



ESTUDO DA RIGIDEZ ESTRUTURAL DA FERRAMENTA DE CORTE E SUA INFLUÊNCIA NA FORMAÇÃO DO CAVACO

Cláudio Parreira Lopes

Durval Uchôas Braga

claudioufsj@gmail.com

durval@ufs.br

Universidade Federal de São João Del Rei - UFSJ

Praça Frei Orlando 170, Centro, CEP 36307-352, São João Del Rei, Minas Gerais, Brasil

Wagner Custódio de Oliveira

wagner@div.cefetmg.br

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais - CEFET MG

Rua Álvares de Azevedo 400, Bela Vista, CEP 35503-822, Divinópolis, Minas Gerais, Brasil

Resumo. O processo de usinagem gera excitações dinâmicas na ferramenta de corte. Este fenômeno pode ser observado através da amplitude das forças de usinagem. Neste trabalho, estudou-se a operação de cilindrar por torneamento e realizou-se a fixação da ferramenta de corte apoiada em quatro materiais diferentes (elastômero, aglutinado, polímero e fixação convencional). Utilizou-se dois valores para profundidade de corte (a_p1 e a_p2) e dois valores para avanço ($f1$ e $f2$) para realização dos ensaios. Observou-se o comportamento do cavaco através da análise de vibração da ferramenta e através das formas de fixação. Executaram-se comparações da forma final dos cavacos com formas obtidas por fixação convencional. Notou-se que existiu uma relação entre os tipos de fixação da ferramenta e forma do cavaco, com menor rigidez observada quando utilizou-se apoio elastomérico e parâmetros de usinagem ($a_p = 2,0$ mm) e ($f = 0,187$ mm/volta). Tais valores geraram maior amplitude de deslocamento, com alteração da forma do cavaco quando comparado à fixação convencional. A rigidez dos materiais de apoio aglutinado e polímero promoveu formação de cavacos com geometria alterada nos menores valores de avanço por volta (f). A morfologia de cavaco obtida neste estudo difere parcialmente daquela encontrada em condições de rigidez normal.

Palavras chave: vibração, forma do cavaco, simulação, usinagem, torneamento.

1 INTRODUÇÃO

Entende-se o fenômeno da formação do cavaco como um processo cíclico. Nas condições ideais de usinagem, divide-se nas etapas de recalque, deformação plástica, ruptura, deslizamento e expulsão do cavaco. Devido a esta periodicidade, observam-se deslocamentos e frequências vibratórias na ferramenta de corte, que estão diretamente associados à rigidez do conjunto de fixação da ferramenta, compostos da montagem do suporte no sistema e dos tipos de acessórios do arranjo. Uma vez que não existem mecanismos e sistemas totalmente rígidos, tais vibrações ocorrem em diferentes amplitudes e frequências.

Durante a operação de usinagem, a ferramenta de corte está em constante contato com a peça que, por sua vez, tende a retransmitir os fenômenos vibratórios para o cavaco gerado. Entende-se que a perda da rigidez do processo influencia na formação do cavaco, gerando espectros de frequência distintos. Da mesma forma, os cavacos estão sujeitos a formarem-se com geometrias diferentes daquelas observadas usualmente.

A introdução de um sistema dotado de rigidez alterada pode modificar o mecanismo de formação do cavaco, tornando-se conveniente quando não se consegue obtê-lo numa determinada geometria de ferramenta ou aplicando-se a usinagem convencional. A perda da rigidez permite a realização da usinagem sem interferir no resultado final, porém existem limitações quanto ao seu emprego. Tais limitações são dependentes do estado de superfície e da forma geométrica da peça especificada no projeto.

Este trabalho tem como objetivo estudar o comportamento da ferramenta de corte quando sujeita a diferentes sistemas de fixação ou estados de rigidez do conjunto, pelo monitoramento das amplitudes de vibração. Realizou-se este monitoramento através de um sistema de aquisição específico, com modelagem matemática, tratamento estatístico e filtragem dos dados, permitindo a comparação entre tais sistemas e a forma do cavaco obtido.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Segundo Cheng (2009), o conceito e a classificação da instabilidade na usinagem estão baseados na análise do comportamento das partes móveis das máquinas e de seus demais componentes. Especificamente neste processo, torna-se fundamental o controle do ponto de contato entre a ferramenta de corte e a peça. Esta interface depende indiretamente das demais partes da máquina, como o sistema de suportes, as guias de deslizamento, o sistema de translação, acessórios, entre outros.

A rigidez pode ser definida como a capacidade da estrutura em resistir à deformação, mantendo-se em dada posição quando cargas são aplicadas. Uma abordagem para obter-se a rigidez de uma malha estática é a comparação dos componentes da máquina a um trem de molas conectadas em série (k_s) ou em paralelo (k_p), onde a rigidez estática é a derivada de cada elemento individual da malha. Esta definição pode ser observada na Equação 2.1.

$$x_{\text{loop(estático)}} = \frac{F}{K_{\text{loop(estático)}}} = \frac{1}{k_{s1}} + \frac{1}{k_{s2}} + \dots + \frac{1}{k_{sn}} + \frac{1}{k_{p1} + k_{p2} + \dots + k_{pn}} \quad (2.1)$$

Segundo Comitti (2007), os fenômenos vibratórios são estudados utilizando-se diferentes abordagens. Análises podem ser realizadas no domínio do tempo ou no domínio da frequência. Uma forma de onda, quando observada no domínio do tempo, pode apresentar características distintas daquelas quando observada no domínio da frequência, descrevendo fenômenos pontuais. Já no domínio da frequência é possível a conversão dos sinais amostrados através de abordagem matemática, utilizando-se, por exemplo, a transformada rápida de Fourier (FFT).

Segundo Altintas (2012), vibrações são fenômenos comuns que ocorrem nos processos de usinagem. As mesmas são classificadas como forçadas (quando coincidem com a frequência natural da própria máquina), ou auto-excitadas (quando o fenômeno produz diferentes espessuras de cavaco), gerando diferentes séries harmônicas. Dependendo do deslocamento entre as fases das ondas de vibração, a espessura do cavaco poderá crescer de maneira exponencial, produzindo efeitos indesejados como lascamento da ferramenta ou produção de uma superfície irregular e ondulada. O mecanismo de recalque do cavaco também resulta em diferentes fases na forma de ondas de vibração, sendo este fenômeno chamado de vibração regenerativa. Independente de sua classificação, as vibrações alteram a espessura do cavaco; observa-se um exemplo deste fenômeno na Figura 2.1.

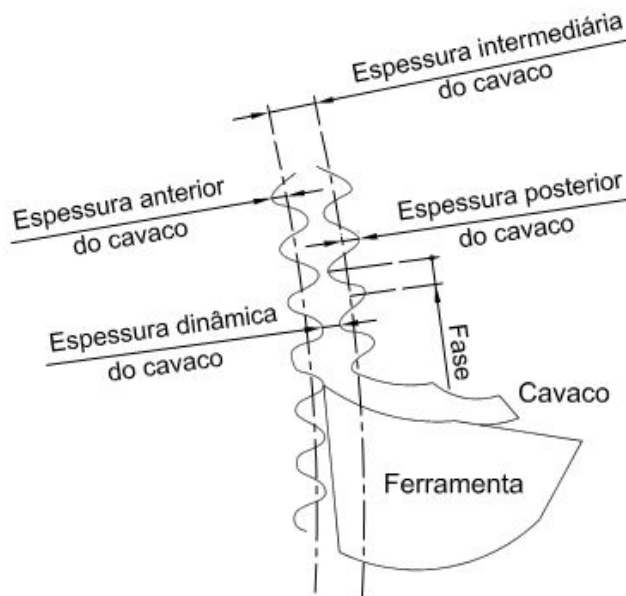


Figura 2.1. Geração de ondas de vibração no processo de usinagem com diferentes espessuras de cavaco (ALTINTAS, 2012).

Segundo Diniz, Marcondes e Coppini (2013), os cavacos são classificados de diversas maneiras. Os cavacos podem ser contínuos, de cisalhamento e de ruptura. Cavacos contínuos e de cisalhamento, por sua vez, podem ser em fita, helicoidal, espiral, em lascas ou pedaços. Exemplos de formas de cavacos podem ser observados na Figura 2.2. Geralmente estas formas causam transtornos no processo de usinagem, pois necessitam de manuseio especial, oferecendo riscos ao operador e causando danos no equipamento. Segundo Machado *et al.* (2011), tais inconvenientes são minimizados quando procura-se aumentar a deformação do material usinado através da diminuição dos ângulos de saída e de inclinação da ferramenta. Esta alternativa busca a obtenção de uma curvatura vertical do cavaco, porém não apresenta resultados satisfatórios para todos os tipos de materiais, especialmente para os materiais dúcteis.

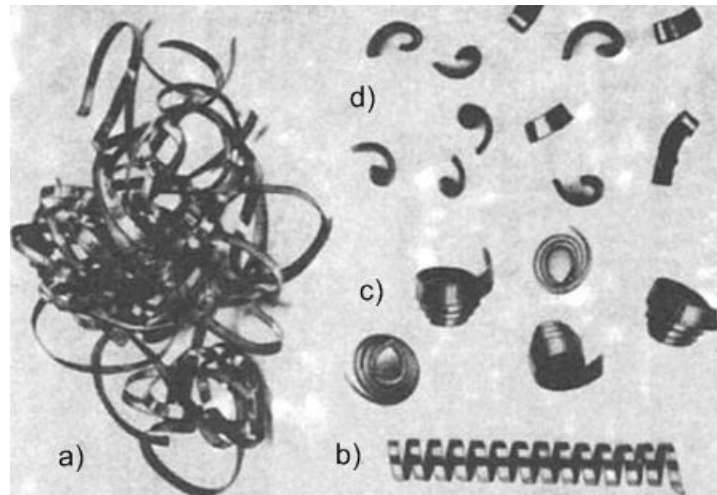


Figura 2.2. a) Cavaco em fita; b) Cavaco helicoidal; c) Cavaco espiral; d) Cavaco em lascas (DINIZ, MARCONDES e COPPINI, 2013).

Segundo Cheng (2009), além das cargas estáticas, as máquinas estão submetidas a constantes mudanças de forças dinâmicas. Deste modo, sua estrutura tende a deformar-se de acordo com a amplitude e a frequência das cargas dinâmicas de excitação. A rigidez dinâmica do sistema pode ser medida usando-se uma carga de excitação numa frequência igual à frequência natural da estrutura amortecida.

Segundo Kreyszig (2009), as equações ordinárias de segunda ordem possuem aplicações importantes na engenharia, especialmente no estudo das vibrações mecânicas. As equações diferenciais ordinárias (EDO) de segunda ordem são empregadas neste tipo de análise. Quando lineares, apresentam a notação descrita na Equação 2.2.

$$y'' + p(x)y' + q(x)y = r(x) \quad (2.2)$$

As equações diferenciais ordinárias lineares são empregadas para modelagem de sistemas providos de oscilações, como um sistema massa mola. A notação deste tipo de EDO está descrita na Equação 2.3.

$$y'' + ay + by = 0 \quad (2.3)$$

Na modelagem de um sistema massa mola, considera-se que a massa (m) do sistema possui elevada magnitude, de modo que a massa (m) da mola possa ser desconsiderada. Do mesmo modo, a carga aplicada deve possuir uma magnitude considerável, porém sem ultrapassar a constante elástica da mola de massa (m), tanto na tração quanto na compressão (deseja-se que esta limitação permita a ocorrência da força restauradora no sistema). Devido a esta força, define-se que todo sistema é amortecido, apesar do efeito do amortecimento ser desprezado na maioria das abordagens. Observando-se um sistema amortecido, o mesmo apresentará uma solução geral conforme mostrado na Equação 2.4.

$$y(t) = A \cos \omega_0 t + B \sin \omega_0 t \quad (2.4)$$

Segundo Kreyszig (2009), o resultado obtido pela Equação 2.4 recebe a denominação de oscilação harmônica, com possível determinação da frequência natural de oscilação através da utilização de sensoriamento. Uma vez necessário o acréscimo de uma força de amortecimento, a modelagem pode ser realizada através da Equação 2.5.

$$my'' + cy' + ky = F_0 \cos(\omega \cdot t) \quad (2.5)$$

Em sistemas superamortecidos ($c^2 > 4.m.k$), considera-se que a constante de amortecimento (c) possui um valor muito elevado. Este valor é capaz de extrair a energia do sistema tão rapidamente que não ocorre oscilação do corpo. Em sistemas com amortecimento crítico ($c^2 = 4.m.k$), o corpo encontra-se na fronteira entre movimentos não oscilatórios e movimentos oscilatórios, passando pela posição de equilíbrio, no máximo, por uma vez. Em sistemas com subamortecimento ($c^2 < 4.m.k$), a constante de amortecimento (c) possui um valor muito reduzido que passa a ser expresso na notação de número imaginário. Na Figura 2.3 estão representados gráficos para sistemas superamortecidos.

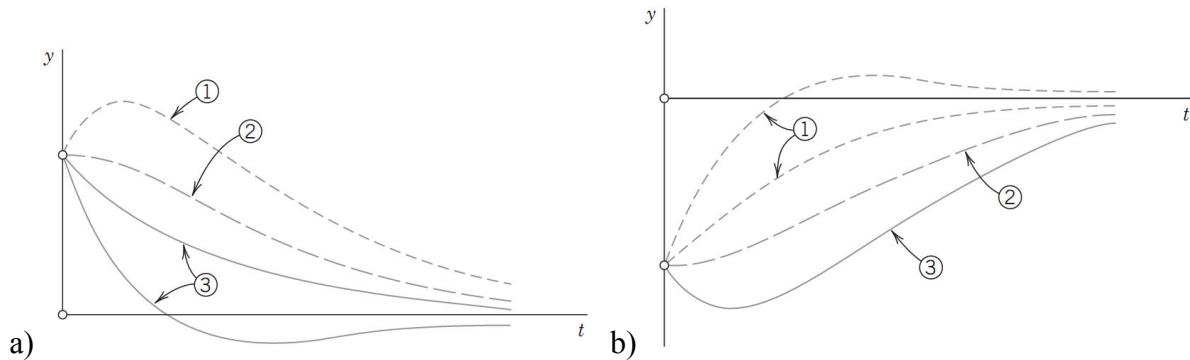


Figura 2.3. Gráficos de sistemas superamortecidos: a) Deslocamento inicial positivo; b) Deslocamento inicial negativo. Em ambos gráficos, velocidade inicial positiva (1), velocidade inicial zero (2), velocidade inicial negativa (3) (KREYSZIG, 2009).

As séries de Fourier são séries infinitas utilizadas para representação de funções periódicas gerais em termos de funções de senos e cossenos. São ferramentas auxiliares para solução de problemas envolvendo EDO e equações diferenciais parciais (EDP). As oscilações forçadas de um corpo de massa (m) numa mola de módulo (k) são determinadas pela EDO da Equação 2.6.

$$my'' + cy' + ky = r(t) \quad (2.6)$$

Neste caso, (y) é o deslocamento em relação à posição de repouso, (c) é a constante de amortecimento, (k) é a constante elástica da mola e $r(t)$ é a força externa dependente do tempo (t). Se $r(t)$ for uma função seno ou cosseno e se houver amortecimento ($c > 0$), a solução no regime permanente é uma oscilação harmônica com frequência similar à $r(t)$. Se $r(t)$ for uma função periódica qualquer, a solução no regime permanente será uma superposição de oscilações harmônicas com frequências iguais a de $r(t)$ e de múltiplos inteiros da mesma. O principal objetivo do uso da série de Fourier é encontrar frequências que estejam próximas da frequência de ressonância, de modo que a oscilação correspondente seja a parte dominante da resposta do sistema à força externa.

A transformada de Fourier trata-se de uma operação que possui números complexos como resposta. Sua realização depende da existência de uma $f(x)$ totalmente integrável no eixo (x) e contínua por intervalos em cada intervalo finito. Sua notação é dada por $f^\wedge(x)$ e expressa na Equação 2.7.

$$f^\wedge(w) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} f(x) e^{-iwx} dx \quad (2.7)$$

Sendo $\hat{f}(x)$ o espectro do sinal de frequência de $f(x)$, a transformada de Fourier fornece uma resolução da função $f(x)$ de períodos 2π na forma de harmônicos simples (complexos), com (n) menores que $N/2$. Quando retiram-se amostras de um pequeno número de pontos igualmente espaçados, pode-se obter uma falsa frequência denominada *aliasing*. Assim, deve-se utilizar um valor elevado para N , de modo a evitar o fenômeno, porém, esta abordagem exige grande esforço computacional e matemático. Nestes casos, aplica-se a transformada rápida de Fourier, que necessita somente de $O(N) \log_2 N$ operações.

3 MODELAGEM MATEMÁTICA

Considerou-se o sistema utilizado neste estudo como sendo um sistema amortecido, com forma geral descrita na Equação 2.5. Inicialmente foram determinadas as forças de corte atuantes na extremidade da ferramenta baseando-se nos parâmetros de usinagem utilizados (a_p) e (f) . As forças de corte foram calculadas através da Equação 3.1.

$$F_c = K_s \cdot a_p \cdot f \quad (3.1)$$

Em seguida, determinaram-se os deslocamentos máximos teóricos $c(\text{máx.})$ para cada tipo de material de apoio utilizando-se a Equação 3.2. O valor da massa (m) foi obtido através da medição direta do conjunto de suportaço da ferramenta de corte. O valor da força (F_0) foi considerado similar ao valor de (F_c) , obtido pela Equação 3.1. O valor da constante elástica (k) da mola foi obtido através do catálogo técnico do fabricante.

$$c(\text{máx.}) = \frac{2 \cdot m \cdot F_0}{c \cdot \sqrt{4 \cdot m^2 \cdot \frac{k}{m} - c^2}} \quad (3.2)$$

A representação esquemática do sistema idealizado pode ser observada na Figura 3.1. Trata-se de uma aproximação modificada do trabalho de Cheng (2009), com fator de amortecimento (c) localizado abaixo da ferramenta de corte. O sistema também possui fulcro rotacional para permitir alongamento da mola e deslocamento da ferramenta.

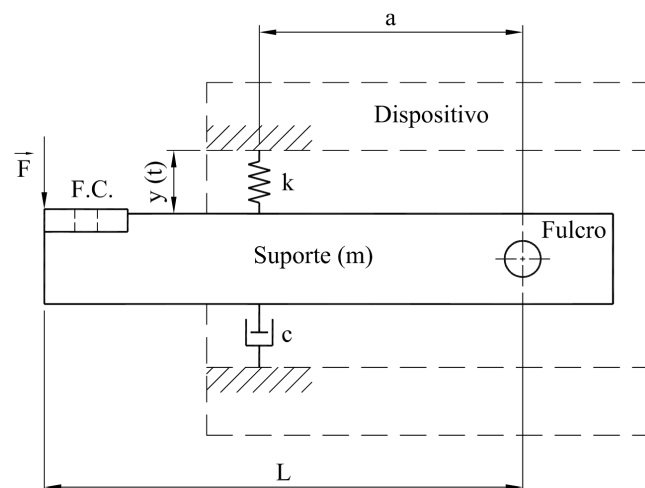


Figura 3.1. Representação do sistema de vibração.

As condições iniciais assumidas foram $y(0) = 0$ (deslocamento inicial da massa), $\omega = 2\pi.f$ (velocidade angular) constante em todos os casos, pois utilizou-se sempre um mesmo diâmetro de peça para cada ensaio realizado.

Uma expressão quadrática alternativa foi desenvolvida por Cheng (2009) para expressar o deslocamento máximo, considerando os valores dos picos e vales. Esta aproximação pode ser observada na Equação 3.3, também utilizada para validação dos dados.

$$\alpha_{1,2} = -\frac{c}{2M} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2M}\right)^2 - \frac{k}{M}} \quad (3.3)$$

4 METODOLOGIA

Os ensaios experimentais foram realizados no Laboratório de Usinagem do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais - CEFET MG, em corpos de prova de aço ABNT 1020, com dureza compreendida entre 120-170 HB e diâmetro externo de 38 mm por 50 mm de comprimento. Utilizou-se a operação de cilindrar por torneamento num torno horizontal marca Romi modelo Tormax 20A. O suporte e a respectiva pastilha foram montados num dispositivo especial conforme mostrado na Figura 4.1.

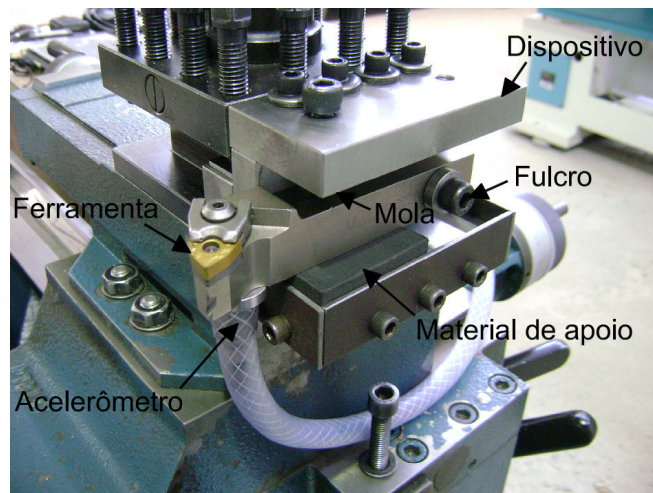


Figura 4.1. Dispositivo para usinagem dos corpos de prova.

Os parâmetros de usinagem empregados foram dois níveis para profundidade de corte ($a_p = 1,0$ mm e $a_p = 2,0$ mm), dois níveis para avanço da ferramenta de corte ($f = 0,104$ mm/volta e $f = 0,187$ mm/volta) e quatro níveis para material de apoio (elastômero, aglutinado, polímero e fixação convencional). A fixação convencional foi utilizada para verificação da forma final dos cavacos, sendo considerada como condição de maior rigidez e não mensurada em deslocamento. As variáveis de resposta, como a amplitude de vibração, foram monitoradas com o auxílio de uma placa de aquisição modelo NI 9233, montada num transportador modular de dados USB modelo NI 9162 com instrumento virtual (VI) criado no *software LabVIEW*. Na ferramenta de corte foi acoplado um acelerômetro modelo 353B04 PCB Piezoelectronics com sensibilidade de 9,75 mV/g. O sinal de saída (*output*) filtrado foi gravado em tabelas para tratamento estatístico de análise de variância (ANOVA).

Dos cavacos provenientes da usinagem, parte deles foi comparada aqueles simulados no *software Deform3D*, para efeito de visualização da morfologia. A modelagem matemática foi realizada com auxílio do *software Maple*, utilizado para realização da transformada rápida de Fourier (FFT) do sinal de saída e demais cálculos. Os sinais coletados serviram para determinação das condições dos ensaios, buscando-se obter quais níveis possuíram maior influência na amplitude de vibração e na forma do cavaco.

5 RESULTADOS

Através da análise estatística de variância mostrada na Tabela 5.1, observa-se que a profundidade de corte não tem influência direta na amplitude de vibração mensurada. Porém, o material de apoio e o avanço da ferramenta (f) apresentaram, nesta ordem, maior influência na amplitude de vibração, sendo o avanço ($f = 0,187\text{mm/volta}$) e também o material elastômero os que promoveram o maior nível de amplitude vibracional, como mostrado na Tabela 5.1.

Tabela 5.1. Análise de variância para amplitude de vibração.

		GL	Média	F(calc)	F(tab)
Total	0,584	35	-	-	-
Profundidade de corte	0,005	1	0,005	1,082	4,260
Avanço	0,046	1	0,046	10,776	4,260
Material de apoio	0,205	2	0,102	23,772	3,403
Profund. x avanço	0,019	1	0,019	4,388	4,260
Profund. x material	0,028	2	0,014	3,217	3,403
Avanço x material	0,102	2	0,051	11,780	3,403
Profund. x avanço x material	0,077	2	0,038	8,901	3,403
Erro	0,103	24	0,004	-	-

Sabe-se que o aumento da profundidade de corte (a_p) em conjunto com o aumento do avanço (f), tendem a tornar o cavaco descontínuo. Porém nesta pesquisa observou-se que o aumento da profundidade de corte para ferramenta com rigidez alterada não gerou forma de cavaco descontínuo, mas sim, formas diferentes daquelas observadas nas condições de rigidez normal. O material de apoio elastomérico, conforme observado na Figura 5.1 e após aplicada a técnica de contraste, apresentou as maiores amplitudes de vibração. Neste caso particular, apesar do aumento da profundidade de corte, o cavaco apresentou uma forma intermediária entre fita e espiral, rompendo-se em segmentos maiores.

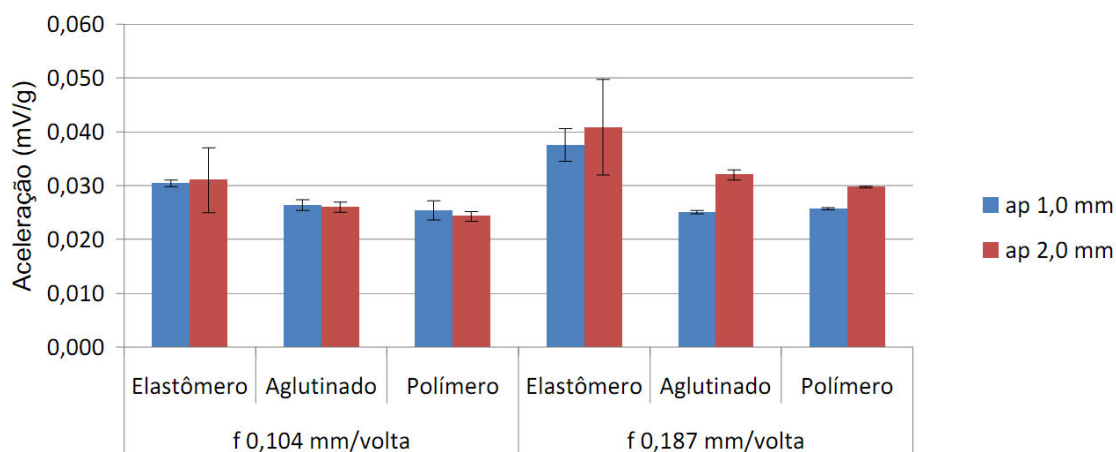


Figura 5.1. Gráfico comparativo entre os deslocamentos mensurados.

Como a profundidade de corte não teve influência nos resultados da vibração e os maiores deslocamentos foram observados nos maiores avanços por volta, atribui-se a ocorrência deste fenômeno às características de amortecimento dos materiais. Nota-se que os cavacos gerados pelos materiais de apoio aglutinado e polímero tiveram os maiores coeficientes de amortecimento, especialmente quando utilizados valores reduzidos de avanço (f). Entende-se que maiores coeficientes de amortecimento são responsáveis por retirar a energia do sistema, não permitindo que haja vibração da massa em balanço. Em condições normais de usinagem, estes parâmetros gerariam cavacos na forma de fita ou com segmentação dificultada, como pode ser visto em parte na Figura 5.2. Maiores valores de avanço e de profundidade de corte, quando simultâneos, são responsáveis apenas pelo aumento das forças de corte. Neste caso em particular, parte dos esforços não foram dissipados pelos materiais de apoio, o que ocasionou formas de cavacos diferenciadas.

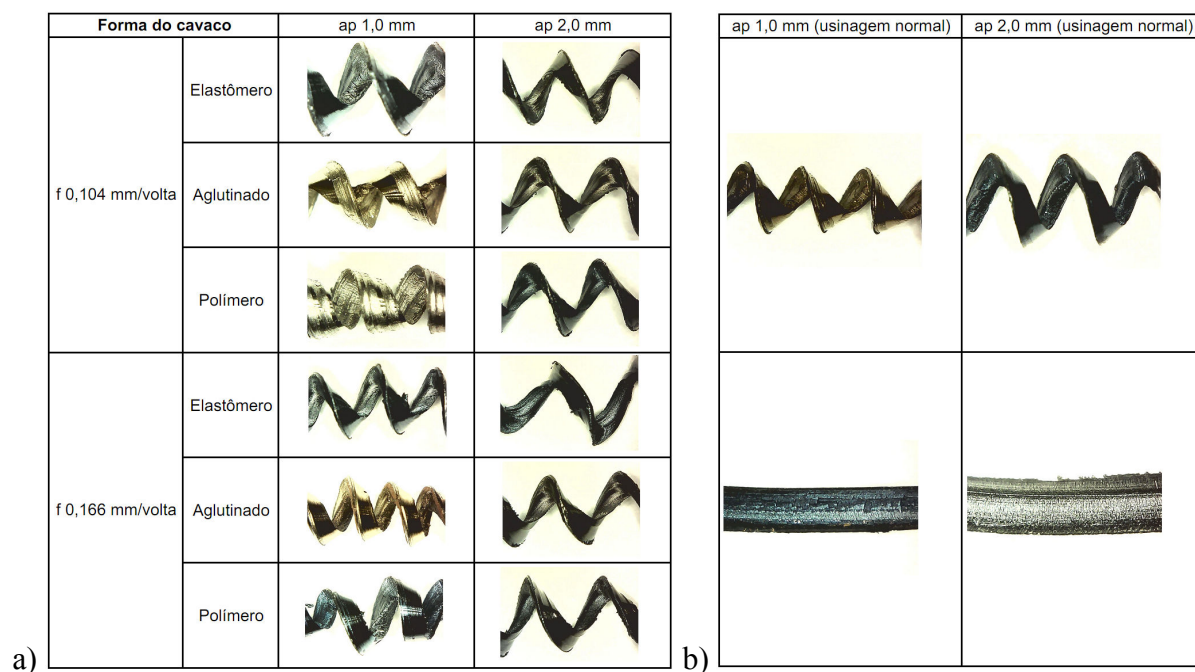


Figura 5.2. a) Forma do cavaco com rigidez alterada; b) Forma do cavaco com rigidez normal.

Ainda, nota-se na Figura 5.2, que os cavacos obtiveram forma contínua quando empregou-se condições normais de usinagem e em qualquer profundidade de corte. Atribui-se este fenômeno às características do material de estudo. Neste caso, pode-se dizer que o sistema tendeu a trabalhar na rigidez máxima, pois não foram inseridos fatores de amortecimento. Como o aço ABNT 1020 é considerado um material dúctil, sua resistência para obtenção de cavacos segmentados sofreu influência da ausência de um mecanismo de dissipação da onda vibratória, o que gerou a forma de cavaco observada na Figura 5.2 b).

Baseando-se nas equações matemáticas descritas na revisão bibliográfica, nos dados coletados e filtrados via aquisição, obtiveram-se as equações diferenciais ordinárias que descrevem a relação entre rigidez e material de apoio. Na Equação 5.1 observam-se os parâmetros quando utilizou-se o material de apoio elastomérico e maior valor de avanço por volta (f).

$$3,875.y''+0,0926185.y'+9,585.y=745.\cos(\omega.t) \quad (5.1)$$

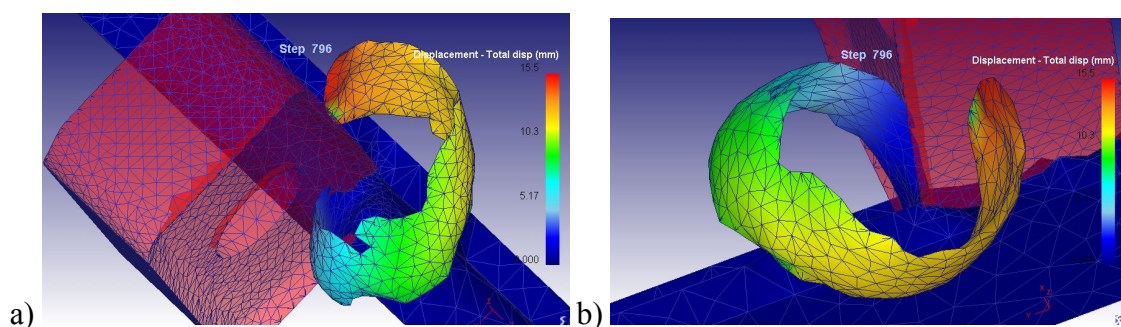
Na Equação 5.2 observam-se os parâmetros quando utilizou-se o material de apoio aglutinado e maior valor de avanço por volta (f).

$$3,875.y''+0,1209021.y'+9,585.y=745.\cos(\omega.t) \quad (5.2)$$

Na Equação 5.3 observam-se os parâmetros quando utilizou-se o material de apoio polimérico e maior valor de avanço por volta (f).

$$3,875.y''+0,1098443.y'+9,585.y=745.\cos(\omega.t) \quad (5.3)$$

Na Figura 5.3 observa-se parte da simulação de usinagem empregando-se o menor valor de avanço (f) adotado neste trabalho, porém sem a introdução de um elemento amortecido. Como discutido anteriormente, o avanço possui influência na formação do cavaco e, neste caso, a forma obtida não diferiu significativamente da forma encontrada quando a rigidez foi alterada. Desta forma, sugere-se que a alteração da rigidez possa influenciar na formação do cavaco para avanços maiores, o que auxilia a fabricação por torneamento. Esta contribuição pode ser significativa quando desejam-se obter menores tempos de fabricação.



**Figura 5.3. Parte da simulação da forma do cavaco no software Deform3D;
a) Vista superior; b) Vista lateral.**

6 CONCLUSÕES

Do estudo da rigidez estrutural da ferramenta de corte e sua influência na formação do cavaco conclui-se que:

- A perda da rigidez possui influência na formação do cavaco quando utilizou-se diferentes materiais de apoio;
- O material de apoio elastomérico produziu as maiores amplitudes vibracionais, com consequente alteração da forma do cavaco;
- O avanço (f) de 0,187 mm/volta produziu cavacos com geometria intermediária e diferenciada quando comparada à geometria do processo convencional;
- Apesar da produção de geometrias diferenciadas, as profundidades de corte utilizadas neste trabalho não interferiram nas amplitudes de vibração.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais - PUCMINAS, do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais - CEFET MG, da Universidade Federal de São João Del Rei - UFSJ, do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPq e da Fundação de Amparo a Pesquisa de Minas Gerais - FAPEMIG.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALTINTAS, Yusuf. *Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations and CNC Design*. 1 th ed. New York: Cambridge University Press, 2012.
- CHENG, Kai. *Machining Dynamics: Fundamentals, Applications and Practices*. 1th ed. United Kingdom: Springer Verlag, 2009.
- COMITTI, Alexandre. *Monitoramento de Condições Através de Vibração*. Disponível em: <www.mecatronicaatual.com.br/educacao/865-monitoramento-de-condies-atravs-da-vibrao>. Acesso em: 01 mai. 2015.
- DINIZ, Anselmo Eduardo. MARCONDES, Francisco Carlos. COPPINI, Nivaldo Lemos. *Tecnologia da Usinagem dos Materiais*. 8. ed. São Paulo: Artliber Editora, 2013.
- KREYSZIG, Erwin. *Matemática Superior para Engenharia Volume 1 e Volume 2*. 9. ed. São Paulo: Editora LTC, 2009.
- MACHADO, Álisson Rocha. ABRÃO, Alexandre Mendes. COELHO, Reginaldo Teixeira. SILVA, Márcio Bacci. *Teoria da Usinagem dos Materiais*. 2. ed. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 2011.