



HAL
open science

Incremento de la capacidad productiva de las fresadoras mediante la reducción del efecto del chatter utilizando actuadores inerciales

Xabier Sabalza, Jokin Munoa, Iban Mugica, Ramon Uribe-Etxeberria, Rafael Lizarralde

► **To cite this version:**

Xabier Sabalza, Jokin Munoa, Iban Mugica, Ramon Uribe-Etxeberria, Rafael Lizarralde. Incremento de la capacidad productiva de las fresadoras mediante la reducción del efecto del chatter utilizando actuadores inerciales. XV Congreso de Máquinas-Herramienta y Tecnologías de Fabricación, Oct 2004, Donostia - San Sebastian, España. pp.817-826. hal-00998127

HAL Id: hal-00998127

<https://hal.science/hal-00998127>

Submitted on 2 Jun 2014

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.

INCREMENTO DE LA CAPACIDAD PRODUCTIVA DE LAS FRESADORAS MEDIANTE LA REDUCCIÓN DEL EFECTO DEL CHATTER UTILIZANDO ACTUADORES INERCIALES

X. Sabalza, J. Muñoa, I. Múgica, R. Uribe-Etxeberria, R. Lizarralde
IDEKO S.Coop

RESUMEN

La aparición de vibraciones autoexcitadas en las máquinas herramienta durante las operaciones de mecanizado, comúnmente conocidas como chatter, tiene influencias negativas en términos de precisión geométrica y calidad superficial, y se presenta como la principal limitación a la hora de incrementar la capacidad productiva. El control activo de estructuras mecánicas es un campo en el que se está realizando un importante esfuerzo investigador, y muy particularmente en el amortiguamiento activo de las estructuras de las máquinas herramienta, con el objetivo de paliar el problema que supone la aparición del chatter. Existen aplicaciones que utilizan para ello actuadores piezoeléctricos, los cuales debido a los elevados valores de fuerza son capaces de desarrollar, combinados con unos desplazamientos modestos, se adecuan para amortiguar modos en los que su energía de deformación está muy localizada. Sin embargo, los modos de chatter en fresado no presentan en general estas características, por lo que en el presente artículo se propone la utilización de actuadores inerciales para la realización del amortiguamiento activo en este tipo de máquinas. Los actuadores inerciales son dispositivos compuestos por un elemento de masa, cuya aceleración está controlada en lazo cerrado, y que pueden ser utilizados como fuentes de fuerza dinámica a partir de su frecuencia de suspensión, y con un único punto de actuación de la misma. El artículo muestra la utilización práctica de este tipo de actuadores para realizar amortiguamiento activo en una fresadora, aplicando la fuerza en la zona de máxima energía de desplazamiento de la vibración, en este caso, en la punta del carnero. La amortiguación de los modos que causan chatter permite incrementar el límite de estabilidad de la máquina frente al mismo, por lo que su productividad se ve claramente incrementada.

1. INTRODUCCIÓN

El mundo industrial demanda de forma continua un mayor grado de eficiencia de sus procesos productivos. En la industria del mecanizado, la mejora de este indicador está normalmente supeditada a las prestaciones que se pueden obtener de las máquinas herramienta, las cuales están limitadas por fenómenos de carácter dinámico que se producen durante el mecanizado.

En el mundo de la máquina herramienta las vibraciones autoexcitadas están identificadas como una de las principales causas que limita el incremento de la capacidad productiva. Se han desarrollado históricamente diversas estrategias para tratar de paliar esta problemática, que está tomando cada vez más protagonismo debido a la deriva que se está produciendo hacia la alta velocidad. Los párrafos siguientes presentan una experiencia práctica realizada en IDEKO utilizando una estrategia de control activo del amortiguamiento mediante actuadores inerciales.

2. ORIGEN DEL CHATTER

Las vibraciones de carácter autoexcitado, fenómeno en adelante denominado por su acepción anglosajona chatter, tienen su origen en un proceso de interacción entre el sistema vibratorio de la estructura de la máquina y el propio proceso de corte. A pesar de que pueden existir varias causas que desencadenan su aparición¹, en la mayoría de los casos éstas se deben al efecto de regeneración de viruta², por lo que también se denomina chatter regenerativo.

Este efecto se inicia por la excitación de alguno de los modos estructurales de la máquina herramienta², los cuales poseen normalmente un valor de amortiguamiento muy bajo, debido a las fuerzas de corte, lo que provoca la aparición de ondulaciones en la pieza que se está mecanizando. Cuando la herramienta vuelve a cortar sobre la superficie ondulada ocurre que el espesor de viruta se ve afectado por éstas, y además se vuelven a crear unas nuevas por el mismo motivo (Fig. 1). Dependiendo de la fase entre dos ondulaciones sucesivas, el grosor de la viruta puede crecer exponencialmente mientras que oscila a una frecuencia de chatter próxima pero no igual a la del modo estructural dominante del sistema. No se trata de unas vibraciones de resonancia de los modos estructurales, y aunque la estructura de la máquina herramienta sea estable en si misma, la amplitud de las vibraciones que resulta de cortar una superficie que ha sido ondulada por el corte previo puede ser significativamente amplificada.

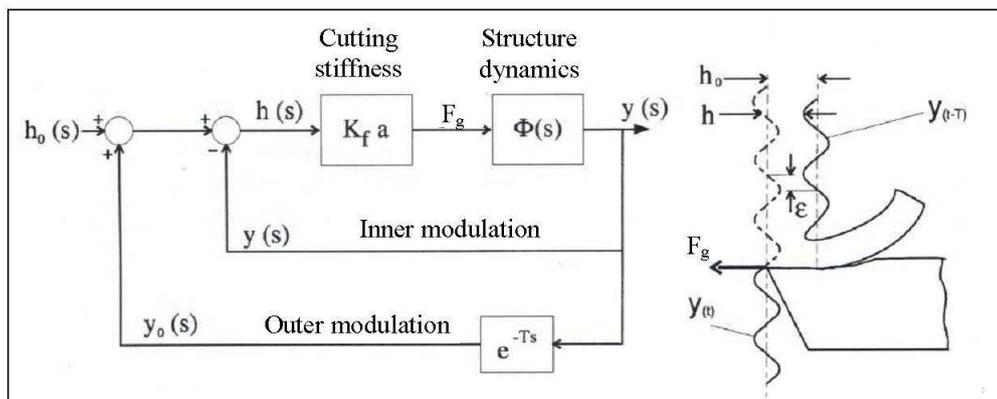


Fig. 1: Modelo de chatter regenerativo para corte ortogonal²

El modelado del efecto del chatter ha ocupado numerosos trabajos de investigación en los últimos años. Destacan autores como Tobias³, Tlustý⁴ o Altintas² en fresado, Inasaki⁵ y Weck⁶ en rectificado, o Miyashita⁷, Bueno⁸ y Nieto⁹ en rectificado sin centros. Con ayuda de los modelos desarrollados, en la mayor parte de estos trabajos los autores tratan de establecer cuáles son las condiciones en las que se produce el chatter, determinando gráficas y condiciones de estabilidad, para posteriormente seleccionar condiciones de corte libres de chatter.

Desde los trabajos de Tobias³, es habitual presentar el efecto del chatter en forma gráfica mediante el conocido gráfico de lóbulos de estabilidad, tal y como se muestra en la Fig. 2. En él se representan las zonas de trabajo estable e inestable en función de la velocidad de trabajo y algún otro parámetro de corte, que en fresado suele ser habitualmente la profundidad de pasada.

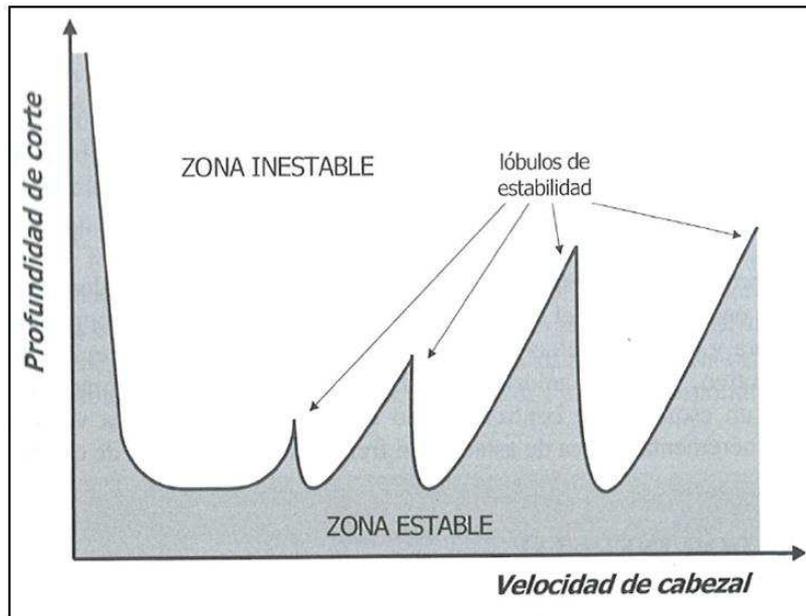


Fig:2 Gráfico de lóbulos de estabilidad típico en fresado para un modo de vibración.

3. PROPUESTA DE MEJORA

El incremento gradual del nivel de exigencia a las máquinas herramienta ha hecho que el protagonismo del chatter, y por tanto la manera en la que se ha ido abordando la problemática, haya necesitado cada vez soluciones más complejas. Existen multitud de desarrollos que tratan de paliar sus efectos desde diferentes enfoques: desarrollo de estructuras más rígidas, cambio *on-line* de las condiciones de corte, amortiguamiento pasivo, amortiguamiento semi-activo... Todas y cada una de ellas tiene su campo de aplicación, sus ventajas y sus respectivos inconvenientes.

La dificultad de determinar y adaptar *on-line*, durante el proceso de mecanizado, las condiciones de estabilidad, así como la creciente necesidad de incrementar las prestaciones de las máquinas en términos de velocidad y precisión, impulsan la exploración de metodologías o estrategias adicionales para reducir los efectos del chatter, lo cual pone el foco de atención en las técnicas de control de vibraciones.

En general, la incorporación de amortiguamiento a los modos de vibración de las estructuras que limitan la estabilidad produce un efecto de desplazamiento de los límites de inestabilidad existentes en las diversas operaciones de mecanizado (Fig.2), siendo la tendencia siempre la de aumentar la zona de estabilidad^{10,11}.

Tomando como referencia los métodos que se fundamentan en la utilización de una serie de actuadores que, de forma activa, influyen en la estructura o en el proceso, se observa que el éxito de este tipo de soluciones ha sido relativamente discreto debido a las limitaciones impuestas por las características de los actuadores utilizados. Recientemente, el elevado nivel de prestaciones de las cerámicas piezoeléctricas de última generación ha estimulado el desarrollo de soluciones basadas en control activo^{10,11}, aunque su utilización se reduce a

aquellas máquinas en las que es posible integrar el actuador en las zonas de la estructura de máquina con mayor energía de deformación.

En el caso de las fresadoras, no es normalmente posible integrar actuadores piezoeléctricos en las zonas de mayor esfuerzo de los modos de vibración. Se plantea por tanto la posibilidad de utilizar otro tipo de actuador, colocado cerca de la herramienta, en la zona de mayor velocidad de vibración.

Se propone como estrategia a seguir la utilización de actuadores inerciales que, colocados en el extremo del carnero de las fresadoras, en una zona por tanto cercana a la herramienta y donde la velocidad de vibración es máxima, y aplicando técnicas de control activo, aporten amortiguamiento a los modos de vibración estructurales mediante un esquema de control directo de realimentación de la velocidad. De esta forma se incrementa el área de estabilidad frente a las vibraciones de chatter.

4. ACTUADOR INERCIAL

Existen trabajos ya relativamente lejanos en el tiempo que proponen la utilización de actuadores de este tipo para la mejora del comportamiento dinámico de las máquinas herramienta¹². Se puede observar un reciente resurgir en aplicaciones para estructuras mecánicas de carácter general¹³ así como de máquinas herramienta^{14,15}.

Un actuador inercial se basa en el principio de reacción de una masa que se desplaza bajo una aceleración controlada, tal y como se muestra en la Fig. 3. Se dispone de otra masa m_s suspendida al chasis mediante un muelle k_s y un amortiguador c_s y sobre la cual se aplica una excitación f_e , obtenida mediante un elemento electromagnético por ejemplo. El conjunto se fija en la superficie sobre la que se quiere actuar, donde obtiene una fuerza de reacción F .

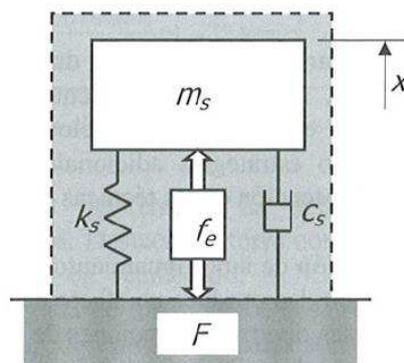


Fig. 3. Diagrama esquemático de un actuador inercial.

La función de transferencia entre la fuerza aplicada f_e y el desplazamiento x es

$$\frac{X}{F_e} = \frac{1}{m_s s^2 + c_s s + k_s} = \frac{1}{m_s (s^2 + 2\xi_s \omega_s s + \omega_s^2)}$$

Como $F = -m_s \ddot{x}$, entonces

$$\frac{F}{F_e} = \frac{-s^2}{s^2 + 2\xi\omega_s s + \omega_s^2}$$

La Fig. 4 muestra el diagrama de Bode correspondiente. El pico en el módulo corresponde a la frecuencia de suspensión ω_s . Se observa como a partir de una determinada frecuencia crítica ω_c el conjunto se comporta como un generador de fuerza ideal, con ganancia constante y sin diferencia de fase. Tanto la frecuencia de suspensión ω_s como la crítica ω_c pueden ser adaptadas a cada aplicación variando los valores de los parámetros del sistema, esto es, la masa m_s y los correspondientes a la suspensión k_s y c_s .

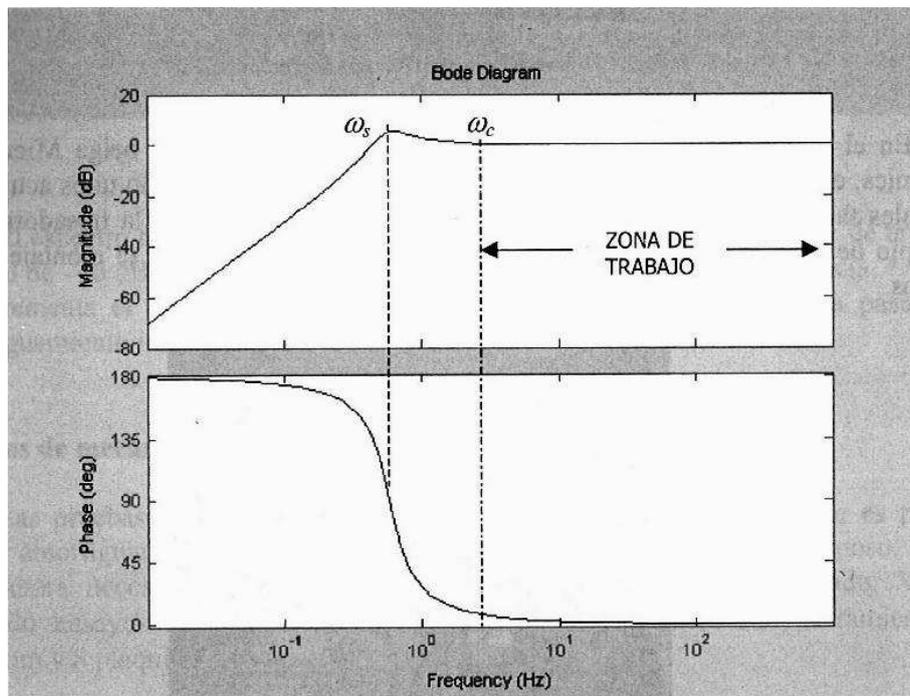


Fig. 4 Respuesta frecuencial de un actuador inercial

Como se ve, el actuador inercial es un elemento valido para obtener una fuerza dinámica controlada en cualquier punto, siempre a partir de una frecuencia característica crítica ω_c . Por tanto, para el propósito del control activo, simplemente es necesario que la frecuencia que se desea amortiguar sea superior al valor ω_c , es decir, que esté dentro del ancho de banda del actuador inercial.

5. PLATAFORMA DE PRUEBAS

En el taller de prototipos de IDEKO se dispone una máquina fresadora de altas prestaciones de SORALUCE, concretamente el modelo SV 6000 con un diseño de columna con carnero centrado. La máquina presenta un modo crítico de vibración que combina la torsión de la columna con la flexión del carnero a una frecuencia de 33 Hz, cuya forma se

puede ver en la Fig. 5. Se ha observado como en determinadas condiciones de corte, este modo causa chatter a una frecuencia de unos 43 Hz.

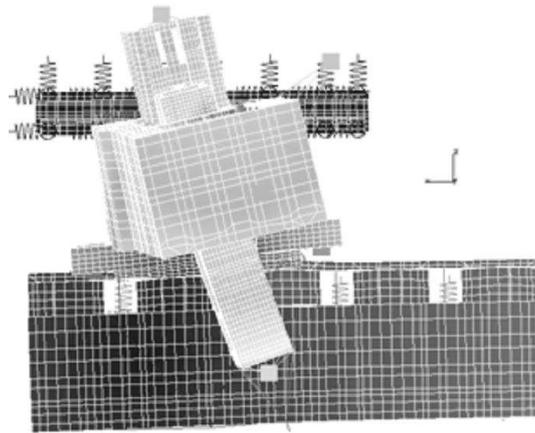


Fig. 5 Forma del modo crítico de vibración

En el marco de un acuerdo de colaboración con la empresa belga Micromega Dynamics, especializada en ingeniería de vibraciones, se han colocado unos actuadores inerciales fabricados por ellos mismos en el extremo del carnero de la fresadora, cuyo principio de funcionamiento es electromagnético. La Fig.6 muestra el montaje de los mismos.

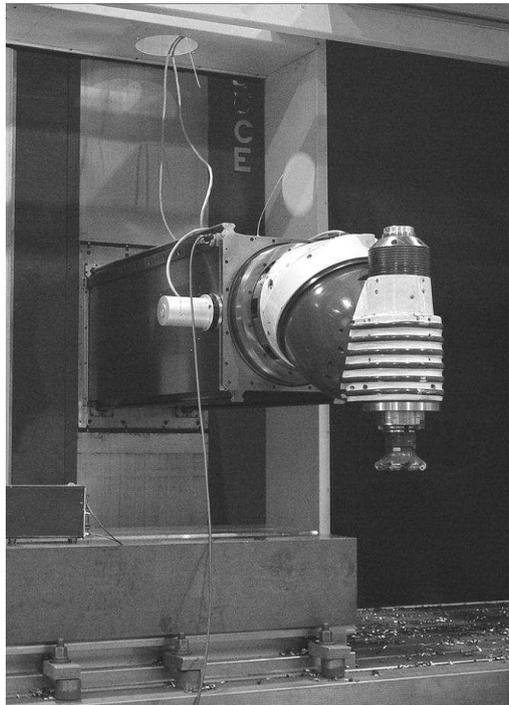


Fig.6 Dispositivos de actuadores inerciales Micromega Dynamics en la fresadora

Los actuadores inerciales están controlados electrónicamente en lazo cerrado, por medio de un controlador proporcional que amplifica el valor de la velocidad de la vibración medida por un acelerómetro colocado en la base de los actuadores. Este es un esquema de amortiguamiento activo conocido como Direct Velocity Feedback (DVF)¹⁶.

6. RESULTADOS EXPERIMENTALES

4.1. Martillo de impactos

En primer lugar, se han realizado una serie de ensayos con el martillo de impactos para determinar la evolución del modo crítico de vibración. La Fig.7 muestra la evolución de la respuesta frecuencial en función de si el controlador está o no activado.

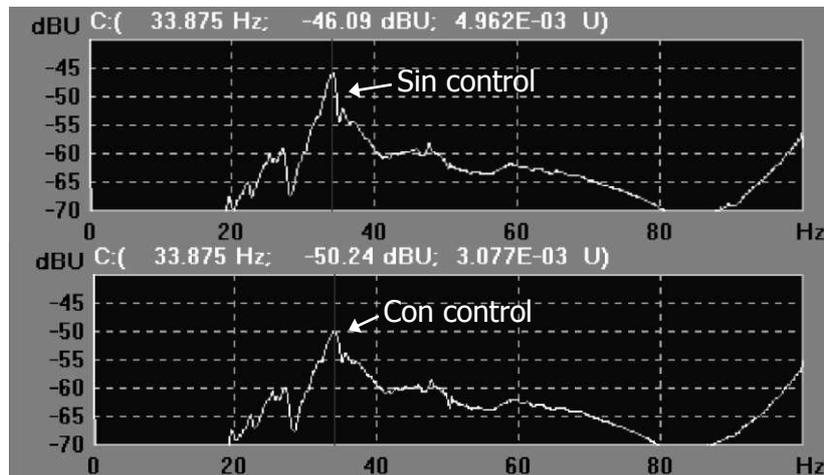


Fig. 7 Respuesta frecuencial de la fresadora sin y con el control activo

El espectro muestra como el modo de vibración crítico de 33Hz parte de un valor original de -46dB hasta un valor de -50dB para el valor máximo de ganancia, es decir, se incrementa el amortiguamiento en 4dB. En forma porcentual, se ha pasado de amortiguamiento inicial de un 2,5% a un 5%.

4.2. Pruebas de mecanizado

Las pruebas realizadas con el martillo de impactos demuestran que es posible aportar amortiguamiento a la estructura de la máquina en condiciones de reposo. Es por tanto ahora necesario completar las pruebas con ensayos de mecanizado. Se han realizado ensayos de planeado a plena potencia en desbaste con herramienta de Ø125mm y 8 plaquitas sobre tocho de acero F114 (Fig.6).

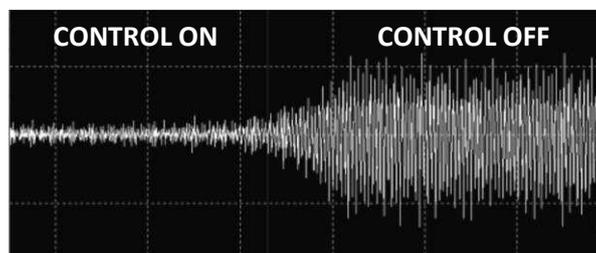


Fig. 8 Señal temporal de vibración eje X con y sin control activo del amortiguamiento (avance 800mm/min y 600rpm).

La Fig.8 muestra la evolución de la señal temporal de la aceleración en el extremo del carnero medida con el eje X. En la primera mitad de la misma el control del amortiguamiento está activado. La Fig.9 muestra en análisis espectral de esta señal, en el cual únicamente aparecen componentes a la frecuencia de giro y de corte con sus armónicos, sin observarse ningún pico a la frecuencia de chatter.

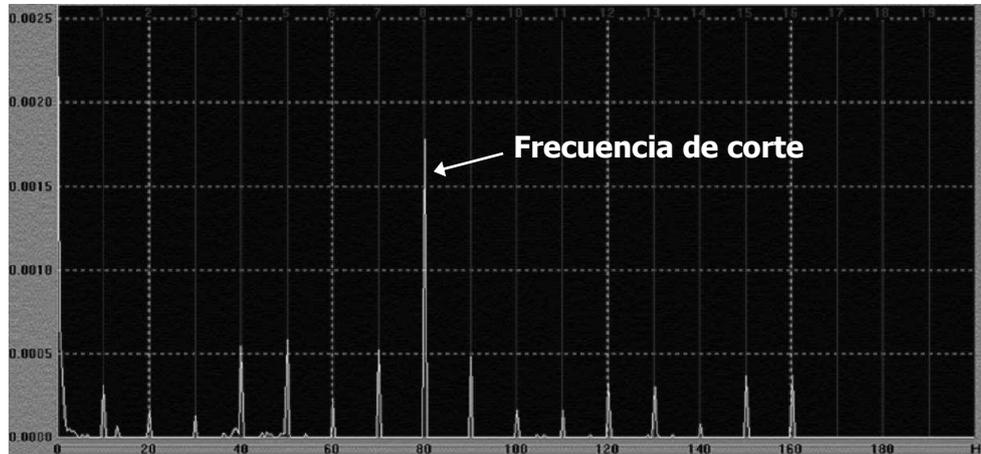


Fig. 9 Espectro de vibración de corte con control activo del amortiguamiento.

Sin embargo, en la segunda mitad del ensayo el controlador de amortiguamiento se ha desactivado. Se observa cómo a partir de este momento la inestabilidad causada por el chatter hace que aumente el nivel de vibraciones hasta alcanzar un valor estable debido a los denominados ciclos límite. La Fig.10 muestra en este caso el espectro correspondiente a esa segunda mitad, observándose claramente la aparición de un importante pico a la frecuencia de chatter.

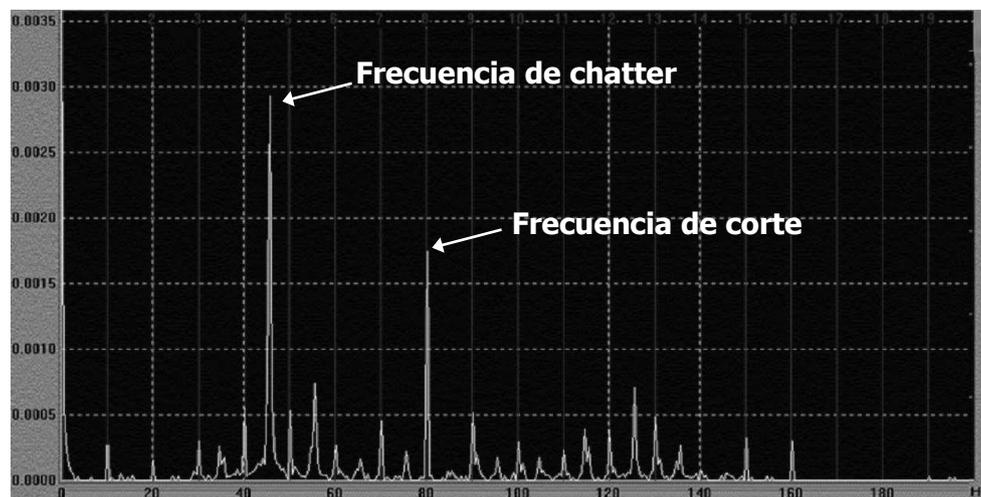


Fig. 10 Espectro de vibración de corte sin control activo del amortiguamiento.

La Fig.11 muestra la superficie de la pieza mecanizada tras el ensayo, donde se puede distinguir de forma patente la zona en la que, gracias al control activo del amortiguamiento, no se ha producido chatter, de la zona en la que sí se ha producido.

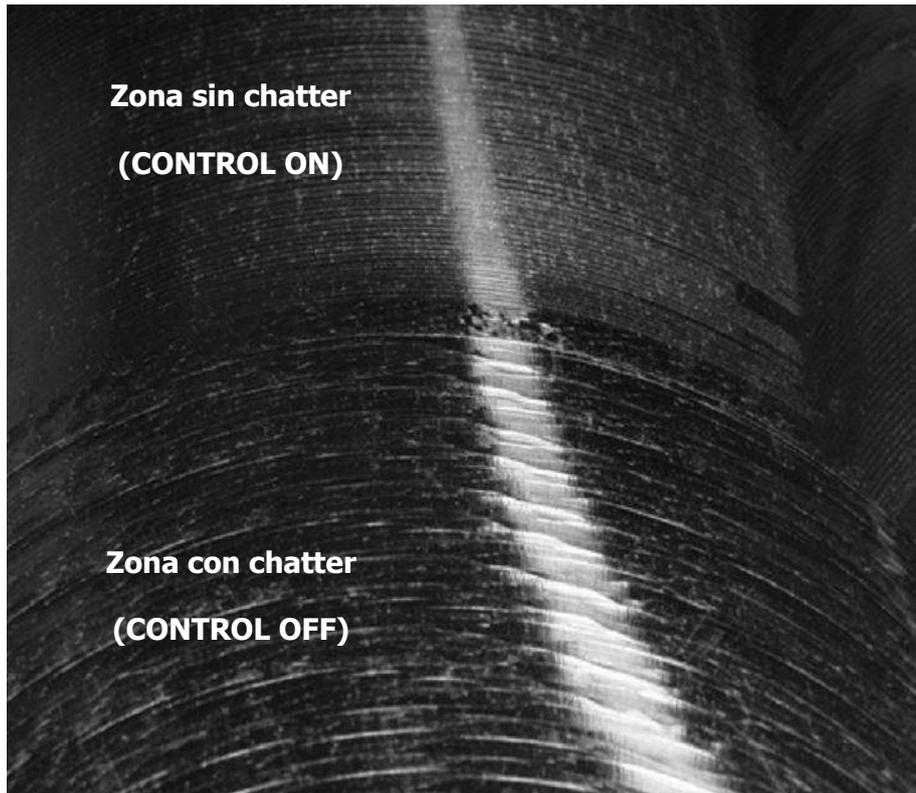


Fig. 11 Efectos en la superficie de la pieza mecanizada con y sin chatter.

CONCLUSIONES

Las vibraciones de chatter se presentan como uno de los principales factores que limita el incremento de productividad en operaciones de fresado. Tras una breve descripción del fenómeno de chatter, y una sucinta visión de diversos métodos que históricamente se han utilizado para paliar el problema, se propone una estrategia basada en el incremento del amortiguamiento mediante actuadores inerciales para aumentar el área de estabilidad. Después de mostrar el funcionamiento de este tipo de actuadores, se presentan resultados experimentales: primero mediante ensayos de impacto se comprueba el incremento de amortiguamiento del modo crítico, y luego se comprueba el incremento de la zona de estabilidad frente al chatter obtenido en operaciones de planeado a plena potencia.

Los resultados experimentales muestran una clara influencia positiva de la estrategia propuesta para el incremento de la zona estable, y por tanto de la productividad. Se han observado limitaciones para valores elevados del avance, ya que causan saturación de los actuadores debido al incremento del valor de los ciclos límite.

Como líneas de trabajo futuras se apuntan la validación de la solución propuesta para todo el espacio de trabajo de la máquina, el análisis del dimensionamiento de los actuadores y la evaluación para vibraciones de chatter causadas por modos que afecten a diferentes ejes

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo se ha realizado dentro del proyecto SMARTOOL Smart devices for Machine Tools GRD2-2000-30314, dentro del programa GROWTH en el 5º Programa Marco de la Unión Europea.

REFERENCIAS

1. Wiercigrouch, M.; Budak, E.; *Sources of nonlinearities, chatter generation and suppression in metal cutting*; Philosophical Transactions of the Royal Society A: Physical, Mathematical and Engineering Sciences, vol. 359, no. 1781, 663-693, 2001.
2. Altintas, Y.; *Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design*; Cambridge University Press, New York, 2000.
3. Tobias, S.A.; *Machine Tool Vibrations*; Blackie & Sons Limited, Glasgow, 1965.
4. Koenigsberger, F.; Tlustý, J.; *Machine Tool Structures – Volume 1*; Pergamon Press, 1970.
5. Inasaki, I.; Karpuschewski, B.; Lee, H.S.; *Grinding Chatter – Origin and Suppression*; CIRP Annals – Manufacturing Technology, vol. 50, no. 2, pp. 515-534, 2001.
6. Weck, M.; Michels, F.; *Optimisation of grinding machine performance and accuracy with active systems*; Production Engineering, vol. 111, pp. 55-58, 1996.
7. Miyashita, M.; Hashimoto, F.; Kanai, A.; *Diagram for Selecting Chatter Free Conditions of Centerless Grinding*; CIRP Annals – Manufacturing Technology, vol. 31, no. 1, pp. 221-223, 1982.
8. Bueno, R.; Zatarain, M.; Aguinagalde, J.M.; *Geometric and dynamic stability in centreless grinding*; CIRP Annals – Manufacturing Technology, vol. 39, no. 1, pp. 395-398, 1990.
9. Nieto, F.J.; *Estudio teórico y experimental del comportamiento dinámico de rectificadoras sin centros en sus dos formas de operación: penetración y pasante*; PhD Thesis, Universidad de Navarra, 1996.
10. Fernandes, H.; Albizuri, J.; Garitaonandia, I.; Calvo, S.; Sabalza, X.; Uribe-Etxeberria, R.; *Control activo de vibraciones mediante actuadores piezoeléctricos: un nuevo enfoque en la eliminación del chatter*; XIV. Congreso de Máquinas-Herramienta y Tecnologías de Fabricación, San Sebastian, 2002.
11. Sabalza, X.; Uribe-Etxeberria, R.; Etxeberria, A.; Fernandes, H.; Albizuri, J.; Garitaonandia, I.; *Strategies for Damping Control with Active Materials to Reduce Vibrations in Machine Tools*; 6th International Workshop ECMS, Liberec, 2003.
12. Cowley, A.; Boyle, A.; *Active dampers for machine tools*; Annals of the CIRP, vol. 18, pp. 213-222, 1970.
13. Lindner, D.K.; Zvonar, G.A.; Borojevic, D.; *Performance And Control Of Proof-Mass Actuators Accounting For Stroke Saturation*, AIAA Journal of Guidance, Dynamics, and Control, vol. 17, no. 5, pp. 1103-1108, 1994.

14. Ehmann, C.; Nordmann, R.; *Low Cost Actuator for Active Damping of Large Machines*; IFAC Conference on Mechatronic Systems, Berkeley, California, USA, December, 2002.
15. Loix, N.; Verschueren, J.P.; *Stand-alone Active Damping Device*; Actuator 2004 - 9th International Conference on New Actuators, Bremen, Germany, June 14-16, 2004.
16. Preumont, A.; *Vibration Control of Active Structures: An Introduction*; Kluwer Academic Publishers, 1997.