

INFLUENCIA DE LAS TÉCNICAS DE VARIACIÓN DE VELOCIDAD DE CABEZAL EN LA ESTABILIDAD DEL PROCESO DE FRESADO: ESTUDIO COMPARATIVO

I. Bediaga, J. Hernández, J. Muñoa, R. Uribe-Etxeberria
Centro Tecnológico IDEKO S.Coop.

RESUMEN

La aparición de vibraciones autoexcitadas en el proceso de fresado es uno de los mayores inconvenientes a la hora de incrementar el ratio de arranque de viruta. La estabilidad del proceso, para cada conjunto máquina/herramienta/material-pieza, y para cada tipo de operación, viene determinada por los denominados diagramas de lóbulos, que discriminan las condiciones de corte estable e inestable. Para hacer frente al fenómeno del *chatter*, algunos autores han propuesto el empleo de estrategias encaminadas a distorsionar la excitación provocada por el golpeo periódico de los dientes de la fresa sobre la pieza. Entre estas técnicas cabe señalar las de variación de velocidad de cabezal (SSV), que se tratan en este artículo. Tras una breve revisión del estado del arte en este campo, tanto en el modelado como en la aplicación de estas técnicas, se presenta un modelo numérico de corte, contrastado y validado mediante ensayos experimentales. Posteriormente, y a partir de un estudio en simulación, se presentan y comparan distintas estrategias de mecanizado basadas en la variación de la velocidad del cabezal. Así, se examina la influencia de estas estrategias en los diagramas de lóbulos para distintas condiciones de operación. Los resultados, analizados al final del artículo, son un paso previo a su validación experimental e implementación industrial.

1. INTRODUCCIÓN

Uno de los factores que más significativamente afecta al correcto desarrollo del proceso de mecanizado es la aparición de vibraciones autoexcitadas, denominadas *chatter*. Este tipo de vibraciones no solo limita la productividad del proceso de corte, sino que también afecta a la calidad y precisión dimensional de la superficie mecanizada. Además, puede llegar a disminuir la vida de la herramienta, así como la de la propia máquina.

El caso del *chatter* regenerativo es el más común en máquinas-herramienta que trabajan por arranque de viruta, y consiste en la inestabilización del proceso debido a la fluctuación en la fuerza de corte. La vibración relativa entre pieza y herramienta provoca ondulaciones en la superficie mecanizada, que más tarde, cuando la herramienta (siguiente filo en caso de fresado) vuelve a cortar la superficie ondulada produce una excitación dinámica de la máquina. Dicha excitación provoca una vibración, que en función del desfase entre ondulaciones, da lugar a un espesor de viruta variable. Si la profundidad de corte en el proceso supera el límite para el cual, el amortiguamiento del sistema no es suficiente, la vibración se vuelve inestable.

Muchos investigadores orientan sus esfuerzos hacia la reducción/supresión del *chatter*. Probablemente, la forma más sencilla de evitarlo consiste en cambiar las condiciones de corte,

reduciendo la profundidad de corte y compensar la pérdida de productividad aumentando el avance, o también cambiando la geometría de la herramienta. No obstante, este método suele acarrear unos niveles de productividad inferiores. Otra forma de reducir el *chatter* específicamente asociado a modos de la estructura de la máquina consiste en amortiguar los modos del conjunto máquina-herramienta-pieza, ya sea mediante materiales más amortiguados, o también mediante elementos amortiguadores sobre las guías. En esta línea, es posible realizar el diseño de amortiguadores tanto activos⁴ como pasivos.

Otra posibilidad es la de valerse de los diagramas de estabilidad para seleccionar la velocidad de cabezal, en la cual la profundidad de corte sea máxima (*SSSS-Stable Spindle Speed Selection*). Por lo tanto, se requiere la realización automática de los lóbulos de estabilidad mediante simulación en modelos matemáticos. Este método es práctico para mecanizado de alta velocidad, donde los lóbulos de estabilidad se encuentran bien separados, mientras que a bajas velocidades los lóbulos son pequeños y estrechos.

Otra forma de eliminar el *chatter* propone hacer uso de herramientas de corte con paso no uniforme, de forma que se distorsiona la diferencia de fase entre las modulaciones interna y externa³. Pero estos métodos están limitados, tanto a unas condiciones de corte específicas, como a una geometría de pieza concreta. Con el mismo objetivo de distorsionar la excitación provocada por el golpeo periódico de los dientes de la fresa sobre la pieza Jayaram⁵ y Namachchivaya⁹ proponen la modulación continua de velocidad del cabezal como uno de las técnicas más atractivas debido a su simplicidad y eficacia. Existen diferentes formas de variar la velocidad de giro del cabezal, la más estudiada es la variación en forma senoidal (*SSSV-Sinusoidal Spindle Speed Variation*). Consiste en variar continuamente la velocidad alrededor de un valor nominal. En esta línea, la mayor parte de las investigaciones se centran en el estudio del proceso de torneado^{1, 14}. Para el fresado, Sastry et al.¹⁰ desarrollan un método analítico que permite el análisis de estabilidad con velocidad de cabezal variable. Este método se basa en introducir un retardo variable igual al que tenga la variación de la velocidad de cabezal, y posteriormente resolver el sistema expandiéndolo en funciones de Bessel. Otra alternativa es la variación de la velocidad de giro del cabezal de forma aleatoria (*MRSSV-Multi-level Random Spindle Speed Variation*), Yilmaz¹⁵ refleja la efectividad de dicho método en el torneado mediante simulación y pruebas experimentales.

A pesar de los esfuerzos de investigación en la temática de variación de la velocidad de cabezal, ésta no se han extendido a la industria debido principalmente al desconocimiento de los parámetros (frecuencia y amplitud) óptimos de la señal de entrada¹, que determinan la capacidad de eliminación del *chatter*. La selección de dichos parámetros depende de la dinámica de la máquina, y está limitada por la respuesta del sistema cabezal-accionamiento y su capacidad para seguir la trayectoria de la forma sinusoidal/aleatoria de la velocidad. El mecanizado con velocidad de cabezal variable puede mejorar el comportamiento de la máquina en unas condiciones de corte, e inestabilizar zonas anteriormente estables.

Este trabajo ha desarrollado una herramienta que permite simular el proceso de corte del fresado bajo condiciones de variación de velocidad de cabezal. Con objeto de investigar la variación de la velocidad de cabezal de forma sinusoidal y aleatoria para la eliminación del *chatter*. Para ello se ha desarrollado un modelo de corte bidimensional en el dominio del tiempo, al que se le ha añadido la funcionalidad de ejecución con velocidad variable.

2. MODELO BIDIMENSIONAL DE LA DINÁMICA DE CORTE EN EL DOMINIO TEMPORAL.

2.1. Modelado de la dinámica del proceso de fresado.

El objetivo principal de la modelización de las operaciones de mecanizado es desarrollar la capacidad predictiva para la optimización de la productividad, calidad y coste¹³.

La simulación del proceso de fresado es más complicada que la de otros procesos de arranque de viruta debido principalmente a que tanto la geometría como el espesor de viruta cambian constantemente, a que habitualmente hay varios filos de corte trabajando simultáneamente y a las no linealidades inherentes a este tipo de mecanizado. Por esto, el cálculo de la profundidad de corte límite de *chatter* mediante el análisis en el dominio frecuencial ha sido problemático en comparación con otros procesos continuos.

Tlusty¹¹ fue uno de los precursores en las simulaciones del proceso de fresado en el dominio del tiempo. En su modelo únicamente se consideran dos modos de vibración, cuyas direcciones de desplazamiento son la del eje X y la del eje Y. Además, no se consideran los esfuerzos ni desplazamientos en la dirección del eje Z.

Un modelo más aproximado consiste en analizar el comportamiento dinámico del sistema mediante un número de modos que se consideren representativos del sistema herramienta-cabezal-máquina, con las direcciones reales de desplazamiento de cada uno¹⁶. De manera que la respuesta total del sistema es calculada mediante la suma de cada modo. La dinámica del fresado puede ser expresada mediante la ecuación diferencial (1),

$$M_r \ddot{x}_r(t) + C_r \dot{x}_r(t) + K_r x_r(t) = F_r(t) \quad (1)$$

Donde, M, C, K son la masa, amortiguamiento y rigidez de la estructura para los modos respectivos, F_r es la componente de la fuerza de corte proyectada sobre cada modo.

Con objeto de expresar las fuerzas en términos de la geometría de la viruta instantánea, se hace uso de un sistema de coordenadas rotativo u_j-v_j . El sistema de referencia fijo empleado dispone el origen en la punta de la herramienta. El eje X se toma coincidente con la dirección de avance de la herramienta, el sentido positivo del eje es el del sentido de avance⁸ siguiendo la notación mostrada en la figura 1. El sistema de referencia del origen se desplaza con la herramienta a lo largo de su avance, pero no gira.

El modelo de las fuerzas de corte instantáneo empleado⁷ supone tres componentes espaciales de la fresa de corte proporcionales a la sección de viruta sin deformar:

$$\begin{aligned} F_t &= K_{tc} \cdot h^{mt} \cdot b + K_{te} \cdot s \\ F_r &= K_{rc} \cdot h^{mr} \cdot b + K_{re} \cdot s \\ F_a &= K_{ac} \cdot h^{ma} \cdot b + K_{ae} \cdot s \end{aligned} \quad (2)$$

donde:

- K_{tc} , K_{rc} , K_{ac} , mt , mr , ma son los coeficientes que ajustan la fuerza de cizalladura y que dependen del binomio herramienta-pieza (en este modelo se ha considerado mt , mr , ma con valor unidad).

- h_n es el espesor de viruta sin deformar.
- b es la anchura de viruta sin deformar.
- s es la longitud de filo, en este modelo en concreto se aproxima a la anchura de viruta.
- K_{te} , K_{re} , K_{ae} , son los coeficientes de fricción o rozamiento. Estos coeficientes no están relacionados con el espesor de viruta sin deformar, y por lo tanto no influyen sobre el efecto regenerativo del *chatter*.

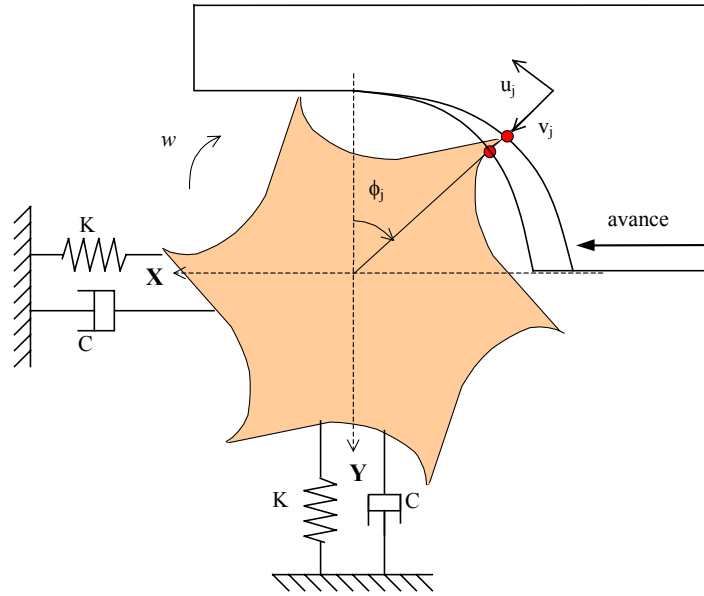


Figura 1. Esquema del modelo del proceso de fresado.

Las fuerzas de corte radial y tangencial calculadas son proyectadas sobre el sistema fijo de coordenadas para cada diente en contacto con la pieza:

$$F_x(t) = \sum_{j=0}^{n-1} F_{xj} = \sum_{j=0}^{n-1} (F_{tj} \cos \phi_j + F_{rj} \sin \phi_j) \quad (3)$$

$$F_y(t) = \sum_{j=0}^{n-1} F_{yj} = \sum_{j=0}^{n-1} (-F_{tj} \sin \phi_j + F_{rj} \cos \phi_j)$$

donde el ángulo de inmersión ϕ_j varía con el tiempo y el ángulo de interdentado, ϕ_{pitch} , en $\phi_j(t) = \Omega \cdot t + j \phi_{pitch}$

El cálculo de la respuesta de cada modo ante la fuerza de corte F_x y F_y se realiza proyectando estas fuerzas sobre la dirección de desplazamiento relativo de cada modo, dada por los cosenos directores r_{xi} , r_{yi} , r_{zi} .

$$F_{ri} = F_x \cdot r_{xi} + F_y \cdot r_{yi} \quad \text{para } i = 1, 2, \dots, n \text{ modos.} \quad (4)$$

El desplazamiento del centro de la herramienta en dirección de los modo se obtiene mediante una doble integración numérica. El desplazamiento sobre el sistema de referencia fijo se calcula deshaciendo la proyección, mediante los cosenos directores, y sumando los desplazamientos debidos a todos los modos.

2.2. Modelado de la regeneración dinámica del espesor de viruta.

El desplazamiento relativo entre pieza y herramienta, junto con la huella dejada en esa posición por el diente previo, producen una variación en el espesor de viruta. El desplazamiento en el eje de coordenadas rotatorio se expresa como:

$$v_j = x \cdot \sin(\phi_j) + y \cdot \cos(\phi_j) \quad (5)$$

El espesor de viruta instantáneo consiste en una parte estática, $h_{sj} = f_t \cdot \sin(\phi_j)$ y otra dinámica debida a las vibraciones de la herramienta en la pasada actual v_j , respecto de la pasada del diente anterior v_j^0 . Normalmente, v_j^0 es distorsionada por la dinámica del diente previo (j-1). No obstante, este no siempre es el que corta, ya que ante oscilaciones de gran amplitud el diente previo (j-1) puede que pierda contacto con la superficie y por lo tanto no modula la superficie en ese instante⁸.

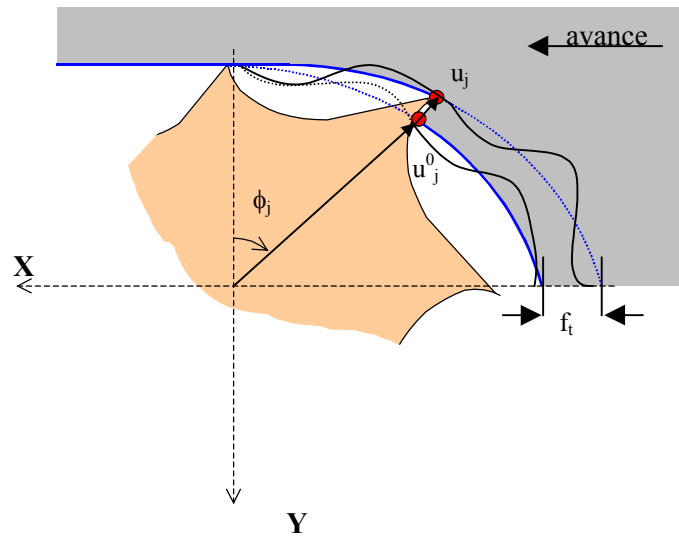


Figura 2. Modelo del espesor de viruta dinámico-regenerativo.

El espesor de viruta total se puede obtener añadiendo el espesor de viruta nominal a la modulación actual v_j y la modulación anterior v_j^0 .

$$h(\phi_j) = [f_t \cdot \sin(\phi_j) + (v_j^0 - v_j)] \cdot g(\phi_j) \quad (6)$$

donde $g(\phi_j)$ determina si el filo está dentro de la zona de corte,

$$g(\phi_j) \begin{cases} 1 & \phi_s < \phi_j < \phi_e \\ 0 & \phi_j > \phi_e \quad \text{y} \quad \phi_j < \phi_s \end{cases} \quad (7)$$

Si resulta que $h(\phi_j) < 0$, significa que el diente en corte no tiene contacto con la superficie y la fuerza debe ser nula.

2.3. Diagrama de lóbulos de estabilidad.

Los lóbulos de estabilidad son un gráfico donde se representa la profundidad de pasada límite en función de la velocidad de giro del cabezal. Estos lóbulos establecen un límite entre profundidades de corte estables, para una velocidad de giro de la herramienta determinada. A partir de la construcción del gráfico de lóbulos, se pueden seleccionar las condiciones de corte apropiadas para evitar la aparición de *chatter*.

La construcción de los diagramas de estabilidad se realiza mediante un barrido “inteligente” sobre la banda de las velocidades de giro deseadas a diferentes profundidades de corte. Para cada binomio velocidad/profundidad de corte se calculan las fuerzas que actúan y se obtiene su espectro frecuencial, al que se le realiza un filtrado selectivo de las frecuencias debidas al golpeo de los dientes con objeto de aislar la frecuencia de *chatter*. Finalmente se impone un límite estático sobre el espectro para determinar la existencia de *chatter* en la señal correspondiente al binomio estudiado.

3. VALIDACIÓN DEL MODELO.

La verificación se ha realizado de dos formas diferentes. Por un lado, mediante comparación con el software comercial CUTPRO[®]. Por otro, mediante ensayos experimentales en una fresadora SV-6000 de SORALUCE S.Coop.

3.1. Validación del modelo de corte con el software comercial: CutPro[®]

Inicialmente la validación del modelo se realiza por comparativa con los resultados obtenidos mediante el programa comercial CutPro[®] de la Universidad de British Columbia de Vancouver (Canadá), bajo la supervisión del Prof. Altintas.

Además, aprovechando el trabajo realizado por otros autores^{16,12} también se incluyen simulaciones de las fuerzas de corte que sirvan, a modo comparativo, de validación del modelo.

Las simulaciones se han realizado con los datos de la Tabla 1:

<i>Parámetros de corte:</i>	
- Profundidad de corte radial:	6 mm
- Profundidad de corte axial:	1 mm
- Avance por diente:	0.25 mm/z
- Velocidad de giro:	5000 rpm
<i>Parámetros herramienta:</i>	
- Número de filos:	3
- Diámetro:	16 mm
- Material:	Metal duro

Tabla 1. Datos de la simulación.

En la figura 3 se comparan las fuerzas de corte en dirección del eje X obtenidas por los tres modelos. La conclusión que se alcanza es que los modelos obtienen resultados similares.

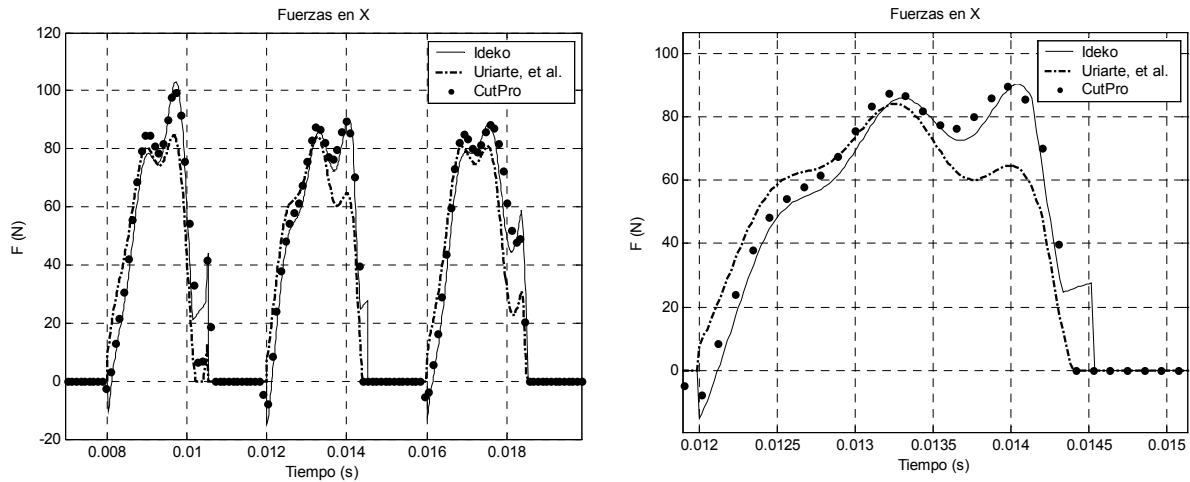


Figura 3. Comparación de las fuerzas de corte.

3.2. Verificación experimental.

La verificación experimental se ha realizado contrastando los resultados del modelo con ensayos de corte realizados al mecanizar una pieza de AL 7075, con una herramienta de desbaste en la fresadora SV 6000 de SORALUCE S.Coop.

Se simularán los lóbulos de estabilidad y se verificará experimentalmente si las velocidades predichas como más estables permiten realmente un corte estable a la profundidad especificada.

<i>Parámetros de corte:</i>	
- Profundidad de corte radial:	6 mm
- Avance por diente:	0.25 mm/z
- Velocidad de giro:	100 a rpm 30000
<i>Parámetros herramienta:</i>	
- Diámetro:	16 mm
- Ángulo de hélice	30 °
- Número de filos:	3
- Material:	Metal duro



Tabla 2. Parámetros de la simulación

Las propiedades dinámicas de la herramienta de corte identificadas son las siguientes:

	w_n (Hz)	k (N/m)	ξ
X	892,06	3,5186e+6	1,7143e-2
Y	916,12	4,3074e+6	1,9320e-2

Tabla 3. Propiedades dinámicas de la herramienta.

La herramienta se sujeta mediante un porta-herramientas térmico. Las FRF (*Frequency Response Function*) se han obtenido para el rango 0-5000 Hz debido a la esbeltez de las

herramientas y, por tanto, la posibilidad de que haya modos a altas frecuencias. Los coeficientes de corte utilizados en la simulación son genéricos (base de datos de CutPro® para el material AL 7075). Todos los ensayos se realizaron en concordancia (*down-milling*) y el ancho de corte que se introduce al simular los lóbulos de estabilidad se corresponde con el empleado en los mecanizados reales: 6 mm.

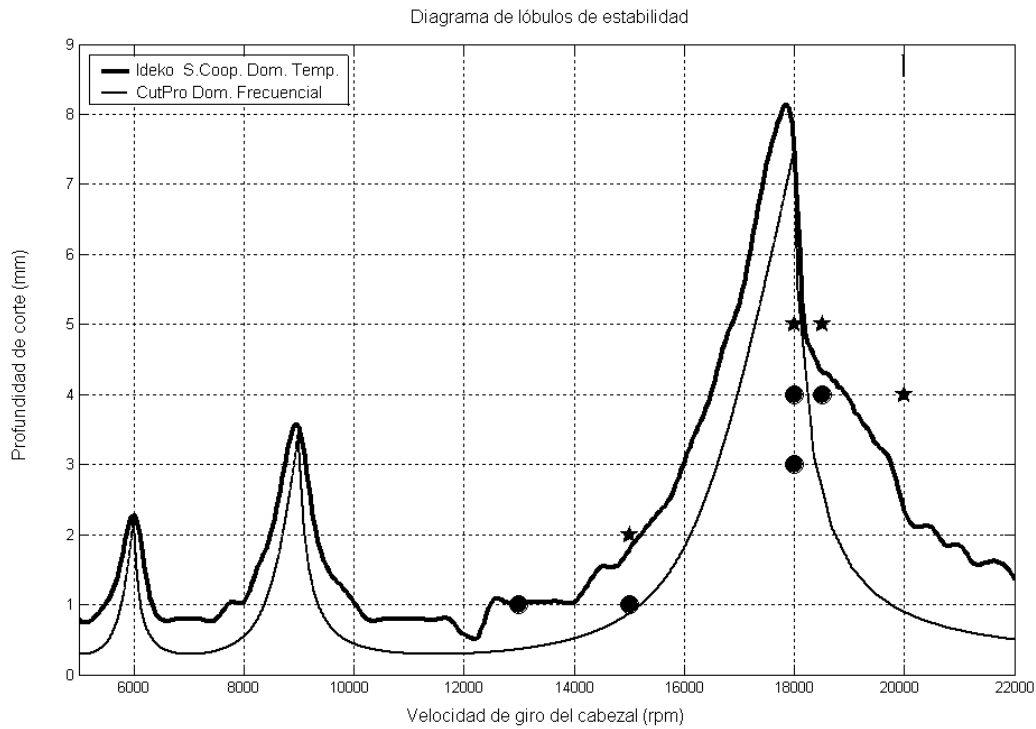


Figura 4. Diagrama de los lóbulos de estabilidad (* ensayo experimental inestable; • ensayo experimental estable)

Las pruebas realizadas vienen definidas en la siguiente tabla.

Prueba número	Vel. giro (rpm)	ap (mm)	Experimental	Simulación
1	13000	1	NO CHATTER	NO CHATTER
2	15000	1	NO CHATTER	NO CHATTER
3	15000	2	CHATTER	CHATTER
4	18000	3	NO CHATTER	NO CHATTER
5	18000	4	NO CHATTER	NO CHATTER
6	18000	5	CHATTER	NO CHATTER
7	18500	4	NO CHATTER	NO CHATTER
8	18500	5	CHATTER	CHATTER
9	20000	4	CHATTER	CHATTER

Tabla 4. Resultados de los ensayos realizados.

Las pruebas experimentales se ajustan a la simulación. A pesar de que algunas de las pruebas no hayan coincidido con los lóbulos de estabilidad simulados, los resultados son satisfactorios. La forma de los lóbulos está bien construida, ya que las velocidades estables simuladas coinciden con las experimentales.

Las frecuencias de *chatter* medidas se acercan notablemente a las predichas, y son próximas al modo más importante de la herramienta.

4. MODELO CON VARIACIÓN DE VELOCIDAD.

Los modelos del proceso de corte en fresado normalmente dividen la zona de corte en un número de sectores circulares fijo, en función de la velocidad de giro. La integración de las ecuaciones dinámicas se realiza con este paso espacial constante. Esta forma de implementación es ineficaz para la ejecución del método de variación continua de la velocidad de cabezal debido a que las posiciones angulares de giro son variables en número (cantidad de ángulos analizados en la zona de corte) y en magnitud (ángulos variables).

El modelo de variación continua de la velocidad del cabezal propuesto por Altintas² supone la selección de un incremento angular fijo, mientras que la velocidad hace variar únicamente el incremento temporal, $dt = d\phi/2 \cdot \pi \cdot n_{variable}$.

El modelo que se propone en este artículo, supone que la variación continua de la velocidad de cabezal debe provocar un cambio en el paso de integración temporal de la simulación. Para bajas velocidades de giro, sin embargo, al variar la velocidad, se ha mantenido constante el paso temporal, modificándose en consecuencia el correspondiente paso angular según la expresión $d\phi = dt \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{variable}$.

La implementación desarrollada se basa en una distribución angular por filo, en la que cada filo almacena los ángulos y espesores de viruta generados. En función de la posición angular en que se encuentre ϕ_j , se acude a la búsqueda del espesor de viruta generado v_j^0 por el filo anterior ϕ_{j-1} . En caso de que los ángulos no coincidan se realiza una interpolación para obtener el espesor de viruta aproximado por el filo anterior.

La técnica implementada es menos rígida y más versátil que las desarrolladas en otros modelos. No obstante, cabe reseñar un ligero incremento en el tiempo de simulación, aunque resulta inapreciable en el cómputo global.

4.1. Variación senoidal de la velocidad del cabezal (SSSV).

Esta metodología consiste en variar la consigna de velocidad añadiéndole una señal senoidal. De modo que los dientes de la herramienta no golpeen la pieza con un período constante con objeto de distorsionar el mecanismo de regeneración de *chatter*. La función de la velocidad vendrá dada por,

$$w(t) = w_0 + A \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) = w_0 \cdot (1 + RVA \cdot \sin(RVF \cdot 2 \cdot \pi \cdot w_0 / 60 \cdot t)) \quad (8)$$

donde:

w_0 es la media de la velocidad del cabezal (RPM).
 RVA es la amplitud normalizada de la senoidal.
 RVF es la frecuencia normalizada de la senoidal.

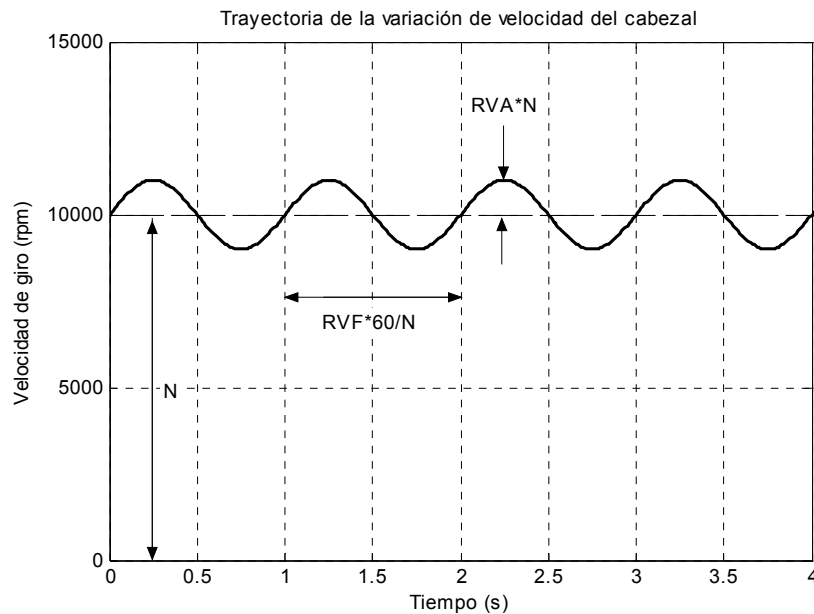


Figura 5. Trayectoria de la variación de la velocidad de cabezal, SSSV

La verificación de la efectividad, de la técnica de variación de velocidad, a la hora de suprimir o reducir la severidad de las vibraciones *chatter* se prueba a través de la simulación realizada para un caso de corte inicialmente inestable, con velocidad de giro constante. Se hace uso de una herramienta similar a la expuesta en la tabla 2. Si se impone una velocidad de 1800 rpm constante (Figura 6, izquierda) para una profundidad de corte axial de 1.5 mm, el espectro de las fuerzas obtenidas presenta gran amplitud, y destaca la aparición de *chatter* a una frecuencia de 973 Hz. A continuación, se introduce la técnica de variación de velocidad de forma sinusoidal (Figura 6, derecha), con parámetros $RVA=0.3$ y $RVF=0.3$, obteniéndose una reducción muy significativa en la amplitud de la fuerza simulada. Asimismo, el espectro frecuencial de la fuerza muestra la reducción de la frecuencia de *chatter*. Para la obtención de dicho espectro se requiere de un muestreo de la fuerza en función del incremento temporal (dt) más pequeño de la simulación.

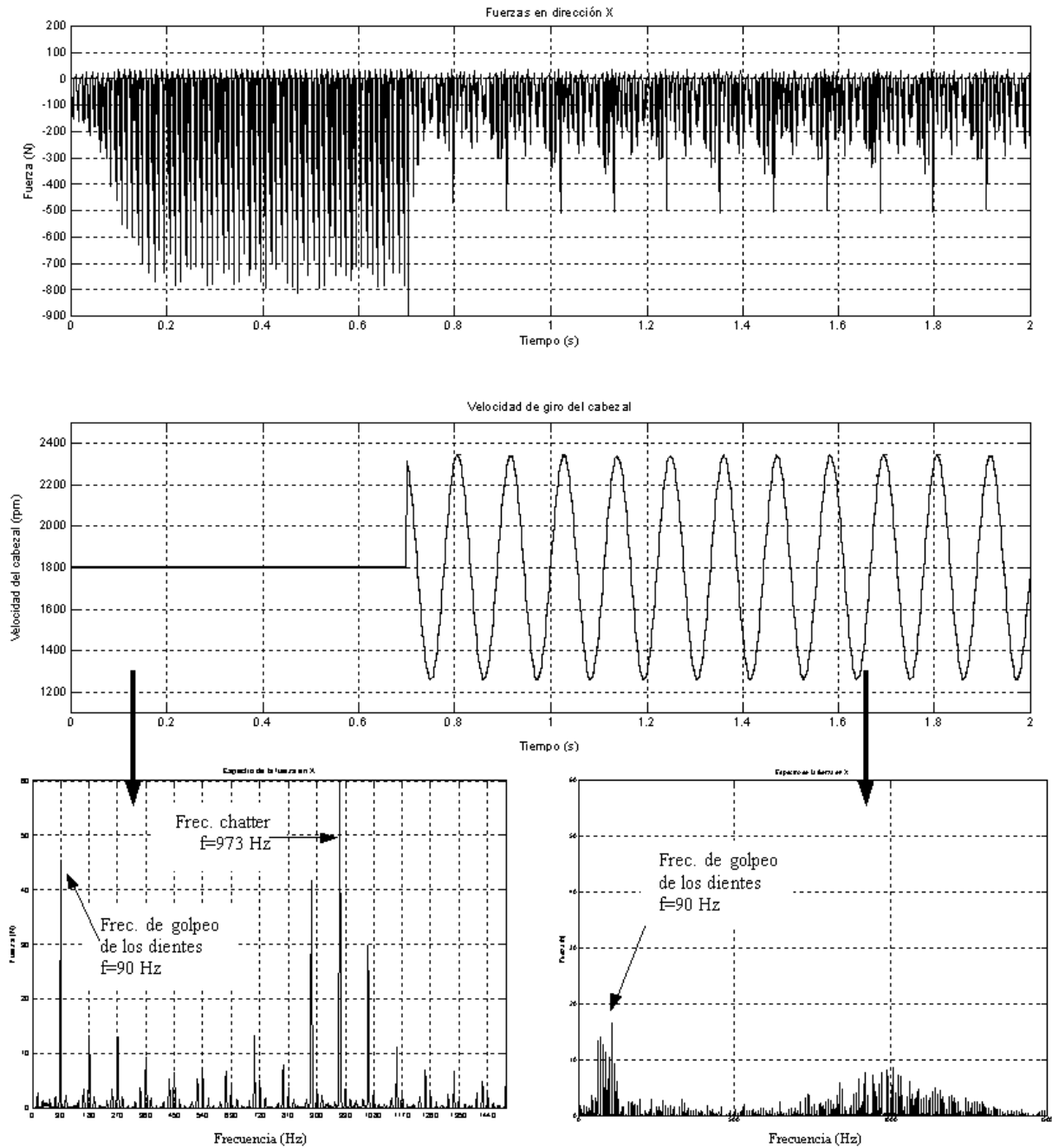


Figura 6. Aplicación de la SSSV.

Las razones de la reducción/supresión del chatter se debe a que la técnica de SSSV excita un mayor número de frecuencias pero con menos energía, por lo que no alimenta el efecto regenerativo del *chatter*. En consecuencia, se obtiene un incremento del rango de estabilidad de la máquina.

La variación de la velocidad de giro en forma sinusoidal alrededor de una velocidad nominal de 1800 rpm (30 Hz) presenta una modulación a la frecuencia de la sinusoidal de entrada. Esto explica la aparición de las frecuencias a equidistantes a 9 Hz ($RVF \cdot f_{giro}$) respecto de la frecuencia de golpeo de los dientes (Figura 6, derecha).

$$f_{\text{modulada}} = f_{\text{golpeo dientes}} \pm RVF * f_{\text{giro}} * i \quad \text{para } i = 1, 2, \dots, n \quad (9)$$

$$f_{\text{modulada izq}} = f_{\text{golpeo dientes}} - RVF * f_{\text{giro}} * i = 1800 * 3 / 60 - 0.3 * 1800 / 60 * 1 = 81 \text{ Hz}$$

$$f_{\text{modulada izq}} = f_{\text{golpeo dientes}} - RVF * f_{\text{giro}} * i = 1800 * 3 / 60 - 0.3 * 1800 / 60 * 2 = 72 \text{ Hz}$$

$$f_{\text{modulada dcha}} = f_{\text{golpeo dientes}} + RVF * f_{\text{giro}} * i = 1800 * 3 / 60 + 0.3 * 1800 / 60 * 1 = 99 \text{ Hz}$$

$$f_{\text{modulada dcha}} = f_{\text{golpeo dientes}} + RVF * f_{\text{giro}} * i = 1800 * 3 / 60 + 0.3 * 1800 / 60 * 2 = 108 \text{ Hz}$$

A pesar de los resultados obtenidos, el desconocimiento inicial de los parámetros de amplitud y frecuencia de la sinusoidal de entrada hacen que deban realizarse diversas simulaciones para contrastar la capacidad de reducción de *chatter*. De modo visual, en la Figura 7 se muestra los espectros en cascada para diferentes frecuencias de la sinusoidal (RVF).

$$RVF = \{0.1 \quad 0.2 \quad 0.3 \quad 0.4 \quad 0.5 \quad 0.6 \quad 0.7 \quad 0.8 \quad 0.9\}$$

$$RVA = \{0.3\}$$

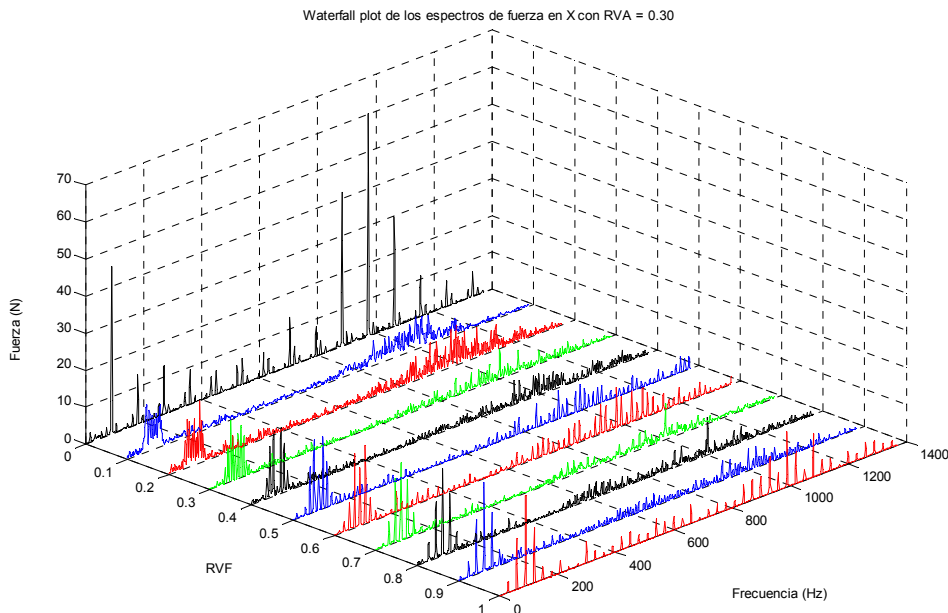


Figura 7. Gráfica de los espectros en cascada para diferentes RVF.

La selección de los parámetros óptimos puede hacer que el *chatter* sea eliminado. En el caso que nos concierne, para una amplitud $RVA = 0.3$ (540 rpm), se aprecia fácilmente en la Figura 7 cómo las frecuencias óptimas resultan $RVF = 0.3$ y $RVF = 0.9$.

4.1. Variación aleatoria multi nivel de la velocidad del cabezal (MRSSV).

Esta técnica consiste en variar la consigna de velocidad de forma aleatoria sobre una velocidad de giro nominal. La amplitud de la señal es discretizada para lapsos de tiempo uniformes. El ratio de amplitud normalizada máxima (RVA) se corresponde con el impuesto por el accionamiento del cabezal, y el incremento del paso temporal (z) lo limita el ancho de banda del propio accionamiento. La señal aleatoria se representa matemáticamente según la ecuación (10).

$$w(t) = w_0 + A \cdot M(t; z) = w_0 \cdot (1 + RVA \cdot M(t; z)) \quad (10)$$

donde:

$M(t; z)$ es la función uniforme aleatoria parametrizada por el incremento temporal (z).
 RVA es la amplitud normalizada de la senoidal.

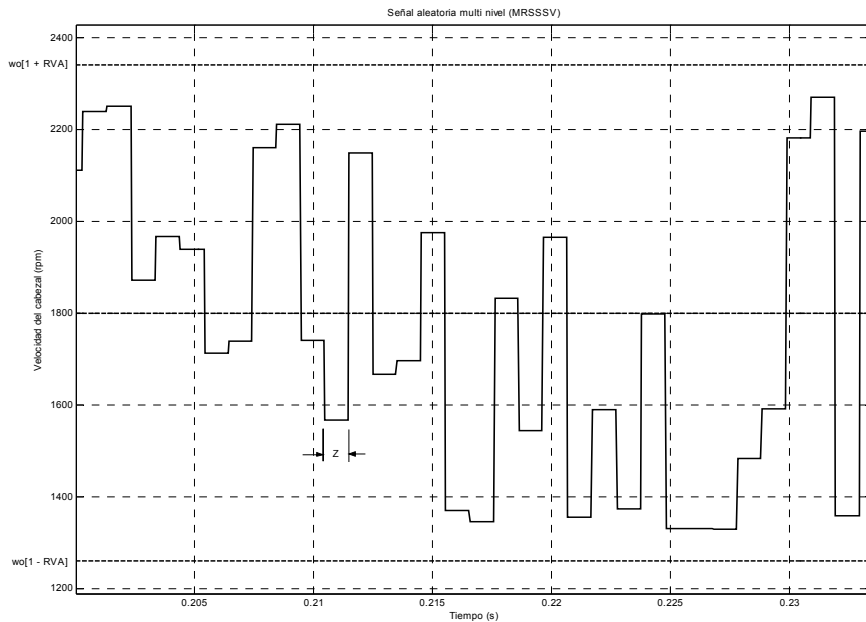


Figura 8. Trayectoria de la variación de la velocidad de cabezal aleatoria MRSSV

La verificación de la efectividad, de la técnica de variación de velocidad, a la hora de suprimir o reducir la severidad de las vibraciones *chatter* se prueba a través de la simulación realizada para un caso de corte inicialmente inestable, con velocidad de giro constante al igual que se ha realizado con la técnica SSSV. La aplicación de la técnica de variación de velocidad de forma aleatoria (Figura 8), con parámetros $RVA=0.3$ y $z=0.2$ s., obtiene una reducción significativa en la amplitud de la fuerza simulada. No obstante, el espectro frecuencial de la fuerza denota cómo la reducción de la frecuencia de *chatter* no es tan significativa como con la técnica de variación sinusoidal de la velocidad de cabezal SSSV.

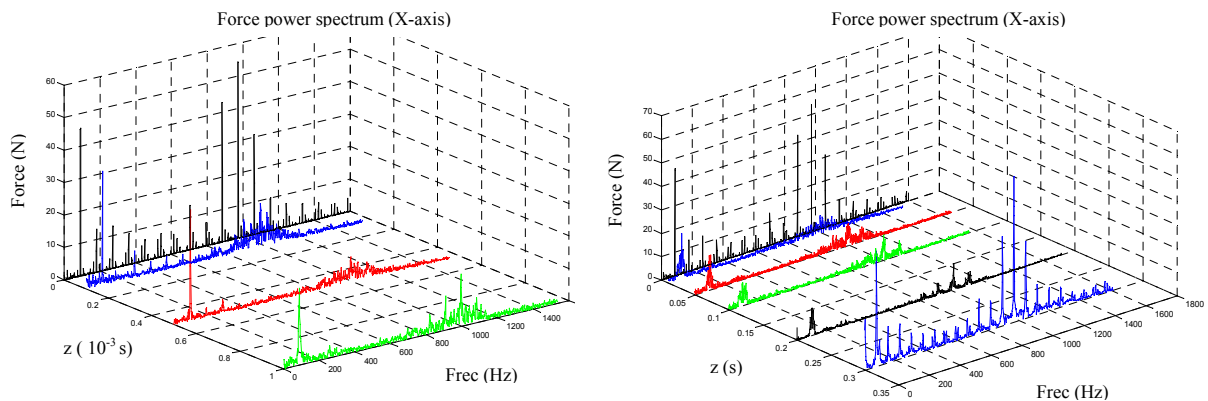


Figura 9. Gráficas de los espectros en cascada para diferentes $z(s)$.

Si se impone una velocidad de 1800 rpm constante (Figura 10, izquierda) para una profundidad de corte axial de 1.5 mm, las fuerzas obtenidas presentan gran severidad. Si se introduce la técnica de variación de velocidad de forma aleatoria (Figura 10, derecha) se obtiene una reducción significativa de la frecuencia de *chatter* en el espectro frecuencial de la fuerza.

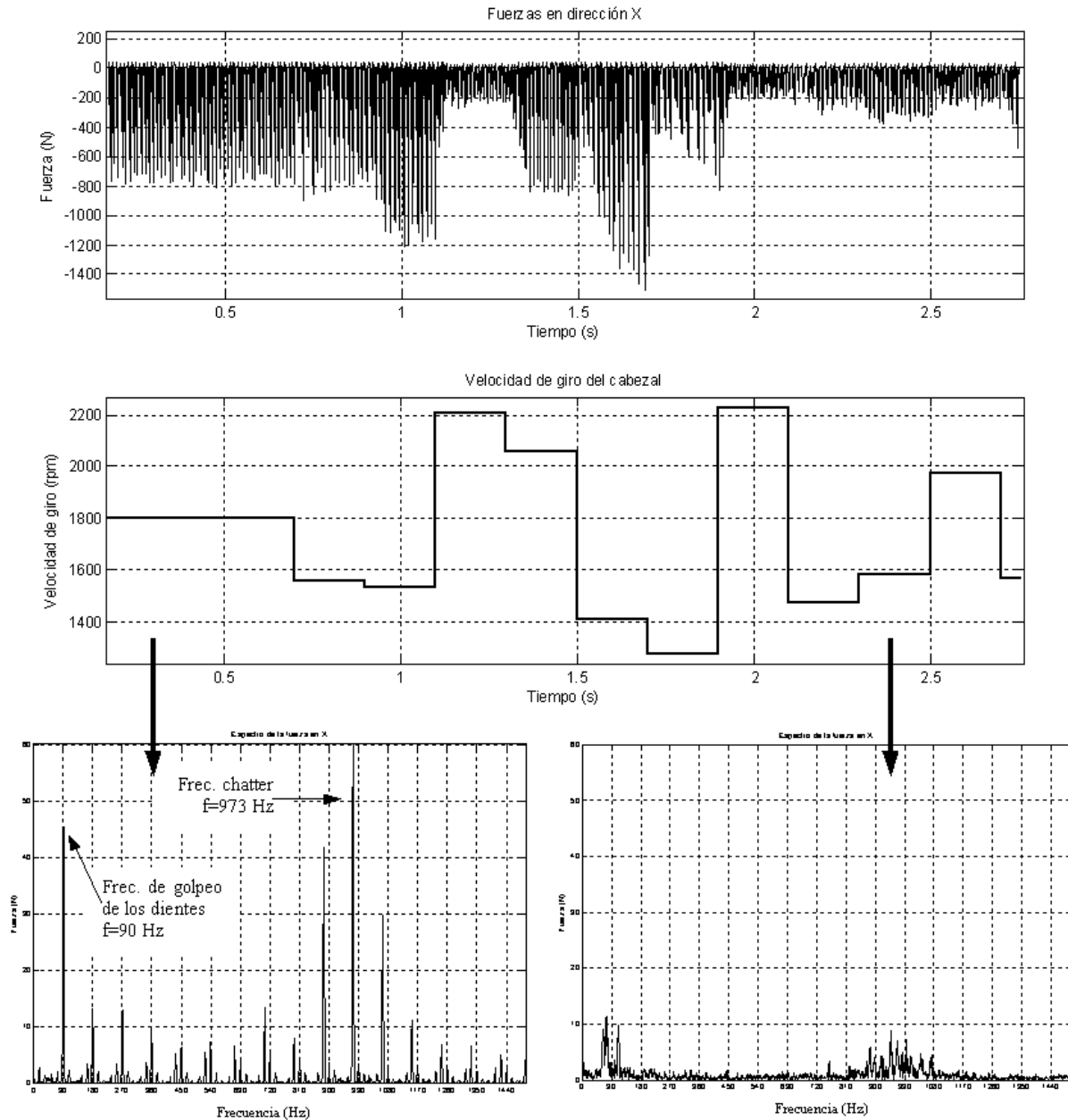


Figura 10. Aplicación de la MRSSV ($RVA=0.3$; $z=0.2$).

CONCLUSIONES

Se ha desarrollado y verificado experimentalmente un modelo temporal bidimensional del proceso de fresado, al que se le ha añadido la capacidad de variar de forma continua la velocidad de cabezal.

Se han realizado simulaciones de las mejoras que proporciona la implementación de la técnicas SSSV y MRSSV respecto a una velocidad de cabezal constante. En este sentido, se ha observado que la técnica de variación sinusoidal es más eficiente que la variación aleatoria. Denotar que a mayor velocidad de giro nominal la técnica SSSV requiere de mayor amplitud y frecuencia para que se produzca una reducción de la vibración efectiva. Por otro lado, la efectividad de la variación de la velocidad no se da a menos que se seleccionen los parámetros de amplitud y frecuencia adecuados.

Como líneas futuras de trabajo se consideran el desarrollo de un modelo de corte tridimensional, para diferentes geometrías de herramienta (cilíndrica, de punta esférica, o con plaquitas) y su contrastación experimental. Por otro lado, se contrastarán las simulaciones de corte con variación de la velocidad de cabezal de forma sinusoidal (SSSV) y aleatoria (MRSSV) con ensayos experimentales.

REFERENCIAS

1. Al-Regib, E., Ni, J. y Lee, S.-H., *Programming spindle speed variation for machine tool chatter suppression*. International Journal of Machine Tools & Manufacture. 2003, vol. 43, p. 1229-1240.
2. Altintas, Y. y Chan, P.K., *In-process detection and suppression of chatter in milling*. International Journal of Machine Tools and Manufacture. 1992, vol. 32, no.3, p. 329-347.
3. Altintas, Y., Engin, S. y Budak, E. *Analytical stability prediction and design of variable pitch cutters*. Trans. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering. 1999, vol. 121, p. 173-178.
4. Cowley, A., y Boyle, S., *Active damper for machine tool*. Annals of CIRP. 1970, vol. XVIII, p.213-222.
5. Jayaram, S., y Kapoor, S.G.; DeVor, R.E. *Analytical stability analysis of variable spindle speed machining*. Trans. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering. 2000, vol.122, p.391-397.
6. Jensen, S.A., y Shin, Y.C., *Stability Analysis in face milling operations, Part 1: Theory of stability lobe prediction*. Trans. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering. 1999, vol. 121, p.600-605.
7. Lamikiz, A., *Un modelo para la estimación de la fuerza de corte en el fresado de superficies complejas*. Ph.D. Thesis, Departamento de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior de Ingenieros de Bilbao. 2003.
8. Li, H., y Li, X., *Modeling and simulation of chatter in milling using a predictive force model*. International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2000, vol. 40, p.2047-2071.
9. Namachchivaya, N.S., y Beddini, R., *Spindle Speed Variation for the Suppression of Regenerative Chatter*. International Journal of Nonlinear Science. 2003, vol.13, p.265-288.
10. Sastry, S.; Kapoor, S.G.; DeVor, y R.E., *Floquet theory based approach for stability analysis of the variable speed face-milling process*. Trans. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering. 2002, vol. 124, p.10-17.
11. Smith, S.; Tlustý, J., *Efficient simulation programs for chatter in milling*. Annals of the CIRP. 1993, vol. 42, no.1, p.463-466.

12. Uriarte, L.G.; Zatarain, M.; Alberdi, R., y Bueno, R., *Caracterización del comportamiento dinámico de maquina-herramienta*. X Congreso de Investigación, Diseño y Utilización de Maquinas-Herramienta, 1994, p.1-17.
13. Van Luttervelt, C.A., Delft, T.U., Childs, T.H.C., Leeds, U., Jawahir, I.S., y Kentucky, U., *Present Situation and Future Trends in Modelling of Machining Operations Progress Report of the CIRP Working Group 'Modelling of Machining Operations*. Annals of the CIRP. 1998, vol.47, no.2, p.587-626.
14. Yang, F., Zhang, B., y Yu, J., *Chatter suppression with multiple time-varying parameters in turning*. Journal of Materials Processing Technology. 2003, vol.141, p.431-438.
15. Yilmaz, A., Al-Regib, E., y Ni, J., *Machine tool chatter suppression by multi - level random Spindle Speed Variation*. Trans. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering. 2002, vol.124, p.208-216.
16. Zatarain, M., *Mejora del comportamiento dinámico de máquinas-herramienta mediante absorbedores dinámicos sintonizados en lazo cerrado*. Ph.D. Thesis, Departamento de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior de Ingenieros de Bilbao. 1998.
17. Zhang, Z., Zheng, L., Li, Z., Liu, D., Zhnag, L., y Zhang, B., *A cutting force model for a waved-edge end milling cutter*. International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2003, vol.21, p.403-410.