



HAL
open science

Fresado de estructuras de rigidez reducida utilizando un modelo de estabilidad en el dominio de la frecuencia

Francisco Javier Campa, Luis Norberto López de Lacalle, Gorka Aramendi, Sébastien Seguy, Lionel Arnaud, Gilles Desein, Sergio Herranz

► To cite this version:

Francisco Javier Campa, Luis Norberto López de Lacalle, Gorka Aramendi, Sébastien Seguy, Lionel Arnaud, et al.. Fresado de estructuras de rigidez reducida utilizando un modelo de estabilidad en el dominio de la frecuencia. XVI Congreso de Máquinas-Herramienta y Tecnologías de Fabricación, Oct 2006, Saint-Sébastien, España. hal-03273436

HAL Id: hal-03273436

<https://hal.science/hal-03273436>

Submitted on 1 Jul 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.

FRESADO DE ESTRUCTURAS DE RIGIDEZ REDUCIDA UTILIZANDO UN MODELO DE ESTABILIDAD EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA

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

¹Universidad del País Vasco, UPV/EHU: fran.campa@ehu.es

²Fundación FATRONIK.

³École Nationale d'Ingénieurs de Tarbes.

RESUMEN

Este trabajo trata de la aplicación de un modelo de estabilidad tridimensional para el cálculo de diagramas de lóbulos para el mecanizado de piezas de rigidez reducida, paredes y suelos delgados, típicas de la industria aeronáutica. Dichos diagramas permiten evitar la aparición de chatter regenerativo mediante la selección de unas condiciones de corte estables, a saber, profundidad de corte axial y radial, y régimen de giro.

El modelo ha sido validado mediante un banco de ensayos que simula el comportamiento de una estructura flexible. La metodología de trabajo ha consistido en obtener primero los parámetros modales, calcular los diagramas de lóbulos y por último realizar ensayos de mecanizado. La detección de chatter se ha realizado en base al análisis del espectro de la vibración registrada por un acelerómetro pegado a la pieza y la amplitud de la misma.

1. INTRODUCCIÓN

El mecanizado de estructuras monolíticas, formadas por suelos y paredes delgadas [1], conlleva una serie de problemas de carácter dinámico y estático, debido a la baja rigidez local. El principal problema que aparece es la vibración autoexcitada conocida como chatter regenerativo. Debido a la vibración inherente al fresado, un filo corta un espesor de viruta variable que provoca fuerzas asimismo variables que pueden excitar modos del sistema. En función de la profundidad de corte y del desfase entre la vibración a la frecuencia natural de un filo y su precedente, la amplitud de la vibración puede permanecer estable o amplificarse indefinidamente hasta que se produce la separación entre filos y pieza. En el mecanizado de piezas monolíticas, los modos que se excitan pertenecen a las paredes y suelos delgados. Como consecuencia, se obtienen piezas fuera de tolerancias y con una elevada rugosidad, apareciendo incluso desgarros en la pieza.

El chatter regenerativo ha sido ampliamente estudiado y se puede predecir mediante la obtención del diagrama de lóbulos, siendo los métodos de cálculo en el dominio de la frecuencia los más rápidos. Jensen et al. [2] y Altintas [3] fueron los primeros en crear una formulación *monofrecuencia* para predecir la estabilidad en tres dimensiones en los casos en que la regeneración del espesor de viruta afecta a las fuerzas en las tres direcciones cartesianas. En los últimos años, el estudio de la estabilidad en el fresado altamente interrumpido mediante el método de *semidiscretización* [4] el *método de los elementos finitos temporales* y los métodos *multifrecuencia* [5] han conducido a la obtención de nuevos lóbulos debidos al fenómeno conocido como *bifurcación flip*.

Centrándose en los problemas de pieza, Budak [1] estudió no solo la flexión estática de las paredes delgadas sino que también desarrolló una formulación en el dominio de la frecuencia teniendo en cuenta la variación del comportamiento de la pared y de la herramienta en sentido axial. En [6] se estudia la influencia de la posición de la herramienta sobre la pared y la variación de los parámetros modales durante el mecanizado para obtener diagramas de estabilidad variables a lo largo del recorrido de la pieza. Bravo et al. [7] resaltaron la importancia de tener en cuenta no sólo la función de respuesta en frecuencia de la pieza sino también de la herramienta para el cálculo de diagramas de lóbulos para operaciones de acabado.

El mecanizado de todo un suelo sin necesidad de soporte trasero podría significar un ahorro en utillajes siempre que se mantenga la productividad. Es por ello que el estudio de esta alternativa resulta interesante. Así, se ha desarrollado un modelo de estabilidad tridimensional en el dominio de la frecuencia que tiene en cuenta la flexibilidad de la herramienta y la pieza. Además, el modelo se ha adaptado para contemplar el caso de la utilización de una herramienta tórica.

2. MODELO DE ESTABILIDAD

El modelo que se presenta en este trabajo está basado en los modelos tridimensionales presentados en [2,3], que consideran la flexibilidad dinámica de todo el sistema en las tres direcciones cartesianas. La autoexcitación de un modo con una componente fuera del plano XY sólo se produce si la regeneración del espesor de viruta también tiene una componente fuera de dicho plano. Esto ocurre cuando se están utilizando herramientas con un ángulo de posición menor de 90° como tóricas, esféricas o el caso de herramientas con ciertas plaquitas.

Para poder calcular los diagramas de lóbulos en el dominio de la frecuencia se han asumido una serie de simplificaciones. En primer lugar, se ha supuesto un modelo de fuerzas simple, en el que las fuerzas tangencial, radial y axial sobre el filo dependen de forma lineal del espesor de viruta y de la profundidad de corte. Asimismo el ángulo de hélice no ha sido considerado en dicho modelo. El *process damping* tampoco ha sido considerado [8]. También se supone que la vibración del filo no llegar a ser tal que se separa de la pieza. En sistemas con rigidez dinámica reducida en Z como los suelos delgados, es posible que filos fuera de la zona de corte impacten contra la pieza cuando ésta se mueve hacia la herramienta, Fig. 1. Estas colisiones no son tenidas en cuenta en el modelo. Por último, se supone que sólo cortan los filos principales de la herramienta.

2.1 Cálculo del espesor de viruta dinámico

El espesor de viruta estático no se considera puesto que no influye en la estabilidad del sistema. Así, el espesor de viruta dinámico h_j que el filo j corta, Ec. (1), depende de la diferencia de posición entre el filo en una posición angular ϕ_j medida desde el eje Y y el filo previo en el mismo lugar, Fig. 1:

$$h(\phi_j(t)) = \left[\Delta x \cdot \sin(\phi_j(t)) + \Delta y \cdot \cos(\phi_j(t)) \right] \cdot \sin(\gamma) + \Delta z \cdot \cos(\gamma) \quad (1)$$

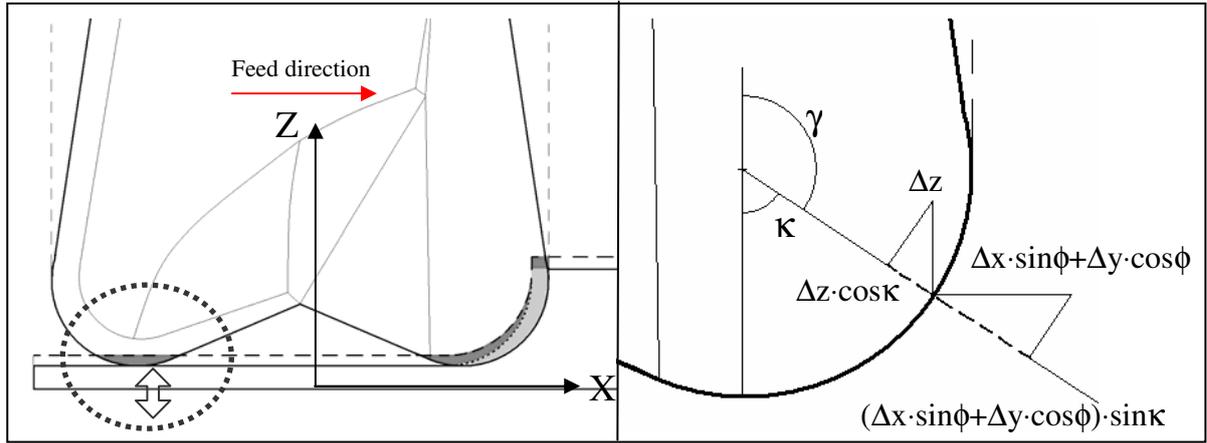


Figura 1: Izq.) Posibles colisiones de los fillos fuera de la zona de corte. Dcha.) Proyecciones de los desplazamientos sobre la direccin del espesor de viruta.

2.2 Modelo de fuerzas de corte

El modelo de fuerzas relaciona las fuerzas de corte con los desplazamientos (Δx , Δy , Δz) mediante la ecuacin (2), por lo que las fuerzas sobre el fillo consideradas son la tangencial $F_t(j)$, radial $F_r(j)$ y la axial $F_a(j)$.

$$\begin{Bmatrix} F_t(j) \\ F_r(j) \\ F_a(j) \end{Bmatrix} = K_t \cdot a \cdot \begin{Bmatrix} 1 \\ K_r' \\ K_a' \end{Bmatrix} \cdot h_j(\phi_j) \quad (2)$$

K_r' y K_a' son los coeficientes de cizalladura radial y axial normalizados respecto al coeficiente tangencial K_t . Las fuerzas en coordenadas cartesianas son:

$$\begin{Bmatrix} F_x(j) \\ F_y(j) \\ F_z(j) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos \phi_j & -\sin \gamma \cdot \sin \phi_j & \cos \gamma \cdot \sin \phi_j \\ \sin \phi_j & -\sin \gamma \cdot \cos \phi_j & \cos \gamma \cdot \cos \phi_j \\ 0 & -\cos \gamma & -\sin \gamma \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_t(j) \\ F_r(j) \\ F_a(j) \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Sustituyendo la Ec. (2) en la Ec. (3) y sumando las fuerzas sobre todos los fillos dentro de la zona de corte se obtiene la Ec. (4), en la que las fuerzas y los desplazamientos estn relacionados por la matriz de los coeficientes direccionales $[A(t)]$:

$$\{F(t)\} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot K_t \cdot [A(t)] \cdot \{\Delta(t)\} \quad (4)$$

2.3 Obtencin de la ecuacin de estabilidad

La posicin relativa entre herramienta y pieza en un momento dado t y en el periodo de corte precedente ($t-T$) es la siguiente:

$$t: (\{r_t\} - \{r_w\}) \quad t-T: (\{r_t\} - \{r_w\}) \cdot e^{-i\omega_c T} \quad (5)$$

Con lo que el desplazamiento en un periodo de corte es:

$$\{\Delta\} = \left(1 - e^{-i\omega_c T}\right) \cdot [G(i\omega_c)] \cdot \{F\} e^{i\omega_c t} \quad (6)$$

$[G(i\omega_c)]$ es la suma [7] de las matrices de Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) de la herramienta y de la pieza, $[G_t(i\omega_c)]$ y $[G_w(i\omega_c)]$. Introduciendo la Ec. (6) en la Ec. (4), se obtiene la siguiente ecuación:

$$\{F\} \cdot e^{i\omega_c t} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot K_t \cdot \left(1 - e^{-i\omega_c t}\right) \cdot [A(t)] \cdot [G(i\omega_c)] \cdot \{F\} \cdot e^{i\omega_c t} \quad (8)$$

Una alternativa para resolver analíticamente la Ec. (8) es utilizar la solución *monofrecuencia*. Dicha solución consiste en aprovechar que la la matriz de los coeficientes direccionales $[A(t)]$ es periódica, para sustituirla por su término medio $[A_0]$ en la expansión en series de Fourier. Introduciendo el término medio $[A_0]$, la Ec.(8) resulta ser un problema de valores propios:

$$\det \left[[I] - \frac{1}{2} \cdot a \cdot K_t \cdot \left(1 - e^{-i\omega_c T}\right) \cdot [A_0] \cdot [G(i\omega_c)] \right] = 0 \quad (9)$$

Por tanto, la Ec.(10) resulta ser la ecuación característica que define la estabilidad del sistema donde el autovalor es (11):

$$\det \left[[I] + \Lambda \cdot [G_0(i\omega_c)] \right] = 0 \quad (10)$$

$$\Lambda = -\frac{N}{2\pi} \cdot a \cdot K_t \cdot \left(1 - e^{-i\omega_c T}\right) \quad (11)$$

2.4 Cálculo de la profundidad axial límite y regímenes de giro correspondientes

Los autovalores, que son complejos $\Lambda = \Lambda_R + i\Lambda_I$, se introducen en la Ec.(11), con lo cual se halla la profundidad de corte límite a_{lim} .

$$a_{\text{lim}} = -\frac{2\pi}{N \cdot K_t} \cdot \Lambda_R \cdot \left[1 + \left(\frac{\Lambda_I}{\Lambda_R} \right)^2 \right] \quad (12)$$

La fase entre dos impactos, $\omega_c T$, puede dividirse en un número entero de ondas más el desfase ε entre la onda en el periodo de corte actual y el precedente, siendo ψ la fase del autovalor.

$$\varepsilon = \pi - 2\psi \quad (13) \quad ; \quad \omega_c T = \varepsilon + 2\pi \cdot k \quad (14)$$

De (13) y (14), se obtienen ε y T , y por tanto el régimen de giro en cada lóbulo k .

$$n = \frac{60}{N \cdot T} = \frac{60 \cdot \omega_c}{N \cdot (\varepsilon + 2\pi k)} \quad (15)$$

2.5 Simplificación a modelo unidimensional para suelos delgados

Siempre que la flexibilidad dinámica del suelo sea dominante, el modelo puede reducirse a un modelo unidimensional en dirección perpendicular al suelo. Así pues, el espesor de viruta dinámico queda simplificado a:

$$h(\phi_j(t)) = \Delta z \cdot \cos(\gamma) \quad (16)$$

La expresión resultante del modelo de fuerzas es:

$$\{F_z(j)\} = \{0 \quad -\cos\gamma \quad -\sin\gamma\} \cdot \{F_t(j) \quad F_r(j) \quad F_a(j)\}^T \quad (17)$$

Puesto que el tamaño de la matriz de FRFs $[G_{z_w}(i\omega_c)]$ es 1x1, el problema de autovalores (9) se reduce a una ecuación de primer grado.

2.6 Consideraciones en fresado altamente interrumpido

En fresado con pequeñas inmersiones radiales, el contenido armónico de las fuerzas de corte no puede simplificarse como se ha hecho en la Ec. (9). Por tanto, es necesario recurrir a una solución multifrecuencia [1,9] o a métodos alternativos [4,5] para resolver el problema de estabilidad.

La solución multifrecuencia conlleva truncar la serie de Fourier de la matriz de los factores direccionales $[A(t)]$ de tal manera que se llega a la Ec. (18) en lugar de la Ec. (8):

$$\sum_{k=-\infty}^{\infty} \{F_k\} \cdot e^{ik\alpha t} = \frac{1}{2} a \cdot K_t \cdot (1 - e^{-i\omega_c T}) \sum_{k=-\infty}^{\infty} [A(t)] [G(i\omega_c + ik\omega)] \{F_k\} e^{ik\alpha t} \quad (18)$$

Operando, se llega a la resolución del determinante (19):

$$\det \left[\delta_{rk} [I] - \frac{1}{2} a \cdot K_t \cdot (1 - e^{-i\omega_c T}) [W_{r-k}(i\omega_c + ik\omega)] \right] = 0 \quad (r, k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots) \quad (19)$$

donde $\delta_{rk} [I]$ es la matriz Delta de Kronecker. El tamaño del determinante es $(2r+1) \cdot dof$, donde r es el número de armónicos considerados en la serie de Fourier y dof es el número de grados de libertad del modelo. Para resolver este determinante se debe iterar, ya que el régimen de giro no se conoce a priori. Como resultado, en el diagrama de lóbulos se obtienen nuevos lóbulos de *bifurcación flip* [5,6] aparte de los lóbulos de *bifurcación Hopf* obtenidos ya por la solución monofrecuencia. Como contrapartida, el coste operacional se mayor que en el caso monofrecuencia.

3. PROMEDIADO

La formulación vista en la sección previa asume que el ángulo de posición del filo κ es constante. Sin embargo, en el caso de herramientas tóricas y esféricas, el ángulo κ (o su complementario, el ángulo de inmersión axial γ) es variable a lo largo del eje axial de la herramienta. Es por ello que se debe encontrar un valor promedio para resolver el problema de estabilidad. En [3], para herramientas con plaquitas circulares, se recomienda tomar un valor promedio del ángulo de inmersión axial $\bar{\gamma} = 135^\circ$ cuando la profundidad axial es igual al radio de la plaquita. Este criterio asume que la profundidad de corte es conocida previamente y que las fuerzas actuantes sobre la plaquita están concentradas aproximadamente en el centro de gravedad de la viruta.

Por otra parte, la formulación también contempla que los coeficientes de corte son constantes, lo cual no es cierto en herramientas esféricas y tóricas ya que el ángulo de hélice es variable. Una buena aproximación [10] es asumir que dichos coeficientes varían de forma lineal a lo largo del eje axial de la herramienta, Fig. 2. Así que, de nuevo, debe tomarse un valor promedio. Para el caso de herramientas esféricas, Altintas et al. [11] han propuesto diferentes métodos de promediado de los coeficientes de corte en un modelo de estabilidad bidimensional, conduciendo bien a una solución enteramente analítica, bien a una solución iterativa. La iteración básicamente consiste en calcular los coeficientes de corte a una profundidad dada, calcular el diagrama de lóbulos y seleccionar como válidos únicamente los puntos a esa profundidad, y repetir el procedimiento hasta completar todo el diagrama. Otro método es el propuesto por Abrari et al. [12]. De cualquier manera, no se ha establecido hasta la fecha un criterio para obtener resultados precisos.

Para suelos delgados, desde el punto de vista práctico no existe necesidad de iterar ya que se sabe de antemano qué profundidad se debe cortar y se trata más bien de comprobar qué régimen de giro es el más apropiado. Así todo es necesario promediar el ángulo de inmersión axial y los coeficientes de corte. El método presentado en este trabajo promedia el valor del ángulo de posición en el centro de gravedad aproximado de la viruta, κ_m , a lo largo del volumen de la misma para una profundidad de corte dada, a_p , de manera que se puede obtener el ángulo de posición promedio, $\bar{\kappa}$ y el consiguiente ángulo de inmersión axial promedio. Luego los coeficientes de corte son calculados a la altura \bar{z} correspondiente. Los lóbulos calculados serán precisos solamente a la altura a_p dada. Para calcular el diagrama de lóbulos completo se debe repetir el procedimiento a diferentes profundidades de corte a_p .

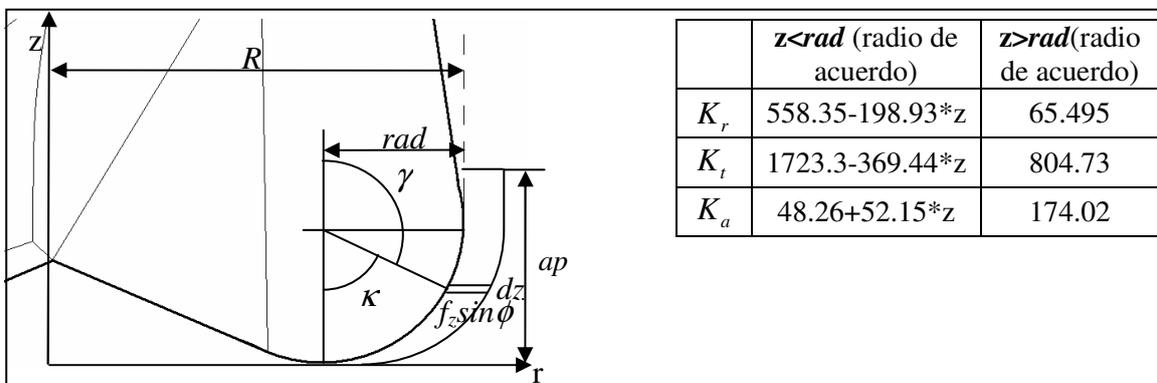


Figura 2. Izq) Descripción de las variables que intervienen en el promediado. Dcha) Coeficientes de corte utilizados en la validación experimental.

Cuando la profundidad de corte es menos que el radio de acuerdo de la herramienta:

$$\kappa_{m1} = \arccos((rad - z) / rad) \quad (21)$$

$$r_{m1} = (R - rad) + rad \cdot \sin \kappa_{m1} \quad (22)$$

por tanto,

$$\bar{\kappa} = \frac{\int_0^{ap} \int_{\phi_0}^{\phi_1} \frac{\kappa_{m1}}{2} f_z \sin(\phi) r_{m1} \left(\frac{d\kappa}{dz} \right) d\phi dz}{\int_0^{ap} \int_{\phi_0}^{\phi_1} f_z \sin(\phi) r_{m1} \left(\frac{d\kappa}{dz} \right) d\phi dz} \quad (23)$$

donde

$$\frac{d\kappa}{dz} = 1 / \left(rad \sqrt{1 - \frac{(rad - z)^2}{rad^2}} \right) \quad (24)$$

Cuando la profundidad de corte es mayor que el radio de la acuerdo:

$$\kappa_{m2} = \frac{(rad \cdot \pi / 2 \cdot \pi / 4 + (z - rad) \pi / 2)}{(rad \cdot \pi / 2 + (z - rad))} \quad (25)$$

$$\bar{\kappa} = \frac{\int_0^{rad} \int_{\phi_0}^{\phi_1} \frac{\kappa_{m1}}{2} f_z \sin(\phi) r_{m1} \left(\frac{d\kappa}{dz} \right) d\phi dz + \int_{rad}^{ap} \int_{\phi_0}^{\phi_1} \frac{\kappa_{m2}}{2} f_z \sin(\phi) R d\phi dz}{\int_0^{rad} \int_{\phi_0}^{\phi_1} f_z \sin(\phi) r_{m1} \left(\frac{d\kappa}{dz} \right) d\phi dz + \int_{rad}^{ap} \int_{\phi_0}^{\phi_1} f_z \sin(\phi) R d\phi dz} \quad (26)$$

Por tanto el ángulo de inmersión axial promedio $\bar{\gamma}$ y la profundidad media \bar{z} para el cálculo de los coeficientes de corte son:

$$\bar{\gamma} = 180^\circ - \bar{\kappa} \quad (27)$$

$$\bar{z} = rad - rad \cdot \cos(\bar{\kappa}) \quad (28)$$

4. VALIDACIÓN EXPERIMENTAL

Para la validación del modelo se ha mecanizado sobre un bloque de aluminio de 170x112x54 mm amarrado al extremo de una placa de aluminio 250x200x10 mm con un voladizo de 120 mm, como se muestra en la Fig.3. De esta manera se evita que varíen los parámetros modales. Así, se realizaron cortes rectos en dirección X en concordancia. La herramienta es una tórica de diámetro 16 mm 2 dientes y radio de acuerdo de 2,5 mm con un ángulo de hélice de 30°. La profundidad de corte radial es de 2, 5 mm. Se han probado seis profundidades de corte desde 0,5 mm a 7 mm. La vibración se ha medido mediante un acelerómetro sujeto a la pieza. Para decidir si un caso es estable o no, se ha recurrido al análisis del espectro de la señal y la amplitud de la misma.

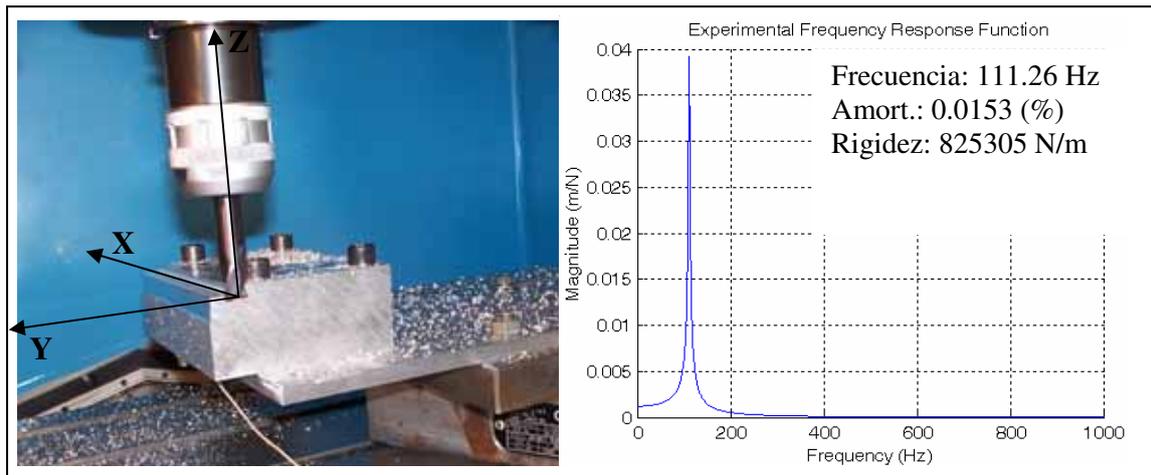


Figura 3: Banco de ensayos y parámetros modales.

Los resultados se muestran en las Figuras 4 y 5. En el diagrama de lóbulos se puede apreciar un lóbulo debido a la bifurcación Hopf entre 3500 rpm y 6500 rpm y otro debido a la bifurcación flip, entre 7250 rpm y 9750 rpm aproximadamente. La frecuencia de chatter se encuentra cerca de la frecuencia natural del sistema, y además en el lóbulo flip, coincide con la mitad de la frecuencia de paso de los filos. Sin embargo, debido a que especialmente en las proximidades del lóbulo flip resulta difícil diferenciar si se trata de un caso inestable o si es estable con un ligero *runout*. Por ello, se han diferenciado tres grupos: claramente estable, claramente inestable, y ligeramente inestable.

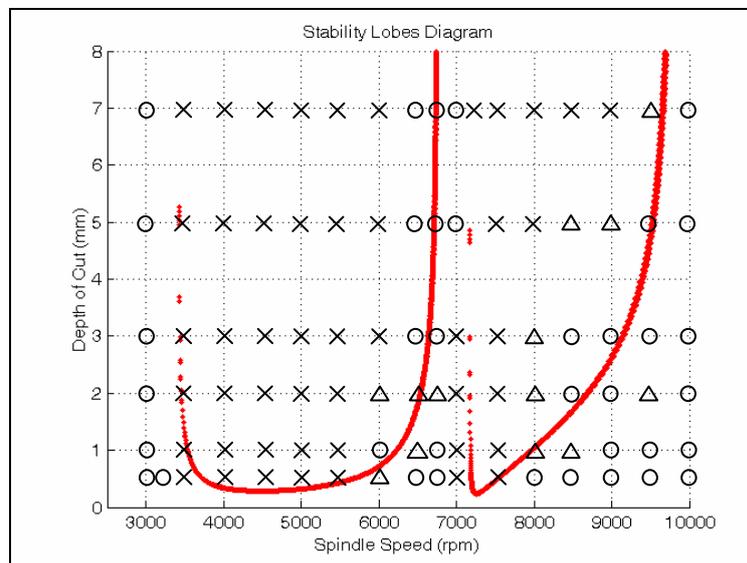


Figura 4: Resultados experimentales: o-estable, x-inestable, Δ -ligeramente inestable.

Los resultados muestran un 87% de casos correctamente predichos. Las mayores discrepancias están en torno al lóbulo flip. Una de las fuentes del error, aparte de las simplificaciones del modelo, es el hecho de que el método de promediado no es exacto, sino que es una aproximación que pretende ser suficientemente precisa. Otra fuente de error es el método de medida o el criterio para decidir si un caso es estable o no.

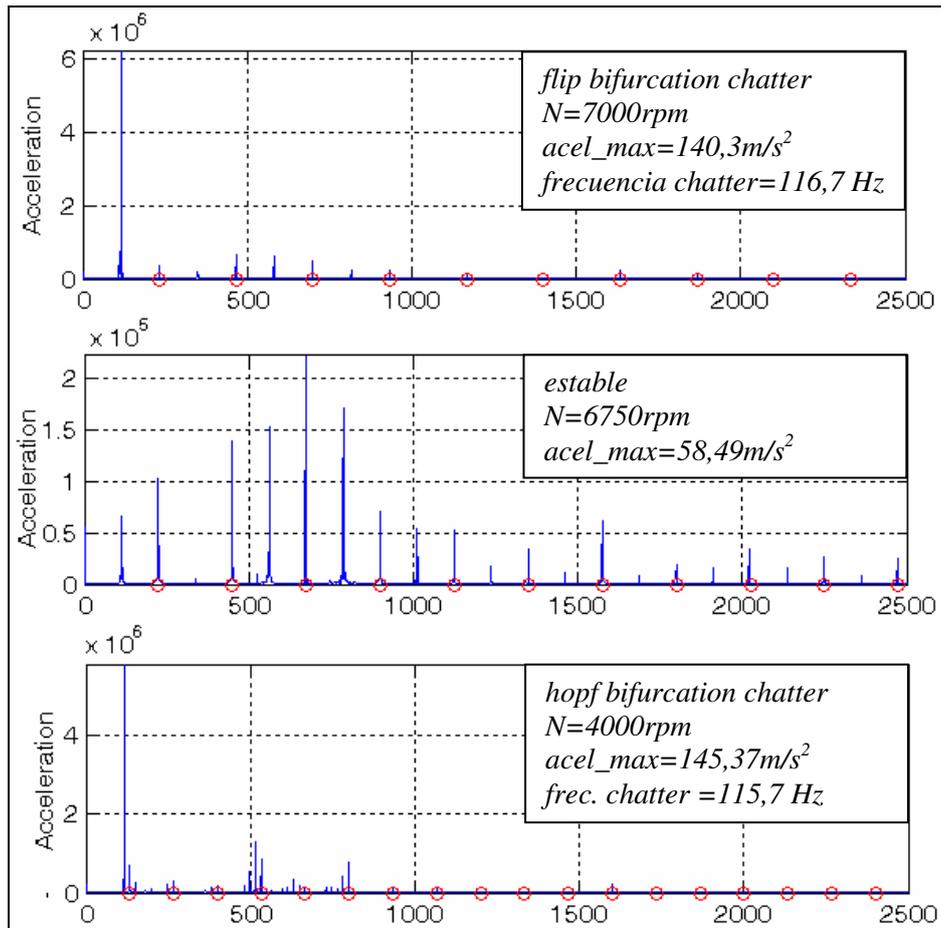


Figura 5: Transición de estable a inestable a diferentes regímenes de giro para una profundidad axial de 3 mm.

5. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha estudiado la predicción de chatter en el mecanizado de suelos delgados en voladizo con herramientas con radio de acuerdo con el objetivo de comprobar la viabilidad del proceso. Para ello, se ha desarrollado un modelo de estabilidad tridimensional en el dominio de la frecuencia que tiene en cuenta la flexibilidad del sistema en las tres direcciones cartesianas, si bien puede ser reducido a un modelo unidimensional siempre que la flexibilidad de los modos del suelo sea dominante.

Para resolver las no linealidades introducidas en el modelo por la variación de los coeficientes de corte a lo largo del filo y la variación del ángulo de posición, se ha propuesto un método aproximado de promediado que permite resolver el problema de estabilidad sin iteración en el caso de suelos delgados.

El modelo ha sido validado experimentalmente mediante un banco de ensayos con un 87% de efectividad. Sin embargo, existen discrepancias debidas al método de promediado y las simplificaciones realizadas. Asimismo, debe mejorarse el sistema de identificación de estabilidad para una mejor distinción de los diferentes casos.

6. AGRADECIMIENTOS

Los autores quieren mostrar su agradecimiento al Ministerio de Ciencia por su apoyo económico en Sky-Skin, ref 2004/07569, y a Interreg UE Aerosfin Spanish and French Network for Aeronautical Manufacturing.

7. REFERENCIAS

- [1] Budak, E., Mechanics and Dynamics of Milling Thin Walled Structures, Phd. Thesis, University of British Columbia, Vancouver, 1994
- [2] Jensen, S.A., Shin, Y.C., Stability Analysis in Face Milling Operations, Part I, Transactions of ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering, n. 4, pp 600-605, 1999
- [3] Altintas, Y., Analytical Prediction of Three Dimensional Chatter Stability in Milling, JSME Int. J. Series C: Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing, 44, n.3, 2001
- [4] Insperger, T., Stépán, G., Semi-discretization Method for Delayed Systems, International Journal for Numerical Methods in Engineering, 55, n.5, pp. 503-518, 2005
- [5] Bayly, P.V., Halley, J.E., Mann, B.P., Davies, M.A., Stability of Interrupted Cutting by Temporal Finite Element Analysis, Transactions of ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 125, pp. 220-225, 2003
- [6] Thevenot, V., Arnaud, L., Dessein, G., Cazenave-Larroche, G., 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, 2004
- [7] Bravo, U., Altuzarra, O., López de Lacalle, L.N., Sánchez, J.A., Campa, F.J., Stability Limits of Milling Considering the Flexibility of the Workpiece and the Machine, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 45, n. 15, pp. 1669-1680, 2005
- [8] Altintas, Y., Weck, M., Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding, Annals of the CIRP, 53, pp. 619-642, 2004
- [9] Merdol, S.D., Altintas, Y., 2004, Multi Frequency Solution of Chatter Stability for Low Immersion Milling, Transactions of ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering. 126, pp. 459-466, 2004
- [10] Lamiquiz, A., López de Lacalle, L.N., Sánchez, J.A., Salgado, M.A., Cutting force estimation in sculptured surface milling, Int. Journal of Machine Tool and Manufacture, 44, n. 14, pp. 1511-1526, 2004
- [11] Altintas, Y., Shamoto, E., Lee, P., Budak, E., Analytical Prediction of Stability Lobes in Ball End Milling, Transactions of the ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 121, n.4, pp. 586-592, 1999
- [12] Abrari, F., Elbestawi, M.A., Spence, A.D., On the Dynamics of Ball End Milling: Modeling of Cutting Forces and Stability Analysis, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 38, n. 3, pp. 215-237, 1998