



**HAL**  
open science

# OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS DE CORTE A PARTIR DE ABORDAGEM ESTOCÁSTICA APLICADA A DINÂMICA DO FRESAMENTO DE TOPO

Gabriel Bezerra Menezes Silva, Ritto Thiago, Anna Carla Araujo

► **To cite this version:**

Gabriel Bezerra Menezes Silva, Ritto Thiago, Anna Carla Araujo. OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS DE CORTE A PARTIR DE ABORDAGEM ESTOCÁSTICA APLICADA A DINÂMICA DO FRESAMENTO DE TOPO. VIII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Aug 2014, Uberlandia, Brazil. hal-03219967

**HAL Id: hal-03219967**

**<https://hal.science/hal-03219967>**

Submitted on 15 May 2021

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

## OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS DE CORTE A PARTIR DE ABORDAGEM ESTOCÁSTICA APLICADA A DINÂMICA DO FRESAMENTO DE TOPO

**Gabriel Bezerra de Menezes Silva, gabrielbmsufrj@poli.ufrj.br**

**Thiago Gamboa Ritto, tritto@mecanica.ufrj.br**

**Anna Carla Monteiro de Araujo, anna@mecanica.ufrj.br**

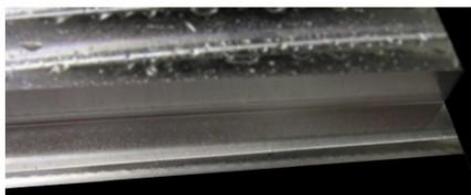
Programa de Engenharia Mecânica, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil

**Resumo:** A pressão específica é uma propriedade da interação cavaco-ferramenta e sua estimativa carrega incertezas próprias da natureza do processo. Com o objetivo de otimizar o processo de fabricação através da escolha ótima dos parâmetros, neste trabalho é construído um programa computacional na linguagem MATLAB para a simulação da condição de estabilidade crítica da operação de fresamento de topo. Para isso é realizado o estudo e modelagem da dinâmica do corte segundo o modelo analítico de Altintas para sistemas de 2 graus de liberdade. De posse do diagrama de lóbulos, são escolhidas uma profundidade de corte e uma velocidade de rotação estáveis. O modelo determinístico da dinâmica do sistema é resolvido para obter o deslocamento dinâmico da ferramenta no tempo, que é comparado com os resultados obtidos pelo modelo determinístico clássico. Os resultados apresentam a relevância em considerar a variabilidade dos dados ao identificar regiões de estabilidade.

**Palavras-chave:** Usinagem, Fresamento de Topo, Dinâmica do Corte, Estocástico

### 1. INTRODUÇÃO

A pesquisa científica dos processos de fabricação envolve comumente a análise de materiais, das ferramentas e/ou da mecânica e dinâmica do processo. Os processos de corte por usinagem tem como característica a aplicação de força e velocidade para causar deformação plástica e a conseqüente retirada do material. O *Chatter*, ou vibração auto-excitada, é um dos grandes limitantes dos processos de usinagem pois o aumento da quantidade de material retirado pode levar a uma instabilidade que antecede à quebra da ferramenta. Seu estudo e modelagem são essenciais para a otimização e aumento da produtividade nas indústrias (Araujo *et al.*, 2009). A presença deste tipo de vibração em processos como torneamento e fresamento pode causar má qualidade do acabamento superficial (Fig. 1), baixa tolerância dimensional, diminuição da vida útil da ferramenta, ou mesmo dano aos rolamentos da máquina ferramenta.



(a) Superfície usinada sem a presença de *chatter*



(b) Superfície usinada com a presença de *chatter*

Figura 1: Comparação de superfícies usinadas com e sem a presença de *chatter* (Faassen, 2007)

Tobias (1965) e Koenigsberger and Tlustý (1967) foram os primeiros pesquisadores a publicar um modelo analítico explicando o mecanismo regenerativo de *chatter* e sua predição para o caso do corte ortogonal. Posteriormente Budak (1995) desenvolveu o modelo analítico de predição de *chatter* para dois graus de liberdade aplicado ao fresamento de topo. O modelo considerou a força de corte média e possibilitou alcançar predições validadas por experimento. O modelo analítico contudo não alcançou bons resultados para predição quando a profundidade de corte radial era pequena se comparada ao diâmetro da fresa. A estabilidade do processo de fresamento foi investigada por Zhao and Balachandran (2001), e Insperger *et al.* (2003), considerando sistemas de um e dois graus de liberdade para diferentes condições experimentais e o modelo matemático é representado por equações diferenciais de atraso (Moon, 1998).

Como os processos de usinagem apresentam grande variabilidade e incerteza nos parâmetros do material e do processo, Janez Gradisek and Friedrich (2002) apresentou um método de análise do processo estocástico para a ocorrência de *chatter* no torneamento. Posteriormente G.S. Duncan (2006) considerou a utilização da teoria de probabilidades aplicada

a predição de *chatter* para a operação de fresamento de topo. Outras teorias também foram utilizadas para considerar as incertezas no processo de fresamento, como Sims and Mann (2010) que utilizou a aritmética Fuzzy para construção do modelo estocástico motivado pela pouca contribuição de trabalhos na área.

O presente trabalho tem por objetivo estudar a modelagem do conjunto peça-ferramenta para obtenção da equação de transferência do sistema, analisando a dinâmica do corte para o fresamento e construir um algoritmo desenvolvido no MATLAB. Um ponto ótimo no diagrama de lóbulos é escolhido e as equações de força determinísticas e estocásticas são resolvidas utilizando o método de Runge Kutta de 4 ordem para a determinação dos deslocamentos da ferramenta no tempo e comparação dos resultados.

## 2. MODELO DE ALTINTAS PARA CHATTER CONSIDERANDO DOIS GRAUS DE LIBERDADE

A dinâmica do sistema é composta pela fresa, o porta-ferramentas, a máquina ferramenta e a peça pode apresentar comportamento não-linear complexo associado a condições extremas, como *chatter*, o qual pode afetar severamente a qualidade superficial da peça usinada. A modelagem pode ser muito útil para estabelecer condições operacionais ótimas. Muitos autores propuseram modelos simples para o estudo da dinâmica da ferramenta durante o processo de usinagem usando um modelo massa-mola-amortecedor com um (Insperger *et al.*, 2003) ou dois graus de liberdade (Budak, 1995).

Quando a ferramenta é considerada rígida, as forças radial e tangencial que atuam no dente  $j$  podem ser calculadas como função da espessura do cavaco  $h(t)$ , da profundidade de corte axial  $a$ , da pressão específica de corte tangencial  $K_t$  e da constante de corte radial  $k_r$  como pode ser visto na equação Eq 1:

$$F_{tj}(t) = K_t \cdot a \cdot h(t) = K_t \cdot a \cdot f_t \cdot \sin(\phi(t)), \quad F_{rj}(t) = k_r \cdot F_{tj}(t), \quad (1)$$

A espessura do cavaco no fresamento de topo é normalmente descrita pela equação de Martellotti como função do avanço por dente  $f_t$  e do ângulo do dente  $\phi_j$ . As forças podem ser decompostas nas direções  $x$  e  $y$  como:

$$F_{xj}(t) = -F_{tj}(t) \cdot \cos\phi_j - F_{rj}(t) \cdot \sin\phi_j, \quad F_{yj}(t) = +F_{tj}(t) \cdot \sin\phi_j - F_{rj}(t) \cdot \cos\phi_j, \quad (2)$$

onde  $\phi_j$  é o ângulo de posição do dente  $j$  e ele varia de acordo com a rotação da ferramenta  $n$ , como pode ser visto na Fig. 2. A força de corte é uma função do tempo agindo na fresa e é composta pelo somatório da contribuição de cada dente:

$$F_x(t) = \sum_{j=0}^{N-1} F_{xj}(\phi_j, t); \quad F_y(t) = \sum_{j=0}^{N-1} F_{yj}(\phi_j, t). \quad (3)$$

Quando a ferramenta não pode mais ser considerada rígida, é necessário analisar a dinâmica do corte para estudar a estabilidade do sistema. A fresa de topo é, do ponto de vista dinâmico, similar a uma barra cilíndrica fixada em uma de suas extremidades pelo porta-ferramenta e forçada no outro lado pelo contato com a peça durante o processo de corte. Budak (1995) representou o sistema dinâmico da ferramenta como pode ser visto na Fig. 2. Na figura  $k_x$ ,  $k_y$ ,  $c_x$  e  $c_y$  são os parâmetros modais do sistema massa-mola-amortecimento nas direções  $x$  e  $y$ , e  $dF_{tj}$  e  $dF_{rj}$  são as forças tangenciais e radiais do dente  $j$  respectivamente. É considerado uma fresa com  $N$  número de dentes e um ângulo de hélice igual a zero.

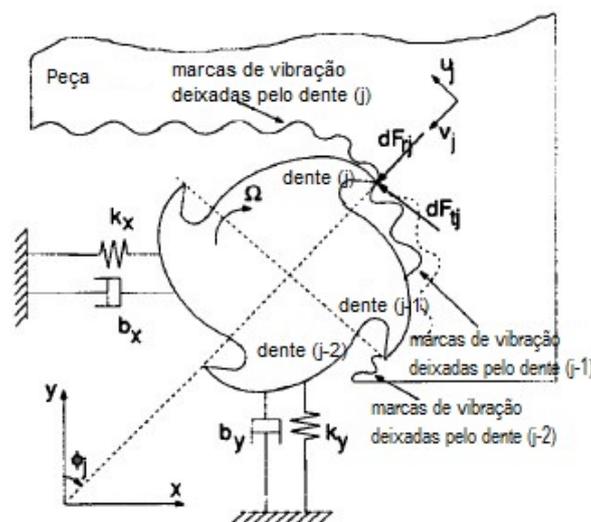


Figura 2: Modelo de fresamento de topo considerando dois graus de liberdade (Altintas, 2000).

Sendo  $m$  a massa,  $x$  e  $y$  os deslocamentos dinâmicos da ferramenta no domínio do tempo, a equação de movimento nas direções  $x$  e  $y$  da fresa representada na Fig. 2 é escrita como:

$$m\ddot{x} + c_x\dot{x} + k_x x = F_x, \quad (4)$$

$$m\ddot{y} + c_y\dot{y} + k_y y = F_y, \quad (5)$$

A matriz da função de transferência do sistema massa-mola-amortecido com dois graus de liberdade é trivial uma vez que possui apenas os termos da diagonal  $\Phi_{xx}$  e  $\Phi_{yy}$ . A matriz da função de transferência do sistema é então obtida realizando a transformada de Laplace na equação diferencial característica como mostra as seguintes passagens:

No domínio da frequência a função de transferência  $\Phi(s)$  é escrita como

$$\Phi(s)_{xx} = \frac{X(s)}{F_x(s)} = \frac{1}{(ms^2 + c_x s + k_x)} = \frac{\omega_{nx}^2}{k_x(s^2 + 2\xi_x \omega_{nx} s + \omega_{nx}^2)}, \quad (6)$$

$$\Phi(s)_{yy} = \frac{Y(s)}{F_y(s)} = \frac{1}{(ms^2 + c_y s + k_y)} = \frac{\omega_{ny}^2}{k_y(s^2 + 2\xi_y \omega_{ny} s + \omega_{ny}^2)}, \quad (7)$$

onde  $s$  é a variável de Laplace,  $X(s)$  e  $Y(s)$  os deslocamentos dinâmicos atuais no domínio da frequência,  $\omega_{nx}$  e  $\omega_{ny}$  são a frequência natural na direção  $x$  e  $y$ ,  $\xi_x$  e  $\xi_y$  são os coeficientes de amortecimento nas direções  $x$  e  $y$ .

O ultimo passo necessário para o estudo da estabilidade do sistema é completar os termos da equação característica desenvolvendo a expressão para a espessura do cavaco  $h$ , que é uma variável do tempo para o caso não rígido. Em seu trabalho, Budak (1995) mostrou que a espessura do cavaco é calculada em função da espessura do cavaco estática  $h_0$ , E da diferença entre os deslocamentos dinâmicos da ferramenta na volta anterior e da posição atual  $\{\Delta x \quad \Delta y\}^T$  deixadas pelo dente  $j-1$  e  $j$  respectivamente. a função degrau  $g(\phi_j)$  a qual determina se o dente está ou não em corte como mostra a Eq.8.

$$g(\phi_j) = \begin{cases} 1, & \text{se } \phi_s < \phi_j < \phi_e, \\ 0, & \text{se } \phi_j < \phi_s \text{ ou } \phi_j > \phi_e, \end{cases} \quad (8)$$

$\phi_s$  é o ângulo de entrada e  $\phi_e$  o ângulo de saída da geometria de corte e podem ser visualizados na Fig. 3.

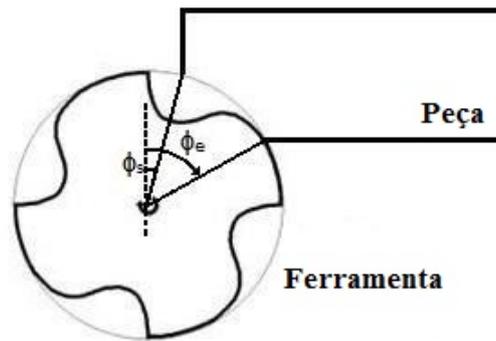


Figura 3: Ângulos de entrada e saída

Para simplificação, a espessura do cavaco estática é removida da expressão uma vez que não influencia no mecanismo regenerativo. Apenas a espessura de cavaco dinâmica  $h(\phi_j)$  é considerada para análise de *chatter*:

$$h(\phi_j) = [\Delta x \sin \phi_j + \Delta y \cos \phi_j] g(\phi_j). \quad (9)$$

De posse do modelo da força de corte, da matriz função de transferência e da espessura do cavaco dinâmica, Altintas formulou a equação característica do mecanismo regenerativo a partir da utilização do termo médio da série de Fourier. Esta simplificação resolve o problema com uma solução analítica para profundidades de corte e rotações:

$$\{F(s)\} = \frac{1}{2} a K_t [1 - e^{-sT}] [A_0] [\Phi(s)] \{F(s)\}, \quad (10)$$

onde  $T$  é o período de passagem de dente e  $A_0$  é a matriz de fatores direcionais médias. A equação característica só tem uma solução não trivial quando o determinante é zero.

$$\det = \left[ [I] - \frac{1}{2} K_t a (1 - e^{-sT}) [A_0] [\Phi(s)] \right] = 0. \quad (11)$$

A partir desta equação e da constante de Laplace feita por Altintas, é possível calcular a profundidade de corte limite  $a_{lim}$  em uma determinada rotação da ferramenta:

$$a_{lim} = -\frac{2\pi \Lambda_R}{N \cdot K_t} (1 + \kappa^2), \quad (12)$$

$$T = \frac{1}{\omega_c}(\epsilon + 2k\pi) \rightarrow n = \frac{60}{NT}. \quad (13)$$

onde  $\Lambda_R$  é a parte real dos autovalores,  $\kappa = \Lambda_R/\Lambda_I$  é a fase do autovalor,  $k$  é um inteiro,  $\epsilon = \pi - 2\psi$  é a fase entre as marcas de vibração deixadas pela volta anterior e a atual, onde  $\psi = \tan^{-1}\kappa$ .

O diagrama de lóbulos de estabilidade é o gráfico que apresenta  $a_{lim}$  em função da rotação da ferramenta  $n$  de cada lóbulo  $k$ . Como mostra a Fig. 4, valores de profundidade de corte acima daqueles encontrados para o limite de estabilidade ( $a_{lim}$ ), o sistema é instável e acontece *chatter*. Para valores da curva abaixo, o sistema é estável e não ocorre *chatter*.

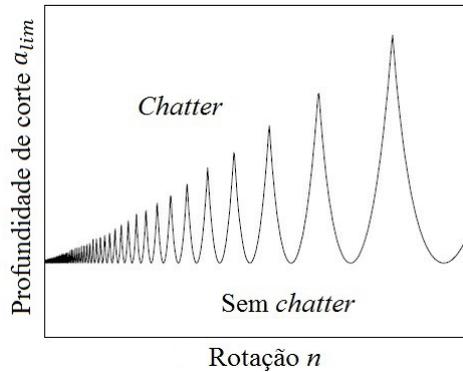


Figura 4: Diagrama de lóbulos de estabilidade (Faassen, 2007).

### 3. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

O diagrama de lóbulos de estabilidade é construído utilizando a predição analítica de *chatter* e uma rotina computacional com parâmetros  $k_y$ ,  $\omega_n$  e  $\xi$  conhecidos. Em resumo a rotina utiliza os passos descritos por Altintas (2000):

- Selecionar uma frequência de *chatter* da função de transferência próxima de um modo de vibração dominante.
- Resolver a equação dos autovalores.
- Calcular a profundidade de corte limite  $a_{lim}$  (Eq. 12).
- Calcular a rotação da ferramenta para cada lóbulo de estabilidade  $k$  (Eq. 13).
- Repetir o procedimento para outras frequências de *chatter* próximas a um modo de vibração dominante da estrutura, evidentes pela função de transferência.

O algoritmo necessário para executar essa rotina, bem como as simulações numéricas do modelo determinístico e estocástico, foram desenvolvidos utilizando o programa MATLAB.

#### 3.1 Estudo de caso

O objetivo do estudo de caso é através da escolha dos parâmetros de entrada, plotar o diagrama de lóbulos de estabilidade e escolher um ponto de profundidade de corte e rotações ótimas para a solução da equação diferencial de atraso e obter assim o deslocamento dinâmico da ferramenta no tempo para o modelo determinístico a compará-lo com o modelo estocástico.

A tabela 1 apresenta os parâmetros de entrada que compõem o estudo de caso. Utilizando esses valores como entrada no algoritmo descrito na seção anterior é possível plotar o diagrama da Fig. 5. Pela análise do diagrama é possível ver que a melhor combinação que maximiza a taxa de remoção de material é a que alia uma boa profundidade de corte a uma alta rotação da ferramenta, o ponto escolhido então foi  $a_p = 4$  mm e  $n = 12500$  RPM.

#### 3.2 Modelo determinístico

Uma vez escolhidas a profundidade de corte e a rotação, a equação diferencial de atraso define a dinâmica regenerativa de *chatter*, composta pelas Eq. (1-5, 9) e reescrita na Eq.(14):

$$m\ddot{x} + c_x\dot{x} + k_x x = \sum_{j=0}^{N-1} a \cdot K_t \cdot g(\phi_j) \cdot [\Delta x \sin\phi_j + \Delta y \cos\phi_j] (-\cos\phi_j - k_r \cdot \sin\phi_j), \quad (14)$$

$$m\ddot{y} + c_y\dot{y} + k_y y = \sum_{j=0}^{N-1} a \cdot K_t \cdot g(\phi_j) \cdot [\Delta x \sin\phi_j + \Delta y \cos\phi_j] (+\sin\phi_j - k_r \cdot \cos\phi_j). \quad (15)$$

Tabela 1: Dados de entrada do estudo de caso.

Parâmetro de entrada	Estudo de caso
Número de dentes $N$	3 dentes
Material da peça usinada	Alumínio
$k_r$	0,07
$k_t$	760 MPa
$k_x$	$5,59 \times 10^6$ N/m
$k_y$	$5,71 \times 10^6$ N/m
$\omega_{nx}$	593,75 Hz
$\omega_{ny}$	675 Hz
$\xi_x$	$3,9 \times 10^{-2}$
$\xi_y$	$3,5 \times 10^{-2}$
Ângulo de entrada $\phi_s$	$0^\circ$
Ângulo de saída $\phi_e$	$60^\circ$

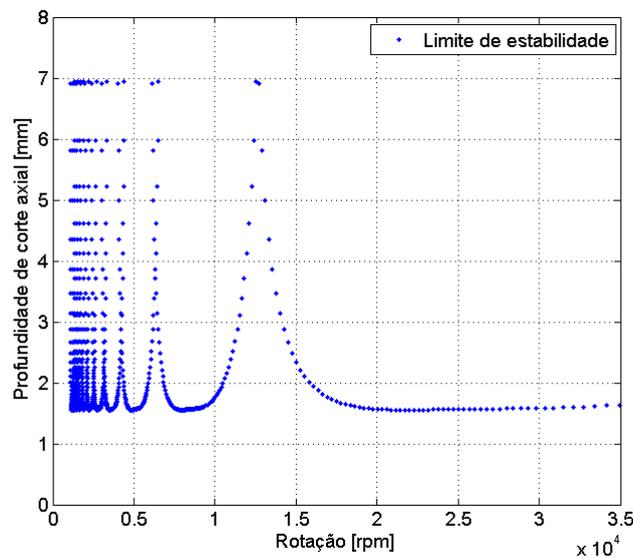


Figura 5: Diagrama de lóbulo de estabilidade do estudo de caso.

A equação diferencial de atraso foi resolvida numericamente utilizando o método de Runge Kutta de quarta ordem. A profundidade de corte e rotação ótimas escolhidas a partir do diagrama de lóbulos, e o resultado do deslocamento dinâmico da ferramenta no tempo pode ser visto na Fig. 6.

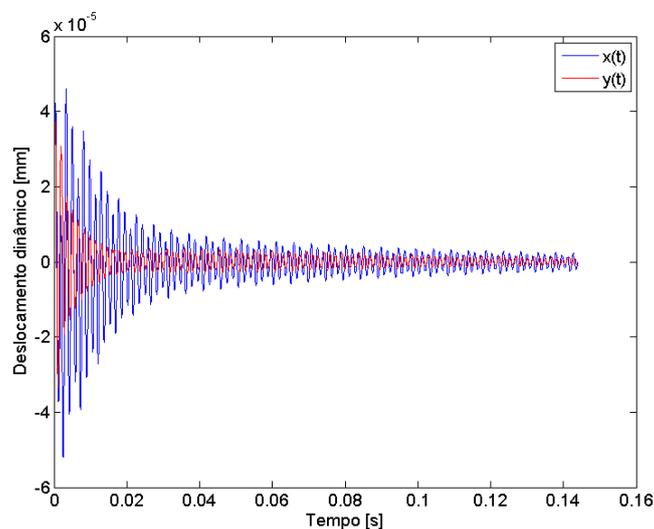


Figura 6: Deslocamento dinâmico da ferramenta do modelo determinístico.

Observando a Fig. 6 é possível averiguar se a solução numérica do modelo determinístico está condizente com a solução do modelo analítico utilizado para traçar o diagrama de lóbulos. Avaliando a redução de amplitude percebe-se que o conjunto de profundidade de corte e rotação escolhidos encontraram estabilidade.

### 3.3 Modelo estocástico

Na realidade, as incertezas inerentes aos dados de entrada do algoritmo pode provocar uma mudança na dinâmica do sistema, uma vez que esse se encontra perto do limite de estabilidade. Há então a necessidade de se contabilizar essas incertezas e obter um intervalo de confiança para uma maior confiabilidade dos parâmetros ótimos. O primeiro passo para construção do modelo estocástico é definir os parâmetros que são incertos e que serão modelados como uma variável aleatória.

Em seu trabalho, Lima *et al.* (2012) calculou os valores das pressões de corte para diferentes avanços por dente  $f_z$  e profundidades de corte  $a_p$ . Para cada experimento realizado foi feita também uma réplica dos experimentos e mesmo assim os valores das pressões de corte encontrados apresentaram grande variabilidade. Uma vez que suas incertezas são muito grandes e relativamente maiores que as incertezas dos parâmetros modais, as propriedades do material  $K_t$  e  $K_r$  foram escolhidas como as únicas variáveis aleatórias a serem consideradas no modelo estocástico.

O segundo passo é definir a função densidade de probabilidade das variáveis aleatórias. Para isso foi utilizado o princípio de máxima entropia (Kapur, 1992):

$$f_x(x) = \operatorname{argmax}(S(f_x(x))), \quad (16)$$

onde a entropia  $S$  dada pela Eq. 17 é utilizada como quantidade de incerteza.

$$S = - \int_{\text{supp}} f_x(x) \ln(f_x(x)) dx \quad (17)$$

A função de densidade é encontrada através da solução de um problema de otimização para as informações  $\lambda_i$  do problema físico utilizadas como mostra a Eq.(18)

$$f_x(x) = \exp(-\lambda_0 - \lambda_1 g_1(x) - \lambda_2 g_2(x) - \dots). \quad (18)$$

A escolha do suporte, correspondente aos limites da integral, utiliza os dados experimentais das réplicas dos experimentos citados para calcular a máxima variação das pressões de corte. Os resultados apresentam variabilidade de 33.93% para  $K_t$  e de 53.57% para  $k_r$ . O suporte escolhido foi

$$K_t = [494, 1026] \text{MPa} (\pm 35\%), \quad (19)$$

$$k_r = [0.028, 0.112] \text{MPa} (\pm 60\%). \quad (20)$$

As informações  $\lambda_i$ , referentes a média e desvio padrão, não foram utilizadas. Embora os valores das pressões de corte fornecidos pelos fabricantes representem uma média, como mostrou Lima *et al.* (2012) em seu trabalho, as pressões de corte dependem tanto do avanço por dente  $f_z$  como da profundidade de corte  $a_p$ . Já as tabelas fornecidas por esses fabricantes é dado apenas valores da pressão específica para diferentes avanços por dente, não sendo esses valores então representativos da média para qualquer profundidade de corte utilizada. Sendo o suporte a única informação, a solução da Eq. (18) resulta em uma função densidade de probabilidade uniforme como mostra Kapur (1992).

Em posse da função densidade de probabilidade, o terceiro passo para resolver o modelo estocástico é sortear um valor para as variáveis aleatórias segundo essa distribuição e, através do método de Monte Carlo, gerar um número  $n^*$  de soluções numéricas com as quais serão calculadas os intervalos de confiança. O número  $n^*$  de observações suficientes para convergência é analisado através de um estudo da convergência da média quadrática do ultimo ponto no tempo analisado, o qual pode ser visto na Fig. 7.

Para aliar bom custo computacional, a uma convergência que seja o suficiente ao problema, foram escolhidas 250 simulações. O deslocamento no tempo para o caso onde  $a_c = 4$  mm pode ser visto na Fig.8. É considerado um intervalo de 95% de confiança e os limites superiores e inferiores foram plotados utilizando diferentes cores para melhor visualização.

Pela análise da Fig. 8 é possível ver que o modelo estocástico, diferente do determinístico, não apresenta sempre uma resposta estável dentro do intervalo de confiança de 95% demonstrado pelo crescimento dos limites do mesmo devido a presença de *chatter*. Assim é necessário a escolha de uma profundidade de corte menor do que aquela estabelecida no modelo determinístico de 4mm. O novo diagrama de lóbulos de estabilidade pode ser visto na Fig. 9, onde a nova zona estável do diagrama da Fig. 5 é representada por um intervalo de confiança de 95%.

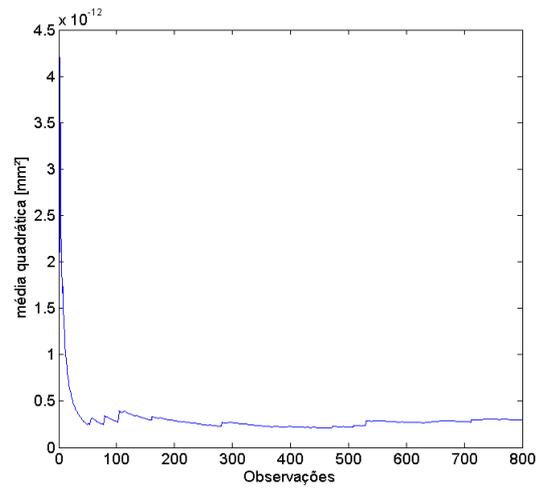
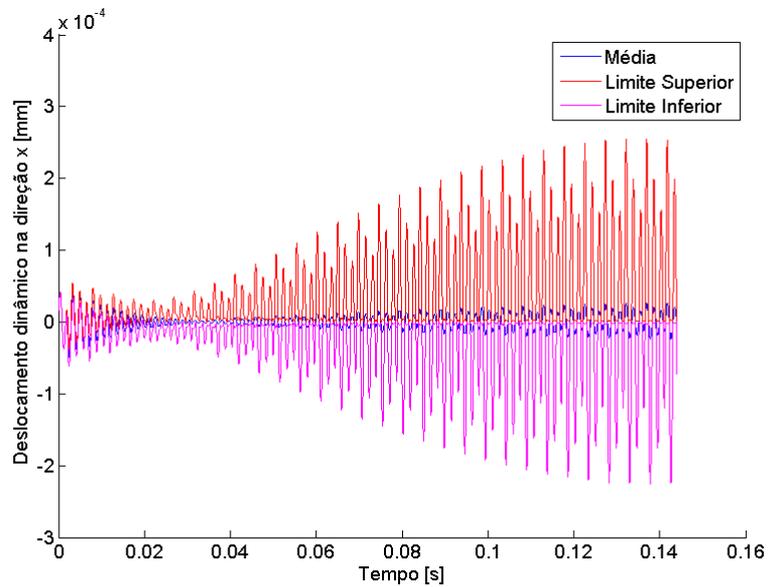
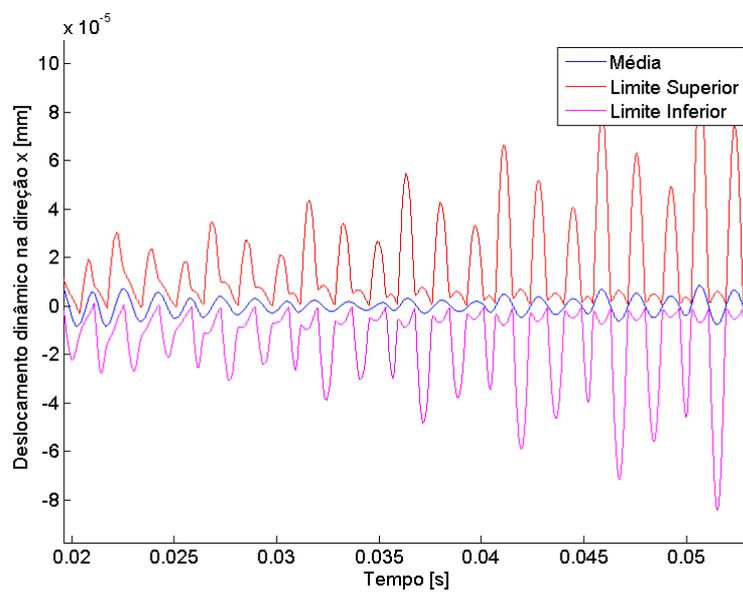


Figura 7: Análise da convergência da média quadrática ao longo do número de observações.



(a) Média e intervalo de confiança obtido pelas 250 observações.



(b) Ampliação dos resultados.

Figura 8: Resultados do modelo estocástico.

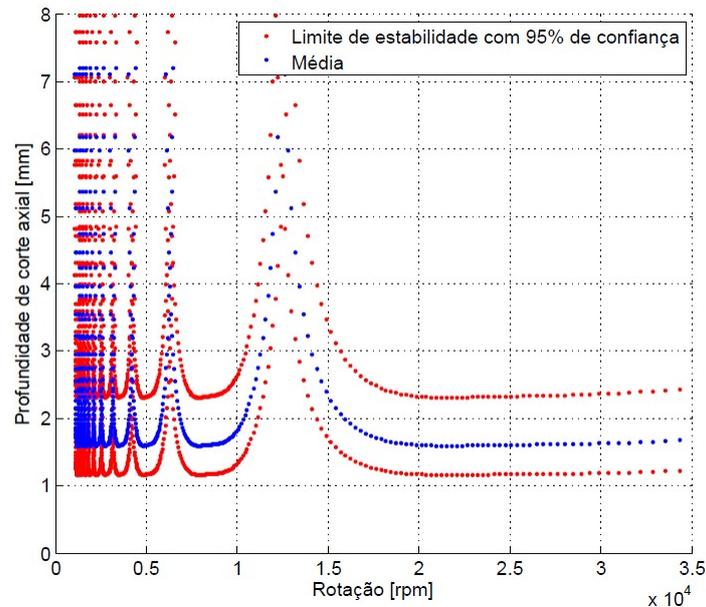


Figura 9: Diagrama de lóbulos considerando um intervalo de confiança de 95%.

#### 4. CONCLUSÕES

O estudo e prevenção de *chatter* nos processos de usinagem é de extrema importância para a indústria e a construção do diagrama de lóbulos através do modelo determinístico das forças de corte é capaz de otimizar o fresamento de topo por oferecer uma base de escolha dos parâmetros do processo que previnem esse tipo de vibração. Devido as incertezas nas propriedades dos materiais observadas experimentalmente, a utilização de um modelo estocástico se torna extremamente importante para garantir maior confiabilidade a essa base de tomada de decisão.

Os resultados computacionais apresentados neste trabalho retificaram essa importância uma vez que apenas o modelo determinístico comumente utilizado considerou a profundidade de corte de 4 mm como estável e, quando considerada a variabilidade das pressões de corte pelo modelo estocástico, a mesma escolha se mostrou instável. Para representação da nova zona estável foi construído um novo diagrama de lóbulos com intervalo de confiança e dessa forma é conferida maior aplicabilidade e confiabilidade em sua utilização para a prevenção de *chatter*.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a CAPES que ofereceu a bolsa de mestrado e ao Programa de Engenharia Mecânica da COPPE/UFRJ pela infraestrutura oferecida para realização do trabalho.

#### 6. REFERÊNCIAS

- Altintas, Y., 2000. *Manufacturing automation*. Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- Araujo, A., Pacheco, P. and Savi, M., 2009. "Dynamical analysis of an end milling process". In *COBEM 2009*.
- Budak, Y.A.E., 1995. "Analytical prediction of stability lobes in milling". *Annals of the CIRP*, Vol. 44, No. 1, pp. 357–362.
- de Lima D.O.; de Araujo A.C.M.; da Silveira J.L.J., 2012. "Influência da profundidade de corte e do avanço na força de corte no fresamento de faceamento". In *CONEM 2012*.
- Faassen, R., 2007. *Chatter Prediction and Control for High-Speed Milling*. Ph.D. thesis, Eindhoven University of Technology.
- G.S. Duncan, M.H. Kurdi, T.S.J.S., 2006. "Uncertainty propagation for selected analytical milling stability limit analyses". *Transactions of the North American Manufacturing Research Institute of SME*, Vol. 34, p. 17.
- Inspurger, T., Mann, B.P., Stepan, G. and Bayly, P.V., 2003. "Stability of up-milling and down-milling, part 2: experimental verification". *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 43, pp. 35–40.
- Janez Gradisek, Igor Grabec, S.S. and Friedrich, R., 2002. "Stochastic dynamics of metal cutting: Bifurcation phenomena in turning". *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 16, pp. 831–840.
- Kapur, J.N., 1992. *Entropy Optimization Principles with Applications*. Academic Press.
- Koenigsberger, F. and Tlustý, J., 1967. *Machine Tool Structures - Vol. I: Stability Against Chatter*. Pergamon Press.
- Moon, F., 1998. *Dynamics and chaos in manufacturing processes*. J. Wileys, New York.
- Sims, N. D., M.G. and Mann, B., 2010. "Fuzzy stability analysis of regenerative chatter in milling". *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 329, pp. 1025–1041.
- Tobias, S.A., 1965. *Machine-tool vibration*. J.Wiley.

## 7. RESPONSABILIDADE AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

# OPTIMIZATION OF CUTTING PARAMETERS FROM A STOCHASTIC APPROACH APPLIED TO THE END MILLING DYNAMICS

**Gabriel Bezerra de Menezes Silva, gabrielbmsufrj@poli.ufrj.br**

**Thiago Gamboa Ritto, tritto@mecanica.ufrj.br**

**Anna Carla Monteiro de Araujo, anna@mecanica.ufrj.br**

Programa de Engenharia Mecânica, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil

***Abstract:** The specific pressure is a property of the chip-tool interaction and its estimative carries uncertainties of the process nature. In order to optimize the fabrication process by choosing the best parameters, there will be developed a computational program in MATLAB software language for the purpose of simulate the critical stability condition during the end milling operation. Therefore a study and dynamic modeling of the cutting process will be proposed according to the analytical model of Altintas for systems of 2 degrees of freedom. With the diagrama de lóbulos in hands, a stable depth of cut and rotation are chosen. The deterministic model of the system dynamics is solved to obtain the dynamic displacement of the machining tool in time, which is then compared to the results found by the classical deterministic model. The results show relevance in considering the variability of the data to identify regions of instability.*

***Keywords:** Machining, End Milling, Cut Dynamics, Stochastic*