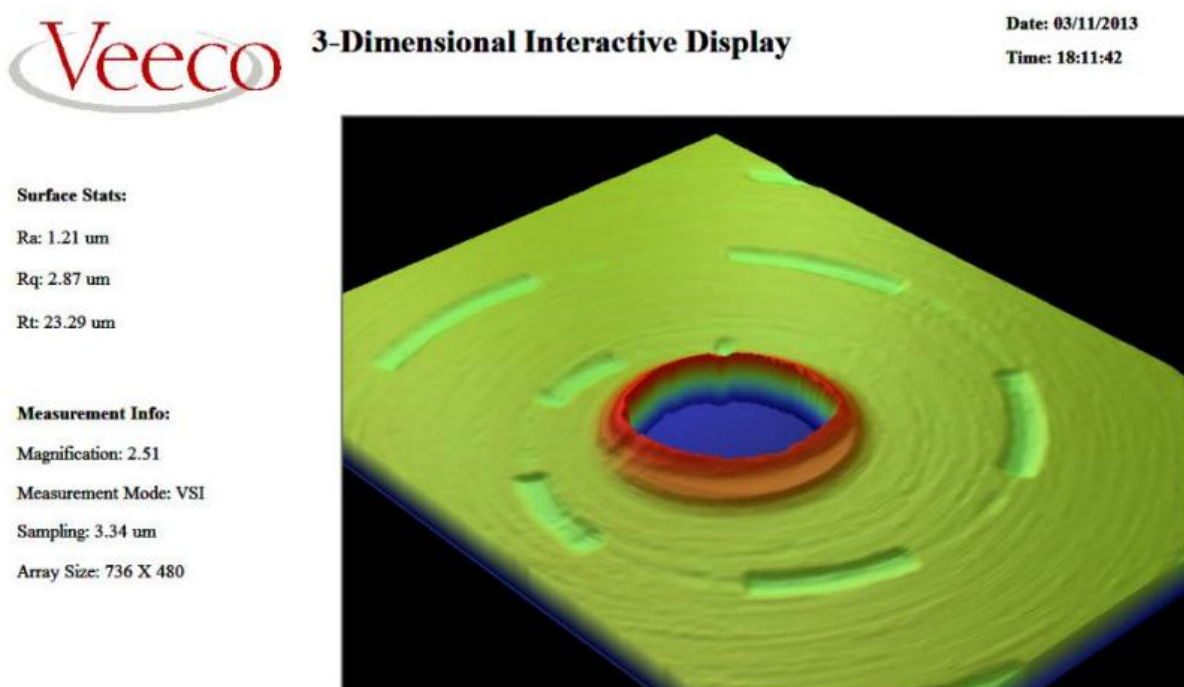


Figura 21- Vista em perfil da superfície usinada com onda quadrada e avanço de 0,5 mm/volta.  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)



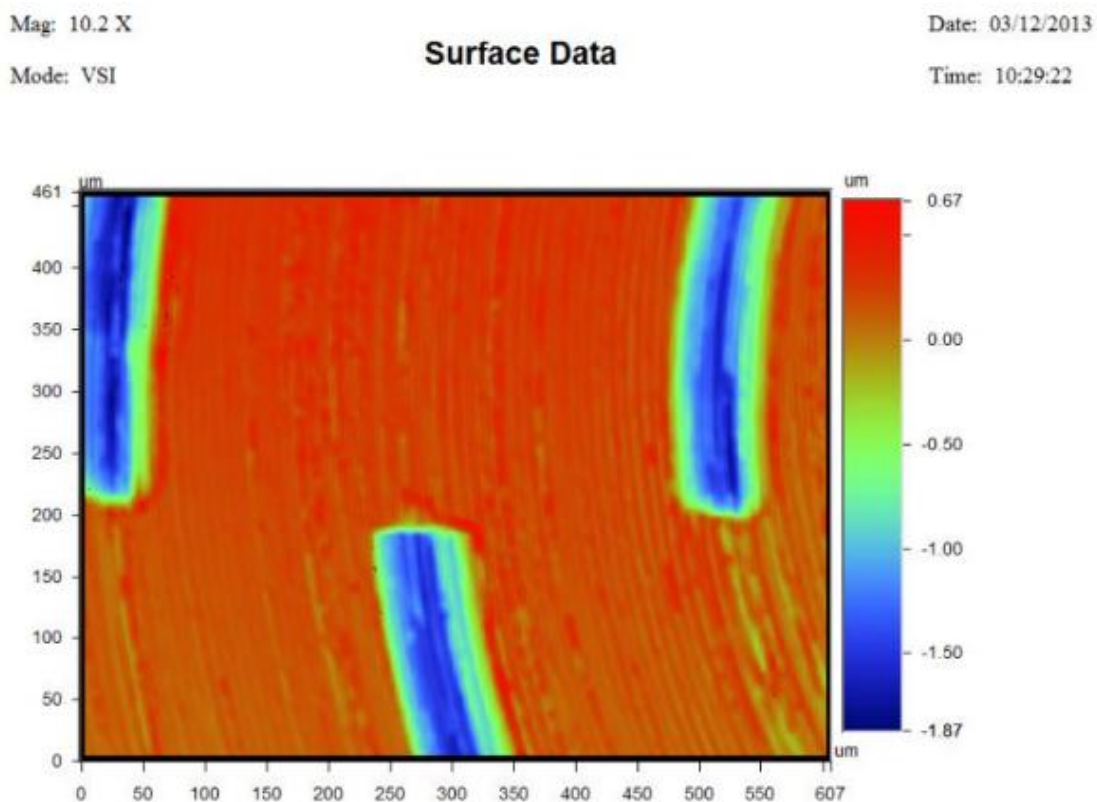


Figura 22- Vista superior da superfície usinada com onda quadrada e avanço de 0,25 mm/volta.  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)

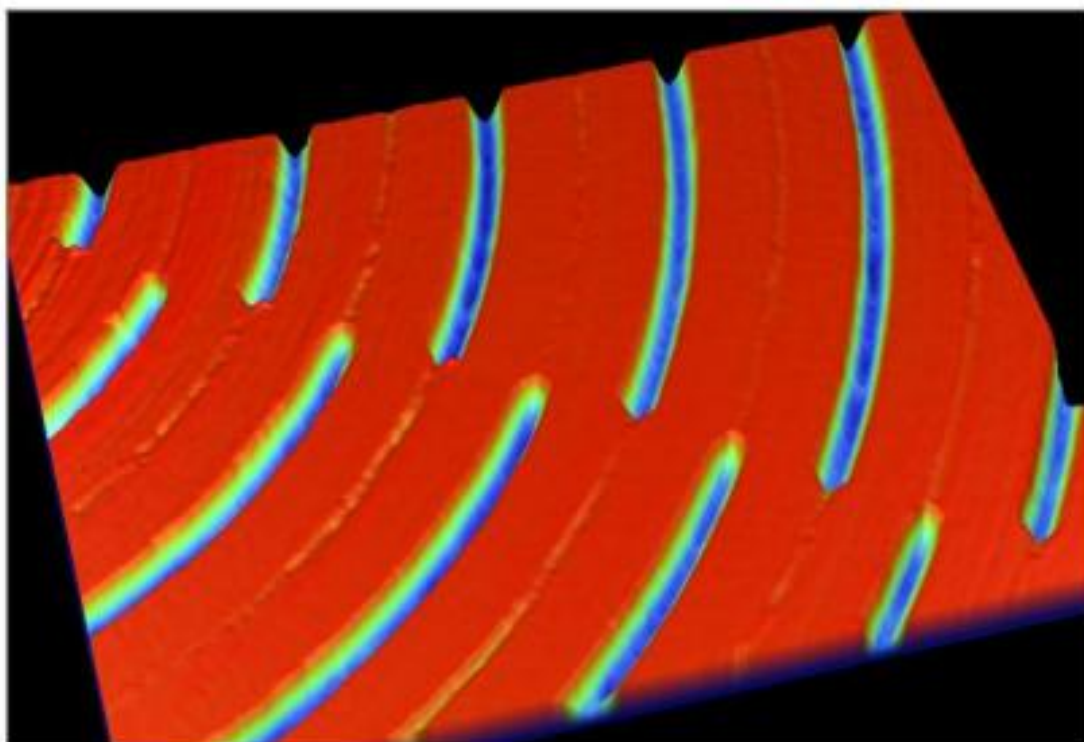
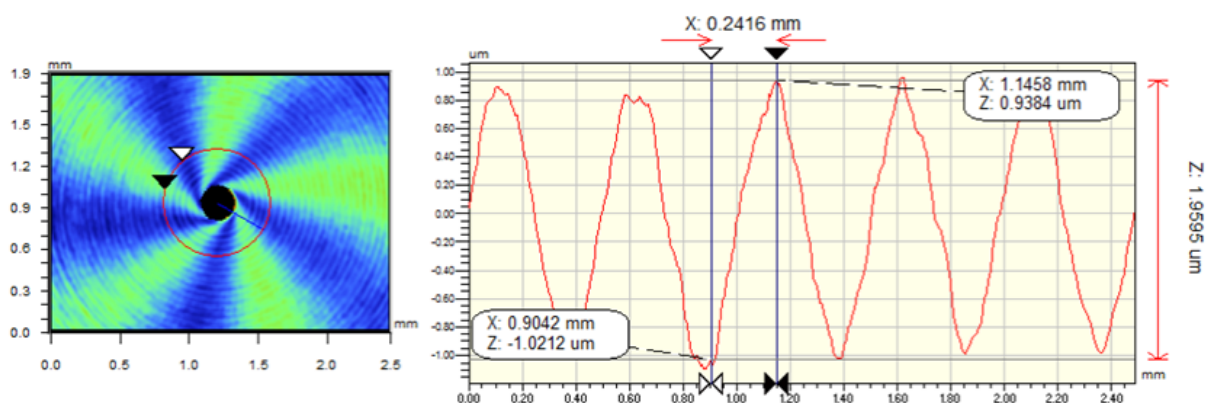


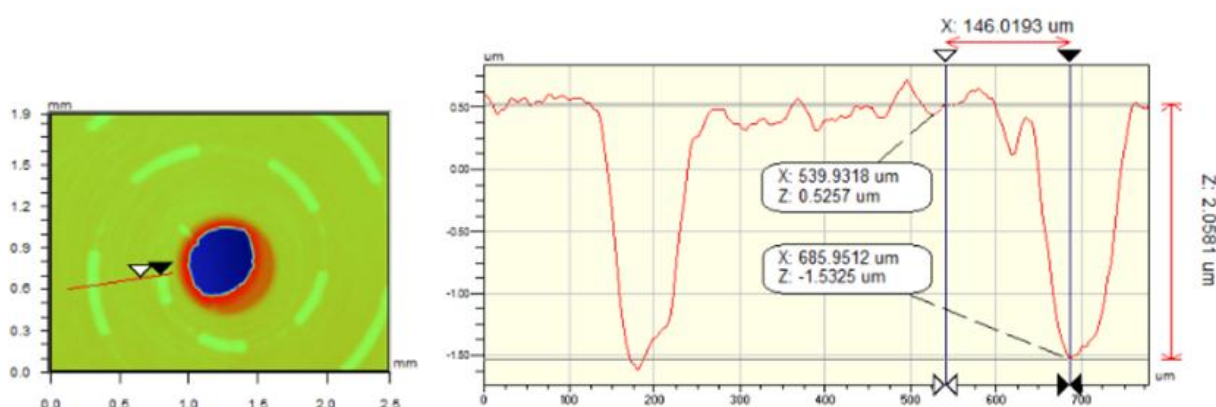
Figura 23- Vista em perfil da superfície usinada com onda quadrada e avanço de 0,25 mm/volta.  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)

Para avanços de 0,25 mm/volta os resultados são apresentados nas Figuras 22 e 23. A interpretação dos dados das usinagens com ondas quadradas também se aproximam dos resultados obtidos em testes de bancada correspondentes.

As Figuras 24 e 25 mostram os gráficos de profundidade das superfícies usinadas com ondas senoidal e quadrada.



**Figura 24 - Gráfico de profundidade da superfície usinada com onda senoidal.**  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)



**Figura 25 - Gráfico de profundidade da superfície usinada com onda quadrada.**  
Fonte: Javarez e Duduch (2013)

Na Figura 24 o gráfico é projetado pelo corte angular da superfície enquanto para a Figura 25 o corte é radial, conforme visto nas figuras ao lado dos gráficos. O gráfico radial permite visualizar o formato da ferramenta no corte da peça, podendo também analisar a qualidade superficial da usinagem.

## 5. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os resultados dos testes podem ser analisados quanto ao efeito das molas do tipo duplo C invertido na vibração do conjunto PFA e quanto ao seu efeito no posicionamento, podendo ser no controle de *overshoot* e no atraso.

### 5.1 VIBRAÇÃO DO CONJUNTO PFA

No projeto do PFA de Javarez e Duduch (2012), as possíveis falhas decorrentes de vibrações foram consideradas, tendo em vista que estas poderiam invalidar o projeto; pois pequenas vibrações com amplitudes micrométricas seriam suficientes para eliminar a acuracidade do posicionamento da ferramenta.

Assim, um protocolo de processo acurado foi adotado para evitar distúrbios externos que pudessem influenciar nos testes. Neste sentido, a estrutura dos laboratórios da USP auxiliaram na obtenção de tais resultados.

As simulações em ANSYS<sup>®</sup> mostraram que a ressonância poderia ser atingida para valores de frequência de 754,7 e 968,75 Hertz para as molas do tipo A e B, respectivamente. Os testes foram realizados com frequências de 10 Hertz, faixa de frequência em que o efeito amortecedor da mola sobrepõem os efeitos dinâmicos indesejados.

O aumento deste sinal de resposta, é esperado em casos de ressonância, e sua diminuição é esperado em casos de sistema amortecido. Como o sistema se trata de um movimento harmônico forçado e com ação de um controlador PID, não se espera diminuição da amplitude do sinal; e estando fora da faixa de ressonância o sinal esperado é de amplitude constante. Isto é comprovado pelos resultados obtidos, visto que a amplitude do sinal das ondas testadas se manteve.

## 5.2 OVERSHOOT

O objetivo principal da utilização de mecanismos de amortecimento como as molas do PFA é diminuir a inércia do deslocamento da ferramenta quando se é necessário deslocamentos rápidos.

Como no caso do sinal de onda quadrada, em que houve testes de bancada e testes de usinagem. O sinal de onda quadrada necessita de deslocamentos instantâneos entre as amplitudes superior e inferior nos dois sentidos, utilizando a máxima velocidade de deslocamento que o PFA possibilita. Assim ao fim do percurso, a ferramenta terá uma energia potencial cinética que será anulada pela força contrária imposta pelas molas, em caso contrário ocorreria o *overshoot* e o controle PID utilizaria um tempo maior para correção do posicionamento.

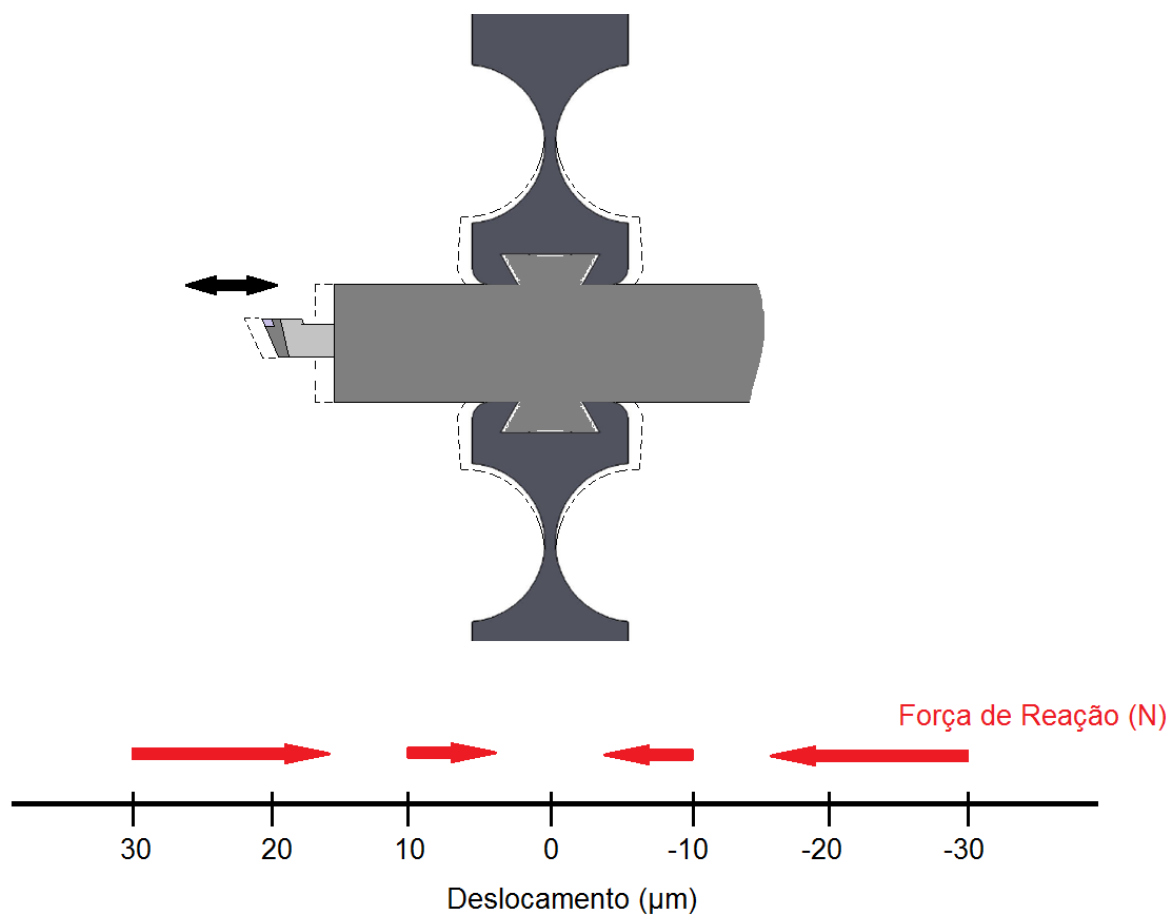
Para as ondas senoidais o *overshoot* foi quase nulo, não havendo muita diferença entre os tipos de mola. Já para as ondas quadradas, houve *overshoot* pequeno, porém visível, sem diferenças entre os tipos de mola.

Como o controle do *overshoot* está relacionado a força contrária que as molas exercem sobre o deslocamento da ferramenta, espera-se que molas com maior resistência elástica tenham melhor desempenho no controle do *overshoot*.

Os resultados dos testes de bancada para ondas triangulares e dente de serra, foram conforme o esperado, pois as molas do tipo B que possuem maior módulo de resistência tiveram menores *overshoots* que as do tipo A.

No entanto, um maior módulo de resistência das molas tem efeitos no atraso do sinal de resposta do PFA, conforme visto nos testes de bancada e o controle de *overshoot* é limitado as regiões em que a mola exerce força de reação. A Figura 26 ilustra os resultados da simulação da força de reação apresentados anteriormente na Tabela 1.

Conforme pode ser visto na Figura 26, a força de reação tem sentido contrário ao sentido do deslocamento da ferramenta. Observa-se também que a intensidade da força de reação é função do deslocamento, sendo nula no ponto de deslocamento zero da ferramenta e sendo crescente com o aumento do deslocamento.



**Figura 26 - Força de reação por deslocamento da ferramenta.**  
 Fonte: Autoria Própria.

Em deslocamentos que tenham que ser freados no ponto de deslocamento zero as molas não exercerão força de reação oposta, não podendo auxiliar no controle de *overshoot* nesta região.

Portanto, as molas de duplo C invertido tiveram bons resultados no controle de *overshoot*, sendo que a mola do tipo B obteve melhor desempenho geral, devido a seu maior módulo de resistência. Porém, observou-se também que para maiores módulos de resistência, o atraso do sinal de resposta também foi maior.

### 5.3 ATRASO

O atraso no sinal de resposta do PFA é natural, principalmente em ondas que requerem grandes deslocamentos instantaneamente, como ondas quadradas,

triangulares e dente de serra. Isto pode ser explicado pelo atraso de resposta do próprio sistema e pela velocidade de deslocamento do atuador piezoelétrico, que o impossibilita de deslocar-se entre amplitudes sem variação de tempo.

Porém, um outro efeito que pode atrasar o deslocamento refletindo num atraso do sinal de resposta do PFA é a resistência mecânica impressa pelas molas de amortecimento do próprio PFA. Os resultados, principalmente dos testes de ondas triangulares e dente de serra, mostraram que molas com maior módulo de resistência mecânica geram maiores atrasos.

Conforme discutido anteriormente, as molas tem por objetivo amenizar os efeitos de *overshoot* do posicionamento da ferramenta, em contrapartida, a mesma força de reação impressa pelo sistema de molas reflete no sinal de resposta captado pelo sensor capacitivo.

Tome-se como exemplo o resultado do teste de bancada com sinal de onda quadrada em mola do tipo B, já apresentado. A Figura 27 mostra apenas o set point 3 e o sen cap 3, que são os sinais de entrada e saída para teste com amplitude de 10  $\mu\text{m}$ .

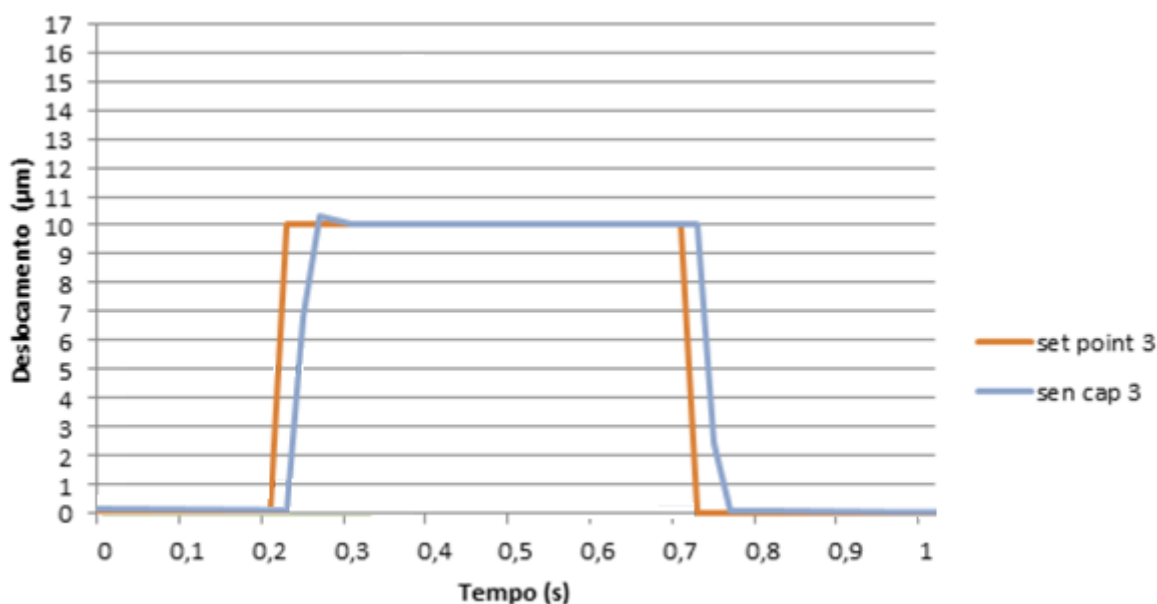


Figura 27 - Teste de bancada com sinal de onda quadrada e mola tipo B: amplitude de 10  $\mu\text{m}$ .  
Fonte: Adaptado de Javarez e Duduch (2013)

É possível observar que ocorre um atraso do sistema no ponto de deslocamento zero e tempo igual a aproximadamente 0,21 segundos, pois o sinal do sen cap 3 inicia-se de 0,015 a 0,0020 segundos mais tarde. Pode-se ver também que a inclinação inicial do sen cap 3 é levemente maior que a do set point 3, isso se deve ao fato de a velocidade do deslocamento do atuador piezoelétrico ser limitada.

A partir do deslocamento de 7  $\mu\text{m}$  o sinal do sen cap 3 sofre uma inclinação maior, que é devido a força de reação das molas e em seguida ocorre um pequeno *overshoot* que é rapidamente estabilizado. Durante o retorno da ferramenta ocorre novamente um atraso no sinal do sen cap 3, seguido de uma inclinação levemente maior indicando o atraso do atuador piezoelétrico e então um acréscimo de inclinação proporcionado pela força de reação das molas.

Efeitos semelhantes podem ser observados nos outros testes apresentados, ratificando esta análise. Como formas de quantificar esse atraso, pode-se tomar a área formada entre as linhas do gráficos ou através da média da diferença horizontal entre pontos dos sinais de comando e de retorno. Então pode-se avaliar a diferença do atraso entre os testes com os diferentes tipos de mola.

## 6. CONCLUSÕES

Este trabalho vem a contribuir com um projeto do laboratório de Engenharia de Precisão da EESC-USP, através da análise de um novo modelo de PFA pra usinagens de ultraprecisão projetado por Javarez e Duduch (2012).

Dos testes apresentados, verifica-se a integridade do deslocamento gerado em função do tempo. Não houve grandes variações do deslocamento requerido (set point) da ferramenta de corte em função da amplitude gerada. Dos dados do controlador de linearidade se obteve variação de apenas 0,1 %.

Estas análises garantem a funcionalidade do PFA e validam seu projeto mecânico, bem como seu sistema de controle. Conclui-se, portanto, que o PFA de Javarez e Duduch (2012) permite realizar trabalhos de usinagem de superfícies e peças complexas, simétricas ou não, possibilitando uma extensa faixa de utilização da máquina e dos tipos de peças por ela produzidas.

O objetivo do trabalho foi atingindo, sendo este a análise dos efeitos do sistema de molas do tipo duplo C invertido no controle de posicionamento do porta-ferramenta assistido já mencionado. Tal análise se deu através da exposição do projeto do PFA, dos resultados dos testes de bancada e de usinagem, bem como análise em si do comportamento em função do sistema de amortecimento.

Tal análise permite o aprofundamento do conhecimento dos efeitos do sistema de amortecimento do PFA e seu conseqüente comportamento com a alteração de seus parâmetros.

A fim de enriquecer a pesquisa deste novo modelo de PFA, futuros trabalhos podem ser feitos com novos testes de bancada e usinagem, utilizando-se novos formatos de onda e outros tipos de mola.



## REFERÊNCIAS

- BADEL, A.; et al. Precise positioning and active vibration isolation using piezoelectric actuator with hysteresis compensation. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**. v. 25, p. 155-163. 2014.
- BADEL, A.; QIU, J.; SEBALD, G.; GUYOMAR, D. Self-sensing high speed controller for piezoelectric actuator. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**. v.19, p. 395-405. 2008.
- BALACHANDRAN, B.; MARGRAB, E. B. **Vibrações mecânicas**. São Paulo: Cengage, 2011.
- BYL, M. F. **Design and control of a long stroke fast tool servo**. Thesis (Doctor). Massachusetts Institute of Technology, 2005.
- COAN Jr, J. **Controle misto de vibrações em viga metálica utilizando neutralizadores viscoelásticos e filtros adaptativos: caso harmônico**. UFSC, Dissertação de mestrado. Florianópolis, 2005.
- DORF, R. C.; BISHOP, R. H. **Sistemas de controle modernos**. 11. ed. LTC, 2009.
- DOW A. T.; MILLER H. M.; FALTER J. P. Application of a fast tool servo for diamond turning of nonrotationally symmetric surfaces. **Precision Engineering**. v. 13, p. 243-250. 1991.
- GAN, S. W.; LIM, H. S.; RAHMAN, M.; WATT, F. A fine tool servo for global position error compensation for a miniature ultra-precision lathe, **Int. J. Mach. Tool. Manu.** v. 47. p. 1302-1310. 2007.
- HUO, D.; CHENG, K. A dynamics-driven approach to the design of precision machine tools for micro-manufacturing and its implementation perspectives, in: **Proceeding of Imech Part B: Journal of Engineering Manufacture**. v. 222. p. 1-13. 2008.
- IKAWA, N.; DONALDSON, R. R.; KOMANDURI, R.; KONIG, W.; MCKEOWN, P. A.; MORIWAKI, T.; STOWERS, I. F. **Ultraprecision metal cutting – The past, the present and the future**. Annals of the CIRP. 1991. v. 40. p. 587-594.
- JAVAREZ JR, L; DUDUCH G. J. **Porta ferramenta assistido para usinagens de precisão e ultraprecisão**. BR n. PI 10.2012.031753.2, 13 dez 2012.
- JAVAREZ JR, L; DUDUCH G. J. **Projeto e validação de porta-ferramenta assistido para usinagem de ultraprecisão**. Tese de Doutorado, USP. São Carlos, 2013.
- KIM. H. S.; KIM, E. J.; SONG, B. S. Diamond turning of large off-axis aspheric mirrors using a fast tool servo with on-machine measurement. **J. Mater. Process. Tech.** v. 146. p. 349-355. 2004.

KIM, H. S.; LEE, K. I.; LEE, K. M.; BANG, Y. B. Fabrication of free-form surfaces using a long-stroke fast tool servo and corrective figuring with on-machine measurement, *Int. J. Mach. Tool. Manu.* v. 49. p. 991-997. 2009.

KOUNO, E. **A fast response piezoelectric actuator for servo correction of systematic errors in precision machining**, *Annals of the CIRP*, v. 33, p. 369-372, 1984.

MA, H.; HU, D.; ZHANG, K. A fast tool feeding mechanism using piezoelectric actuators in noncircular turning. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**. Volume 27, Issue 3, pp 254-259. 2005.

MARRA, J. C. O. **Controle híbrido de vibrações em estruturas sob excitação de banda larga, utilizando neutralizador viscoelástico e filtro adaptativo**. Dissertação de mestrado, UFSC. Florianópolis, 2007.

MOULSON, A. J.; HERBERT, J. M. **Eletrocera**mics. Chischester: John Wiley & Sons, 2003).

NORTON, R. L. **Kinematics and dynamics of machinery**. McGraw Hill. New York, 2009.

OGATA, M. **Engenharia de Controle Moderno**. 5ª ed. Pearson, 2011.

O'NEAL, GEORGE P.; MIN, B. K.; PASEK, Z. J.; KOREN, Y. Integrated structural/control of micro-positioner for boring bar tool insert. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**. v. 12. p. 617-627. 2001.

PORTO, J. V. P.; SILVA, H. A. T.; DUDUCH, J. G; RÚBIO, J. C. C.; MONTANARI, L.; JASINEVICIUS, R. G.; ALMEIDA, R. M.; SCHROETER, R. B. **Usinagem de ultraprecisão**. FAPESP, São Carlos, 2004.

RAO, S. S. 2009. **Vibrações mecânicas**. São Paulo : Pearson Prentice Hall, 2009.

TIAN, Y.; SHIRINZADEH, B.; ZHANG, D. A flexure-based mechanism and control methodology for ultra-precision turning operation, **Precision Engineering**. v. 33. p. 160-166. 2009.

THOMSON, W. T.; DAHLEH, M. D.. 1998. **Theory of vibration with applications**. Upper Saddle River : Prentice-Hall, 1998.

ZHU, Z.; ZHOU, X.; LIU, Q.; ZHAO, S. Multi-objective optimum design of fast tool servo based on improved differential evolution algorithm. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Volume 25, Issue 12, pp 3141-3149. 2012.