

CONTROLE DE VIBRAÇÃO EM PORTA-FERRAMENTA DE TORNEAMENTO INTERNO COM ATUADOR PIZELÉTRICO MULTICAMADAS

Giuliana Sardi Venter¹

Reginaldo Teixeira Coelho²

Maíra Martins da Silva²

1 - Departamento de Engenharia Mecânica - Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná - Av. Cel. Francisco H. dos Santos, 210 - Jardim das Américas, Curitiba - PR, Brasil

2 - Departamento de Engenharia Mecânica - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo - Av. Trabalhador São Carlense, 400, Jd. Arnold Schimidt, São Carlos-SP, Brasil

giuliana.venter@ufpr.br

Resumo. Em operações de torneamento interno, utilizam-se porta-ferramentas que são longos e delgados, o que contribui para uma vibração excessiva. Esta vibração é causada devido ao chatter, um fenômeno que ocorre devido às interações entre a ferramenta e peça. O chatter causa uma qualidade superficial ruim e diminui a vida útil da ferramenta, sendo necessário o estudo de estratégias para seu controle. O controle passivo utilizando shunts indutivo-resistivos e o controle ativo através de um feedback de velocidade aumentam o amortecimento do sistema e podem ser usados para controlar a vibração. A utilização de materiais piezelétricos para realizar a atuação e controle no porta-ferramenta já está devidamente documentada. São utilizados normalmente atuadores piezelétricos simples, uma camada de material piezelétrico, que podem não ter capacidade de atuação para reduzir a vibração. Desta forma, neste trabalho é mostrado um método para montagem de um atuador piezelétrico multicamadas, proporcionando uma maior atuação. Este atuador é usado com controle passivo e ativo e a resposta do sistema é averiguada utilizando funções de resposta em frequência (FRFs) obtidas experimentalmente em laboratório. São testadas duas condições de engaste, de forma a analisar a robustez e capacidade de redução da amplitude de vibração das duas estratégias de controle. Os resultados mostram que a utilização de um atuador piezelétrico multicamadas possibilitou uma grande redução na amplitude de vibração (aproximadamente 50%) na primeira frequência natural do porta-ferramenta.

Palavras chave: Chatter, Torneamento interno, Controle ativo, Controle passivo, Material piezelétrico

O chatter é uma vibração que pode surgir durante as operações de usinagem e gera uma qualidade de superficial ruim, desgaste excessivo da ferramenta, ruído alto e ambientes de trabalho inseguros (Muhammad et al, 2018 e Wiercigroch e Budak, 2001). Esta vibração surge devido às complexas interações entre a máquina-ferramenta, o porta-ferramenta e a peça de trabalho. Para uma dada combinação de parâmetros na usinagem, pode ocorrer uma enorme variação na espessura do cavaco. Dado o fato de que a força de corte depende principalmente da espessura do cavaco e da velocidade de corte, a variação na espessura do cavaco pode gerar forças de corte e deslocamentos maiores que o esperado, causando chatter. (Wiercigroch e Budak, 2001). Apesar de ser um campo de estudo há décadas, prever a ocorrência de chatter e controlá-lo ainda necessita maior aprofundamento, devido ao seu comportamento complexo (Quintana e Ciurana, 2011).

A regeneração na espessura do cavaco, causada por modulações deixadas na superfície usinada a partir de rotações anteriores, é a principal causa do chatter (Coelho et al., 2013 e Wiercigroch e Budak, 2001). Os parâmetros de usinagem podem influenciar essas modulações, afetando o amortecimento de circuito fechado. O limite de estabilidade, por sua vez, é conhecido por estar relacionado proporcionalmente ao amortecimento estrutural (Muhammad et al., 2017, Coelho et al., 2013, e Preumont et al., 2007). Operações de torneamento interno estáveis podem ser obtidas pela escolha cuidadosa dos parâmetros de usinagem, a fim de manter o sistema sob o limite de estabilidade, ou aumentando o amortecimento estrutural. Com este aumento, eleva-se o limite de estabilidade, possibilitando um corte estável sem o impacto negativo na produtividade que uma escolha conservadora de parâmetros possa ter.

É possível aumentar o amortecimento do sistema através de estratégias de controle passivo ou ativo. As estratégias passivas podem usar amortecedores de massa sintonizados (Ema e Marui, 2000), estratégias de shunt (Coelho et al., 2013 e Erturk e Inman, 2008) ou outras modificações no porta-ferramenta, como a inclusão de esferas em uma cavidade no centro do porta-ferramenta (Diniz et al., 2018). Os shunts passivos agem da mesma forma que os amortecedores de massa sintonizada (Viana e Steffen, 2006), mas oferecem vantagens a estes pois são compactos e simples de serem fabricados. Os shunts indutivo-resistivos podem ser acoplados eletromecanicamente à estrutura dos porta-ferramentas através do uso de material piezelétrico. O uso de controle de velocidade é uma estratégia de controle ativo que também aumenta o amortecimento da estrutura (Coelho et al., 2013, da Silva et al., 2017) e pode ser implementada utilizando o

mesmo atuador piezelétrico. Estratégias ativas que necessitam de grande alteração no porta-ferramenta, como a que usa um absorvedor de vibração com rigidez variável, proposta por Liu et al. (2017), tem a desvantagem de limitar a utilização do porta-ferramenta. Com a utilização de atuadores piezelétricos acoplados ao porta-ferramenta, o usuário pode escolher utilizar diferentes controles passivos e ativos, gerando um porta-ferramenta mais versátil.

A utilização de atuadores piezelétricos simples, que são apenas uma camada de material piezelétrico, podem não ter capacidade de atuação para reduzir a vibração causada pelo *chatter*. Desta forma, neste trabalho é mostrado um método para montagem de um atuador piezelétrico multicamadas, proporcionando uma atuação mais elevada. Este atuador é usado para averiguar a capacidade de redução de vibração do controle ativo via controle de velocidade e do controle passivo via *shunts* indutivo-resistivos. A resposta do sistema é avaliada utilizando funções de resposta em frequência (FRFs) obtidas experimentalmente em laboratório. São testadas duas condições de engaste, de forma a analisar a robustez e capacidade de redução da amplitude de vibração das duas estratégias de controle.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

Para a montagem de um atuador multicamadas piezelétrico em série é necessário utilizar um substrato que realize a adesão entre as pastilhas piezelétricas e, ao mesmo tempo, proporcione a condutividade elétrica entre as faces das duas pastilhas sendo ligadas, como pode ser visto na Figura 1.a). Desta forma, os terminais das pastilhas piezelétricas são conectados em série e uma tensão é aplicada nos terminais que estão na extremidade do atuador. Como a tensão aplicada em cada pastilha piezelétrica é menor, esta montagem é indicada para quando não se trabalha com limitação na tensão a ser aplicada, ou quando a tensão disponível é superior a necessária para controle.



Figura 1 – Montagem dos atuadores piezelétricos multicamadas a) esquema; b) montagem experimental

As faces do porta-ferramenta A16T-SCLCR 4, da Sandvik Coromant, foram ligeiramente desbastadas na direção da velocidade de corte x para possibilitar a adesão das pastilhas piezelétricas (ver Figura 1. b)). Foram utilizadas 3 pastilhas piezelétricas em cada face do porta-ferramenta. Cada pastilha piezelétrica de PZT-5A tinha dimensões de 30mm x 14mm x 1mm.

Com uma fina camada da epoxy condutiva com base de prata, modelo 8331, da MG Chemicals, foi realizada a adesão de três pastilhas piezelétricas para cada face. Muito cuidado deve ser tomado para que a epoxy condutiva não conecte os dois terminais de cada pastilha piezelétrica através da lateral da pastilha. Qualquer vestígio da epoxy condutiva que vá para a lateral da pastilha deve ser lixado. O período de cura para cada montagem foi de 24h.

Após a cura da epoxy condutiva, os atuadores foram acoplados às faces do porta-ferramenta com o adesivo epoxy especial 3M Scotch-Weld DP460. Fitas de cobre foram utilizadas para o acoplamento elétrico. Este passo deve ser realizado uma face por vez, respeitando o período de cura de 24h da epoxy. Por último, foram soldados os terminais elétricos nas fitas de cobre aplicadas anteriormente. O porta-ferramenta finalizado pode ser visto na Figura 2. a).

Após a montagem dos atuadores piezelétricos multicamadas em série no porta-ferramenta, foram medidas as suas capacitâncias. Na direção da profundidade de corte (direção y), as duas pastilhas têm capacitâncias $C_{y1}=2,14\text{nF}$ e $C_{y2}=2,10\text{nF}$, o que pode totalizar em $C_y=4,24\text{nF}$ quando ambos são conectados em paralelo no amplificador, de modo a receber o mesmo sinal de controle, mas em direção oposta. Na direção da velocidade de corte (direção x), as duas pastilhas têm capacitâncias $C_{x1}=2,08\text{nF}$ e $C_{x2}=2,06\text{nF}$ o que pode totalizar em $C_x=4,14\text{nF}$ quando ambos são conectados em paralelo no amplificador, de modo a receber o mesmo sinal de controle, mas em direção oposta.

Para os experimentos realizados no laboratório, os porta-ferramentas foram engastados em um *setup* experimental, utilizando um bloco de concreto como base, chapas metálicas para a inserção do suporte e parafusos para a fixação. Esta condição simula o engaste que ocorre no torno e que é a condição real utilizada na usinagem e o engaste para a ferramenta instrumentada com atuadores piezelétricos simples pode ser vista na Figura 2.

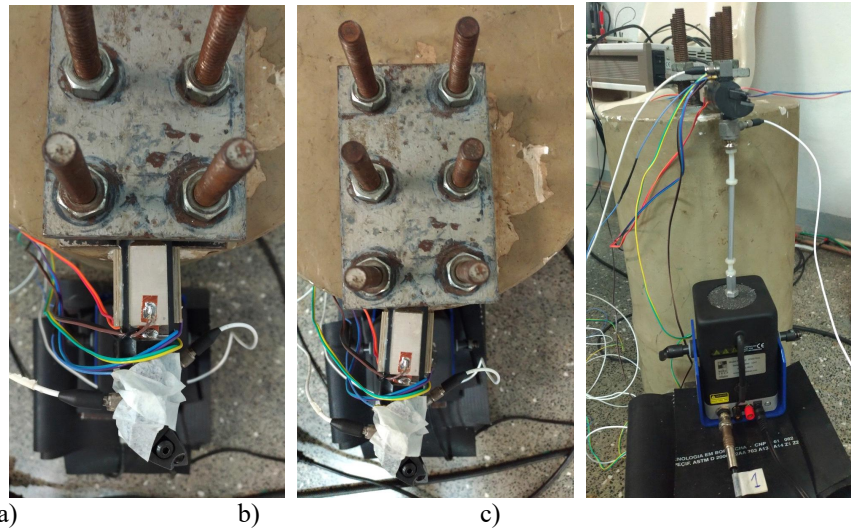


Figura 2 – Montagem experimental: a) primeira configuração – vista superior; b) segunda configuração – vista superior; c) vista lateral

Para a obtenção de funções de resposta em frequência, é necessária uma entrada de força no sistema que varra uma grande faixa de frequências. Para tanto, foi utilizada a função chirp, gerada em um processador de sinais e enviada para um shaker. De forma a avaliar a robustez do método de controle, FRFs são obtidas. Utilizando o sistema de aquisição de dados Data Physics Quattro FFT, gera-se um sinal de chirp linear, varrendo de 50Hz a 1250Hz, que serve como entrada no sistema físico para obtenção da FRF de ponto, que utiliza como entrada o sinal do transdutor de força do shaker e como saída o acelerômetro posicionado acima da stinger. Foi utilizado shaker TMS Miniature SmartShaker™ K2004E01, transdutor de força PCB Piezotronics, modelo 208C01 e acelerômetros PCB Piezotronics, modelo 352C65. Esta montagem experimental pode ser vista na Figura 2. A FRF é aproximada utilizando-se a aproximação H2.

Para a aquisição dos sinais para o controle ativo foi utilizada a placa de aquisição dSPACE ds1103. Como as entradas I/O da placa não suportam a saída ICP dos acelerômetros, um condicionador de sinais ICP Modelo 482C SERIES da PCB Piezotronics foi utilizado. O sinal foi então adquirido pela dSPACE e introduzido ao Simulink, onde ocorre o processamento do sinal de aceleração e a geração do sinal de controle. Este esquema experimental pode ser visto na Figura 3.a).

O sinal de aceleração adquirido é tratado com a sensibilidade do sensor, passando então por filtro passa alta, com frequência de corte de 60Hz, de forma a diminuir ruídos experimentais. Após tratamento do sinal, a aceleração é integrada utilizando-se um integrador discreto em tempo real, com o método Forward Euler com passos de integração na mesma frequência que a frequência de aquisição de sinais 10-4s. A esta velocidade é aplicado um ganho K, que é definido diretamente no programa ControlDesk. O sinal de controle gerado é aplicado nas faces do atuador piezelétrico através da placa dSPACE.

Para a realização de experimentos em que existe o uso de ações de controle passivo, shunts indutivo-resistivo em série são utilizados. O circuito indutivo-resistivo é conectado diretamente nos terminais do atuador piezelétrico utilizando uma protoboard. Este esquema experimental pode ser visto na Figura 3.b).

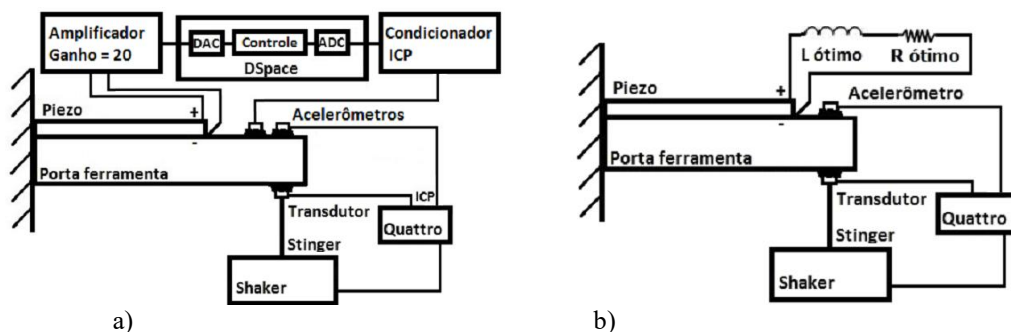


Figura 3 – Montagem experimental esquemática: a) controle passivo; b) controle ativo.

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

Para testar a robustez da estratégia em diferentes condições de contorno, experimentos foram realizados sob duas configurações de fixação diferentes. Na primeira configuração, o porta-ferramenta foi engastado de forma a garantir o alinhamento com o sistema de coordenadas de referência em todas as direções. Na segunda configuração o porta-ferramenta foi intencionalmente desalinhado com relação ao sistema de referência durante o processo de fixação, alterando sua frequência natural, como pode ser visto na Figura 2 a) e b).

Para o controle passivo, foram utilizadas os dois atuadores piezelétricos multicamadas em série da direção x, que é a direção excitada pelo shaker. Nesta direção da velocidade de corte (direção x), as duas pastilhas quando conectadas em paralelo na protoboard, tem capacitância $C_x=4,14\text{nF}$. Utilizando a estratégia de (Hagood e von Flotow, 1991) para se calcular os valores ótimos para o *shunt* passivo, podemos calcular $L_{\text{otimo}}=1/Cw_n^2$. Em que C é a capacitância da camada piezelétrica utilizada e w_n é a frequência natural em que se deseja diminuição da vibração. Com a frequência natural $w_n=869\text{Hz}$, temos uma aproximação de $L_{\text{otimo}}=8.1\text{H}$. Como os valores de indutância são muito elevados, não são encontrados comercialmente. Alguns indutores foram manufaturados e estes foram utilizados em série para chegar na configuração mais próxima do encontrado numericamente, sendo que foram utilizados os indutores: $L=(6,19+0,51+0,38)\text{H} = 7.8\text{H}$. A resistência interna dos indutores em série foi medida em 350Ω , de forma que foi necessária a utilização de uma resistência adicional para que $R_{\text{total}}=1,55\text{k}\Omega$.

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

Para a validação do controle ativo, foi utilizado o esquema de controle ativo de velocidade detalhado acima. O amplificador de piezo utilizado foi o TREK PZD 700, que disponibiliza até 700V de saída.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os experimentos foram realizados sob as duas diferentes condições de fixação apresentadas na Figura 2. As FRFs experimentais são apresentadas para o circuito aberto e casos de controle passivo e ativo em ambas as fixações. Os parâmetros dos *shunts* passivos utilizados para o controle passivo são os valores descritos na Seção 2.

O primeiro experimento foi realizado na primeira configuração de fixação, em que o porta-ferramenta está alinhado ao sistema de referência (Figura 2.a)). Os valores do *shunt* passivo são os descritos na Seção 2 e foram testados vários ganhos distintos para o controle ativo. Os ganhos utilizados foram: $K_1=1160$, que garante um limite de aproximadamente 180V de tensão aplicada no pico de velocidade; $K_2=2000$, que garante um limite de 300V de tensão aplicada no pico de velocidade; e $K_3=3200$, que garante um limite de 480V de tensão aplicada no pico de velocidade. A Figura 3 mostra que tanto o *shunt* passivo quanto o controle de velocidade podem obter uma boa redução na amplitude da vibração.

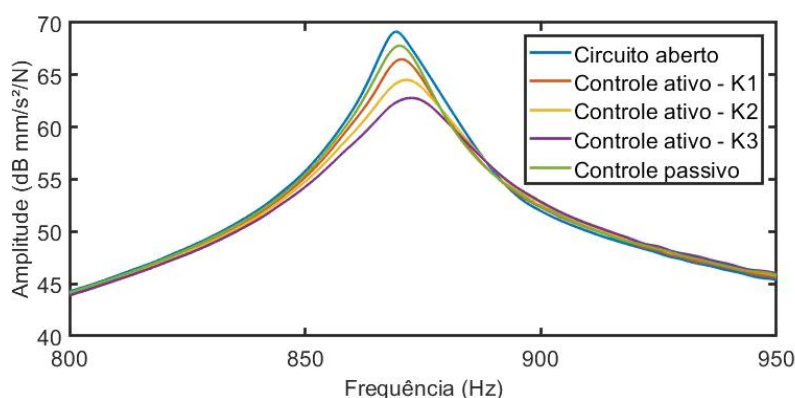


Figura 3 – Amplitude da FRF experimental com atuador piezelétrico multicamadas em paralelo para a primeira configuração

Como pode ser visto na Figura 3, o porta-ferramenta tem uma frequência natural $w_n=869\text{Hz}$. Nesta frequência, o controle passivo foi capaz de obter uma redução de 1,3dB na amplitude da FRF medida. O controle ativo de velocidade foi capaz de obter reduções de até 6,61dB (variação entre 62,79dB e 69,4dB), quando aplicada uma tensão máxima de 480V. Em escala linear, estes picos representam $2864\text{mm/s}^2/\text{N}$ no caso de circuito aberto e $1379\text{mm/s}^2/\text{N}$ no caso de controle ativo com K3. Logo, é possível ver uma queda de mais de 50% na amplitude de vibração no caso com maior tensão aplicada no atuador piezelétrico multicamadas.

Esta queda é muito superior àquelas obtidas com atuadores piezelétricos simples, como visto em da Silva et al., 2015 e Venter et al., 2018, que apresentam reduções máximas na amplitude de vibração na ordem de 20% e 40%, respectivamente. Nestes artigos foi comprovado que esta queda de vibração resulta em uma melhoria na rugosidade da

peça final, corroborando o resultado de que este atuador piezelétrico multicamadas pode ser aplicado com grandes possibilidades de melhoria da rugosidade provocada por *chatter*.

Para o segundo experimento, o porta-ferramenta foi intencionalmente desalinhado, como pode ser visto na Figura 2. b). A posição de fixação diferente resultou em uma variação na frequência natural da estrutura, que alteraria os parâmetros do *shunt* passivo. À medida que os parâmetros do *shunt* passivo foram fixados para ambos os experimentos, diferenças devem surgir na amplitude da FRF estimada.

A Figura 4 mostra essa diferença. O controle passivo neste caso não conseguiu diminuir a amplitude de vibração, tendo em vista que a frequência natural da estrutura se alterou para $\omega_n=821\text{Hz}$. Neste caso, os valores ótimos do *shunt* teriam que ser alterados para a obtenção de redução na amplitude de vibração. Utilizando um ganho de $K=3200$ no controle de ativo, o que representa um limite de até 480V na tensão no pico de vibração, obtêm-se as amplitudes das FRFs mostradas na Figura 4. Como pode ser visto, o controle ativo de velocidade mantém o ganho de amortecimento e obtém redução de aproximadamente 5,3dB na amplitude de vibração.

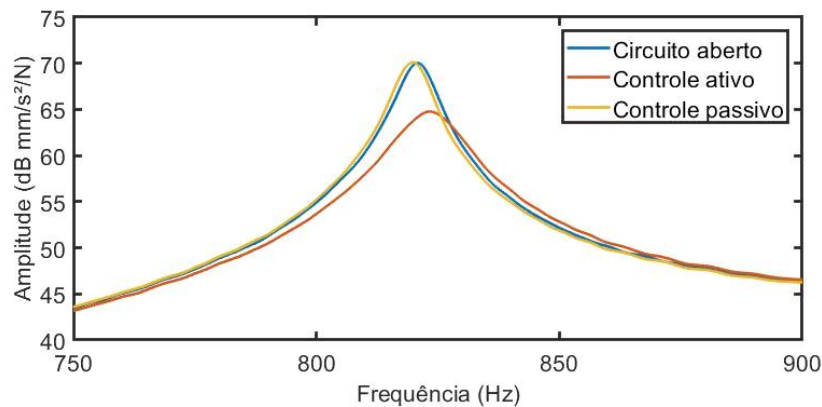


Figura 4 – Amplitude da FRF experimental com atuador piezelétrico multicamadas em paralelo para a primeira configuração

Com esta redução na amplitude de vibração, este atuador piezelétrico multicamadas com a estratégia de controle ativo pode ser utilizado em aplicações operacionais para diminuir a vibração durante o processo de usinagem. Para tanto, são necessários maiores estudos de forma a utilizar microcontroladores e amplificadores disponíveis na própria máquina. Além disso, novos estudos podem ser realizados de forma a se estudar a possibilidade de utilização de *energy harvesting* para alimentação do controle ativo, eliminando a necessidade de amplificadores.

4. CONCLUSÕES

Um porta-ferramenta foi instrumentado de forma a ter atuadores piezelétricos multicamadas. Este porta-ferramenta foi então instrumentado e testados em uma campanha experimental no laboratório. Esta campanha visava provar a viabilidade de aumentar a possível redução da amplitude de vibração utilizando-se atuadores piezelétricos multicamadas. Os atuadores piezelétricos multicamadas foram capazes de reduzir a amplitude da vibração significativamente, se mostrando como uma boa opção para controle de vibração de porta-ferramentas para torneamento interno.

5. AGRADECIMENTOS

Esta pesquisa é apoiada pelo CNPq 470314/2010-9, 479342/2012-1, e FAPESP 2016/11309-0. Além disso, Giuliana Sardi Venter agradece sua bolsa FAPESP 2014/23108-4.

6. REFERÊNCIAS

- da Silva, M. M., Venter, G. S., Varoto, P. S. P., & Coelho, R. T., 2015. "Experimental results on chatter reduction in turning through embedded piezoelectric material and passive shunt circuits". *Mechatronics*, Vol. 29, p. 78–85.
- Diniz, A. E., da Silva, W. T. A., Suyama, D. I., Pederiva, R., & Albuquerque, M. V., 2018. "Evaluating the use of a new type of impact damper for internal turning tool bar in deep holes". *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, p. 1–16.
- Ema, S., & Marui, E., 2000. "Suppression of chatter vibration of boring tools using impact dampers". *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 40(8), p. 1141–1156.

- Erturk, A., & Inman, D. J., 2008. "Piezoelectric shunt damping for chatter suppression in machining processes". In *Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2008)*, p. 193–206. Leuven, Belgium.
- Ganguli, A., Deraemacker, A., & Preumont, A., 2007. "Regenerative chatter reduction by active damping control". *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 300(3–5), p. 847–862.
- Hagood, N. W., & von Flotow, A., 1991. "Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks". *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 146(2), p. 243–268.
- Liu, X., Liu, Q., Wu, S., Liu, L., & Gao, H., 2017. "Research on the performance of damping boring bar with a variable stiffness dynamic vibration absorber". *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 89(9–12), p. 2893–2906.
- Muhammad, B. B., Wan, M., Feng, J., & Zhang, W.-H., 2017. "Dynamic damping of machining vibration: a review". *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 89(9–12), p. 2935–2952.
- Venter, G. S., Silva, L. M. do P., Carneiro, M. B., & da Silva, M. M., 2017. "Passive and active strategies using embedded piezoelectric layers to improve the stability limit in turning/boring operations". *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 89(9–12), p. 2789–2801.
- Viana, F. A. C., & Steffen, V., 2006. "Multimodal vibration damping through piezoelectric patches and optimal resonant shunt circuits". *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 28(3), p. 293–310.
- Wiercigroch, M., & Budak, E., 2001. "Sources of nonlinearities, chatter generation and suppression in metal cutting". *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, Vol. 359(1781), p. 663–693.

7. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.

INTERNAL TURNING TOOL VIBRATION CONTROL WITH MULTILAYER PIEZOELECTRIC ACTUATOR

Giuliana Sardi Venter¹

Reginaldo Teixeira Coelho²

Maíra Martins da Silva²

1 - Department of Mechanical Engineering - Technology Sector, Federal University of Parana - Av. Cel. Francisco H. dos Santos, 210 - Jardim das Américas, Curitiba - PR, Brasil

2 - Department of Mechanical Engineering - Sao Carlos School of Engineering, University of Sao Paulo - Av. Trabalhador São Carlense, 400, Jd. Arnold Schimidt, São Carlos-SP, Brasil

giuliana.venter@ufpr.br

Abstract. In internal turning operations, long and slender tool holders are used, which contributes to excessive vibration. This vibration is caused due to chatter, a phenomenon that occurs due to interactions between the tool and part. Chatter causes a poor surface quality and decreases the useful life of the tool, being necessary the study of strategies for its control. Passive control using inductive-resistive shunts and active control through velocity feedback increase the damping of the system and can be used to control vibration. The use of piezoelectric materials to perform the actuation and control in the tool holder is already properly documented. Simple piezoelectric actuators, a layer of piezoelectric material, which may not have actuation capacity to reduce vibration, are commonly used. In this research, a method for assembling a multi-layer piezoelectric actuator is shown, which can provide a better performance. This actuator is used with passive and active control and the system response is investigated using frequency response functions (FRFs) obtained experimentally in the laboratory. Two fixation conditions are tested in order to analyze the robustness and the capacity to reduce the vibration amplitude of the two control strategies. The results show that the use of a multilayer piezoelectric actuator made possible a great reduction in vibration amplitude (approximately 50%) in the first natural frequency of the tool holder.

Keywords: Chatter, Internal turning, Active control, Passive control, Piezoelectric material