



7º CONGRESO IBEROAMERICANO DE INGENIERIA MECANICA 7º CONGRESSO IBEROAMERICANO DE ENGENHARIA MECANICA

México D.F., 12 al 14 de Octubre de 2005

OPTIMIZACIÓN DEL FRESADO DE PIEZAS DE RIGIDEZ REDUCIDA MEDIANTE UN MODELO DE ESTABILIDAD TRIDIMENSIONAL

Campa, F.J.¹, López de Lacalle, L.N.¹, Herranz, S.², Arnaud, L.³, Ukar, E.², Dessein, G.³

¹ Escuela Superior de Ingeniería. Dept. de Ingeniería Mecánica. Alda.de Urquijo, s/n, 48013 Bilbao, España.

² Fundación Fatronik. Polígono Ibaitearte 1, 20870, Elgoibar, España.

³ Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tarbes . 47, Rue d'Azereix 65000, Tarbes, Francia.

e-mail: fran.campa@ehu.es

RESUMEN

El fresado de alta velocidad ha permitido la producción de componentes estructurales aeronáuticos de aluminio a partir de un bloque de partida, obteniendo las conocidas piezas monolíticas. Este proceso es más productivo respecto al ensamblaje de varias piezas para constituir una mediante remaches, debido en parte, a los grandes caudales de viruta que se consiguen. Sin embargo, la agresividad de las condiciones de corte trae pareja una serie de problemas, siendo unos de los más importantes las vibraciones autoexcitadas conocidas como chatter regenerativo, que pueden producir la rotura o desgaste prematuro del husillo en cortes de desbaste o la aparición de marcas y roturas en la pieza durante el acabado. En este trabajo se presenta un modelo de estabilidad tridimensional que considera la flexibilidad dinámica del conjunto husillo-herramienta y de la pieza para la obtención de diagramas de lóbulos, permitiendo una mejor planificación del mecanizado.

PALABRAS CLAVE: chatter regenerativo, diagrama de lóbulos, dinámica del fresado, fresado de componentes de baja rigidez, paredes delgadas, suelos delgados

UNIDADES Y NOMENCLATURA

ϕ_j	Posición angular del filo j mediant desde el eje Y, perpendicular a la dirección de avance .
$h_j(\phi_j)$	Espesor de viruta dinámico cortado por un filo j para un ángulo dado ϕ_j .
f_z	Avance por diente (mm).
$F_t(j), F_r(j), F_a(j)$	Fuerza tangencial, radial y axial sobre el filo j .
K_t, K_r, K_a	Coefficientes de cizalladura en dirección tangencial, radial y axial (N/mm ²).
K'_r, K'_a	Ratio de K'_r respecto a K_t y de K'_a respecto a K_t (adimensionales).
$F_x(j), F_y(j), F_z(j)$	Componentes de la fuerza dinámica sobre las direcciones x, y, z .
a	Profundidad de corte axial (mm).
ω_c	Frecuencia de chatter (Hz).
T	Periodo de corte, tiempo entre dos impactos de filo consecutivos (s).
λ	Autovalor de la ecuación que define la estabilidad del sistema.
ψ	Fase del autovalor (rad).
ε	Desfase entre la ondulación precedente y la actual (rad).
N	Número de filos de la herramienta.
n	Régimen de giro del husillo (rpm).
k	Número entero que representa el número de ondas enteras que recorre la herramienta en la zona de corte, o número de lóbulos.
κ	Ángulo de posición del filo (rad).
γ	Ángulo de inmersión axial (rad).
$\{r\}$	Vector desplazamiento, ($\Delta x, \Delta y, \Delta z$).

INTRODUCCIÓN

El empleo de piezas monolíticas en la industria aeronáutica se ha extendido durante los últimos años. Se trata de piezas, normalmente de aluminio, en las que el porcentaje de material fresado respecto al bloque de partida puede llegar al 95%, resultando una pieza homogénea sin necesidad de construirla ensamblándola a partir de varias piezas más pequeñas. El objetivo es conseguir una pieza con una buena relación rigidez-peso, por lo que es común la utilización de membranas y nervios rigidizadores, a la postre, paredes y suelos delgados.

Debido a la gran cantidad de viruta que hay que extraer, sólo una alta productividad en el fresado permite que el proceso sea viable. Sin embargo, unas condiciones de corte agresivas conducen a la aparición de problemas estáticos y dinámicos de diferente índole durante el corte. En operaciones de desbaste el problema más común suele ser la aparición de chatter del conjunto herramienta-porta-husillo, provocando la rotura de la herramienta y reduciendo la vida del husillo. En cortes de acabado, la insuficiente rigidez local y global de la pieza causa la aparición de problemas dinámicos bien de chatter, bien de vibración forzada, o problemas estáticos por la flexión de la pieza. Dichos problemas se traducen en roturas en la pieza, una elevada rugosidad superficial por la aparición de “marcas” en la pieza (Fig. 1) y una falta de precisión dimensional.

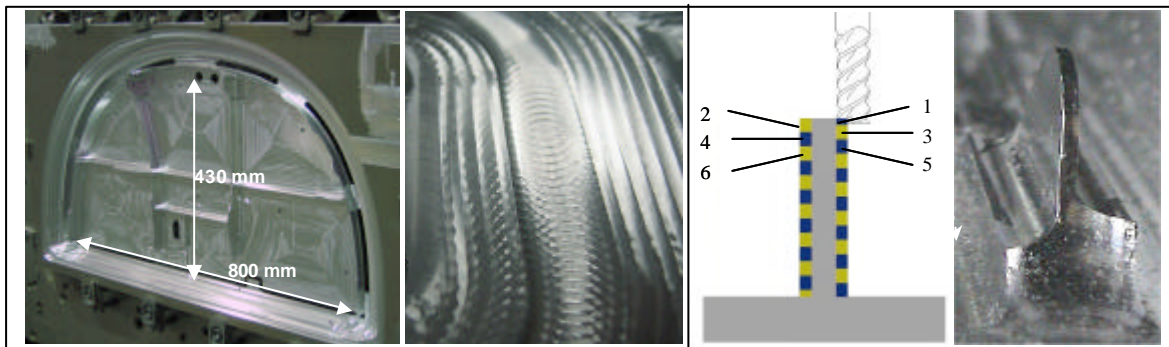


Fig. 1. Izq.) Pieza monolítica con marcas en un suelo delgado (1mm de espesor). Dcha.) Estrategia *jump-to-jump*.

A nivel industrial, la solución más general consiste en el empleo de utillajes rigidizadores, ejerciendo una presión de vacío o rellenando cajas con materiales posteriormente extraíbles (escayola, cera). Dichas soluciones pueden ser costosas en lo que se refiere a la fabricación del utillaje, o por las operaciones adicionales que se añaden al mecanizado, además de poco flexibles. Si bien es cierto que en ocasiones no quedará más remedio, en ocasiones un estudio de la estrategia de mecanizado más adecuada, como la *jum- to-jump* en paredes delgadas (Fig.1), y unas condiciones de corte optimizadas pueden suponer una reducción notable de los costes.

En este trabajo se presenta un modelo de estabilidad tridimensional basado en los desarrollados anteriormente por otros autores [1-3] con el objetivo de conseguir un fresado estable en el acabado de suelos y paredes delgadas. El origen del chatter regenerativo se encuentra en la variación del espesor de viruta entre dos pasadas consecutivas debido al desfase entre la ondulación dejada en la pieza por el diente precedente y por el actual. Para ciertos valores del desfase, la variación de las fuerzas puede excitar modos estructurales de la máquina, del conjunto husillo-porta-herramienta, o de la pieza. Si la magnitud de las fuerzas es tal que la vibración no se amortigua entre dos pasadas de un diente, el corte se vuelve inestable. Aunque viene siendo estudiado desde la década de los 60, fue en los 90 cuando Budak y Altintas [4] desarrollaron un método analítico de predicción del diagrama de lóbulos bidimensional para fresado con herramienta frontal de gran exactitud y bajo coste computacional. Posteriormente lo desarrollaron para fresado con herramientas de punta esférica [5].

Si los modos excitados por la aparición de chatter son de la pieza, la complicación es añadida ya que las propiedades dinámicas de la pieza varían durante el mecanizado porque la forma de la pieza va cambiando y también porque el punto de excitación se mueve a lo largo de la misma. Budak [6] estudió en su tesis la deformación que sufre una pared delgada en el dominio del tiempo para buscar un punto de equilibrio y desarrolló su modelo analítico para la predicción de chatter. Bravo *et al.* [7] se basa asimismo en el desplazamiento relativo entre pieza y herramienta para obtener diagramas de lóbulos tridimensionales en función de la etapa de mecanizado de la pared, al igual que Thevenot *et al.* [8]. También se han propuesto soluciones prácticas para minimizar los problemas en paredes delgadas, Tlustý *et al.* [9] o en suelos delgados, Smith *et al.* [10]. El método de estabilidad tridimensional que se presenta en este trabajo considera la flexibilidad de la pieza en las tres direcciones cartesianas con el objetivo de evitar la aparición de chatter durante el acabado de suelos y paredes delgadas. Si bien no resuelve los problemas de deformaciones en la pieza o la aparición de excesiva vibración forzada, constituye una herramienta más de cara a la mejora del proceso.

MODELO DE ESTABILIDAD TRIDIMENSIONAL

La necesidad de un modelo de estabilidad tridimensional no se justifica sólo por la existencia de modos de la pieza o de la máquina en la dirección axial de la herramienta, sino que es necesario que haya una componente del espesor de viruta en dicha dirección, es decir que se esté fresando con una herramienta tórica, esférica o de plaquitas con un cierto ángulo de posición γ . Es por esto que el empleo de herramientas frontales o tóricas con el menor radio de acuerdo posible reduce los problemas en el mecanizado de suelos delgados. Así todo, como en la práctica se suele recurrir a herramientas tóricas para dejar un cierto radio de acuerdo (2,5mm, 4mm ó 6mm habitualmente en piezas estructurales aeronáuticas) entre paredes y suelos, es frecuente mecanizar el suelo entero con una tórica.

Obtención del espesor de viruta dinámico

El espesor de viruta real puede descomponerse en una componente estática y otra dinámica. La parte estática es el espesor de viruta que se corta considerando que la herramienta y la pieza se mueven como un sólido rígido, $f_z \cdot \sin \phi_j \cdot \sin \gamma$, donde γ es el ángulo complementario del ángulo de posición del filo y define la inmersión axial. Sin embargo, no se va a tener en cuenta puesto que para un ángulo ϕ_j dado, su valor es constante y no interviene en la regeneración de la viruta.

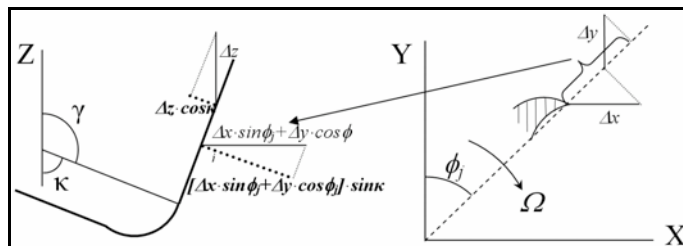


Fig. 2. Proyección de los desplazamientos en x, y y z sobre el espesor de viruta.

Siendo j el filo que se encuentra cortando actualmente, el espesor de viruta dinámico $h_j(\phi)$, Ec.1, se calcula en función del desplazamiento relativo entre herramienta y pieza desde el paso del filo precedente, $j-1$, hasta el paso del filo actual j , Fig. 2:

$$h_j(\phi_j) = \left[(x_j - x_j^0) \cdot \sin(\phi_j) + (y_j - y_j^0) \cdot \cos(\phi_j) \right] \cdot \sin(\gamma) + (z_j - z_j^0) \cdot \cos(\gamma) \quad (1)$$

$$h_j(\phi_j) = \left[\Delta x \cdot \sin(\phi_j) + \Delta y \cdot \cos(\phi_j) \right] \cdot \sin(\gamma) + \Delta z \cdot \cos(\gamma) \quad (2)$$

donde x_j, y_j, z_j es la posición actual del filo j y x_j^0, y_j^0, z_j^0 la posición del filo $j-1$ en el periodo anterior.

Cálculo de las fuerzas de fresado dinámicas

El modelo de fuerzas relaciona las fuerzas de corte con los desplazamientos dinámicos a través de la Ec.2. La caracterización del par herramienta-material realizados en este trabajo, corresponden a un modelo en el cual intervienen los coeficientes de cizalladura y los de rozamiento, si bien se considera que las fuerzas de rozamiento no afectan a la regeneración. Por tanto, las fuerzas tangencial $F_t(j)$, radial $F_r(j)$ y axial $F_a(j)$ que actúan sobre un filo son las siguientes:

$$\begin{Bmatrix} F_t(j) \\ F_r(j) \\ F_a(j) \end{Bmatrix} = K_t \cdot a \cdot \begin{Bmatrix} 1 \\ K_r \\ K_a \end{Bmatrix} \cdot h_j(\phi_j) \quad (3)$$

Proyectándolas sobre los ejes cartesianos X, Y, Z de la siguiente manera:

$$\begin{Bmatrix} F_x(j) \\ F_y(j) \\ F_z(j) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos\phi_j & -\sin\gamma \cdot \sin\phi_j & \cos\gamma \cdot \sin\phi_j \\ \sin\phi_j & -\sin\gamma \cdot \cos\phi_j & \cos\gamma \cdot \cos\phi_j \\ 0 & -\cos\gamma & -\sin\gamma \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_t(j) \\ F_r(j) \\ F_a(j) \end{Bmatrix} \quad (4)$$

Introduciendo la Ec.3 en la Ec.4 y sumando la contribución de todos los dientes se obtiene la siguiente expresión:

$$\{F(t)\} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot K_t \cdot [A(t)] \cdot \{\Delta(t)\} \quad (5)$$

donde las fuerzas y los desplazamientos están relacionadas por la matriz de coeficientes direccionales $[A(t)]$. Dicha matriz contempla la variación temporal de la proyección de las fuerzas de corte debidas a desplazamientos dinámicos sobre los ejes cartesianos.

Obtención del límite de estabilidad

El desplazamiento dinámico relativo entre la herramienta y la pieza en los instantes t y $(t-T)$ es el siguiente:

$$t: (\{r_t\} - \{r_w\}); \quad t-T: (\{r_t\} - \{r_w\}) \cdot e^{-i\omega_c T} \quad (6); (7)$$

donde $[G_t(i\omega_c)]$ y $[G_w(i\omega_c)]$ son las matrices con las funciones de respuesta en frecuencia de la herramienta y de la pieza. El término $\omega_c T$ es el desfase entre dos periodos de corte consecutivos suponiendo que el sistema vibra a una hipotética frecuencia de chatter ω_c . El incremento de desplazamiento en un periodo es:

$$\{\Delta\} = (1 - e^{-i\omega_c T}) \cdot [G(i\omega_c)] \cdot \{F\} e^{i\omega_c t} \quad (8)$$

Donde $[G(i\omega_c)]$ es la suma de las funciones de respuesta en frecuencia (FRF) de la herramienta y de la pieza [11]. Para la herramienta, en el caso de mecanizado de alta velocidad de aluminio, se suelen despreciar las FRFs

cruzadas y la $G_{zz}(i\omega_c)$ puesto que en esa dirección el husillo es muy rígido. Para la pieza se introducirán tantas como sea necesario en función de la forma del modo, si bien se puede asumir que para una pared delgada basta con considerar $G_{yy}(i\omega_c)$ y para un suelo delgado $G_{zz}(i\omega_c)$. Introduciendo la Ec.8 en la Ec.5, se tiene la Ec.9:

$$\{F\} \cdot e^{i\omega_c t} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot K_t \cdot \left(1 - e^{-i\omega_c t}\right) \cdot [A(t)] \cdot [G(i\omega_c)] \cdot \{F\} \cdot e^{i\omega_c t} \quad (9)$$

Para que la Ec.9 tenga solución analítica, la matriz de los coeficientes direccionales $[A(t)]$ debe estar formada por términos que no varíen en el dominio del tiempo. Para ello, se ha obtenido el término medio de su desarrollo en serie de Fourier, $[A_0]$, adoptando así una solución monofrecuencia. Por tanto, los resultados tendrán validez a no ser que se trabaje con inmersiones radiales muy pequeñas, en torno al 10% del diámetro[11].

$$\{F\} e^{i\omega_c t} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot K_t \cdot \left(1 - e^{-i\omega_c T}\right) \cdot [A_0] \cdot [G(i\omega_c)] \cdot \{F\} e^{i\omega_c t} \quad (10)$$

La Ec.10 constituye un problema de autovalores cuya solución no trivial pasa por hacer que el determinante sea nulo:

$$\det \left[[I] - \frac{1}{2} \cdot a \cdot K_t \cdot \left(1 - e^{-i\omega_c T}\right) \cdot [A_0] \cdot [G(i\omega_c)] \right] = 0 \quad (11)$$

Esta es la ecuación característica que define la estabilidad del sistema que constituye el fenómeno de chatter para una solución monofrecuencia. Definiendo la función de transferencia orientada como $[G_0(i\omega_c)] = [A] \cdot [G(i\omega_c)]$ se tiene que la ecuación característica es:

$$\det \left[[I] + \Lambda \cdot [G_0(i\omega_c)] \right] = 0 \quad (12)$$

donde el autovalor Λ es $\Lambda = -\frac{N}{2\pi} \cdot a \cdot K_t \cdot \left(1 - e^{-i\omega_c T}\right)$.

Desarrollando este determinante se llega a una función cúbica, es decir, se resuelve el problema de forma analítica, independientemente del número de modos considerados en las funciones de respuesta en frecuencia.

Cálculo de la profundidad de corte axial límite y del régimen de giro

Los autovalores obtenidos en la Ec. (12) son valores complejos de la forma $\Lambda = \Lambda_R + i\Lambda_I$. Sustituyendo en la Ec.(13), y haciendo el cambio $e^{-i\omega_c T} = \cos \omega_c T - i \sin \omega_c T$, se obtiene la profundidad de corte axial límite a . Puesto que a debe ser un valor real, la parte imaginaria debe ser igual a cero.

$$real \rightarrow a_{\lim} = -\frac{2\pi}{N \cdot K_t} \cdot \Lambda_R \cdot \left[1 + \frac{\Lambda_I \cdot \sin \omega_c T}{\Lambda_R \cdot (1 - \cos \omega_c T)} \right] \quad (14)$$

$$imag \rightarrow \Lambda_I \cdot (1 - \cos \omega_c T) - \Lambda_R \cdot \sin \omega_c T = 0 \quad (15)$$

Teniendo en cuenta que:

$$\frac{\Lambda_I}{\Lambda_R} = \frac{\sin \omega_c T}{1 - \cos \omega_c T} \quad (16)$$

y sustituyéndolo en la Ec. (14), a_{\lim} para una frecuencia de chatter dada es:

$$a_{\text{lim}} = -\frac{2\pi}{N \cdot K_t} \cdot \Lambda_R \cdot \left[1 + \left(\frac{\Lambda_I}{\Lambda_R} \right)^2 \right] \quad (17)$$

El correspondiente valor del régimen de giro n se puede obtener operando con la Ec. (16) teniendo en cuenta que ψ es la fase del autovalor.

$$\frac{\Lambda_I}{\Lambda_R} = \frac{\sin \omega_c T}{1 - \cos \omega_c T} = \frac{\cos \frac{\omega_c T}{2}}{\sin \frac{\omega_c T}{2}} = \tan \left[\frac{\pi}{2} - \left(\frac{\omega_c T}{2} \right) \right], \quad \frac{\Lambda_I}{\Lambda_R} = \tan \psi = \tan \left[\frac{\pi}{2} - \left(\frac{\omega_c T}{2} \right) \right] \rightarrow \psi = \frac{\pi}{2} - \left(\frac{\omega_c T}{2} \right) \quad (18)$$

La fase $\omega_c T$ entre dos impactos consecutivos está formada por un número entero de ondas más el desfase ε en la onda existente en el impacto actual respecto al precedente ($\varepsilon < 2\pi$).

$$\omega_c T = \varepsilon + 2\pi \cdot k \quad (19)$$

A partir de la Ecs. (18) y (19), se obtienen el desfase $\varepsilon = \pi - 2\psi$ y el periodo $T = \frac{1}{\omega_c} (\varepsilon + 2\pi k)$. El régimen de giro n es:

$$n = \frac{60}{N \cdot T} = \frac{60 \cdot \omega_c}{N \cdot (\varepsilon + 2\pi k)} \quad (20)$$

Para cada valor de k ($k = 0, 1, 2, \dots$), se calcula un lóbulo en el diagrama dando valores de ω_c . Los resultados obtenidos mediante este método contemplan también el caso bidimensional. Así, los lóbulos obtenidos con el modelo tridimensional mostrado coinciden con los obtenidos [7] para predicción de chatter en paredes delgadas.

OBTENCIÓN DEL ÁNGULO DE INMERSIÓN AXIAL EN FRESAS TÓRICAS Y ES FÉRICAS

Todo el desarrollo anteriormente mostrado es válido para herramientas con un ángulo de posición γ constante. En el caso de una herramienta tórica o una esférica, el ángulo de posición γ es variable en cada punto del filo, por lo que para poder dar una solución analítica al problema sin iterar es necesario tomar un valor promedio del mismo. En [2] se recomienda tomar como ángulo de inmersión axial promedio $\bar{\gamma} = \pi/2 + \pi/4$ para herramientas esféricas o con plaquitas circulares. Sin embargo, no se aborda el caso de una herramienta tórica en la que la profundidad de corte axial pueda ser mayor que el radio de acuerdo.

Por otra parte, en herramientas esféricas y tóricas, los coeficientes de corte varían debido a la variación del ángulo de hélice, Tabla 1. Lamikiz *et al.* [12] demuestran que, para la caracterización de un par material de corte-herramienta, una relación lineal entre los coeficientes de corte y la profundidad de corte axial es lo suficientemente ajustada a la realidad. Sin embargo, la introducción de unos coeficientes de corte no constantes en el desarrollo anterior conduce a la necesidad de iterar nuevamente, o dar un valor promedio. En [8] Altintas *et al.* proponen varios métodos de promediado de los coeficientes de corte dentro de la zona de corte para un modelo de estabilidad 2D obteniendo el diagrama de lóbulos iterando con la profundidad axial.

Tabla 1. Coeficientes de corte obtenidos en la caracterización de la herramienta y el material.

	parte tórica	parte frontal
Kr	558.35-198.93*a	65.495
Kt	1723.3-369.44*a	804.73
Ka	48.26+52.15*a	174.02

La solución adoptada en este trabajo es más conservadora, ya que toma el valor de $\bar{\gamma}$ para la mínima profundidad de corte axial con que se va a cortar en un suelo delgado, utilizando así los lóbulos para verificar la estrategia adoptada.

En la validación experimental, en una herramienta tórica de radio de acuerdo 2,5mm, el valor de $\bar{\gamma}$ se toma para una a mínima de 0,5mm.

VALIDACIÓN EXPERIMENTAL

Para la validación del modelo de estabilidad tridimensional se ha recurrido a un banco de ensayos que simula el comportamiento dinámico de un suelo delgado, pero evitando la variación de las propiedades dinámicas durante el mecanizado. Consta de un bloque de aluminio 7075T6 amarrado a una bancada de acero que tiene el desplazamiento restringido en X y Z, y cuya flexibilidad se rige por la rigidez de los muelles sobre los que se sustenta. La frecuencia del modo dominante (28,24Hz, Fig.4) es demasiado baja para hacer pruebas a alta velocidad, ya que los lóbulos obtenidos aparecen a bajas velocidades, pero permite la validación del modelo.

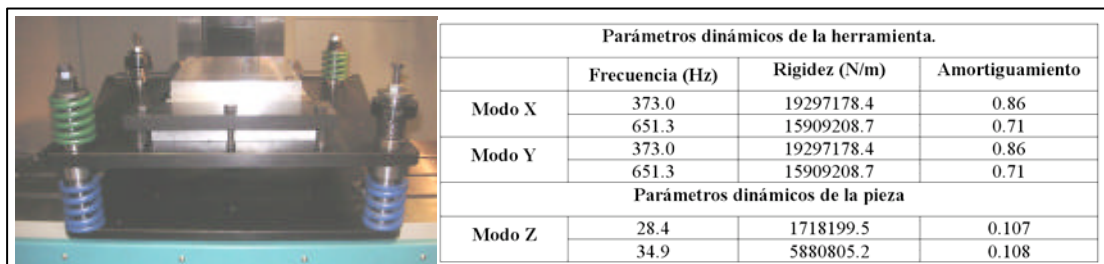


Fig. 4. Izq.) Banco de ensayos. Dcha.) Parámetros modales para la herramienta y la pieza.

La herramienta que se ha empleado es una tórica Kendu[®] de metal duro con dos filos de diámetro 16mm y radio de acuerdo 2,5mm. Se han hecho una serie de cortes en línea recta en concordancia con inmersión radial del 50% variando el régimen de giro para una profundidad axial de corte dada. Las señales recogidas mediante acelerómetros han sido analizadas con un equipo OROS[®] OR35.

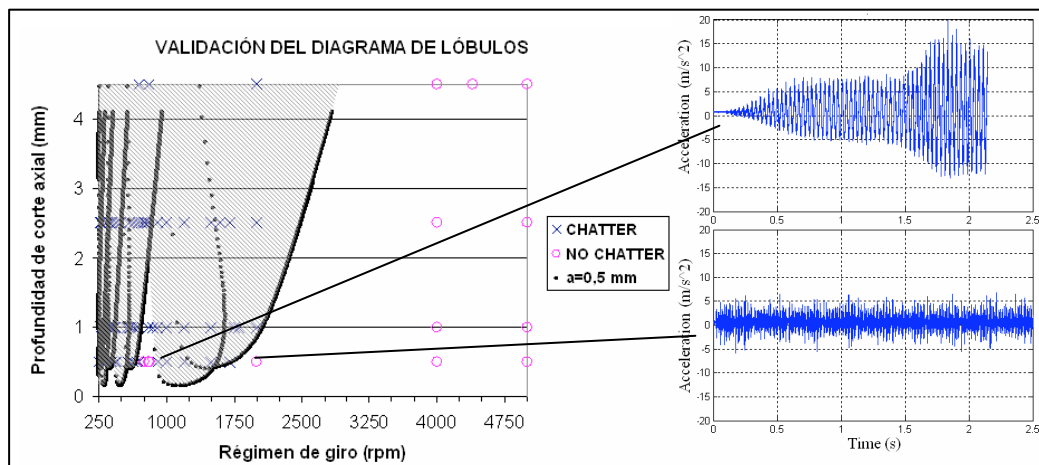


Fig. 5. Comparación entre diagrama de lóbulos y datos experimentales para inmersión radial del 50%.

Los diagramas de lóbulos obtenidos se muestran en la Figura 5, junto con los resultados de las diferentes pruebas realizadas. La adecuación de los resultados a lo predicho por los lóbulos es aceptable teniendo en cuenta las simplificaciones realizadas. Por otra parte, debe tenerse en cuenta que cuando se está fresando en una zona estable la frecuencia de golpeo es cercana a una frecuencia modal del sistema, por lo que pueden aparecer vibraciones forzadas si las condiciones de corte son muy agresivas.

CONCLUSIONES

La productividad del acabado de un componente de rigidez reducida está limitada por la aparición de problemas dinámicos. Aunque a nivel industrial se tiende a rigidizar la pieza con utillajes, una selección de condiciones de corte optimizadas puede evitar la utilización de los mismos, reduciendo costes.

Se ha mostrado un modelo tridimensional para predecir la aparición de chatter regenerativo en el mecanizado de paredes y suelos delgados. El modelo se ha validado con banco de ensayos con parámetros modales invariables de cara a eliminar la incertidumbre producida por la variación del comportamiento dinámico de una pared o suelo delgado en un caso real.

El modelo incluye el caso de fresado con una herramienta tórica o una esférica, resolviendo la no linealidad introducida realizando un promedio del ángulo de posición del filo y de los coeficientes de corte.

De cara a mejorar la planificación del proceso se debe tener en cuenta que unas condiciones estables frente a chatter pero demasiado agresivas pueden provocar vibraciones forzadas ya que en las zonas más estables en el diagrama de lóbulos la frecuencia de golpeo se encuentra en torno a una de las frecuencias modales del sistema.

AGRADECIMIENTOS

Los autores de este trabajo quieren agradecer al programa INTERREG III A España/Francia por la financiación concedida al proyecto nº I3A-7-243-O denominado *Red Interregional Franco-Española de Fabricación Aeronáutica (AEROSFIN)*.

REFERENCIAS

1. Jensen, S.A., Shin, Y.C., 1999, Stability Analysis in Face Milling Operations, Part I. *Trans. ASME, J. Manuf. Sc. and Eng.*, No. 4, pp 600-605.
2. Altintas, Y., 2001, Analytical Prediction of Three Dimensional Chatter Stability in Milling, *JSME, Int. J. Series C: Mech. Sys., Mach. Elem. and Manuf.*, Vol. 44, No. 3.
3. Muñoa, J., Zubiaurre, A., Iglesias, A., Lizarralde, R., Abete, J.M., 2004, Simulación y Contrastación Experimental de la Estabilidad Dinámica en Procesos de Fresado Mediante un Modelo Tridimensional, *XV Congreso De Máquinas-Herramienta y Tecnologías de Fabricación.*, Vol.2, pp1087-1104.
4. Altintas, Y., Budak, E., 1995, Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling, *Annals of the CIRP*, Vol. 44, No. 1, pp. 357-362.
5. Altintas, Y., Shamoto, E., Lee, P., Budak, E., 1999, Analytical Prediction of Stability Lobes in Ball End Milling, *Transactions of the ASME*, Vol.121, No.4, pp586-592.
6. Budak, E., 1994, Mechanics and Dynamics of Milling Thin Walled Structures, *Thesis, University of British Columbia, Vancouver*.
7. Bravo, U., Altuzarra, O., López de Lacalle, L.N., Sánchez, J.A., Campa, F.J., 2005, Stability Limits of Milling Considering the Flexibility of the Workpiece and the Machine, *International journal of Machine Tools & Manufacture*, In Press, Corrected Proof, Available online.
8. Thevenot, V., Arnaud, L., Dessein, G., Cazenave-Larroche, G., 2004, Influence of Material Removal on Dynamic Behaviour of Thin Walled Structure in Peripheral Milling, *7th CIRP International Workshop on Modelling of Machining Operations, Cluny, France*.
9. Tlustý, J. Smith, S. Winfough, W. (1996) Techniques for the use of long slender end mills in high-speed milling. *Annals of the CIRP*, 45/1/1996, 1996; 393-6.
10. Smith, S. & Dvorak, D. (1998) "Tool Path Strategies for High Speed Milling Aluminium Workpieces with Thin Webs", *Mechatronics* 8 (1998) pp291-300
11. Merdol, S.D., Altintas, Y., 2004, Multi Frequency Solution of Chatter Stability for Low Immersion Milling, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. Vol. 126, pp 459-466.
12. Lamiquiz, A.; López de Lacalle, L.N.; Sánchez, J.A.; Salgado, M.A., 2004, Cutting force estimation in sculptured surface milling, *Int. Journal of Machine Tool & Manufacture*, Vol. 44 No. 14, pp. 1511-1526. ISSN: 0890-6955.