



**“SUPRESIÓN DE INESTABILIDADES DINÁMICAS (CHATTER) EN
MAQUINADOS DE ALTA VELOCIDAD MEDIANTE LA
MODULACIÓN DE LA VELOCIDAD DE LA HERRAMIENTA DE
CORTE.”**

TESIS

PARA OBTENER EL GRADO DE

**MAESTRA EN
MANUFACTURA AVANZADA**

PRESENTA

ING. ROSA FABIOLA FUENTES MORALES

AGUASCALIENTES AGS. JUNIO DE 2017

“SUPRESIÓN DE INESTABILIDADES DINÁMICAS (CHATTER) EN MAQUINADOS DE ALTA VELOCIDAD MEDIANTE LA MODULACIÓN DE LA VELOCIDAD DE LA HERRAMIENTA DE CORTE.”

RESUMEN

Uno de los factores que más afecta el proceso de mecanizado es la aparición de vibraciones auto inducidas, denominadas chatter. Este tipo de vibraciones no sólo limita la productividad del proceso de corte, sino que también afecta a la calidad y precisión dimensional de la superficie mecanizada. En este trabajo se presenta un método para restablecer la estabilidad dinámica de un proceso de mecanizado mediante la modulación de velocidad de la herramienta de corte.

Mediante un sistema de adquisición de datos, se obtuvieron las lecturas de vibración producidas durante el proceso de maquinado, se hizo uso de la herramienta denominada wavelet para el análisis de frecuencias y se determinaron las zonas estables e inestables mediante el uso del algoritmo de Haar realizado en MATLAB. Se estableció la comunicación con un variador de frecuencia para motores de inducción trifásicos de la marca ALTIVAR telemecanique modelo 31 para modificar la velocidad de la herramienta de corte mediante la introducción de señales de restauración.

El uso de los coeficientes wavelet permite garantizar un diagnóstico confiable en la detección de inestabilidades dinámicas en procesos de maquinado. El sistema diseñado permitió la modificación de la velocidad del motor de inducción de dicho sistema conforme a la función de modulación definida como una herramienta de ajuste de la velocidad. Esto permitió evaluar la eficacia en la prueba de diferentes funciones de modulación en la restauración de la estabilidad dinámica de procesos de mecanizado.

Palabras clave: Señales de restauración, vibraciones auto-inducidas, wavelet, Haar, estabilidad dinámica.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer todo el apoyo y consejo que recibí por parte del Dr. Luciano Vela Martínez que mediante su orientación y gran experiencia me motivo para sacar adelante esta investigación de manera exitosa. De manera similar quiero agradecer al Dr. Francisco Villalobos Piña, que con su incondicional apoyo me permitió complementar y orientar mejor mi investigación.

A Conacyt por el apoyo económico recibido; al Centro de tecnología avanzada (CIATEQ); a los profesores que compartieron su conocimiento participando en mi formación como estudiante de maestría; y al personal administrativo por todas las facilidades otorgadas para este fin.

A mi esposo Edgar Darío Acosta Pérez por todo su apoyo, cariño, comprensión y por estar siempre a mi lado en todo momento y a mis hijos, Donovan y Yael quienes han tenido toda la paciencia y me han apoyado a lo largo de estos dos años y medio, porque sin ellos este trabajo no hubiera sido posible.

ÍNDICE GENERAL

Resumen.....	i
Agradecimientos.....	ii
Índice general.....	iii
Índice de figuras.....	v
Índice de tablas.....	vii
Glosario.....	viii
Capítulo 1. Introducción.....	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Definición del problema.....	4
1.3 Justificación.....	5
1.4 Objetivos.....	6
1.4.1 Objetivo general.....	6
1.4.2 Objetivos particulares.....	6
1.5 Hipótesis.....	6
Capítulo 2. Marco teórico.....	7
2.1 Introducción.....	7
2.2 Análisis dinámico en el proceso de corte.....	8
2.2.1 Dinámica en el corte.....	9
2.2.2 Vibraciones regenerativas en el torneado.....	10
2.3 Curvas de estabilidad y (FRF) función de respuesta en frecuencia.....	12
2.4 Ubicación relativa del diagrama de estabilidad.....	15
2.5 Variación senoidal de la velocidad del cabezal (SSSV).....	16
2.6 Variación aleatoria multinivel de la velocidad del cabezal.....	17
2.7 Metodo de semi discretización.....	17
2.7.1 Pasos del metodo de semi discretización.....	18
2.8 Metodo de regulación automática de velocidad de giro.....	19
2.9 Supresión de chatter por medio de la velocidad del husillo.....	21
2.9.1 Ajuste de la velocidad del husillo discreto (DSST).....	21
2.10 Variación continua de la velocidad del husillo (CSSV).....	22

2.11	Estrategias con múltiples ejes.....	23
2.12	Algunas aportaciones en la variación de velocidad del husillo y la eliminación del chatter.....	24
Capítulo 3. Procedimiento de Investigación.....		25
3.1	Introducción.....	25
3.2	Wavelet de Haar.....	26
3.3	Adquisición de datos.....	28
3.4	Señales de restauración.....	28
Capítulo 4. Resultados.....		33
4.1	Análisis de señales restauradoras.....	33
4.2	Análisis de las señales de restauracion por wavelet.....	37
4.3	Acabado final de las piezas mecanizadas a una velocidad de 550rpm.	42
4.4	Acabado final de las piezas mecanizadas a una velocidad de 990rpm..	43
4.4	Conclusiones.....	44
4.4	Recomendaciones.....	45
Referencias.....		46
Anexo 1. Primeras pruebas con el variador de velocidad.....		50
Anexo 2. Datos técnicos del variador de velocidad.....		53
Anexo 3. Datos técnicos DSP30F4011.....		56
Anexo 4. Teoría de wavelet.....		58
Anexo 5. Código fuente algoritmo de Haar en MATLAB.....		63
Anexo 6. Conversión D/A y A/D.....		66

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Esquema de herramienta de corte como un sistema con resorte y amortiguamiento.....	8
Figura 2.2 Dinámica de la fuerza y desplazamiento durante un proceso de corte..	9
Figura 2.3 Superficies generadas bajo condiciones con y sin chatter.....	10
Figura 2.4 Proceso de corte ortogonal regenerativo	11
Figura 2.5 Diagrama representativo de fuerza de avance unitaria y vibraciones de la herramienta para determinar límite de estabilidad.....	13
Figura 2.6 Ejemplo de un diagrama de estabilidad de un proceso de torneado ...	14
Figura 2.7 Ejemplo de un diagrama de estabilidad generado para un proceso de torneado.....	15
Figura 2.8 Organigrama del sistema de detección y del diagnóstico del chatter.	20
Figura 2.9 Ajuste de la velocidad de husillo discreto.....	21
Figura 2.10 Efecto del SSV en la estabilidad.....	22
Figura 3.1 Estructura del análisis multiresolución wavelet.....	27
Figura 3.2 Tarjeta de Adquisición de datos con DSP30F4011	28
Figura 3.3 Tarjeta de control del motor de la fresadora TRAK-DX II.....	29
Figura 3.4 Circuito señales de restauración en PROTEUS.....	29
Figura 3.5 Señal senoidal obtenida en PROTEUS.....	30
Figura 3.6 Señal triangular obtenida en PROTEUS.....	30
Figura 3.7 Señal cuadrada obtenida en PROTEUS.....	31
Figura 3.8 Diagrama del sistema de adquisición de datos y de modulación de velocidad.....	31
Figura 3.9 fresadora TRAK-DX II.....	32
Figura 3.10 Variador ALTIVAR 31 conectado al motor de la fresadora TRAK-DX II..	32
Figura 4.1 Señal obtenida en el proceso de mecanizado de una pieza de aluminio 6061.	33
Figura 4.2 Modulación Señal senoidal a 990 rpm.....	34
Figura 4.3 Modulación Señal triangular a 990 rpm.....	34

Figura 4.4 Modulación Señal cuadrada a 990 rpm.....	34
Figura 4.5 Modulación Señal senoidal a 550 rpm.....	35
Figura 4.6 Modulación Señal triangular a 550 rpm.....	35
Figura 4.7 Modulación Señal cuadrada a 550 rpm.....	35
Figura 4.8 Descomposición de wavelet señal senoidal (990 rpm).	38
Figura 4.9 Descomposición de wavelet señal triangular (990 rpm).....	39
Figura 4.10 Descomposición de wavelet señal cuadrada (990 rpm).	39
Figura 4.11 Descomposición de wavelet señal senoidal (550 rpm).	40
Figura 4.12 Descomposición de wavelet señal triangular (550 rpm).	40
Figura 4.13 Descomposición de wavelet señal cuadrada (550 rpm).	41
Figura 4.14 Acabado final Modulación senoidal velocidad 550rpm.....	42
Figura 4.15 Acabado final Modulación triangular velocidad 550rpm.....	42
Figura 4.16 Acabado final Modulación cuadrada velocidad 550rpm.	42
Figura 4.17 Acabado final Modulación senoidal velocidad 990rpm.....	43
Figura 4.18 Acabado final Modulación triangular velocidad 990rpm.....	43
Figura 4.19 Acabado final Modulación cuadrada velocidad 990rpm	43
Figura A1.1 Motor Jaula de ardilla conectado al variador ALTIVAR 31.....	50
Figura A1.2 Control de velocidad mediante DSP30F4011.	50
Figura A1.3 Tacómetro EXTECH.....	51
Figura A2.1 Diagrama de alambrado del variador ALTIVAR 31.....	47
Figura A3.1 DSPIC30F4011.	56
Figura A3.2 Diagrama de bloques DSPIC30F4011.	56
Figura A4.1 Señal no estacionaria de frecuencia variable.	59
Figura A4.2 Transformada Wavelet continua de la señal de la figura A4.1.....	59
Figura A4.3 Paso 1 para la obtención de la Transformada Wavelet.	61
Figura A4.4 Paso 2 para la obtención de la transformada de Wavelet.....	61
Figura A6.1 Relación entre la entrada digital D y la salida analógica x de un convertidor digital analógico. En este ejemplo $n=3$	66
Figura A6.2 Estructura de un convertidor digital-analógico. X_{ref} es la referencia $d_n \dots d_1$ la entrada digital y x la respuesta analógica.....	66
Figura A6.3 Una red R-2R. La resistencia vista es siempre R.....	67
Figura A6.4 Convertidor analógico digital R-2R en modo de corriente.....	67
Figura A6.5 Convertidor digital-analógico R2-R en modo de tensión.	67

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1 Resultados experimentales (Densidad espectral) velocidad 550rpm	36
Tabla 4.2 Resultados experimentales (Densidad espectral) velocidad 990rpm	37
Tabla A1.1 Voltaje, frecuencia y velocidad del motor jaula de ardilla.....	51
Tabla A2.1 Parámetros de configuración del variador de frecuencia.....	53
Tabla A2.2 Configuración de entradas/salidas del variador	54

GLOSARIO

Acelerómetro: Sensor y transductor cuya entrada es la amplitud de aceleración y tiene una salida de voltaje de baja impedancia.

Amplitud: Es el valor máximo de un movimiento o señal. Se trata de la distancia que hay desde el punto de equilibrio (cero), hasta uno de los extremos del movimiento, puede ser el punto positivo o el negativo.

Axial: Uno de los tres ejes de vibración (radial, tangencial y axial); el plano axial es paralelo a la línea central de un eje o un eje giratorio de una pieza giratoria.

Chatter: Vibraciones catastróficas.

Ciclo: Es un rango de valores en los cuales un fenómeno periódico se repite.

Control de vibraciones: Conjunto de medidas técnicas o estratégicas para corregir una situación en la cual las vibraciones puedan ser un problema.

Convertidor analógico/digital: Dispositivo que convierte valores de una señal eléctrica en números, en general binarios.

Convertidor digital/analógico: Dispositivo que convierte números, en general binarios, en valores de tensión o corriente eléctrica.

CNC: Es un sistema de automatización de máquinas herramienta que son operadas mediante comandos programados en un medio de almacenamiento.

Densidad espectral: Valor cuadrático medio (valor eficaz al cuadrado) de una señal después de filtrarla con un filtro de ancho de banda de 1 Hz, centrado alrededor de una frecuencia. Se expresa en función de la frecuencia. Representa la potencia por unidad de ancho de banda para cada frecuencia.

Dominio de la Frecuencia: Es un término usado para describir el análisis de funciones matemáticas o señales o movimiento periódico respecto a su frecuencia.

Dominio del Tiempo: Es un término utilizado para describir el análisis de funciones matemáticas o señales respecto al tiempo.

Espectro: Sinónimo de dominio de la frecuencia.

Frecuencia: Es el recíproco del período y significa número de oscilaciones completas por unidad de tiempo.

Hz: Es la unidad de frecuencia en el Sistema Internacional de Unidades. Equivale a un ciclo por segundo.

Periodo: Intervalo de tiempo necesario para completar un ciclo repetitivo. Se mide en segundos.

rpm: Otra de las unidades de frecuencia. Equivale al número de ciclos por minuto que presenta la máquina.

rps: Otra de las unidades de frecuencia. Equivale a 1 Hz (ciclos por segundo).

Ruido: Es información de la señal que no representa importancia. Representa contaminación de la señal.

Sensor: Es un dispositivo de medición que transforma una variable física en una señal eléctrica. En este caso pasa de una señal física de vibración y la convierte en una señal eléctrica.

Señal: Es toda información de magnitud física variable que se convierte a magnitud eléctrica mediante un transductor.

Señal estacionaria: Una señal cuya densidad espectral de potencia se mantiene constante a lo largo del tiempo.

Señal no estacionaria: Una señal cuya densidad espectral varía apreciablemente en el tiempo.

Transformada de Fourier: Es el espectro de frecuencias de una función. Se emplea para transformar señales entre el dominio del tiempo y el dominio de la frecuencia. La transformada de Fourier se utiliza extensivamente en el procesamiento de señales para diseñar filtros y eliminar el ruido coherente.

Transformada de Wavelet: Es una transformación matemática que permite seleccionar los datos en pequeños componentes en escala frecuencia-tiempo y analizarlos cada uno por separado.

Velocidad: Razón de cambio del desplazamiento respecto al tiempo.

Velocidad nominal: Velocidad de entrada de una máquina.

Vibración: Propagación de ondas elásticas que producen deformaciones y tensiones sobre un medio continuo. Es el movimiento de una partícula o cuerpo que oscila alrededor de una posición de equilibrio.

Vibración Aleatoria: Frecuencias que no cumplen con patrones especiales que se repiten.

Vibraciones autoinducidas: Condición dañina de vibración que genera superficies onduladas con una rugosidad fuera de especificaciones.

CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

En el proceso de maquinado la combinación de la velocidad rotacional de la pieza y profundidad de corte pueden producir vibraciones. Este es un fenómeno indeseable, ya que la superficie de la pieza trabajada no queda con la calidad requerida y también se produce un rápido desgaste de la máquina y de la herramienta. Vela (1) explica que las vibraciones auto-inducidas son un fenómeno de estabilidad dinámica y limitan la productividad de los procesos de maquinado de productos metálicos. Ya que un problema de inestabilidad dinámica afecta la calidad superficial de las piezas y acelera el deterioro de las herramientas de corte y los elementos mecánicos de los husillos. También explica que una alta profundidad de corte y velocidad generan fuerzas excesivas, lo que acelera el desgaste de la herramienta de corte.

Se han desarrollado modelos matemáticos para predecir las condiciones de corte más efectivas. Merrit (2) presentó los diagramas de estabilidad como una técnica de análisis predictivo. Estos modelos predicen los límites de estabilidad del proceso de corte, los cuales pueden ser representados de manera gráfica en lo que se conoce como lóbulos de estabilidad que son una función de las velocidades de rotación del husillo y las profundidades de corte de la herramienta.

Imamura y Sata (3) proporcionaron por primera vez una sencilla función para el estudio de la estabilidad en corte con velocidad de giro de cabezal variable y aplicaron el método del balance armónico para derivar los límites de la estabilidad.

Altintas y otros (4) (5) (6) desarrollaron modelos para análisis predictivo en procesos como: torneado, fresado y taladrado, basados en la teoría de regeneración y análisis modal experimental. Altintas y otros (6) propusieron un modelo teórico para incrementar la estabilidad dinámica mediante cortadores de paso variable; como resultado del cambio de frecuencia de la herramienta de corte se obtuvo una zona de mayor estabilidad alrededor de un rango de velocidad deseado.

Por su parte, Jayaram y otros (7) crearon gráficos de estabilidad al variar la velocidad del husillo. Combinaron la expansión de Fourier y funciones de Bessel y determinaron límites de estabilidad por medio del balance armónico. Lograron mejoras de estabilidad para dominios con baja velocidad del husillo.

Insperger (8) uso el método de semi-discretización para obtener graficas de estabilidad e investigo con Stepan (9) diferentes formas de la modulación de la velocidad del husillo para predecir los diagramas de lóbulos de estabilidad en torneado para operaciones de variación continua de la velocidad del cabezal. Los resultados en simulación concluyeron que la mayor mejora se produjo con variaciones sinusoidales y mostraron diagramas de lóbulos en los que se produjeron mejoras en la estabilidad para velocidades de corte bajas (en vez de alta velocidad).

Yang (10) se centró en el estudio de la variación de la velocidad del husillo en forma senoidal SSSV (Sinusoidal Spindle Speed Variation) que consiste en variar continuamente la velocidad alrededor de un valor nominal. Para el fresado, Sastry y otros (26) desarrollaron 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), Yilmaz (27) reflejó la efectividad de dicho método en el torneado mediante simulación y pruebas experimentales.

Bayly y otros (11) explicaron como identificar frecuencias de auto-inducción con análisis espectral que se basa en la presencia de nuevas frecuencias en el espectro adicionales a la frecuencia natural y la frecuencia de paso del diente del cortador que están presentes en un proceso estable. La varianza estadística utiliza la naturaleza síncrona y asíncrona de un corte estable e inestable, respectivamente con respecto a la velocidad del husillo.

Satheesh Kumar y otros (12) comprobaron que la rugosidad de la superficie de una pieza se ve influida directamente por la velocidad del proceso de torneado.

Explicaron que la rugosidad superficial de las piezas aumenta con el aumento de la velocidad y es mayor en velocidades más bajas.

Gourc y otros (13) desarrollaron un método para controlar la inestabilidad que puede ocurrir durante el mecanizado que consistió en el control pasivo de inestabilidad chatter en procesos de torneado al usar un sumidero de energía no lineal vibro-impacto (NES).

Budak y Comak (19) propusieron el diseño óptimo de herramientas de fresado de geometría variable para maximizar la estabilidad de vibración.

Ding y otros desarrollaron en (14) el denominado Método de Discretización Completa (FDM) tomaron como base la integración directa de la ecuación de movimiento para el cálculo de las fronteras de estabilidad y utilizaron una representación en espacio de estados en forma integral. Argumentaron que este método tiene mejor desempeño computacional que el método de semi-discretización (SDM) (8). Sin embargo, Insperger en (15) mostró que el FDM y el SDM son similares puesto que ambos métodos aproximan la ecuación diferencial parcial por una serie de ecuaciones diferenciales ordinarias por lo que el FDM es una forma alternativa con un esquema ligeramente diferente de discretización.

Poco después, Ding y otros (14) propusieron el FDM de segundo orden para determinar los lóbulos de estabilidad para operaciones de fresado. Mejoraron la convergencia, pero sacrificaron el tiempo de cómputo.

Bediaga (16) describió la técnica de variación de la velocidad de giro del husillo para la obtención de un corte estable, o también denominada, técnica de regulación automática de la velocidad de giro. La utilización de dicha técnica requirió de un diagnóstico previo de la aparición de vibraciones de tipo chatter. El control del chatter se realizó a través de la predicción de las zonas estables e inestables basadas en los lóbulos de estabilidad obtenidos mediante los modelos de chatter.

Seguy y otros (17) analizaron el efecto de la variación de la velocidad del husillo en la vibración de la máquina-herramienta de alta velocidad.

Encontraron que la profundidad crítica de corte aumento principalmente con la amplitud de la velocidad, mientras que la variación de la frecuencia no tiene un efecto significativo en el comportamiento dinámico del proceso incluso en el caso de la variación de alta frecuencia. Zatarain (18) propuso un nuevo método para calcular la eliminación de viruta por medio de los diagramas de estabilidad de mecanizado. Es una aplicación del teorema de Floquet por tiempo y representa una alternativa al método de semi-discretización.

DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Cuando se realiza un mecanizado, la herramienta vibra y esto afecta el espesor de la viruta que varía según esa vibración. Si el espesor de la viruta se incrementa y no hay suficiente amortiguamiento la fuerza de corte crece, aumenta la vibración y aparece el chatter. Por lo que se pueden obtener malos acabados en la pieza mecanizada.

Investigaciones recientes han demostrado que la estabilidad dinámica se puede recuperar al inducir una frecuencia externa en el sistema dinámico, compuesto por la pieza de trabajo, la herramienta de corte y la propia máquina-herramienta. Algunos trabajos implican el uso de sacudidores (shakers) que golpean la herramienta de corte con una frecuencia y amplitud determinada, mientras que en otros casos la modulación de la velocidad de corte ha resultado ser muy exitosa. A pesar de las múltiples investigaciones en la temática de variación de la velocidad de cabezal, éstas no se han extendido a la industria debido al desconocimiento de los parámetros (frecuencia y amplitud) óptimos de la señal de entrada, que determinan la capacidad de eliminación del chatter. Es por esto que surge la necesidad de diseñar un sistema que mediante el uso de diferentes señales de restauración se pueda modular la velocidad de corte y por medio de wavelet se analicen los resultados obtenidos para identificar zonas de inestabilidad y sea posible determinar que tipo de modulación es la que mejor funciona para eliminar el chatter.

En este trabajo se plantea el desarrollo de una tarjeta de interfaz que mediante señales de restauración module la velocidad de la herramienta de corte y restablezca la estabilidad dinámica del sistema.

1.2 JUSTIFICACIÓN

El problema de mejorar el desempeño de un torno o de una fresadora puede ser abordado desde diferentes puntos de vista, dado que existen un gran número de variables que afectan los procesos de maquinado. Las fallas más comunes en la mecanización radican en el mal uso de las velocidades de mecanizado, esto ocasiona cuantiosas pérdidas económicas para el sector industrial. Un mal ajuste aumenta la temperatura del material y causa vibración en la máquina. Esto no solamente eleva el tiempo de mecanizado, el consumo de energía y el costo global, también genera contornos opacos, mala calidad superficial y reducción de la vida de la herramienta de corte. Vela (1) explica que altas profundidades de corte y altas velocidades generan fuerzas excesivas y altas temperaturas, respectivamente, lo cual acelera el desgaste de la herramienta de corte. Además, en ciertas condiciones de operación se presenta un fenómeno de vibración auto-inducida, condición dañina que genera superficies onduladas con una rugosidad fuera de especificaciones, la posible ruptura de la herramienta y el deterioro de los sistemas mecánicos (1).

Con la realización de este proyecto se pretende inducir diferentes señales de restauración al motor del husillo de un centro de maquinado convencional y comprobar cuál de las modulaciones es más efectiva en la eliminación del chatter mediante el uso de wavelet al determinar zonas de inestabilidad en el proceso de maquinado. Esto debido a que, con una velocidad de corte muy alta en un régimen de inestabilidad dinámica, la calidad superficial de la pieza de trabajo, las herramientas de corte y los husillos se ven afectados seriamente y como consecuencia se tienen pérdidas económicas y desperdicio de material en la empresa.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo general

Modular la velocidad del motor del husillo de un centro de maquinado convencional por medio de la inducción de señales restauradoras mediante una tarjeta de interfaz de un variador de frecuencia para mantener o recuperar la estabilidad dinámica del sistema.

1.3.2 Objetivos particulares

Diseñar una tarjeta de interfaz por medio de un DSP30F4011 que induzca diferentes señales de restauración al motor del husillo de un centro de maquinado.

Realizar un análisis vibraciones mecánicas mediante la transformada de wavelet de Haar, para determinar regiones de inestabilidad dinámica.

1.4 HIPÓTESIS

La estabilidad dinámica de un proceso de maquinado se puede restablecer mediante la modulación de la velocidad de corte.

CAPÍTULO 2 MARCO TEÓRICO

2.1 INTRODUCCIÓN

Uno de los factores que más afecta al correcto desarrollo del proceso de mecanizado es la aparición de vibraciones auto excitadas, 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 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. La forma más sencilla de evitar el chatter consiste en cambiar las condiciones de corte, al reducir la profundidad de corte y compensar la pérdida de productividad al aumentar el avance, o también cambiar 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 activos como pasivos. 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 externa. 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 Jayaram (7) y Namachchivaya (19) proponen la modulación continua de velocidad del cabezal como una de las técnicas más atractivas debido a su simplicidad y eficacia.

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. Los lóbulos de estabilidad son un gráfico donde se representa la profundidad límite en función de la velocidad de giro del cabezal. Estos gráficos presentan los límites de estabilidad que separan el mecanizado estable de la vibración. Normalmente, por debajo de los límites de estabilidad, el proceso es estable. Por encima de los límites de estabilidad, el proceso es inestable, es decir, cualquier perturbación tiende a aumentar y se desarrolla el chatter. A partir de la construcción del gráfico de lóbulos, se pueden seleccionar las condiciones de corte apropiadas para evitar la aparición de chatter.

2.2 ANÁLISIS DINÁMICO EN EL PROCESO DE CORTE

2.2.1 Dinámica en el corte

En toda interacción entre la pieza y la herramienta durante algún proceso de manufactura tradicional se introducen efectos dinámicos en el corte. Las fuerzas de corte afectan de manera directa a la deflexión que ocurre durante el proceso de corte entre la pieza y la herramienta. Así, a medida que las fuerzas de corte disminuyen, la estructura vuelve al equilibrio, ya que también disminuye la deflexión.

Para introducir la dinámica bajo los procesos de corte, primero es necesario modelar la herramienta de corte. Para esto, se presenta un modelo sencillo que consiste en representar la herramienta mediante un sistema masa resorte amortiguador. En la Figura 2.1 se muestra una herramienta con su respectivo inserto para realizar el corte (a la izquierda de la Figura), y el modelo práctico para realizar un análisis dinámico.

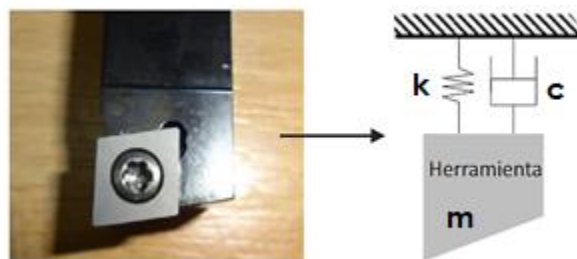


Figura 2.1: Esquema de herramienta de corte como un sistema con resorte y amortiguamiento (20).

Durante un proceso de corte, existe una relación dinámica entre desplazamiento relativo de la herramienta y las fuerzas de corte. Un mayor desplazamiento de la herramienta provoca la desestabilización del sistema, lo que genera una disminución en las fuerzas de corte y en la carga de viruta. Sin embargo, al volver el sistema al equilibrio, se genera viruta "instantánea" o corta, lo que provoca un aumento en las fuerzas de corte y afecta nuevamente al desplazamiento relativo. En la Figura 2.2 se muestra un esquema de este ciclo que ocurre de forma continua durante todo el proceso de corte, esto resulta en vibraciones en torno a las frecuencias naturales y modos dominantes del sistema.

En operaciones de corte como las del torneado, estas vibraciones producen en cada nueva revolución, el corte se haga sobre la superficie ondulada dejada por el corte previo. Entonces, al momento de analizar el proceso de corte, es necesario estudiar cómo las fuerzas de corte y el desplazamiento de la herramienta se comportan para analizar la estabilidad del sistema.

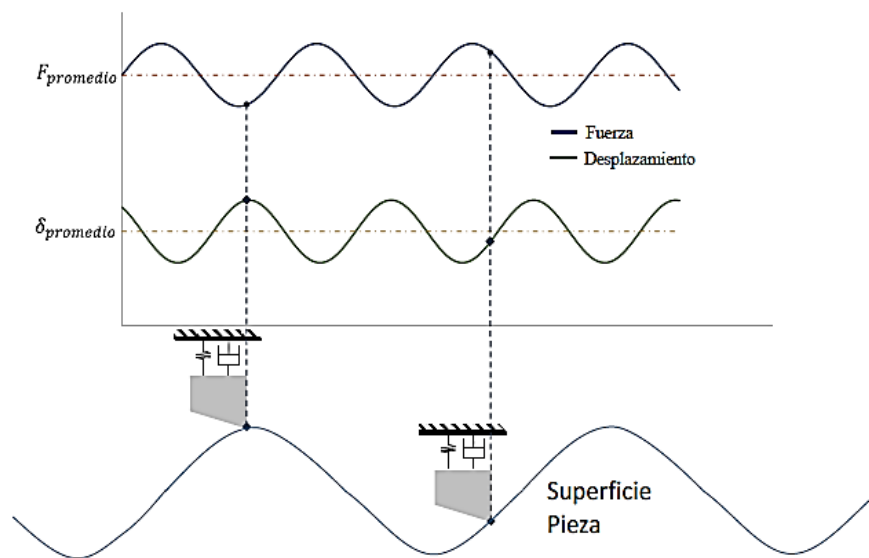


Figura 2.2: Dinámica de la fuerza y desplazamiento durante un proceso de corte. (20)

De aumentar estas vibraciones durante el proceso de corte, significa que hay presencia de chatter. Hoy en día aún se busca poder modelar este fenómeno de forma precisa para poder evitar la presencia de chatter durante los cortes.

2.2.2 Vibraciones Regenerativas en el Torneado

Las vibraciones catastróficas o chatter generan defectos en el acabado superficial de la pieza mecanizada, ya que como se puede observar en la Figura 2.3 (a) existen ondas de amplitudes más grandes e irregulares. Esto puede llegar a provocar un daño y un desgaste crítico en la herramienta utilizada, ya que disminuye su vida útil de forma crítica en comparación con un corte estable.

En la Figura 2.3 (a) se muestra un ejemplo de una superficie estable (izquierda de la imagen) e inestable (derecha de la imagen), donde se puede distinguir como el corte estable es más "limpio" que el que tiene presencia de chatter. Sucesivamente, en las Figura 2.3 (b) y (c) se muestra cómo se presentan las vibraciones para el caso estable y el inestable, respectivamente.

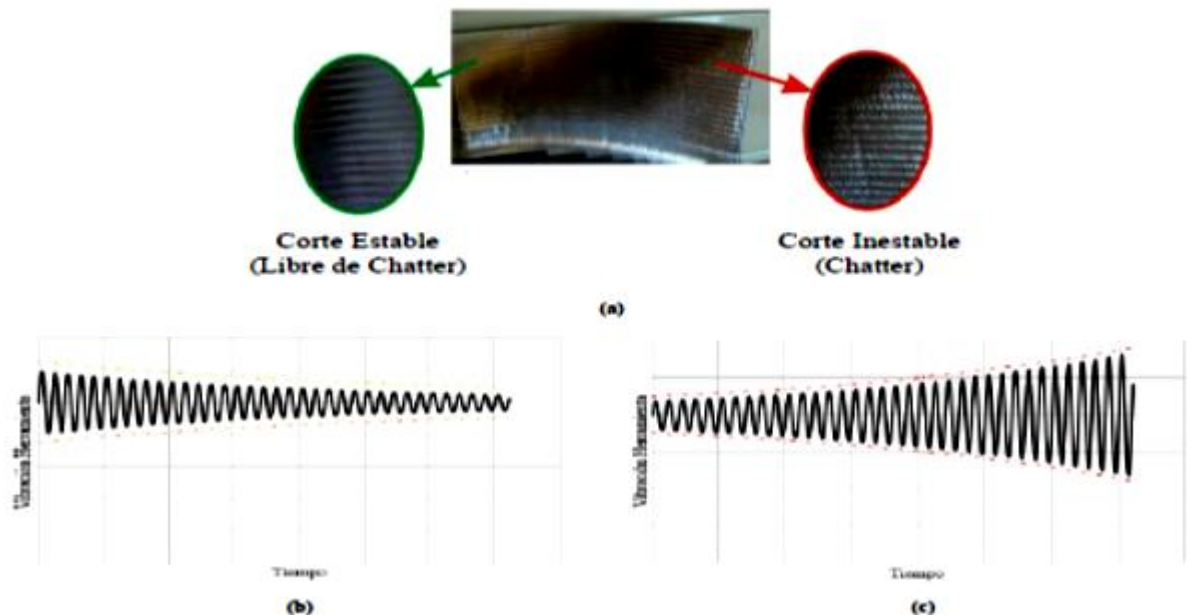


Figura 2.3: (a) Superficies generadas bajo condiciones con y sin chatter. (b) Vibraciones de herramienta sin chatter. (c) Vibraciones de herramienta en presencia de chatter (21).

El concepto de chatter regenerativo consiste en el efecto de oscilaciones previas en el aumento de las vibraciones presentes mientras ocurre el proceso de corte (22). El modelo presentado en la Figura 2.4 permite entender cómo el corte generado en la revolución previa $x(t-\tau)$, donde τ corresponde al periodo de una revolución de corte afecta al proceso actual ($x(t)$) en comparación al corte inicial donde no existía vibración previa. Es importante identificar que bajo este efecto se ve afectada la tasa de avance h_0 del proceso de corte, y no la profundidad de corte.

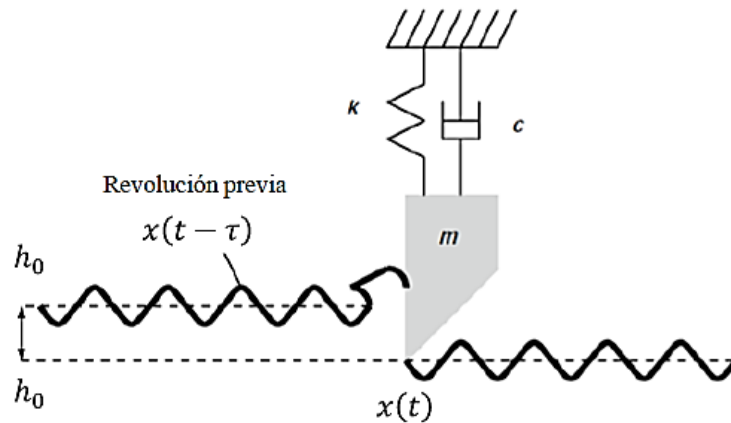


Figura 2.4: Proceso de corte ortogonal regenerativo. (23)

Si las amplitudes de la oscilación actual son lo suficientemente grandes, es posible que la herramienta no corte la superficie dejada por la oscilación previa. Si estas oscilaciones aumentaran en amplitud, entonces habría presencia de vibraciones catastróficas. De lo contrario, si las oscilaciones disminuyen corresponde a un proceso estable.

Entonces, dada la ecuación de movimiento mostrada en la ecuación 2.1, la ecuación 2.2 muestra la fuerza $F_f(t)$ en donde se considera el efecto de la vibración regenerativa para un proceso de corte de un grado de libertad. A partir de esto, se observa cómo a la fuerza resultante del corte se le agrega el factor de la posición actual de corte $x(t)$ y la posición en la vuelta anterior $x(t-\tau)$,

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_f(t) \quad 2.1$$

$$F_f(t) = K_f b [h_0 - x(t) + x(t - \tau)] \quad 2.2$$

donde m , k y c corresponden a la masa, rigidez y amortiguamiento del sistema. Mientras que la excitación $F_f(t)$ está dada por el coeficiente de fuerza de avance K_f , la profundidad de corte b y la interacción entre la tasa de avance h_0 , la superficie final actual $x(t)$ y el efecto regenerativo de las vibraciones en la vuelta anterior $x(t-\tau)$ (23)

2.3 CURVAS DE ESTABILIDAD Y FRF (FUNCIÓN DE RESPUESTA EN FRECUENCIA) EN UN PROCESO DE CORTE.

Los parámetros relevantes de corte en el proceso de torneado han sido identificados como la profundidad de corte b , y de la velocidad de giro Ω .

En la ecuación 2.2 se muestra la fuerza de excitación del sistema como una función de la continuidad de la viruta (o avance del corte). Es importante notar que la parte constante $K_f b$, h_0 tiene influencia en la estabilidad, por lo que el enfoque para analizar la estabilidad del corte será en la zona variable en el tiempo correspondiente a la posición actual del corte $x(t)$ y el de la vuelta anterior $x(t-\tau)$. Para estudiar cómo se ve afectado el parámetro correspondiente a la profundidad de corte con respecto al CFC (Coeficiente de fuerza de corte) de K_f y las vibraciones de la herramienta, se considera la fuerza variable $f_f(t)$ como unitaria en la ecuación 2.3.

$$f_f(t) = 1 = K_f b [x(t - \tau) - x(t)] \quad 2.3$$

$$b = \frac{1}{K_f [x(t - \tau) - x(t)]} \quad 2.4$$

A partir de la ecuación 2.4 se identifican 3 posibles casos:

- $x(t) > x(t-\tau)$: las vibraciones suben constantemente en cada revolución, esto da lugar a cortes inestables.
- $x(t) < x(t-\tau)$: las vibraciones decrecen constantemente en cada revolución, esto da lugar a cortes estables.
- $x(t) = x(t-\tau)$: corresponde al límite de estabilidad del sistema. No hay ni decrecimiento ni crecimiento en las vibraciones. Al ser un caso límite, permite analizar la estabilidad del sistema.

Es posible obtener una FRF de forma analítica a partir de la ecuación de movimiento 2.1 o a través de un testeo modal en la punta de corte de la herramienta a modelar. Con esto, es posible estudiar tanto $x(t)$ y $x(t-\tau)$ como vectores en el plano real-imaginario, como se puede ver en la Figura 2.5.

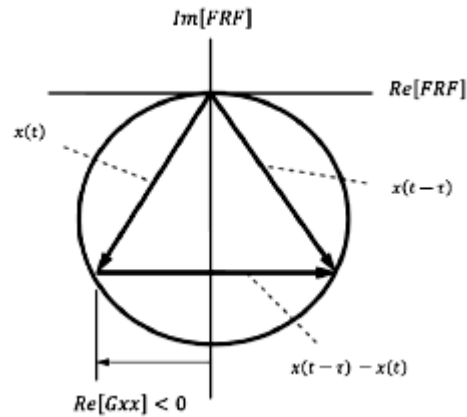


Figura 2.5: Diagrama representativo de fuerza de avance unitaria y vibraciones de la herramienta para determinar límite de estabilidad. (23)

A partir de este análisis se reemplaza la relación entre las deflexiones de la herramienta como el doble de la parte real negativa de la FRF de la herramienta en la punta de corte representado en la ecuación 2.5.

$$b = -\frac{1}{2K_f Re[G_{xx}]} \quad 2.5$$

donde b corresponde a la profundidad de corte límite dado a partir de la ecuación, y $Re(G_{xx})$ a la parte real negativa de la FRF de la herramienta en la dirección del corte (el signo negativo se incluye para que se obtenga una profundidad de corte positiva). A través de la ecuación 2.5 se generan diagramas de estabilidad al variar la profundidad de corte con respecto a la velocidad de giro Ω , como el ejemplo para un proceso de torneado mostrado en la Figura 2.6.

Los últimos estudios de Budak, Tunc y Altintas (5) (24) se apoyan en la relación entre el límite de profundidad de corte, la velocidad de giro y la FRF de la herramienta a través

de la ecuación 2.5 y los diagramas de estabilidad resultantes a partir de esta, para poder realizar sus modelos.

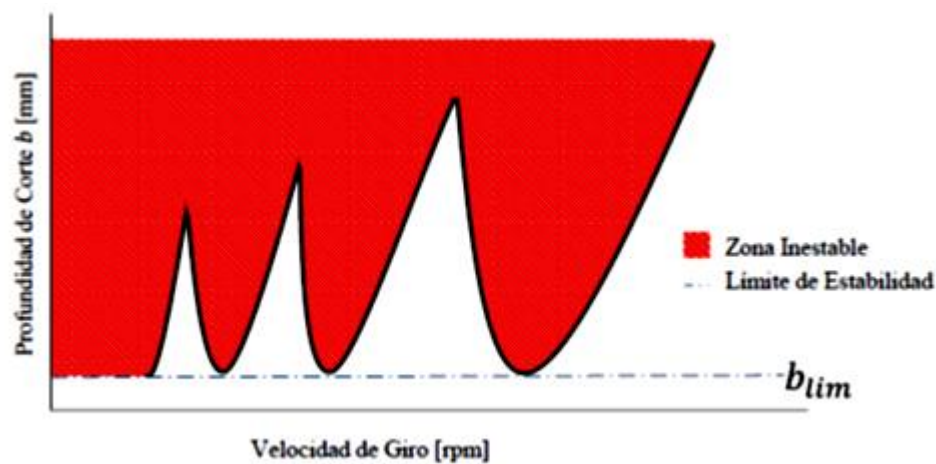


Figura 2.6: Ejemplo de un diagrama de estabilidad de un proceso de torneado (23).

Es posible determinar el límite de estabilidad absoluto (en la Figura 2.6) de forma numérica, se reemplaza la parte real del FRF por su mínimo valor en la ecuación 2.5, tal como se muestra en la ecuación 2.6

$$b_{lim} = -\frac{1}{2K_f [Re[G_{xx}]]_{min}} \quad 2.6$$

sin embargo, además de la ecuación 2.6, se requiere tener la velocidad de giro Ω para generar los lóbulos mostrados en la Figura 2.6 Por lo tanto, los lóbulos en un proceso de torneado se muestran en el desarrollo de las ecuaciones 2.7 y 2.8,

$$\frac{f_c}{\Omega} = N + \frac{\epsilon}{2\pi} \quad 2.7$$

$$\epsilon = 2\pi - 2 \tan^{-1} \left(\frac{Re[FRF]}{Im[FRF]} \right) \quad 2.8$$

Las ecuaciones 2.7 y 2.8 permiten relacionar la respuesta en frecuencia con la velocidad de giro, ya que a medida que N (número de lóbulo) aumente, existen más ondas por revolución de corte, esto hace que la velocidad de giro Ω sea menor. Por consiguiente, para cada valor de N se tendrán los límites de profundidad de corte para todo el espectro de FRF en torno a una velocidad de giro determinada.

En la Figura 2.7, se observa un ejemplo de diagrama obtenido a partir de las ecuaciones al considerar solo un rango de hasta $N = 4$.

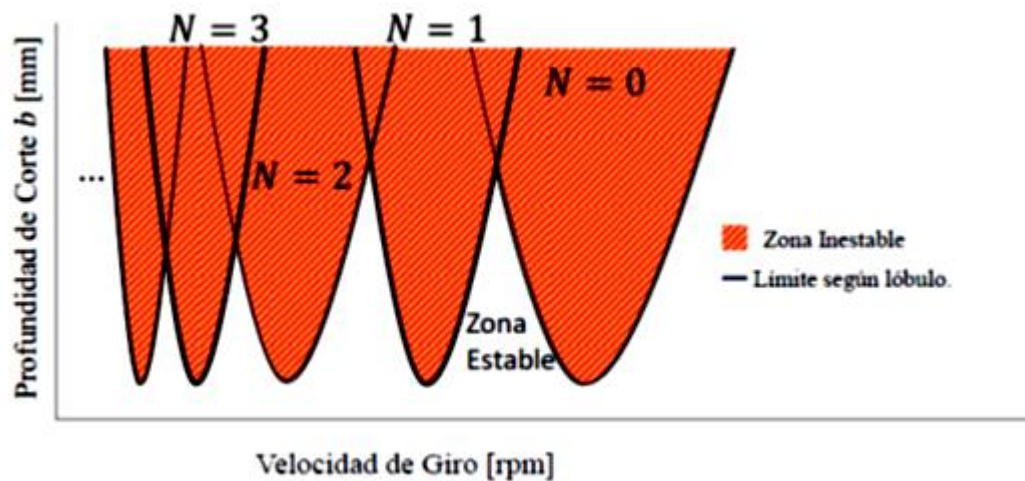


Figura 2.7: Ejemplo de un diagrama de estabilidad generado para un proceso de torneado (23)

2.4 UBICACIÓN RELATIVA EN EL DIAGRAMA DE ESTABILIDAD

El diagrama de estabilidad es un factor clave para seleccionar la supresión óptima de vibración (25). La posición relativa del proceso inestable se define por la relación k (ecuación 2.9) entre la frecuencia de vibración f_c y el paso de dientes, frecuencia f_z que depende de la velocidad del husillo N y del número de dientes Z en la herramienta, como se muestra en la ecuación. Físicamente, define el número de ondas completas por período producido por el chatter.

$$k = \frac{f_c}{f_z} = \frac{60f_c}{ZN} \quad 2.9$$

Es posible identificar cuatro zonas relativas según esta relación:

Zona A: zona de amortiguación del proceso ($k > 10$)

El amortiguamiento del proceso es importante en esta zona, se obtiene un alto incremento en la estabilidad debido a la fricción entre la cara del flanco y la superficie ondulada. En esta zona, la velocidad del husillo es menor y es mayor es el límite de estabilidad.

Zona B: zona intermedia ($10 > k > 3$)

El límite de estabilidad se aproxima al límite absoluto de toda la gama de velocidad del cabezal.

Zona C: zona de alta velocidad ($3 > k > 0.5$)

En esta zona, la estabilidad se puede aumentar drásticamente por medio de la selección de la velocidad del husillo coincidente con uno de los lóbulos de estabilidad.

Zona D: zona de velocidad ultra-alta ($0.5 > k$)

La estabilidad se puede mejorar al aumentar la velocidad del husillo. Los límites de mecanización y la potencia del husillo en conjunto con la presencia de modos a frecuencias más altas limitan esta opción.

Cada modo tiene un rango de velocidad del cabezal donde puede crear chatter. Si la frecuencia de paso del diente es baja relacionada con la frecuencia natural del modo, el amortiguamiento puede estabilizar el proceso de corte. Por otra parte, si la frecuencia de paso del diente es varias veces superior a la frecuencia natural, el modo apenas puede crear problemas de chatter.

2.5 VARIACIÓN SENOIDAL DE LA VELOCIDAD DEL CABEZAL (SSSV).

Esta metodología consiste en variar la 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 la ecuación 2.10 (26).

$$w(t) = w_0 + A \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) = w_0 \cdot (1 + RVA \cdot \sin(RVF \cdot 2 \cdot \pi \cdot w_0 / 60 \cdot t)) \quad \mathbf{2.10}$$

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.

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.

2.6 VARIACIÓN ALEATORIA MULTI NIVEL DE LA VELOCIDAD DEL CABEZAL (MRSSV).

Esta técnica consiste en variar la velocidad de forma aleatoria sobre una velocidad de giro nominal. La amplitud de la señal es discretizada para lapsos de tiempo uniformes. El radio 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 2.11 (26).

$$w(t) = w_0 + A \cdot M(t; z) = w_0 \cdot (1 + RVA \cdot M(t; z)) \quad 2.11$$

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

2.7 MÉTODO DE SEMI DISCRETIZACIÓN

Según Insperger y Stepan (9) la variación de la velocidad del husillo es una técnica conocida para suprimir las vibraciones regenerativas de la máquina herramienta. Usaron el método de semi-discretización para obtener las gráficas de estabilidad, el método se explica a continuación: Este método se basa en aproximar los términos con retraso en el tiempo como una suma ponderada de los dos valores discretos vecinos al analizado, de esta forma se puede utilizar un retraso en el tiempo diferente al período T. Adicionalmente, el paso de tiempo t puede seleccionarse como una fracción entera del período de tiempo T y por lo tanto se puede obtener la solución de la DDE (ecuación diferencial con dependencia en el tiempo) para un solo periodo de tiempo. Lo anterior permite obtener una expresión en forma cerrada de la matriz de transición. A continuación, se presentan los pasos básicos para obtener las fronteras de estabilidad para una DDE con coeficientes periódicos, al aplicar esta técnica numérica (27).

2.7.1 Pasos del Método de Semi-Discretización

El primer paso de este método está basado en la discretización del periodo T en intervalos de tiempo $[t_i, t_{i+1}]$, para $i = 0, 1, \dots, k-1$, tal que $T = k \Delta t$ donde k es un número entero relacionado con T. Si utilizamos la notación $x(t_i) = x_i$, entonces la ecuación puede escribirse en la siguiente forma:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}_i \mathbf{x}(t) + \mathbf{B}_i \mathbf{x}_{\tau,i}, \quad 2.12$$

aquí las matrices \mathbf{A}_i y \mathbf{B}_i representan los valores promedio que pueden ser determinados al aplicar las siguientes ecuaciones:

$$\mathbf{A}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_i}^{t_{i+1}} \mathbf{A}(t) dt, \quad \mathbf{B}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_i}^{t_{i+1}} \mathbf{B}(t) dt. \quad 2.13$$

El segundo paso es aproximar el término con retraso en el tiempo, asumiendo la siguiente aproximación,

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{\tau,i} &\approx \mathbf{x}(t - \tau) \\ &\approx \mathbf{x}(t_i + \Delta t/2 - \tau) \\ &\approx \omega_b \mathbf{x}_{i-m} + \omega_a \mathbf{x}_{i-m+1}, \end{aligned}$$

$$m = \text{int} \left(\frac{\tau + \Delta t/2}{\Delta t} \right), \quad 2.14$$

donde m define el número de pasos de la discretización sobre un intervalo de tiempo redondea hacia el entero menor, y las funciones de peso utilizadas para aproximar los términos discretos del retraso como una combinación lineal de x_{i-m+1} y x_{i-m} de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \omega_b &= \frac{\tau + \Delta t/2 - m\Delta t}{\Delta t}, \\ \omega_a &= \frac{m\Delta t + \Delta t/2 - \tau}{\Delta t}. \end{aligned} \quad 2.15$$

El tercer paso es asumir que la aproximación de la solución de la ecuación está dada por 2.15, al tomar $t=t_{i+1}$ y $x_{i+1} = x(t_{i+1})$ en la forma

$$\mathbf{x}_{i+1} = \mathbf{P}_i \mathbf{x}_i + \omega_a \mathbf{R}_i \mathbf{x}_{i-m+1} + \omega_b \mathbf{R}_i \mathbf{x}_{i-m}, \quad 2.16$$

donde las matrices de dimensión $n \times n$ están definidas por:

$$\begin{aligned} \mathbf{P}_i &= \exp(\mathbf{A}_i \Delta t), \\ \mathbf{R}_i &= (\exp(\mathbf{A}_i \Delta t) - \mathbf{I}) \mathbf{A}_i^{-1} \mathbf{B}_i. \end{aligned} \quad 2.17$$

el vector y_i es de dimensión $n(m+1)$, y está dado por:

$$y_i = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_i \\ \mathbf{x}_{i-1} \\ \mathbf{M} \\ \mathbf{x}_{i-m} \end{bmatrix}, \quad 2.18$$

Cuya matriz de coeficientes tiene la siguiente forma:

$$\mathbf{C}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{P}_i & 0 & 0 & \mathbf{L} & 0 & \omega_a \mathbf{R}_i & \omega_b \mathbf{R}_i \\ \mathbf{I} & 0 & 0 & \mathbf{L} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{I} & 0 & \mathbf{L} & 0 & 0 & 0 \\ \mathbf{M} & \mathbf{M} & \mathbf{O} & \mathbf{O} & \mathbf{M} & \mathbf{M} & \mathbf{M} \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{O} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{L} & \mathbf{I} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{L} & 0 & \mathbf{I} & 0 \end{bmatrix}. \quad 2.19$$

Finalmente, el quinto paso del método de Semi-Discretización consiste en determinar la matriz de Transición. Una vez obtenida la matriz de transición, el comportamiento de estabilidad del sistema puede ser determinado de acuerdo a la magnitud de los multiplicadores característicos (27).

2.8 MÉTODO DE REGULACIÓN AUTOMÁTICA DE VELOCIDAD DE GIRO

Bediaga (16) describe la técnica de variación de la velocidad de giro del husillo para la obtención de un corte estable, o también denominada, técnica de regulación automática de la velocidad de giro. La utilización de dicha técnica requiere de un diagnóstico previo de la aparición de vibraciones de tipo chatter. El control del chatter se realiza a través de la predicción de las zonas estables e inestables basadas en los lóbulos de estabilidad obtenidos mediante los modelos de chatter.

La estrategia desarrollada se muestra a continuación (ver figura 2.8):

- 1.- La señal adquirida es acondicionada primero mediante la aplicación de un filtro pasa altas, con objeto de eliminar la componente continua de la señal, de forma que no influya en la ocultación de componentes de baja frecuencia. Posteriormente, se aplica un filtro pasa bajas a la frecuencia máxima de análisis para la eliminación de ruidos externos.
- 2.- Se recurre a la utilización de técnicas de análisis matemático empleadas en la detección de fallo en máquinas rotativas, como es el análisis cepstral o cepstrum (Por medio de la transformada rápida de Fourier), para la detección de la velocidad de giro. Se analiza si la frecuencia del pico de amplitud máxima se encuentra próxima a la frecuencia de giro indicada por el usuario obteniéndose la velocidad de giro exacta del sistema.
- 3.- El diagnóstico opera sobre estas características clasificándolas para determinar si el sistema presenta chatter. la estrategia propuesta para la detección de chatter se basa en el filtrado de la señal, al eliminar las frecuencias correspondientes a la velocidad de giro del cabezal, a la frecuencia de paso por diente y a todos sus armónicos o múltiplos que estén en el rango de frecuencias de vibración del sistema.

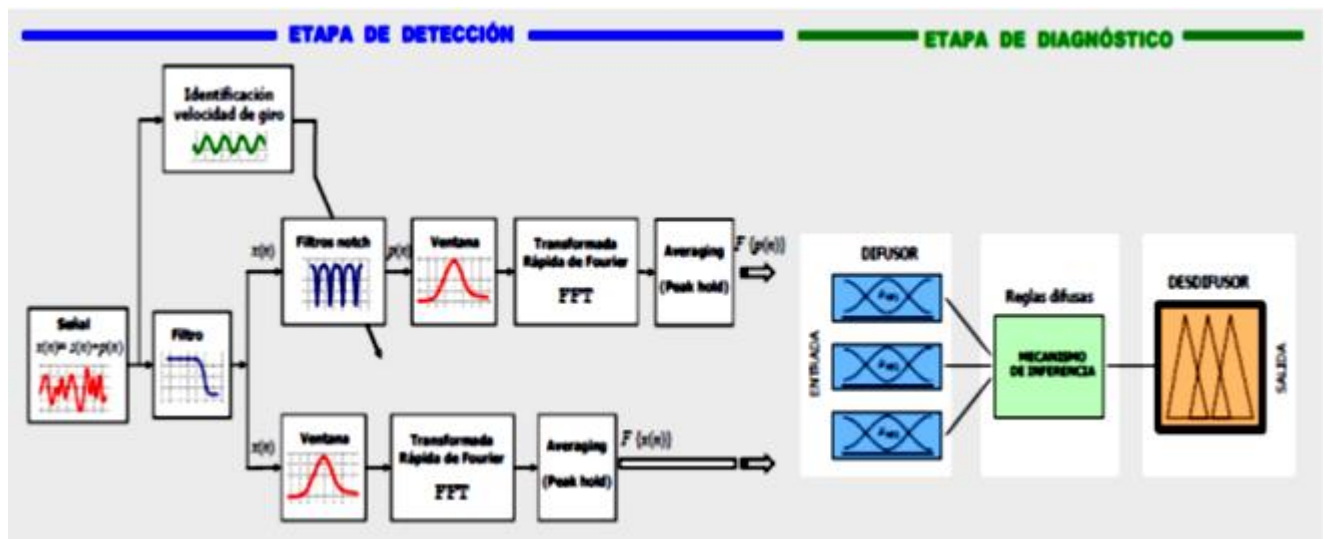


Figura 2.8: Organigrama del sistema de detección y del diagnóstico del chatter (16).

2.9 SUPRESIÓN DE CHATTER POR MEDIO DE LA VELOCIDAD DEL HUSILLO

2.9.1 Ajuste de la velocidad del husillo discreto (DSST)

Esta técnica de ajuste discreto de la velocidad del husillo (DSST) se basa en dos hipótesis que son verdaderas para un modo dominante: Los lóbulos de estabilidad están relacionadas con las condiciones de resonancia para uno de los armónicos de la frecuencia de paso del diente, y la vibración está próxima a la frecuencia natural del modo crítico. El método intenta encontrar la resonancia iterativamente basada en la medición experimental de la frecuencia de chatter. En cada paso, la velocidad del husillo se cambia para hacer uno de los armónicos de la frecuencia de paso de dientes coincidente con la vibración medida. Cuando se configura la nueva velocidad del cabezal, su frecuencia cambia al proporcionar la entrada para la siguiente iteración. El procedimiento termina teóricamente cuando el chatter es cero o la frecuencia de vibración no cambia después de dos iteraciones consecutivas. Una vez encontrado el corte estable, la profundidad de corte se puede aumentar al repetir el proceso iterativo. Este proceso se puede rastrear iteración por iteración en el diagrama de estabilidad. (Figura 2.9) El inconveniente de este método es que la velocidad del husillo puede cruzar zonas inestables durante este proceso. Finalmente, Zaeh y Roesch (28) introdujeron una variación en este método para suprimir el chatter en fresado robótico al localizarlo en la zona de velocidad ultra-alta (zona D).

Proponen una velocidad mínima del cabezal para llegar a esta área dependiendo de la frecuencia de vibración medida.

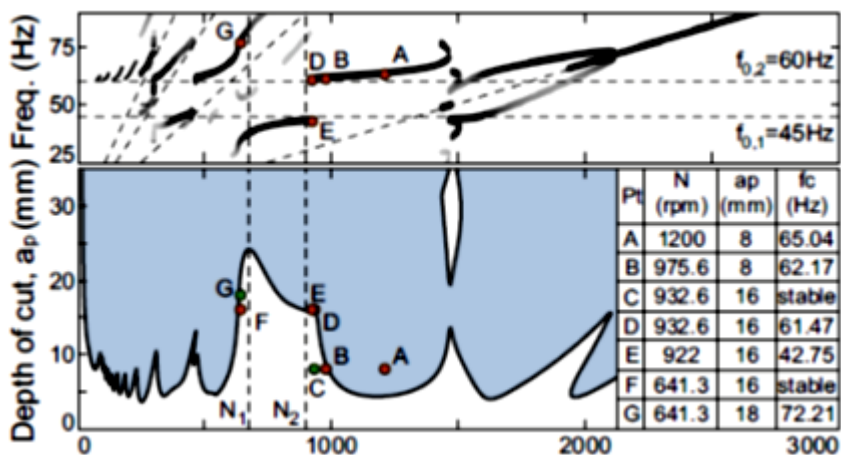


Figura 2.9: Ajuste de la velocidad de husillo discreto (25)

2.10 VARIACIÓN CONTINUA DE LA VELOCIDAD DEL HUSILLO (CSSV)

Esta técnica se basa en la introducción de una perturbación en el comando de velocidad del husillo alrededor de la velocidad nominal. Hay diferentes métodos para variar la velocidad del husillo, incluida la de forma sinusoidal (29), triangular (17), rectangular (30), aleatoria (31) o lineal continuo (32). La forma sinusoidal es el método más eficiente por lo que ha sido el más estudiado.

Se debe configurar la velocidad, la amplitud y la frecuencia de la variación del husillo. Estos parámetros están restringidos por los límites de la torre, del husillo y la dinámica del husillo. La determinación de la amplitud y frecuencia óptimas de CSSV es un problema complejo. Solamente Al Regib (33) propuso una fórmula para seleccionar la amplitud y frecuencia de las variaciones dependiendo de la frecuencia de vibración y de la velocidad del cabezal. Sin embargo, la mayoría de los autores utilizaron simulaciones complejas de estabilidad en la que se varía la amplitud y la frecuencia para encontrar parámetros óptimos.

Las simulaciones para la optimización CSSV en torneado y fresado pueden realizarse por medio del método de múltiples frecuencias (29), y el dominio en el tiempo basado en métodos como semi-discretización (9). En principio, los modelos basados en el dominio del tiempo son las mejores al crear un gráfico donde se defina la estabilidad para diferentes parámetros de amplitud y frecuencia. Estos gráficos muestran que el efecto de la amplitud es más significativo que la variación de frecuencia (29). El efecto positivo de la CSSV se puede observar en las zonas A y B en la figura 2.10.

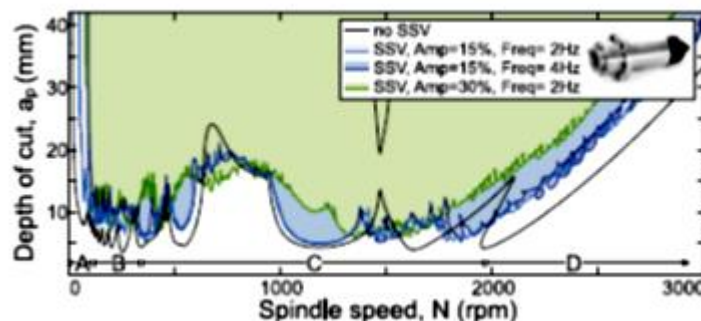


Figura 2.10: Efecto del SSV en la estabilidad (25)

2.11 ESTRATEGIAS CON MÚLTIPLES EJES

Pueden surgir fuertes problemas de vibración en procesos de fresado paralelo donde dos o más cabezas actúan sobre la misma pieza de trabajo o la misma máquina. El efecto regenerativo depende de la fase entre pasadas posteriores del diente, y puede ser reducida por la relación de las diferentes velocidades del husillo. Por lo tanto, el efecto regenerativo puede ser perturbado al girar los dos husillos a diferentes velocidades. En este caso, la regeneración se rige por dos o más constantes y retrasos diferentes. Este mecanismo es similar al de los cortadores de paso no uniformes, pero el presente método es más ventajoso porque la diferencia de velocidad se puede ajustar fácilmente por controladores de husillo y adaptados a la frecuencia de vibración (34). Esta técnica se probó con éxito en un sistema de doble cara en un proceso de fresado cuando se mecanizó una pieza flexible con husillos controlados independientemente. Shamoto y otros (34) propusieron una fórmula de ajuste fácil para establecer la diferencia en la velocidad del husillo de los husillos de doble cara basados en la determinación de la frecuencia de vibración f_c :

$$\Delta N = \frac{(2k + 1)}{2f_c}. \quad 2.19$$

La variación discreta de la velocidad del husillo es un procedimiento adecuado para suprimir la vibración en la zona de alta velocidad (zona C). La aplicación de esta técnica es simple y requiere sólo la medición de la frecuencia de vibración. Por lo tanto, siempre puede ser utilizado como la primera solución para intentar alcanzar un punto más estable. Por otro lado, el CSSV afecta realmente la baja frecuencia (zonas A y B). En estas zonas, una pequeña variación en la velocidad del husillo, inferior al 20%, puede crear una gran variación en el retraso. Esta zona de baja velocidad del husillo es relevante en la industria, porque muchos problemas de chatter se limitan a esta zona. En el fresado, el CSSV se puede utilizar en algunas situaciones especiales donde la frecuencia de paso del diente es baja en comparación con la frecuencia del modo crítico.

El DSST y el CSSV son efectivos en diferentes zonas del diagrama de estabilidad (25) . Bediaga y otros (29) propusieron una técnica para la supresión de la vibración basada en la determinación de la frecuencia y el orden k del lóbulo. Dependiendo del orden CSSV se activa en lóbulos de alto orden y DSST en lóbulos de bajo orden. La popularidad de estas técnicas ha crecido en los últimos años.

2.12 ALGUNAS APORTACIONES EN LA VARIACIÓN DE VELOCIDAD DEL HUSILLO Y LA ELIMINACIÓN DEL CHATTER.

Seguy y otros (17) en el 2011 analizaron el efecto de la variación de la velocidad del husillo en la vibración de la máquina-herramienta de alta velocidad. Usaron el método de semi-discretización y analizaron la estabilidad de las variaciones de forma triangular y sinusoidal. Encontraron que la profundidad crítica de corte aumenta principalmente con la amplitud de la velocidad, mientras que la variación de la frecuencia no tiene un efecto significativo en el comportamiento dinámico del proceso incluso en el caso de la variación de alta frecuencia. Zatarain y otros (18) en el 2014 proponen un nuevo método para calcular la eliminación de viruta por medio de los diagramas de estabilidad de mecanizado. Es una aplicación del teorema de Floquet por tiempo y representa una alternativa al método de semi-discretización. El objetivo de esta investigación es obtener un método de cálculo de los lóbulos de estabilidad en el dominio del tiempo, con un esfuerzo informático mucho menor que el de los sistemas tradicionales. Métodos que permitan evaluar la estabilidad en determinadas condiciones de la velocidad de rotación y de la profundidad de corte en tiempo real. Budak y Comak (35) en el 2016 presentaron un modelo geométrico desarrollado para herramientas de fresado generalizadas, demostraron el diseño óptimo de herramientas de fresado de geometría variable y la selección óptima de las variaciones del ángulo de tono y de hélice para maximizar la estabilidad de vibración, usaron el método de semi discretización y la aproximación de orden cero.

El procedimiento presentado puede utilizarse para el diseño de herramientas de fresado variables para maximizar los límites de estabilidad de vibración para velocidades de husillo deseadas.

CAPÍTULO 3 PROCEDIMIENTO DE INVESTIGACIÓN

3.1 INTRODUCCIÓN

De acuerdo con la revisión del capítulo anterior, la modulación de velocidad de la herramienta de corte mediante señales restauradoras ha resultado efectiva para suprimir o reducir la severidad de las vibraciones mecánicas. Se han realizado investigaciones de la técnica de variación de velocidad en procesos de maquinado con diferentes variantes. El más utilizado hasta ahora es el método de la variación continua de la velocidad del husillo, en el que se inducen señales de restauración alrededor de la velocidad nominal. Autores como Bediaga (29), Seguy (17), Sexton (30) y Yilmaz (31) utilizaron esta técnica. Insperger y Stepan (9) coincidieron que la variación de la velocidad del husillo es una técnica eficiente para suprimir las vibraciones regenerativas de la máquina herramienta, usaron el método de semi discretización para obtener graficas de lóbulos de estabilidad y predecir puntos inestables. El método de semi discretización es hasta ahora el más utilizado para obtener lóbulos de estabilidad.

Para este trabajo se eligió el análisis de wavelets ya que es efectivo para analizar señales que no se comportan en forma estacionaria, o que presentan cambios bruscos en intervalos muy pequeños (36). Esto hizo posible una buena representación de una señal tanto en tiempo como en frecuencia simultánea, con lo que se pudo determinar el intervalo de tiempo en el que aparecieron determinados componentes espectrales. Posteriormente, en base al análisis se indujeron diferentes señales de restauración y se verifico experimentalmente el efecto en la restauración de la estabilidad dinámica del proceso de mecanizado.

3.2 WAVELET DE HAAR

La wavelet de Haar es la más simple, en la forma discreta se relaciona con la operación denominada transformación de Haar. La transformada de Haar descompone una señal en dos sub señales de iguales longitudes aproximación a_m y fluctuación d_n .

Los coeficientes de aproximación para $m=1,2, 3\dots N/2$ se calculan como:

$$a_m = \frac{f_{2m-1} + f_{2m}}{\sqrt{2}} \quad \mathbf{3.1}$$

Los coeficientes de fluctuación para $m=1,2,3,\dots,N/2$ se calculan como:

$$d_m = \frac{f_{2m-1} - f_{2m}}{\sqrt{2}} \quad \mathbf{3.2}$$

En la figura 3.1, $x[n]$ es la señal muestreada a una frecuencia F_s . La señal digitalizada $x[n]$ se descompone primero en $a_1(n)$ y $d_1(n)$ al usar un filtro pasa bajas $l(n)$ y un filtro pasa altas $h(n)$ respectivamente, en donde $d_1(n)$ se llama función de fluctuación, diferencia o detalle el cual contiene los elementos de alta frecuencia y $a_1(n)$ se llama función trama, promedio o aproximación el cual contiene los elementos de baja frecuencia, y recibe el nombre de primer nivel de descomposición. El segundo nivel de descomposición se basa ahora en el coeficiente $a_1(n)$ el cual da $a_2(n)$ y $d_2(n)$. El siguiente nivel de descomposición mayor se basa ahora en el coeficiente $a_2(n)$ y así sucesivamente. Para cualquier nivel j , el coeficiente de aproximación $a_j(n)$ se descompondrá en frecuencias $0 - f_c$ Hz. De manera similar, el coeficiente $d_j(n)$ a cualquier nivel j contendrá frecuencias en un rango $f_c - 2 f_c$ Hz.

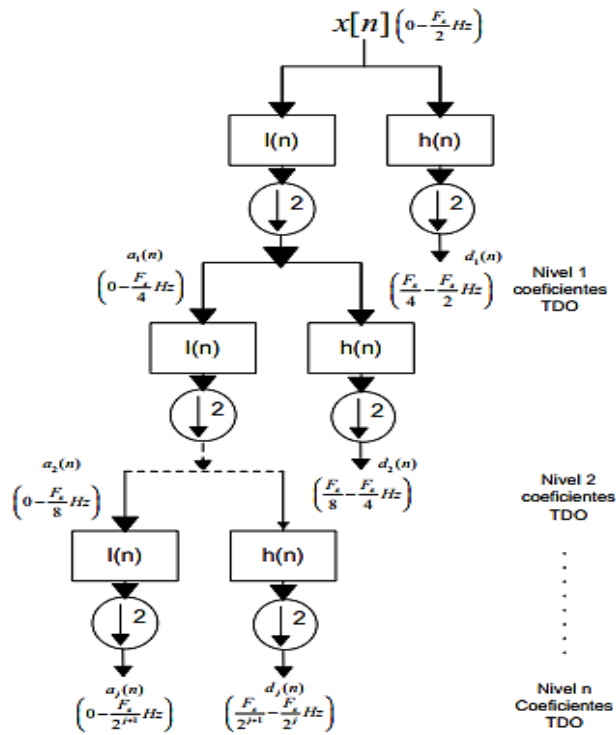


Figura 3.1 Estructura del análisis multiresolución wavelet (37)

La frecuencia de corte f_c del coeficiente de aproximación $a_j(n)$ a cualquier nivel j se encuentra mediante:

$$f_c = \frac{F_s}{2^{j+1}} \quad 3.3$$

El análisis de inestabilidad se realizó mediante el cálculo del valor RMS de la densidad espectral de los coeficientes de cada nivel de descomposición. Cuando el maquinado presento inestabilidad y se aplicó la transformada de wavelet se obtuvieron diferencias apreciables en los coeficientes. Esto se tomó como un indicativo en la búsqueda de cambios en el patrón de frecuencias en el proceso de maquinado. A continuación, se muestra la fórmula para el cálculo de la densidad espectral.

$$RMS_j = \sqrt{\frac{1}{N_j} \sum_{k=1}^{N_j} W_{j,k}^2}$$

3.3

En donde N_j es el número de coeficientes de cada nivel j , $W_{j,k}$ es el k -ésimo coeficiente calculado para el nivel j , RMS_j es la densidad espectral al nivel j .

3.3 ADQUISICIÓN DE DATOS

Se efectuó la adquisición y análisis de información de vibración mecánica en línea. Se uso un DSP30F4011 (Ver anexo 3), un acelerómetro ADXL335 triaxial y una computadora personal para la visualización de los datos.

La información de vibración se descompuso mediante la transformada de wavelet discreta de Haar, se efectuó el muestreo a una frecuencia de 500Hz y se tomaron 15000 muestras en 30 segundos.

En esta primera parte de la experimentación se encontraron los puntos de inestabilidad en el proceso de maquinado. En la Figura 3.2, Se muestra la fotografía de la tarjeta de adquisición de vibraciones mecánicas utilizada.

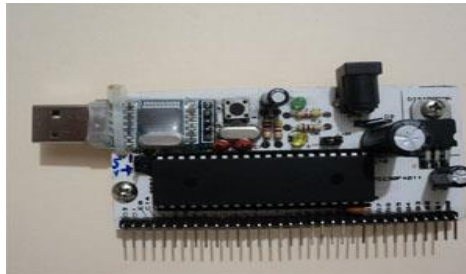


Figura 3.2: Tarjeta de Adquisición de datos con DSP30F4011

3.4 SEÑALES DE RESTAURACIÓN

En la segunda fase de experimentación se diseñó una tarjeta a la cual se le programaron diferentes señales de restauración (senoidal, triangular y cuadrada) de una amplitud de 1Volt con duración de 30 seg cada una, para lograr una modulación del 20% de la frecuencia nominal de trabajo del motor, esto para evitar cambios drásticos en la velocidad que pudieran ocasionar algún daño. Se consideraron datos previos obtenidos de la literatura para el cálculo de la amplitud y frecuencia de cada tipo de modulación. Con el análisis de las vibraciones producidas por las señales de restauración se buscó cuál de ellas elimino o redujo las vibraciones durante el maquinado.

Para tal efecto se utilizó un variador ALTIVAR 31 (Ver anexo 1 y 2) para reproducir las señales restauradoras al motor de la fresadora, la comunicación entre la tarjeta y el variador se realizó por el puerto analógico A12. En la figura 3.3 se muestra la fotografía de la tarjeta implementada.

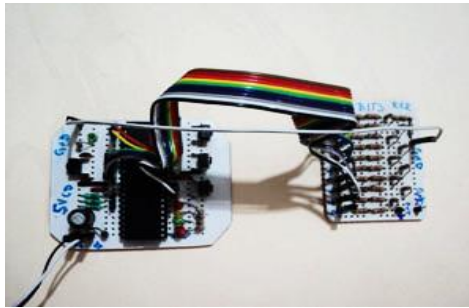


Figura 3.3: Tarjeta de control del motor de la fresadora TRAK-DX II

Para el diseño de la tarjeta se realizó la simulación en PROTEUS 8.0. En la figura 3.4 se muestra el circuito simulado.

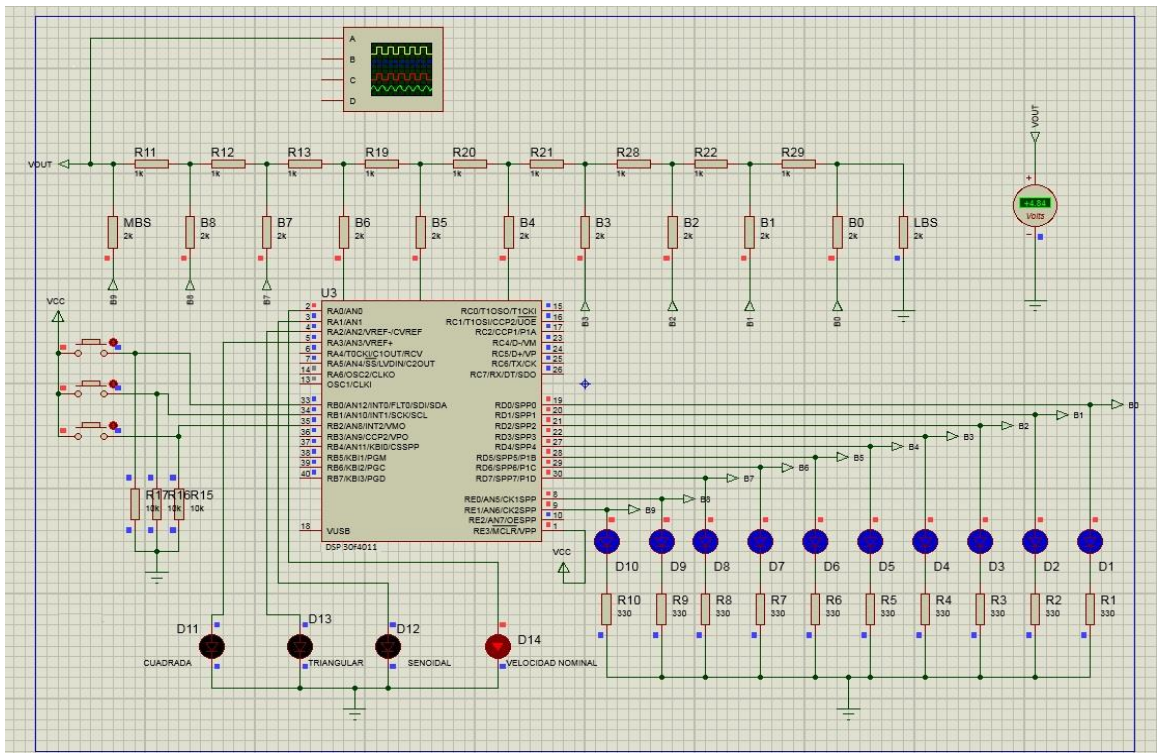


Figura 3.4 Circuito señales de restauración en PROTEUS

La tarjeta implementada consta de 3 botones de selección, como se muestra en la figura 3.4, el usuario puede elegir la señal restauradora a utilizar (senoidal, triangular o cuadrada). El tiempo de activación para cada señal fue de 30 segundos, la tarjeta cuenta con un LED (Diodo emisor de luz) que indica cuando está activa cada señal. Se hizo uso de un circuito R2R (Ver anexo 6) el cual hace la transformación de una señal digital a analógica de 0 a 5Volt, y es la que se conecta a la entrada analógica AI2 del variador de velocidad. Las variaciones de velocidad obtenidas oscilaron entre 4 y 5 Volt para cada una de las modulaciones con frecuencias de 48Hz a 60Hz. En las figuras 3.5, 3.6 Y 3.7 se muestran las señales obtenidas en el osciloscopio en PROTEUS.

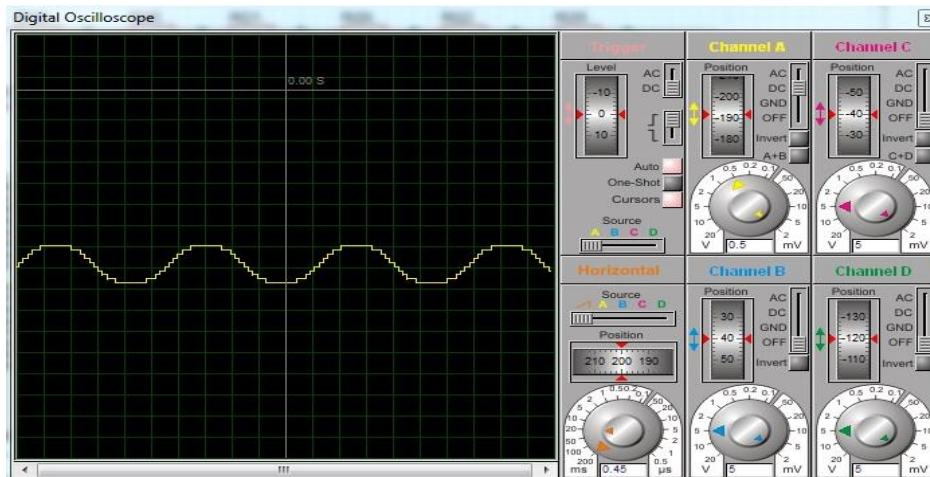


Figura 3.5: Señal senoidal obtenida en PROTEUS

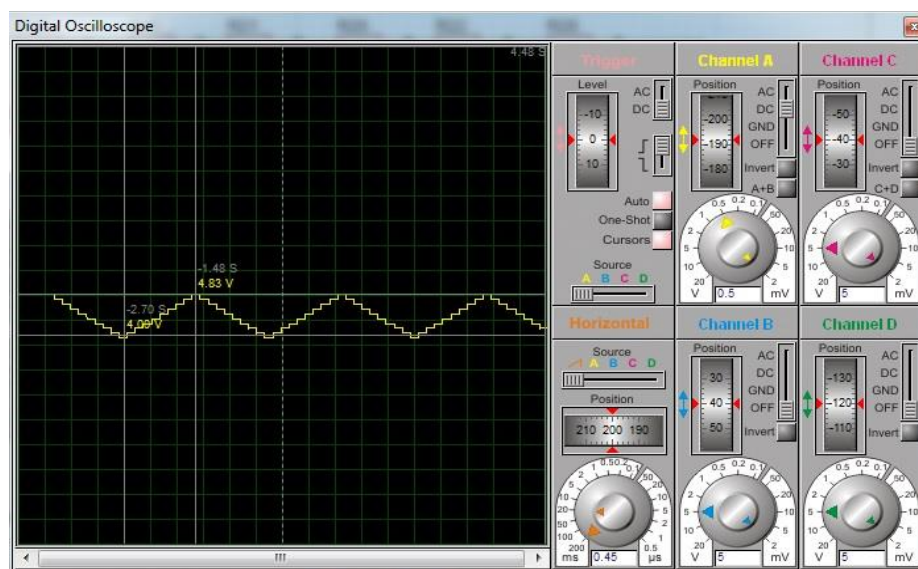


Figura 3.6: Señal triangular obtenida en PROTEUS

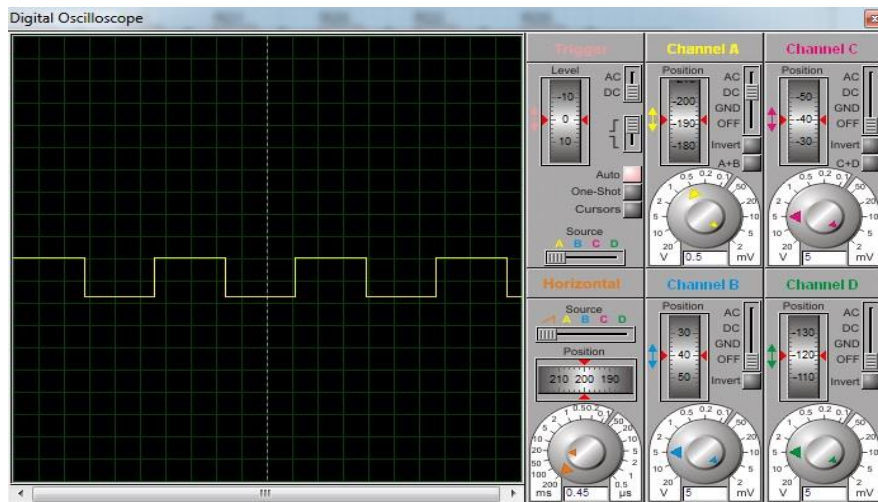


Figura 3.7: Señal cuadrada obtenida en PROTEUS

A continuación, se muestra el diagrama completo de la implementación del proyecto. El sistema de control de las señales de restauración y de adquisición de datos. Figura 3.8

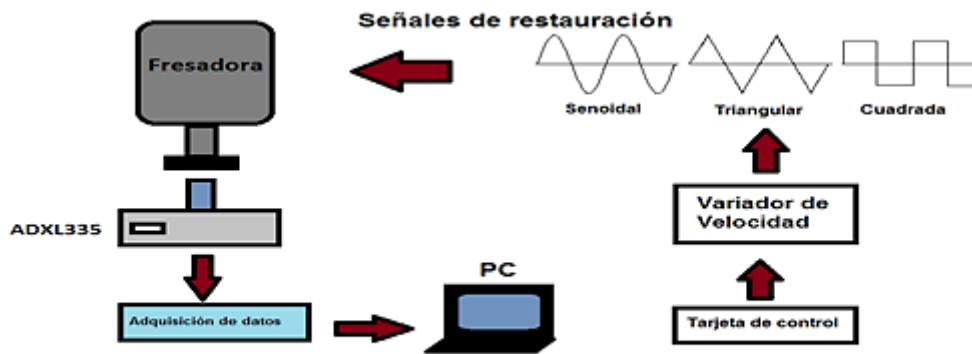


Figura 3.8: Diagrama del sistema de adquisición de datos y de modulación de velocidad.

Las pruebas se realizaron en una fresadora TRAK-DX II Figura 3.9 se utilizó un bloque cilíndrico de aluminio 6061 sujetado por una prensa sobre la mesa de trabajo. Para la prueba se utilizó una herramienta de corte de vida media para asegurar los patrones de vibración. La herramienta de corte utilizada fue un cortador vertical de carburo de tungsteno Endmill 3/8 de cuatro filos. Se realizaron 6 experimentos con profundidades de corte de 2mm, velocidad de avance de 150mm/min y velocidades de corte de 550 rpm y 990rpm. En la figura 3.10 se muestra el variador ALTIVAR 31 conectado a la alimentación trifásica del motor de la fresadora.



Figura 3.9: Fresadora TRAK-DX II



Figura 3.10: Variador ALTIVAR 31 conectado al motor de la fresadora TRAK-DX2

CAPITULO 4 RESULTADOS

4.1 ANÁLISIS DE SEÑALES RESTAURADORAS

En esta sección se presentan los resultados obtenidos de la implementación de las señales de restauración en el proceso de mecanizado de una pieza. Se analizó el efecto de dichas señales en las condiciones dinámicas en la herramienta de corte y la pieza de trabajo. Se empleó una frecuencia de muestreo de 500 Hz y se realizó el análisis multiresolución mediante la aplicación del algoritmo de Haar. Se hizo la descomposición en 11 niveles para identificar cuál de las señales restauradoras disminuía la vibración. Este algoritmo proporcionó información valiosa ya que se logró visualizar un cambio importante en la densidad espectral de potencia en cada uno de los niveles.

Experimentalmente, se demostró que las señales de restauración son una técnica efectiva para suprimir o reducir la severidad de las vibraciones.

En la figura 4.1 se muestra la señal obtenida del mecanizado de una pieza en condiciones normales de operación. En la gráfica se puede apreciar un patrón irregular de vibración.

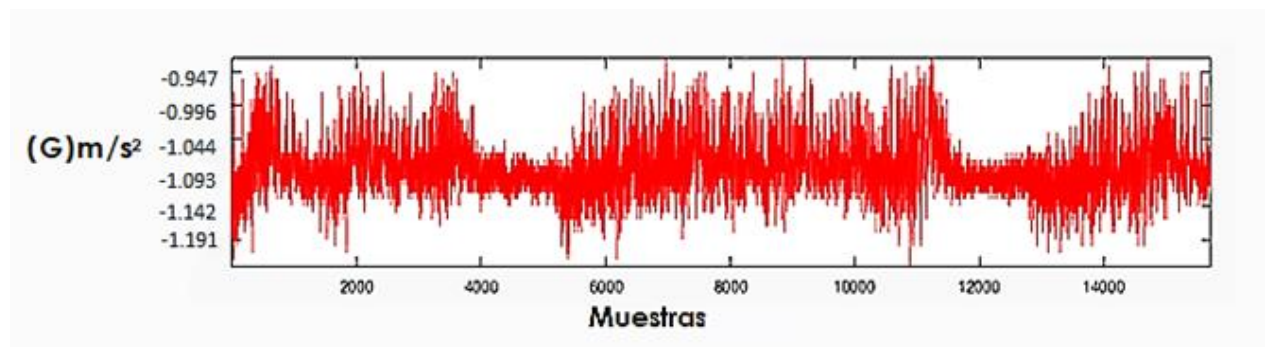


Figura 4.1: Señal obtenida en el proceso de mecanizado de una pieza de aluminio 6061

En las figuras 4.2 ,4.3 y 4.4 se presentan las gráficas obtenidas en el mecanizado al aplicar las señales de restauración senoidal, triangular y cuadrada. El experimento se realizó sobre una pieza cilíndrica de aluminio 6061 de diámetro de 5cm, fue un proceso de desbaste con una profundidad de corte constante de 2mm, avance de 150mm/min y una velocidad de 990rpm.

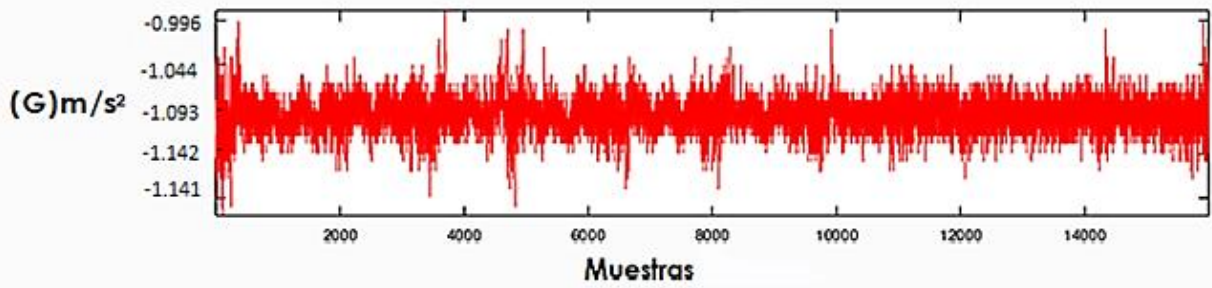


Figura 4.2: Modulación Señal senoidal a 990rpm

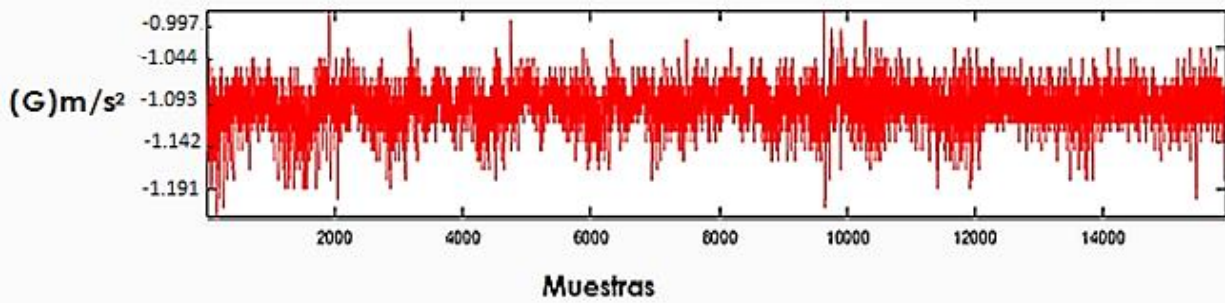


Figura 4.3: Modulación Señal triangular a 990rpm

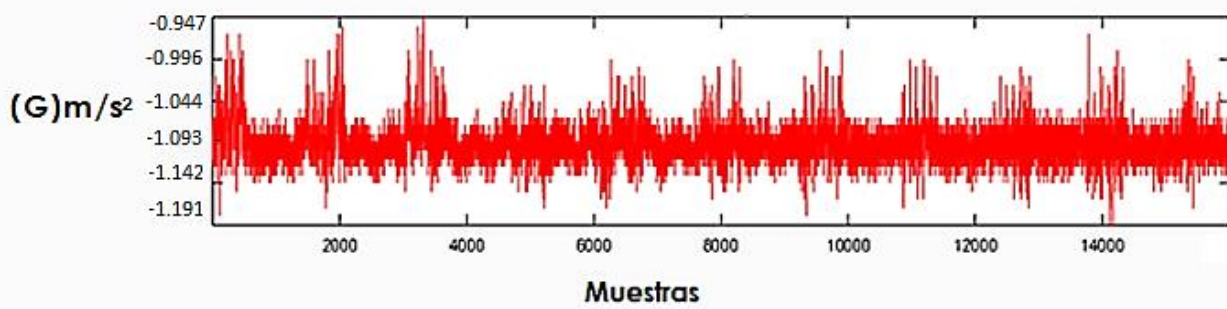


Figura 4.4: Modulación Señal cuadrada a 990rpm

Se experimento también con una pieza de las mismas características y se repitió el proceso de corte, pero a una velocidad de 550rpm. Las gráficas obtenidas se muestran a continuación (Figuras 4.5, 4.6 y 4.7).

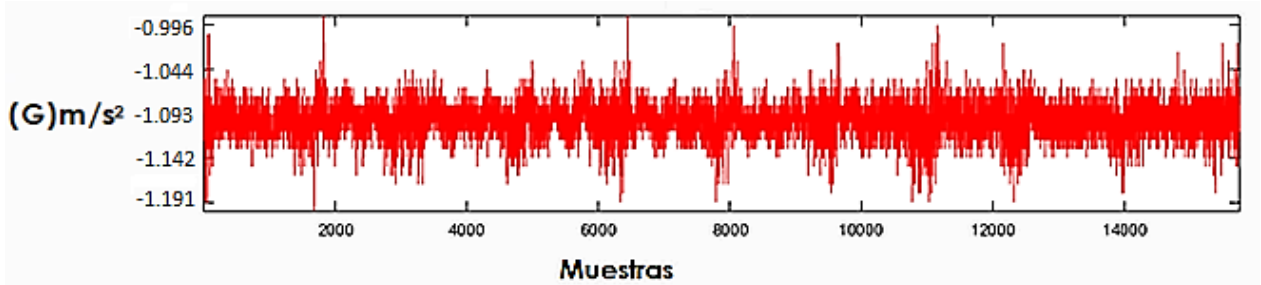


Figura 4.5 Modulación señal senoidal a 550rpm

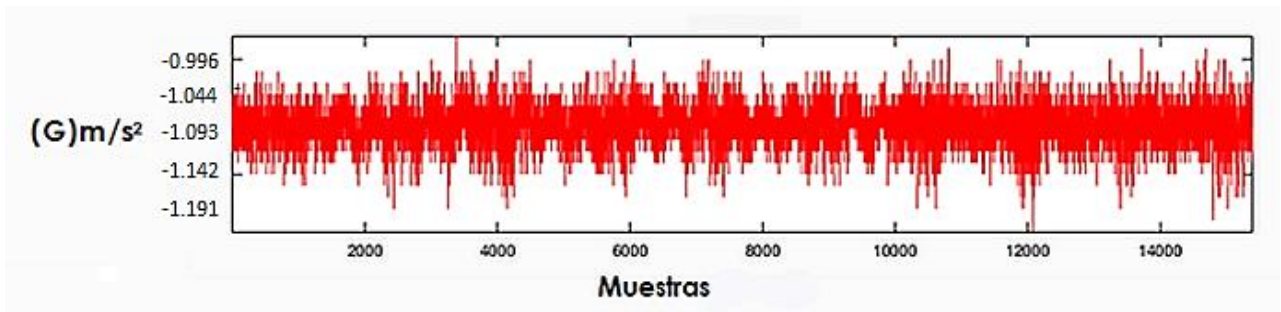


Figura 4.6 Modulación señal triangular a 550rpm

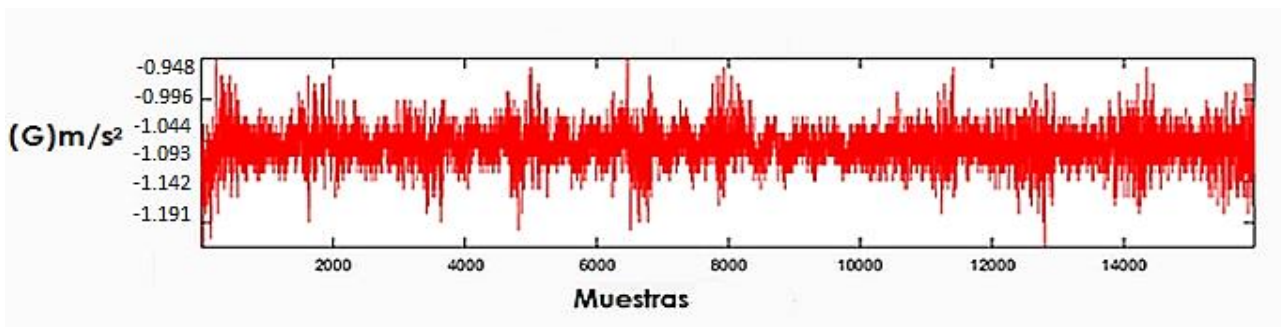


Figura 4.7 Modulación señal cuadrada a 550rpm

A continuación, se muestran los resultados obtenidos de cada una de las señales restauradoras. Se hizo el cálculo de la densidad espectral de cada uno de los niveles, se realizó la comparación del maquinado con y sin aplicar las señales de restauración. En la tabla 4.1 y 4.2 se muestran los resultados obtenidos en velocidades de 550rpm y 990rpm respectivamente y se puede observar la variación en la densidad espectral de cada una. En la tabla 4.1 se observan los resultados obtenidos en cada uno de los niveles para una velocidad de maquinado de 550rpm. Se comparo la densidad espectral del maquinado en condiciones normales de operación con cada una de las señales restauradoras.

En el caso de la señal senoidal se observa una disminución considerable de la densidad espectral en todos los niveles, por lo que se deduce que es la más efectiva para reducir la vibración. Para la señal triangular disminuye la vibración con respecto a la nominal para rangos de frecuencias que van desde 7.812 a 250 Hz, aunque en menor medida que la senoidal. Así mismo se observa que para frecuencias por debajo de 7.812Hz hay un incremento en la densidad espectral por lo que se deduce que para frecuencias muy bajas este tipo de señal no es efectiva para suprimir la vibración durante el maquinado. Para la señal cuadrada se observa un incremento en la densidad espectral en todos los niveles. Se concluye que incrementa la vibración con respecto a la nominal en lugar de disminuirla, por lo que para una velocidad de 550rpm no es efectiva para disminuir las vibraciones.

NIVEL	BANDA (Hz)	NOMINAL	SENOIDAL	TRIANGULAR	CUADRADA
1	125-250	5.9203	5.4332	5.9187	5.9543
2	62.5-125	3.8622	3.2531	3.3697	4.0543
3	31.25-62.5	1.5443	1.1426	1.3018	1.8721
4	15.625-31.25	1.2888	1.2842	1.3546	2.1573
5	7.812-15.625	0.9943	0.1423	0.5443	0.998
6	3.906-7.812	0.5461	0.4961	0.5678	0.9923
7	1.953-3.906	0.3247	0.3044	0.5946	0.6543
8	0.976-1.953	0.1642	0.1322	0.2245	0.3345
9	0.488-0.976	0.1445	0.1246	0.1849	0.2246
10	0.244-0.488	0.1332	0.1301	0.1633	0.1564
11	0.122-0.244	0.1325	0.1322	0.1522	0.1436

Tabla 4.1 Resultados experimentales (Densidad espectral) velocidad de 550rpm

En la tabla 4.2 de la misma forma se comparan las densidades espectrales de los tres tipos de señal. Se puede observar que tanto la señal triangular como la senoidal son efectivas para disminuir las vibraciones. En el nivel 3 y 6 la triangular redujo mejor la vibración que la senoidal. Para la señal cuadrada, se obtuvo un incremento en la densidad espectral con respecto a la nominal, por lo que no es efectiva para reducir la vibración.

NIVEL	BANDA (Hz)	NOMINAL	SENOIDAL	TRIANGULAR	CUADRADA
1	125-250	5.9106	5.1232	5.5437	5.9908
2	62.5-125	4.7335	4.1032	4.1346	4.9336
3	31.25-62.5	2.7255	1.3743	1.2045	2.8243
4	15.625-31.25	1.9933	1.5675	1.5523	1.8656
5	7.812-15.625	0.6548	0.5423	0.5678	0.6401
6	3.906-7.812	0.5524	0.5055	0.4996	0.5589
7	1.953-3.906	0.4389	0.2341	0.3078	0.5026
8	0.976-1.953	0.1278	0.1122	0.1245	0.126
9	0.488-0.976	0.1108	0.1002	0.1146	0.1238
10	0.244-0.488	0.1055	0.1045	0.11	0.123
11	0.122-0.244	0.1023	0.1012	0.1025	0.1255

Tabla 4.2 Resultados experimentales (Densidad espectral) velocidad de 990rpm

4.2 ANÁLISIS DE LAS SEÑALES DE RESTAURACIÓN POR WAVELET

Se comparo la señal obtenida del mecanizado en condiciones normales de operación con cada una de las señales de restauración mediante la transformada de wavelet (Ver anexo 4). Se realizo la programación del algoritmo de Haar en MATLAB (Ver anexo 5). El programa despliega el valor de la densidad espectral y la escala en donde se presenta mayor vibración.

También se realizó la descomposición de cada señal restauradora por medio de toolbox de MATLAB. Las gráficas obtenidas se muestran a continuación. En las figuras 4.8, 4.9 y 4.10 se muestra la descomposición de las señales en un mecanizado de 990rpm. En las figuras 4.11, 4.12, 4.13 la descomposición en un mecanizado a 550rpm. Se considera que s es la señal que se desea analizar y es descompuesta en 11 niveles. La señal a_{11} es la componente de baja frecuencia de la señal, es la salida del ultimo filtro pasa-bajas. Las señales de d_1 a d_{11} son las componentes de alta frecuencia, d_1 es la de mayor frecuencia ya que es la del primer filtro del árbol. Si los picos de mayor amplitud se repiten en la misma posición en cada uno de los niveles, se considera un punto de inestabilidad. Si hay picos de amplitud elevada, pero tienden a desaparecer en los demás niveles se dice que la vibración no es significativa. Se compararon las gráficas obtenidas con las tablas de densidad espectral de potencia.

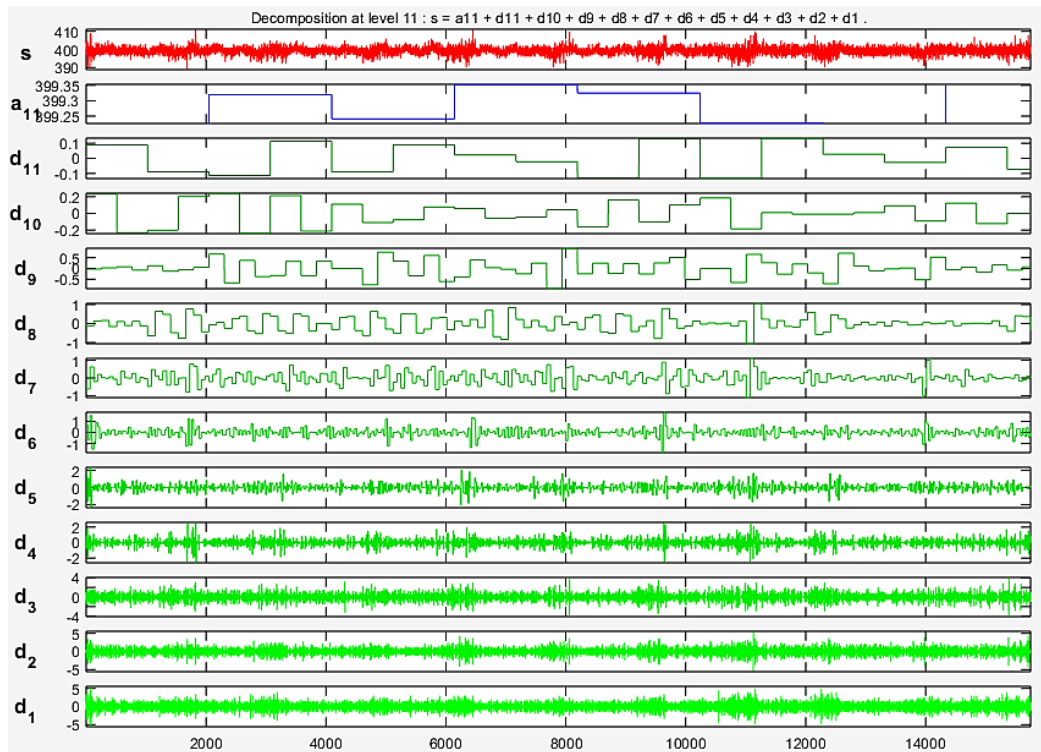


Figura 4.8 Descomposición wavelet de Haar señal senoidal (990rpm)

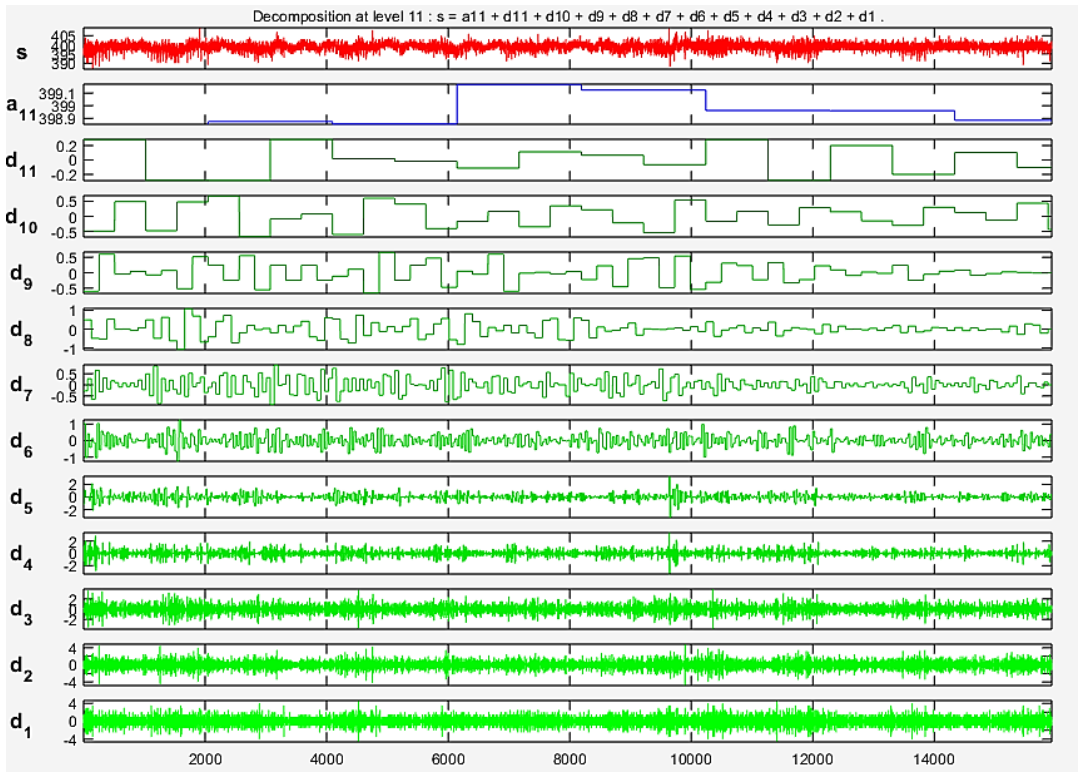


Figura 4.9 Descomposicion wavelet de Haar señal triangular (990rpm)

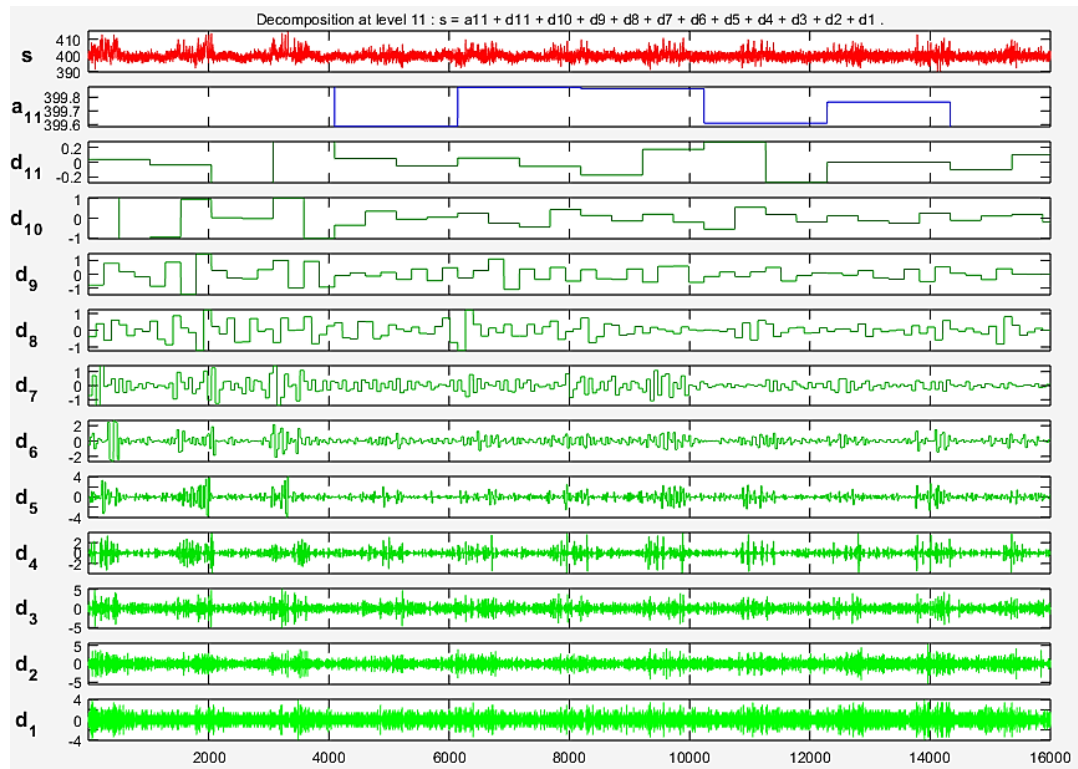


Figura 4.10 Descomposicion wavelet de Haar señal cuadrada (990rpm)

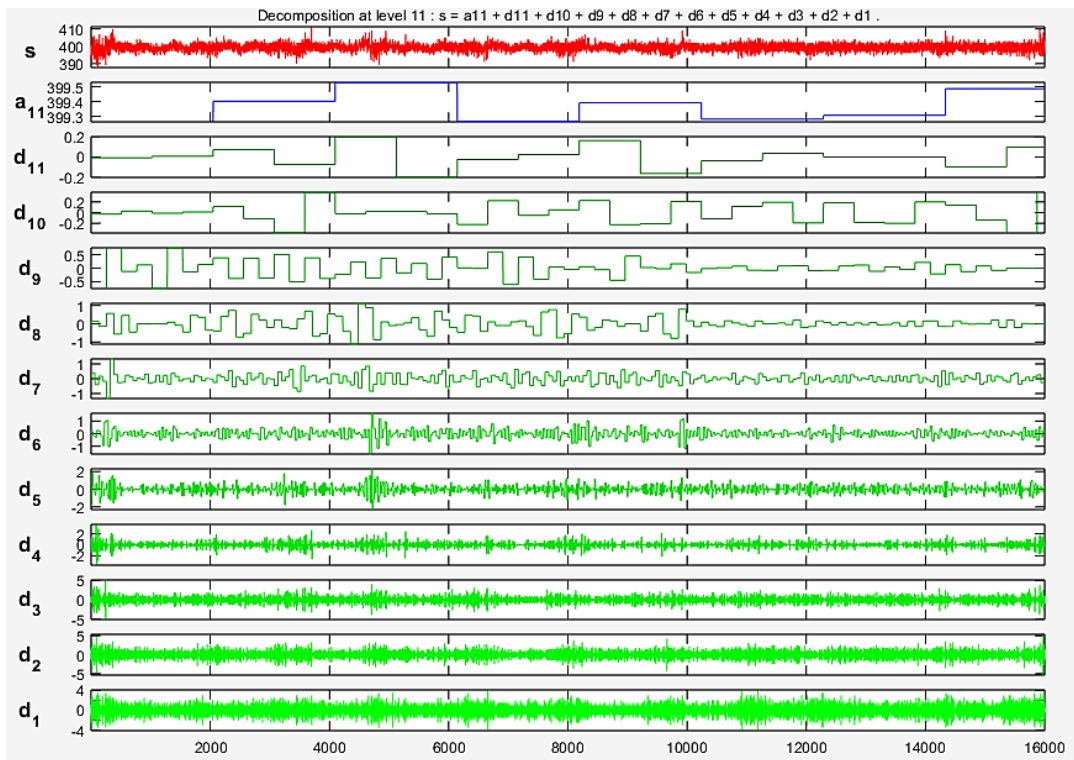


Figura 4.11 Descomposicion wavelet de Haar señal senoidal (550rpm)

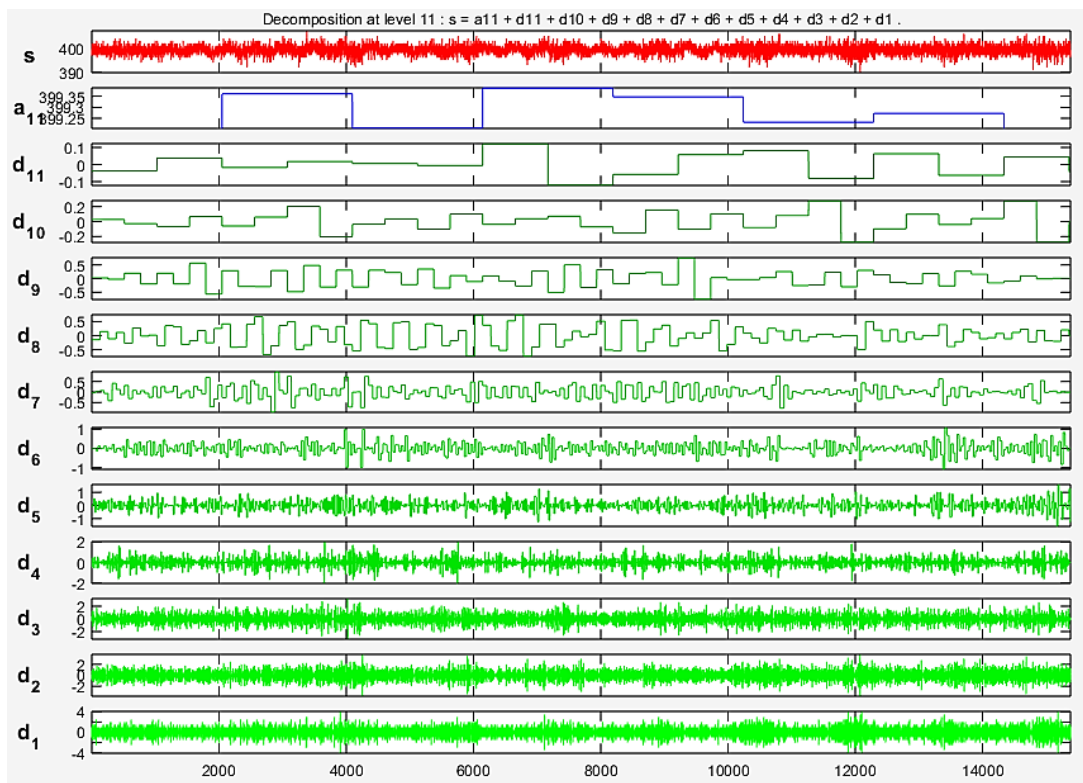


Figura 4.12 Descomposicion wavelet de Haar señal triangular (550rpm)

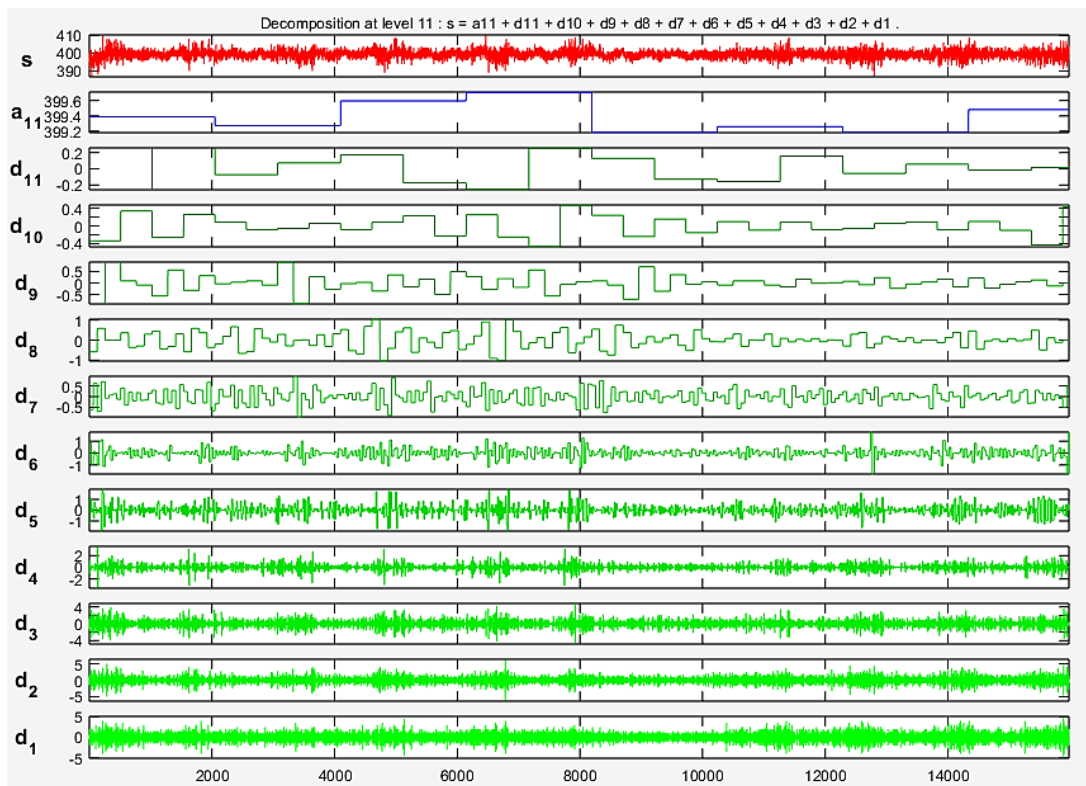


Figura 4.13 Descomposicion wavelet de Haar señal cuadrada (550rpm)

4.3 ACABADO FINAL DE LAS PIEZAS MECANIZADAS A UNA VELOCIDAD DE 550rpm

Se presenta a continuación una muestra del acabado final de cada uno de los maquinados. En la figura 4.14 se observa una pequeña porción de la superficie mecanizada al aplicar la modulación senoidal. Al realizar la comparación con la modulación triangular (ver figura 4.15) y cuadrada (figura 4.16) se puede decir que la senoidal presenta menos ondulaciones (rugosidad) que la triangular y cuadrada. Los resultados obtenidos coinciden con el análisis por wavelet.



Figura 4.14 Acabado final Modulación senoidal velocidad 550rpm



Figura 4.15 Acabado final Modulación triangular velocidad 550rpm

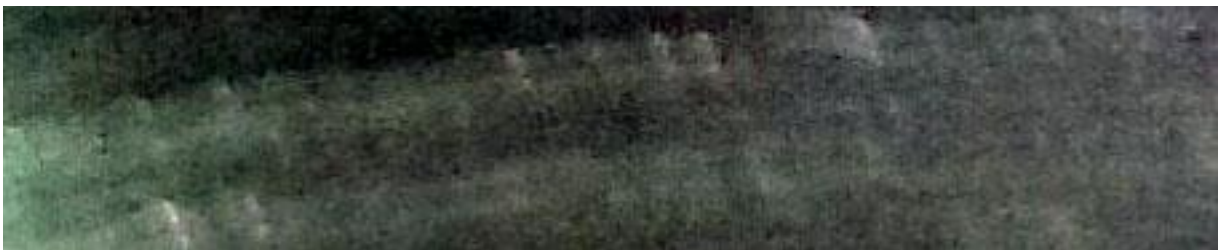


Figura 4.16 Acabado final Modulación cuadrada velocidad 550rpm

4.4 ACABADO FINAL DE LAS PIEZAS MECANIZADAS A UNA VELOCIDAD DE 990rpm

En las figuras 4.17, 4.18 y 4.19 se muestra el acabado para cada señal restauradora a una velocidad de 990rpm. La modulación senoidal es la que funcionó mejor, seguida de la triangular y finalmente la cuadrada.



Figura 4.17 Acabado final Modulación senoidal velocidad 990rpm



Figura 4.18 Acabado final Modulación triangular velocidad 990rpm

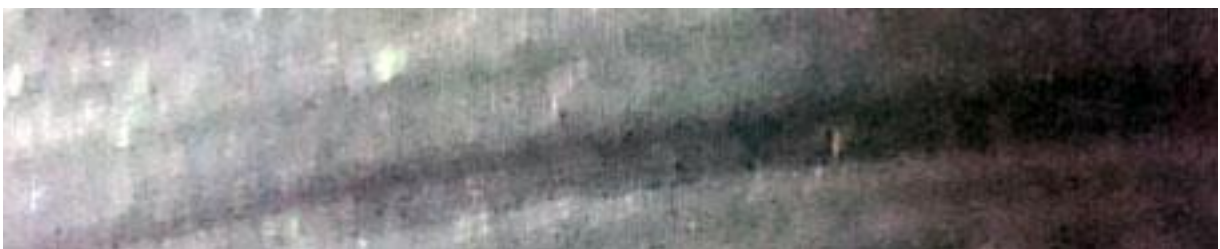


Figura 4.19 Acabado final Modulación cuadrada velocidad 990rpm

4.5 CONCLUSIONES

La hipótesis planteada en este trabajo es que la estabilidad dinámica de un proceso de maquinado se puede restablecer mediante la modulación de la velocidad de la herramienta de corte. Bajo esta consideración, se desarrolló una tarjeta de interfaz que enviara diferentes señales restauradoras a un variador de velocidad para modificar la velocidad de corte del motor del husillo de una fresadora. Se consideraron parámetros como el tipo de motor de la máquina, que fuera compatible con el variador y que la amplitud de las señales de restauración fuera pequeña para evitar cambios drásticos en la velocidad de maquinado. Se analizó el efecto de las señales sobre la estabilidad del sistema, tanto en la herramienta de corte como en la pieza de trabajo, además del acabado final de la pieza mecanizada.

Se realizó el análisis de señales mediante la herramienta de wavelet de Haar, se compararon los resultados obtenidos en toolbox de Matlab con el cálculo de las densidades espectrales de potencia para cada banda de frecuencia. Se coincide en los resultados obtenidos. Se comprobó que el uso de wavelet permite garantizar un diagnóstico confiable en la detección de inestabilidades dinámicas en procesos de maquinado.

Se encontró que la estabilidad disminuía considerablemente para la modulación cuadrada en la velocidad de 550rpm y 990rpm. Así mismo se comprobó que la modulación senoidal es la más efectiva en la reducción de vibración en ambas velocidades y que la modulación triangular resulta efectiva para la velocidad de 990rpm.

Para la velocidad de 990 rpm se obtuvo un mejor efecto en la estabilidad, ya que en la modulación triangular y senoidal se obtuvieron mejorías considerables, tanto en resultados como en el acabado final de la pieza. En este experimento, la modulación con mejor resultado fue la senoidal, seguida de la triangular y finalmente la cuadrada. Los resultados obtenidos se pudieron comprobar con el acabado final de las piezas mecanizadas ya que hubo una mejoría considerable en la calidad del producto final.

Se puede concluir que el uso de señales de restauración es una técnica efectiva para suprimir o reducir la severidad de las vibraciones mecánicas y que en el caso específico de este trabajo funciona mejor para velocidades de maquinado más altas.

Este trabajo permitirá evaluar la eficacia en la prueba de diferentes funciones de modulación en la restauración de la estabilidad dinámica de procesos de mecanizado en las siguientes etapas de esta investigación.

4.6 RECOMENDACIONES

Como líneas futuras de trabajo se considera el desarrollo de señales de restauración con amplitud y frecuencia variable para evaluar su eficacia en diferentes velocidades de maquinado.

REFERENCIAS

1. **Luciano, Vela Martinez and Jauregui Correa, Juan Carlos., Alvarez Ramirez, Juan Jose.** Characterization of machining chattering dynamics: An R/S scaling. Aguascalientes : s.n., 2009.
2. **Merrit, H. E.** Theory of self-excited machine-tool chatter. Transactions of the ASME Journal of Engineering for Industry 87 (4): 447 – 454. 1965.
3. **Inamura, T., Sata, T.** Stability analysis of Cutting under Varying Spindle Speed, Annals of the CIRP. 1974.
4. **Altintas, Y.** Manufacturing automation, metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design. Cambridge University Press (1stEd.), New York. 2000.
5. **Altintas, Y. and E. Budak.** Analytical prediction of stability lobes in milling. CIRP Annals 44 (1): 357-362. 1995.
6. **Altintas, Y., S. Engin, and E. Budak. Analytical stability prediction and.** Analytical stability prediction and design of variable pitch cutters. Transactions of the ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering 121: 173-178. 1999.
7. **Jayaram, S., Kapoor, S. G., DeVor, R. E.** Analytical stability analysis of variable spindle speed machining, Journal of Manufacturing Science and Engineering. (2000).
8. **Insperger, T., Stépán, G.** Semi-discretization method for delayed systems, International Journal of Numerical Methods in Engineering. 2002.
9. **Insperger, T.** Chatter suppression of turning process via periodic modulation of the spindle speed - a 1 DOF analysis, in Proceedings of 3rd Conference on Mechanical Engineering GÉPÉSZET 2002. Budapest, Hungary, Budapest : s.n., (2002a).
10. **Yang, F., Zhang, B., y Yu, J.** Chatter suppression with multiple time-varying parameters in turning. Journal of Materials Processing Technology. 2003. Vols. vol.141, p.431-438.
11. **Bayly, P. V., B. P. Mann, G. Stépán, and T. Insperger.** Effects of radial immersion and cutting direction on chatter instability in end-milling. In: Proceedings of IMECE2002, ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition. New Orleans, 17-22 Nov., IMECE2002-39116. 2002.
12. **N. Satheesh Kumar, Ajay Shetty, Ashay Shetty, Ananth K, Harsha Shetty.** Effect of spindle speed and feed rate on surface roughness of Carbon Steels in CNC turning. 2012.

13. **E. Gourc., S. Seguy, G. Michon, A. Berlioz, B.P. Mann.** Quenching chatter instability in turning process with a vibro-impact nonlinear energy sink. *Journal of Sound and Vibration*. 2015.
14. **Y. Ding, L. Zhu, X. Zhang, H. Ding, A full discretization.** A full discretization method for prediction of milling stability, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. (2010) 502-509.
15. **Insperger, T.** Full-discretization and semi-discretization for milling stability prediction. *International Journal of Machine Tools and manufacture*. 2010.
16. **Inigo Bediaga, Jokin Munoa, Javier Hernandez, Luis Norberto Lopez de Lacalle.** Obtencion de un corte estable en fresado a alta velocidad con una estrategia de regulacion automatica de la velocidad de giro. s.l. : Elsevier, 2009.
17. **Sebastien Seguy, Tamas Insperger, Lionel Arnaud, Gilles Dessein, and Gregoire Peigne.** Suppression of period doubling chatter in high-speed milling by spindle speed variation. 2011.
18. **Mikel, Zatarain.** Stability analysis of milling with irregular pitch tools by the implicit subspace Iteration Method. s.l. : elsevier, 2014.
19. **Namachchivaya, N.S., y Beddini, R.** Spindle Speed Variation for the Suppression of Regenerative Chatter. *International Journal of Nonlinear Science*. 2003.
20. **A. R. Yusoff, S. Turner, C. M. Taylor, and N. D. Sims.** "The role of tool geometry in process damped milling," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* Mar. 2010. Vols. vol. 50, no. 9–12, pp. 883–895.
21. **Alfintas, Y.** *Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design*, Second. Cambridge: Cambridge University Press. 2011.
22. **Tobias, M. K. Das and S. A.** "The relation between the static and the dynamic cutting of metals," *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, Jun. 1967. Vols. vol. 7 no. 2, pp. 63–89,.
23. **Smith, T. L. Schmitz and K. S.** *Machining Dynamics - Frequency Response to Improved Productivity*. Springer Science+, 2009.
24. **Tunc, E. Budak and L. T.** "Identification and modeling of Process Damping in turning and milling using a new approach," *CIRP Ann. - Manuf. Technol.* Jan. 2010. Vols. vol. 59, no. 1, pp. 403–408.
25. **Munoa, J., et al.** *Chatter suppression techniques in metal cutting*. CIRP Annals - Manufacturing Technology. s.l. : Elsevier, 2016.

26. **Inigo Bediaga, Javier Hernandez, Jokin Munoa, Ramon Uribe -Etxeberria.** Influencia de las tecnicas de variacion de velocidad del cabezal en la estabilidad del proceso de fresado. 2004. Vols. XV Congreso de Maquinas-Herramienta y Tecnologias de Fabricacion,.
27. **Jovanny Pacheco, Francisco Araya, Alejandro Martínez, Alex Elías, Ciro A. Rodríguez.** Analisis de estabilidad de fresado utilizando un modelo de fuerza no lineal. Congreso internacional anual de la somim. 2006.
28. **Zaeh MF, Roesch O.** Improvement of the Static & Dynamic Behavior of a Milling Robot. 3rd International Concerence on virtual machining process. (2014).
29. **Bediaga I, Zatarain M, Munoa J, Lizarralde R.** Application of continuous spindle speed variation of chatter avoidance in Roughing milling. Proceedings of the institution of mechanicals engineers part:B Journal of Engineering manufacture. 2011.
30. **Sexton JS, Stone BJ.** The Stability of Machining With Continuously v arying spindle speed. CIRP Annals. (1978).
31. **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.
32. **J., Alvarez, et al.** Effectiveness of continuous workpiece speed variation (CWSV) for chatter avoidance in Throughfeed centerless grinding. International journal of machine tools and manufacture. 2011.
33. **Al Regib E, Ni J, Lee SH.** Programming Spindle Speed Variation for machine tools and manufacture. 2003.
34. **Shamoto E, Hashimoto Y, Shinagawa M, Sencer B.** Analytical Prediction of Contact Stiffness and Friction Damping in Bolted Conection. CIRP Annals. 2014.
35. **Budak, A. Comak E.** Modeling dynamics and stability of v ariable pitch and helix milling tools for development of a design method to maximize chatter stability. s.l. : Elsevier, 2016.
36. **Gao, X. Robert and Ruqiang, Yan.** Wavelet Theory and aplications for manufacturing. s.l. : Springer , 2011.
37. **Villalobos, Piña Francisco and Alvarez, Salas Ricardo.** Algoritmo Robusto para el diagnostico de fallas electricas con motor de inducción trifásico basado en herramientas espectrales y ondeletas. Aguascalientes : Revista Iberoamericana de Automatica e informatica, 2015. Vol. 12.

38. **Kouro, R. Samir y Musalem, M.** Tutorial Introductorio a la teoria del wavelet. Universidad Tecnica Federico Santa Maria : s.n., 2002.
39. **Federico, Miraya.** Conversores D/A y A/D. Argentina : s.n., 2004. Segunda Edicion .
40. **Ki Dul, Seung.** Control of Electric MACHine Drive Systems. New Jersey : Wiley, 2011.

ANEXO 1 PRIMERAS PRUEBAS CON EL VARIADOR DE FRECUENCIA

A continuación, se muestran fotos de las primeras pruebas realizadas con el variador de frecuencia ALTIVAR 31. Se utilizó un motor jaula de ardilla para hacer las primeras pruebas de comunicación con el variador (Figura A1.1) ya que el motor de la fresadora que se trabajo tiene características similares.

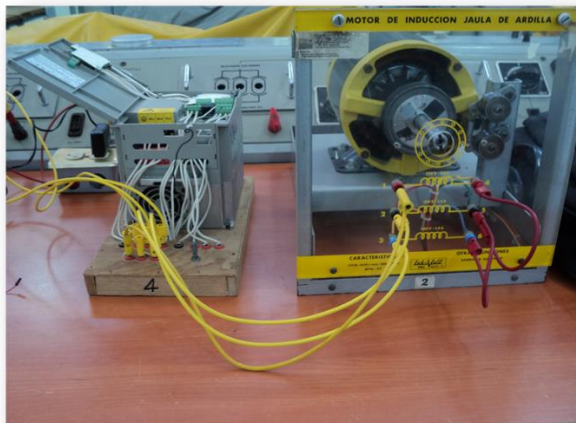


Figura A1.1: Motor Jaula de ardilla conectado al variador ALTIVAR 31

El primer prototipo de la tarjeta de control para el variador de velocidad se muestra a continuación (figura A1.2). Inicialmente solo se realizó el control de velocidad por el puerto analógico AI2 del variador.

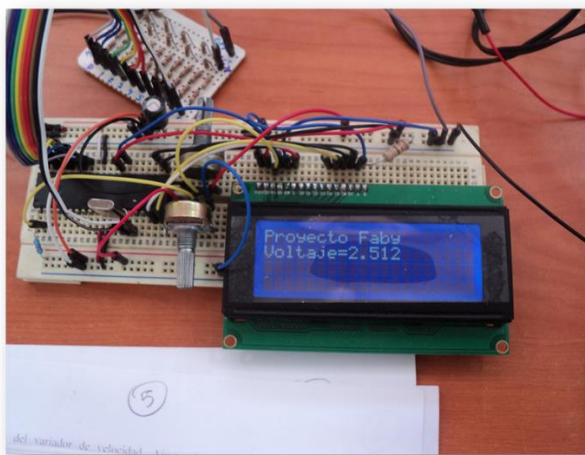


Figura A1.2: Control de velocidad mediante DSP30f4011

Se tomo una muestra de diferentes velocidades de operación y se visualizaron sus respectivas frecuencias en el variador, se usó un tacómetro de la marca EXTECH para medir la velocidad del motor.



Figura A1.3 Tacómetro EXTECH

En la siguiente tabla se observa la velocidad medida con el tacómetro, la frecuencia visualizada en el variador de velocidad y la lectura de voltaje equivalente para cada valor de frecuencia. El voltaje se pudo visualizar en la pantalla LCD (Display de cristal líquido) que aparece en la figura A1.2.

VOLTAJE (V)	FRECUENCIA (Hz)	VELOCIDAD (rpm)
0.557	6.684	173.4
1.031	12.372	332.32
1.5	18	494.40
2.067	24.80	679.72
2.5	30	827.75
3	36	1006.5
3.538	42.456	1179.2
4	48	1333.8
4.506	54.072	1503.3
5	60	1662.7

Tabla A1.1 Voltaje, frecuencia y velocidad del motor jaula de ardilla.

ANEXO 2 DATOS TÉCNICOS DEL VARIADOR DE VELOCIDAD

Altivar 31 (ATV31) es una familia de variadores de velocidad de ~ (c.a.) de frecuencia ajustable que se utiliza para controlar motores asíncronos de tres fases. Estos se encuentran disponibles en las siguientes gamas:

- 0,18 a 2,2 kW (0,25 a 3 hp) 208/230/240 V~, entrada monofásica
- 0,18 a 15 kW (0,25 a 20 hp) 208/230/240 V~, entrada trifásica
- 0,37 a 15 kW (0,5 a 20 hp) 400/460/480 V~, entrada trifásica
- 0,75 a 15 kW (1 a 20 hp) 525/575/600 V~, entrada trifásica

Diagrama de alambrado de los ajustes de fábrica

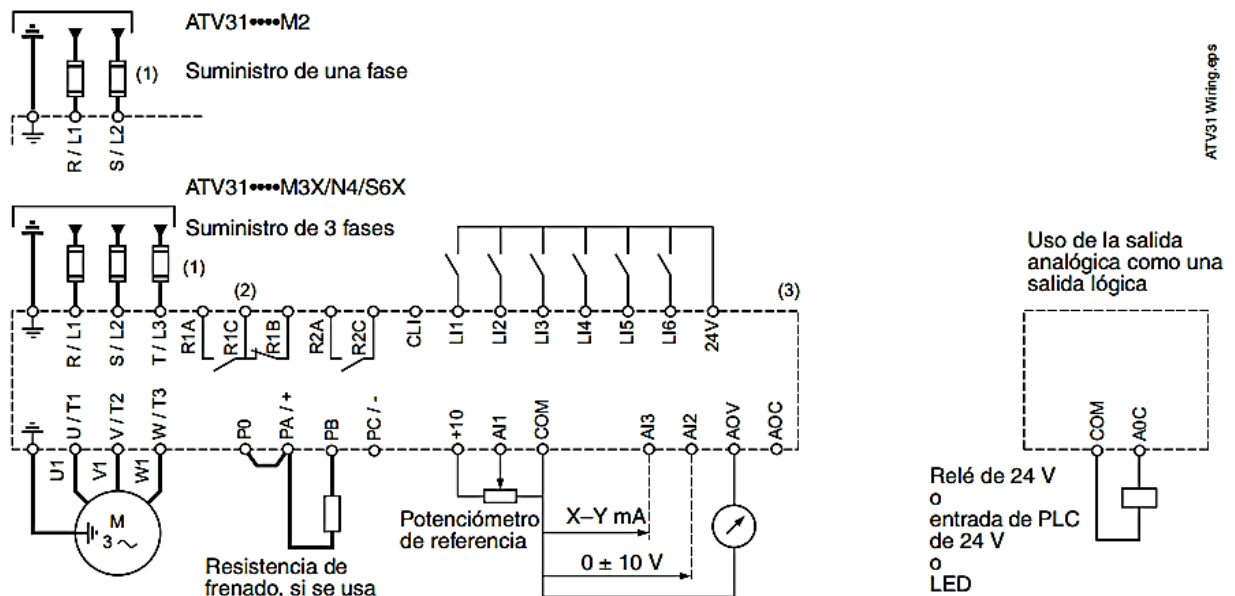


Figura A2.1 Diagrama de alambrado del variador ALTIVAR 31

drC- Menú de control del variador

Código	Asignación	Gama de ajustes	Ajuste de fábrica
bFr	Frecuencia del motor Este parámetro modifica los valores preseleccionados de los siguientes parámetros: HSP (página 76), Ftd (página 78), FrS (página 31) y tFr (página 81)	50 ó 60 Hz	50 Hz
Un5	Tensión nominal del motor indicada en la placa de datos	Según el valor nominal del variador	Según el valor nominal del variador
Fr5	Frecuencia nominal del motor indicada en la placa de datos. El ajuste de fábrica es 50 Hz, o 60 Hz si bFr está configurado en 60 Hz.	10 a 500 Hz	50 Hz
nCr	Corriente nominal del motor indicada en la placa de datos	0,25 a 1,5 In ^[1]	Según el valor nominal del variador
n5P	Velocidad nominal del motor indicada en la placa de datos. 0 a 9999 rpm, luego 10.00 a 32.76 krpm. Si la velocidad nominal no figura en la placa de datos, consulte el <i>Manual de programación de los variadores de velocidad ATV31</i> .	0 a 32760 rpm	Según el valor nominal del variador
C05	Factor de potencia del motor indicado en la placa de datos	0,5 a 1	Según el valor nominal del variador

^[1] In es la corriente nominal del variador de velocidad que se indica en su placa de datos.

Tabla A2.1 Parámetros de configuración del variador de frecuencia

I-O- Menú de asignación de E/S

Código	Asignación	Ajuste de fábrica
tCC	<p>Configuración del control del bloque de terminales:</p> <p>2C : control de 2 hilos</p> <p>3C : control de 3 hilos</p> <p>LDC : Control local</p> <p>Control de 2 hilos (contacto sostenido): El estado de la entrada (abierto o cerrado) controla la marcha y el paro.</p> <p>Control de 3 hilos (contacto momentáneo): Se necesita pulsar marcha adelante o marcha atrás para controlar el arranque. Una pulsación de paro es suficiente para controlar el paro. Consulte el <i>Manual de programación de los variadores de velocidad ATV31</i> para obtener más información.</p> <p>En los variadores de velocidad ATV31*****A, la reconfiguración de tCC en 2C vuelve a asignar las entradas LI1 (marcha adelante) y LI2 (marcha atrás). Aunque esta acción inactiva el botón RUN del variador, el potenciómetro todavía proporcionará la referencia de velocidad. El potenciómetro puede ser desactivado y la referencia de velocidad ser asignada a la entrada analógica AI1 configurando el parámetro Fr1 en AI1 a través del menú CTL-. Consulte el <i>Manual de programación de los variadores ATV31</i> para obtener más información.</p> <p><i>Nota: Para cambiar la asignación de tCC, pulse la tecla ENT durante 2 segundos. Esta acción regresa a sus ajustes de fábrica rS, tCt y todas las funciones que afectan las entradas lógicas.</i></p>	<p>2C</p> <p>ATV31*****A:</p> <p>LOC</p>
tCE	<p>Tipo de control de 2 hilos (este parámetro se puede acceder sólo si tCC está ajustado en 2C)</p> <p>LEL : Si el valor de la entrada de marcha adelante o marcha atrás es alto cuando está energizado el variador, éste arrancará el motor. Si las dos entradas tienen un valor alto durante la energización, el variador girará hacia adelante.</p> <p>trn : La entrada de marcha adelante o marcha atrás debe contener una transición de bajo a alto antes de que el variador arranque el motor. Por lo tanto, si el valor de la entrada de marcha adelante o marcha atrás es alto cuando está energizado el variador, la entrada deberá pasar por un ciclo antes de que el variador arranque el motor.</p> <p>PFD : Igual que LEL, pero la entrada de marcha adelante tiene prioridad sobre la entrada de marcha atrás. Si se activa la marcha adelante mientras el variador está funcionando en marcha atrás, el variador girará hacia adelante.</p>	<p>trn</p>

Tabla A2.2: Configuración de entradas/salidas del variador ALTIVAR 31

ANEXO 3 DATOS TÉCNICOS DSP30F4011

- Controlador digital de señales de 16 bits
- Memoria de programa flash de 48 kB
- RAM de 2048 Bytes
- EEPROM de datos de 1024 Bytes
- Velocidad de la CPU hasta 30 MIPS
- Oscilador externo: DC hasta 40 MHz
- 30 fuentes de interrupciones (3 externas)
- ADC de 10 bits, 1 Msps y 9 canales
- Funciones DSP de un solo ciclo
- Desplazamiento de ± 16 bits de un solo ciclo
- Modos de direccionamiento de módulo y bit-inverso
- 2 acumuladores de 40 bits con lógica de saturación opcional
- Multiplicador de enteros y fraccionarios por hardware de 17bits x 17bits y un solo ciclo de instrucciones
- 6 canales PWM para el control de motores
- Codificador en cuadratura
- 5 timers de 16 bits (Se pueden aparejar para formar de 32 bits)
- 2 UART's
- Puertos SPI, I²C, y CAN.
- Voltaje de operación 2.5 V a 5.5 V
- Bajo consumo de potencia
- Reset Brown-Out programable
- Power-on Reset, Power-up Timer y Oscillator Start-up Timer
- Flexible Watchdog Timer (WDT)
- Soporta 10,000 ciclos de borrado/escritura en memoria flash para el rango de temperatura industrial
- Soporta 100,000 ciclos de borrado/escritura en memoria EEPROM para el rango de temperatura industrial
- Protección de código y datos programable
- Encapsulado DIP de 40 pines

40-Pin PDIP

	0		40	AVdd
MCLR	1		39	AVss
EMUD3/AN0/VREF+/CN2/RB0	2		38	PWM1L/RE0
EMUC3/AN1/VREF-/CN3/RB1	3		37	PWM1H/RE1
AN2/SS1/CN4/RB2	4		36	PWM2L/RE2
AN3/INDX/CN5/RB3	5		35	PWM2H/RE3
AN4/QEA/CN7/CN6/RB4	6		34	PWM3L/RE4
AN5/QEBA/CN8/CN7/RB5	7		33	PWM3H/RE5
AN6/OCFA/RB6	8		32	Vdd
AN7/RB7	9		31	Vss
AN8/RB8	10		30	C1RX/RF0
Vdd	11		29	C1TX/RF1
Vss	12		28	U2RX/CN17/RF4
OSC1/CLKI	13		27	U2TX/CN18/RF5
OSC2/CLKO/RC15	14		26	PGC/EMUC/U1RX/SDI1/SDA/RF2
EMUD1/SOSCO/T2CK/U1ATX/CN1/RC13	15		25	PGD/EMUD/U1TX/SDO1/SCL/RF3
EMUC1/SOSCO/T1CK/U1ARX/CN0/RC14	16		24	SCK1/RF6
FLTA/INT0/RE8	17		23	EMUC2/OC1/IC1/INT1/RD0
EMUD2/OC2/IC2/INT2/RD1	18		22	OC3/RD2
OC4/RD3	19		21	Vdd
Vss	20			

Figura A3.1: DSPIC30f4011

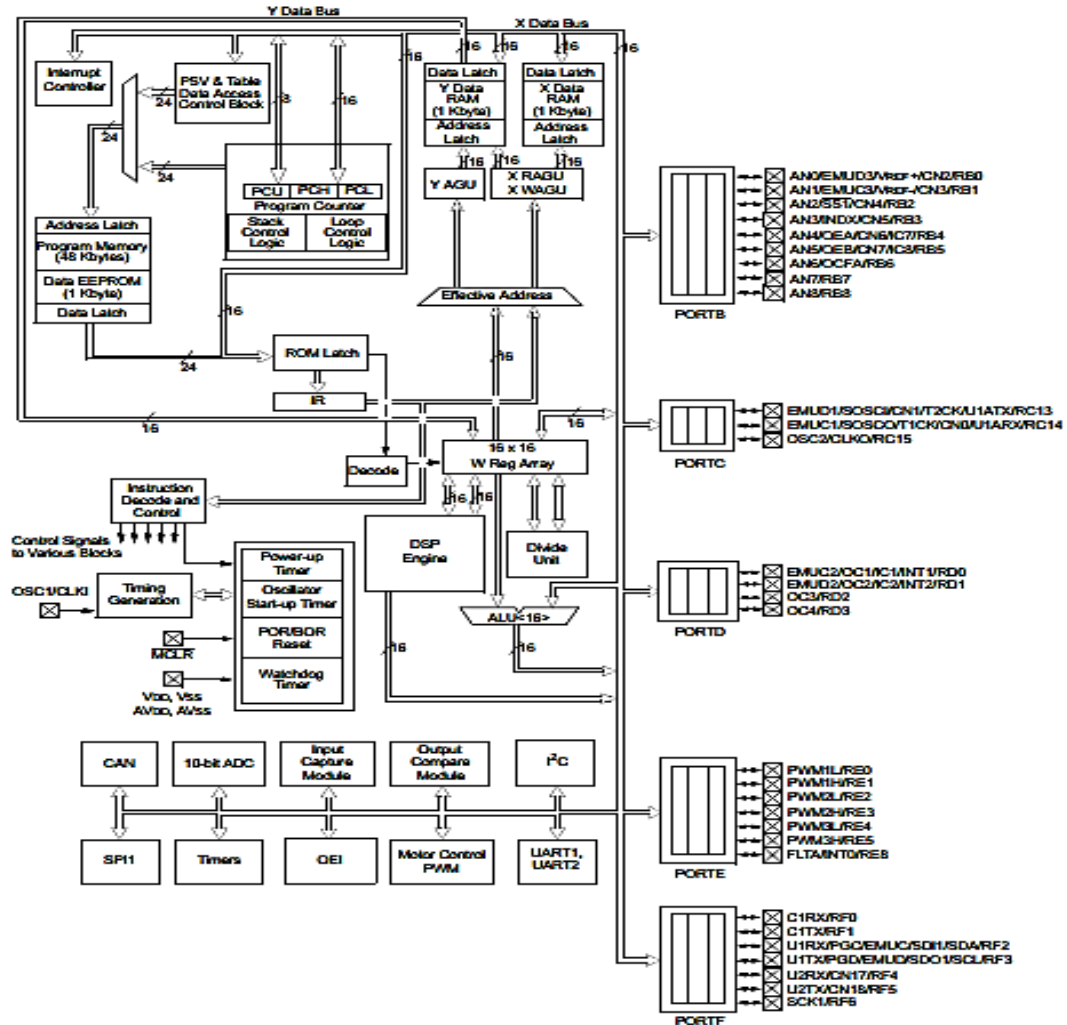


Figura A3.2 Diagrama de bloques DSPIC30f4011

ANEXO 4 TEORÍA DE WAVELET

En el análisis de señales existe un gran número de herramientas que se han desarrollado con el paso de los años, entre las que destaca, la Transformada de Fourier, la que se ha hecho un nombre reconocido gracias a su capacidad de entregar una representación del contenido de frecuencias que posee una determinada señal. Sin embargo, hace no más de 20 años, se han desarrollado nuevas herramientas, que permiten realizar un análisis de las señales desde otra perspectiva, surgieron principalmente ante la necesidad de poder analizar señales que no se comportan en forma estacionaria, o que presentan cambios bruscos en intervalos muy cortos. Entre estas nuevas herramientas se encuentra la teoría de Wavelet. Estas señales provienen de diferentes áreas de investigación, tales como medicina, sismología, geología, electrónica, desarrollo militar, entre otras. (38)

ANÁLISIS DE FOURIER

Las transformaciones matemáticas son aplicadas a las señales para obtener de ellas más información que aquella que se puede extraer de la señal pura. Entre un gran número de transformaciones existentes, sin lugar a dudas la más conocida es la Transformada de Fourier. Esta transformación permite descomponer una señal en sus componentes sinusoidales de diferentes frecuencias, en otras palabras, es una técnica matemática para transformar una señal desde la base de tiempo a la base de la frecuencia.

La transformada de Fourier representa una herramienta útil para extraer la información contenida en una señal en el dominio de la frecuencia. Sin embargo, se ha demostrado que no sirve para la localización de eventos en el dominio del tiempo y la frecuencia simultáneamente. En este sentido, la transformada de Wavelet se muestra como un tratamiento matemático mucho más adecuado a la hora de extraer información de señales con pocos componentes de frecuencia fundamentales.

TRANSFORMADA WAVELET

El análisis Wavelet representa el paso lógico siguiente a la transformada de Fourier: una técnica mediante ventanas con regiones de tamaño variable. El análisis Wavelet permite el uso de intervalos grandes de tiempo en aquellos segmentos en los que se requiere mayor precisión en baja frecuencia, y regiones más pequeñas donde se requiere información en alta frecuencia.

Una forma sencilla de comprender el modo de operación de esta transformada es pensar que la señal en base de tiempo es pasada por varios filtros pasa-bajas y pasa-altas, los cuales permiten separar las porciones de la señal de alta frecuencia de aquellas de baja frecuencia. Este procedimiento se repite cada vez sobre algunas porciones de la señal correspondientes a aquellas frecuencias que han sido removidas de la señal original. Para clarificar más la forma en que opera esta Transformada, se considera el siguiente ejemplo: Supóngase que se tiene una señal que posee frecuencias hasta 1000[Hz]. En la primera etapa se divide la señal en 2 partes, pasándola por un filtro pasa-altas y uno pasa-bajas. De este modo, se obtienen 2 diferentes versiones de la señal original: parte de la señal que corresponde al rango 0-500[Hz] y la otra en el rango 500-1000[Hz]. Posteriormente, se toma una de estas partes (o ambas) y se repite el proceso. Suponiendo que se hace nuevamente este proceso con la parte de baja frecuencia de la señal, y que en dicho resultado el proceso se vuelve a repetir en la parte de baja frecuencia, se tienen 4 partes de la señal original: 0-125[Hz], 125-250[Hz], 250-500[Hz] y 500-1000[Hz]. Se puede continuar con este procedimiento hasta que se haya descompuesto la señal en un determinado número de niveles. De este modo, se tienen un grupo de señales que representan a la misma señal, pero todas ellas corresponden a diferentes bandas de frecuencias. Dado que se sabe a qué rango de frecuencias corresponde cada una de estas señales, es posible agruparlas y hacer un gráfico en 3 dimensiones, teniendo el tiempo en un eje, la frecuencia en otro y la amplitud en el tercero. De este modo, se posible observar qué frecuencias ocurren a qué tiempo (38). Este mismo grupo de señales puede servir para regenerar la señal original, puesto que básicamente se trata de una descomposición en una base ortogonal, al igual que otras transformaciones matemáticas conocidas. Esto implica que la Transformada Wavelet tiene la propiedad de invertibilidad. Un ejemplo ilustrativo es el que se muestra en la

figura A4.1, donde se observa una señal no estacionaria de frecuencias diferentes en distintos instantes de tiempo.

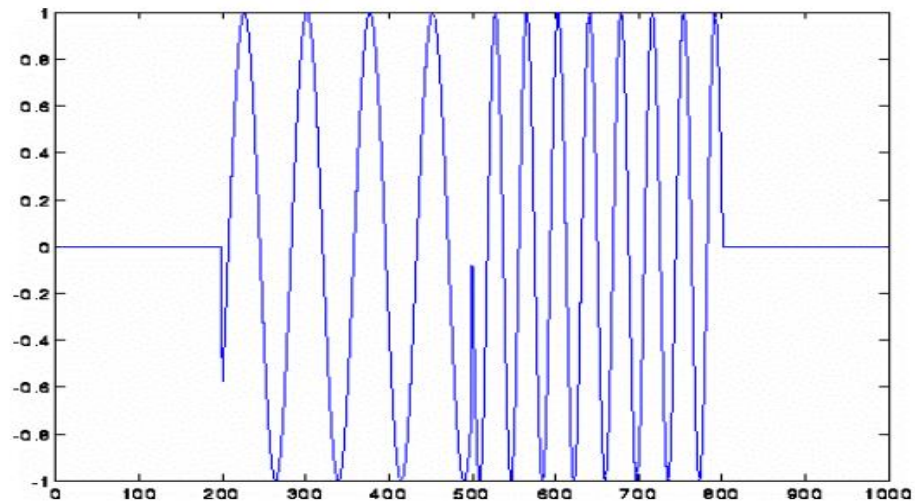


Figura A4.1: Señal no estacionaria de frecuencia variable (39)

En la siguiente figura A4.2 se muestra la señal obtenida de la figura A4.1. (38)

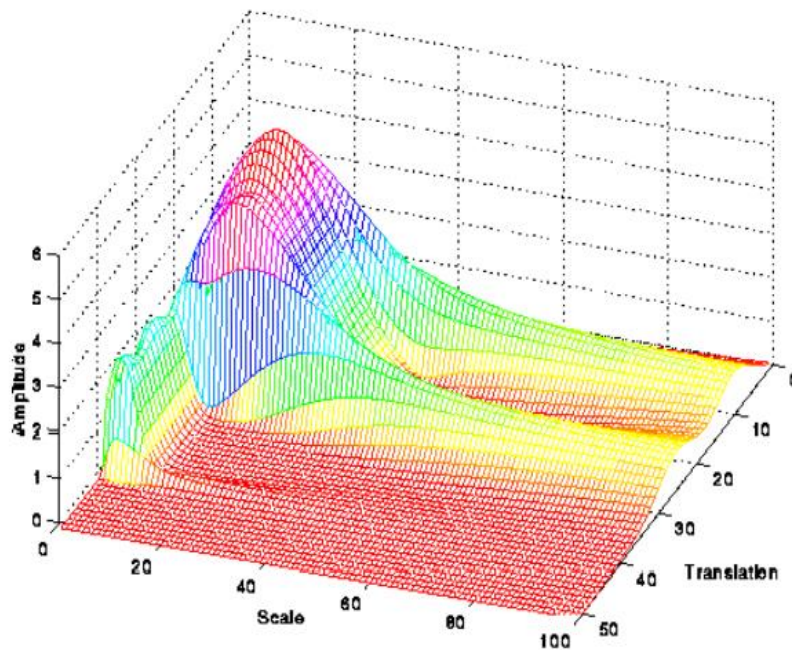


Figura A4.2: Transformada Wavelet continua de la señal de la figura A4.1 (38)

En la figura A4.2 se observa que el eje de frecuencias está rotulado como scale, que puede interpretarse como el inverso de la frecuencia. El eje translation representa el eje de tiempo. De este modo, el peak pequeño de la figura A4.2 corresponde a componentes de alta frecuencia de la señal, mientras que el peak más grande

corresponde a frecuencias menores, las cuales aparecen antes que las altas frecuencias en el tiempo en la señal original (ver figura A4.1). El parámetro scale usado en el análisis Wavelet es similar a la escala usada en la confección de mapas. Como en el caso de los mapas, las escalas grandes corresponden a vistas globales (no detalladas) mientras que escalas más pequeñas corresponden a vistas más detalladas. Similarmente, en términos de frecuencia, las bajas frecuencias (altas escalas) corresponden a la información global de una señal (es decir, lo que generalmente marca la tendencia de la señal), mientras que las altas frecuencias (bajas escalas) corresponden a información detallada de patrones ocultos de la señal (los que usualmente tienen una duración reducida de tiempo).

CÁLCULO DE LA TRANSFORMADA DE WAVELET

En este punto se presenta en forma cualitativa un método sencillo para obtener la Transformada Wavelet de una determinada señal. Antes de describir los pasos a seguir, debe elegirse una función Wavelet, la que será la Wavelet madre y servirá como prototipo para todas las ventanas que se emplean en el proceso. Existe una importante cantidad de familias de funciones Wavelets que han probado ser especialmente útiles; entre ellas destacan la Haar, Daubechies, Biortogonal, Coiflets, Symlets, Morlet, Sombrero mexicano y Meyer, entre otras. Los pasos a seguir para determinar la Transformada Wavelet de una señal son:

1. Se comienza con un determinado valor de s (escala), por ejemplo 1, para la señal Wavelet, se ubica ésta al comienzo de la señal a analizar (en $t = 0$). Luego, se multiplican entre sí ambas señales y el resultado se integra sobre todo el espacio de tiempo. El resultado de dicha integral se multiplica por el inverso de la raíz cuadrada de s , con el objeto de normalizar la energía y de este modo obtener una función Transformada con la misma energía a cualquier escala. Este resultado es el valor de la Transformación Wavelet en tiempo cero y $s = 1$. Es importante mencionar que este resultado indica cuán correlacionada está la Wavelet con el segmento de la señal original. Lógicamente, el resultado dependerá de la elección de la función Wavelet. Este paso queda representado en la figura A4.3

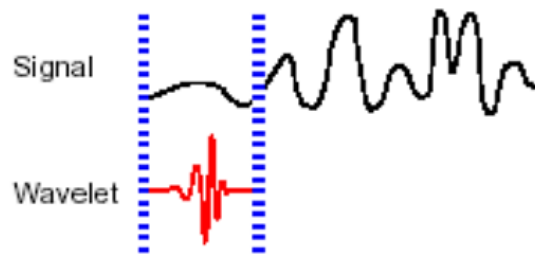


Figura A4.3 Paso 1 para la obtención de la Transformada Wavelet (38).

2. La función Wavelet (en la misma escala, por ejemplo, $s=1$) se traslada en tiempo (hacia la derecha) en τ , y se vuelve a realizar el procedimiento descrito en el paso 1. Se debe repetir esto hasta llegar al final de la señal a analizar. Este paso queda ilustrado en la figura A4.4

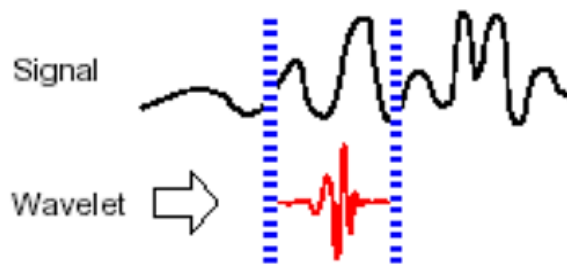


Figura A4.4 Paso 2 para la obtención de la transformada de Wavelet (38)

3. Se varía el valor de s (escala) y se vuelven a realizar los pasos 1 y 2 hasta haber barrido todo el rango de frecuencias que se desea analizar. Nótese que, dado que se trata de una Transformación continua, tanto el corrimiento en tiempo como la variación de escala debiesen realizarse en forma continua. Sin embargo, si es necesario obtener la Transformada Wavelet por medios computacionales la condición anterior se reduce a considerar un paso suficientemente pequeño. Cada cálculo para un determinado valor de s llena la correspondiente fila de datos del plano tiempo-escala. Cuando se haya completado el cálculo para todos los valores de s , se habrá obtenido la Transformada Wavelet continua de la señal.

ANEXO 5 CÓDIGO FUENTE ALGORITMO DE HAAR EN MATLAB

```
clc;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Datos del maquinado sin usar señal de restauración %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

aux=falla(0001:15000);
Y=aux;
valor=0;
yf=0;
den_f=0;
D_espf=0;

Long_vec_f=length(Y);

nf=1;
cf=1;
jf=1;
bf=1;
while Long_vec_f>1

    for i=1:2:Long_vec_f
        sf(nf)=((Y(i)+Y(i+1)))/2);
        hf(nf)=((Y(i)-Y(i+1)))/2);
        ax(nf)=hf(nf);
        nf=nf+1;
    end

    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Cálculo de la densidad espectral %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

    Lon_f=length(sf);

    for k=1:1:Lon_f
        esp_af(jf)=(sf(k)*sf(k));
        esp_df(jf)=(hf(k)*hf(k));
        den_f=den_f+esp_df(jf);
        %x(jf)=esp_df(jf);
        jf=jf+1;
    end

    end

    sprintf('La densidad del nivel %d', cf);
    D_esp_f=sqrt(den_f/Lon_f);
    Esp_f(bf)=D_esp_f;

    bf=bf+1;
    cf=cf+1;
    Y=sf;
    yf=hf;
```



```

%%%%%%%% Inicializar Variables%%%%%%%%

den_f=0;
D_esp_f=0;
esp_af=0;
esp_df=0;
sf=0;
hf=0;
nf=1;
jf=1;
Long_vec_f=length(Y);
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%% Datos de maquinado implementando señal de restauración%%%%%%%%

aux2=sfalla(0001:15000);
X=aux2;

y=0;
den=0;
D_esp=0;

Long_vec=length(X);

n=1;
c=1;
j=1;
b=1;
while Long_vec>1

    for i=1:2:Long_vec
        s(n)=((X(i)+X(i+1)))/2);
        h(n)=((X(i)-X(i+1)))/2);
        ax1(n)=h(n);
        n=n+1;
    end

    %%%%%%%%% Cálculo de la densidad espectral %%%%%%%%%

    Lon=length(s);

    for k=1:1:Lon
        esp_a(j)=(s(k)*s(k));
        esp_d(j)=(h(k)*h(k));
        den=den+esp_d(j);

        j=j+1;
    end

    sprintf('La densidad del nivel %d', c);
    D_esp=sqrt(den/Lon);

```

```

Esp(b)=D_esp;

b=b+1;
c=c+1;
X=s;
y=h;

%%%%%% Inicializar Variables %%%%%%%%%

den=0;
D_esp=0;
esp_a=0;
esp_d=0;
s=0;
h=0;
n=1;
j=1;
Long_vec=length(X);
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%% Análisis de la densidad %%%%%%%%%%%%%%%

%band=0;
Larg=length(Esp);
band=0;

for l=1:Larg
    res(l)=Esp(l)-Esp_f(l);
    r(l)=abs(res(l));
    if r(l)>valor
        valor=r(l);
        dif=valor;
        band=l;
    else
        dif=r(l);
    end
end
end
sprintf('La banda con mayor diferencia de densidad espectral es %d',band)
sprintf('con valor %f',valor)

```

ANEXO 6 CONVERSIÓN D/A Y A/D

SEÑALES ANALÓGICAS

Son variables eléctricas que evolucionan en el tiempo en forma análoga a alguna variable física. Estas variables pueden presentarse en la forma de una corriente, una tensión o una carga eléctrica. Varían en forma continua entre un límite inferior y un límite superior. Cuando estos límites coinciden con los límites que admite un determinado dispositivo, se dice que la señal está normalizada. La ventaja de trabajar con señales normalizadas es que se aprovecha mejor la relación señal/ruido del dispositivo (39).

SEÑALES DIGITALES

Son variables eléctricas con dos niveles bien diferenciados que se alternan en el tiempo transmitiendo información según un código previamente acordado. Cada nivel eléctrico representa uno de dos símbolos: 0 ó 1, V o F. Los niveles específicos dependen del tipo de dispositivos utilizado (39).

Las señales digitales descritas tienen la particularidad de tener sólo dos estados y por lo tanto permiten representar, transmitir o almacenar información binaria. Para transmitir más información se requiere mayor cantidad de estados, que pueden lograrse al combinar varias señales en paralelo (simultáneas), cada una de las cuales transmite una información binaria. Si hay n señales binarias, el resultado es que pueden representarse 2^n estados. El conjunto de n señales constituye una palabra. Otra variante es enviar por una línea única, en forma secuencial, la información. Si se sabe cuándo comienza, y qué longitud tiene una palabra, se puede conocer su estado. El hecho de que una señal digital pueda tener 2^n estados, no nos dice nada respecto a qué significa o cómo se interpreta cada estado. Como veremos a continuación, esta interpretación depende, realmente, del código utilizado.

CONVERSIÓN DIGITAL / ANALÓGICA (D/A)

Partimos de una señal digital $D = d_n d_{n-1} \dots d_1$ en paralelo que responde a la codificación binaria natural y una referencia X_{ref} (podría ser una tensión o una corriente) pretendemos obtener una señal analógica x que varíe de a saltos iguales a $X_{ref}/2^n$ entre 0 y $(2^n - 1) X_{ref}/2^n = X_{ref} (1 - 2^{-n})$, como se muestra en la figura A6.1.

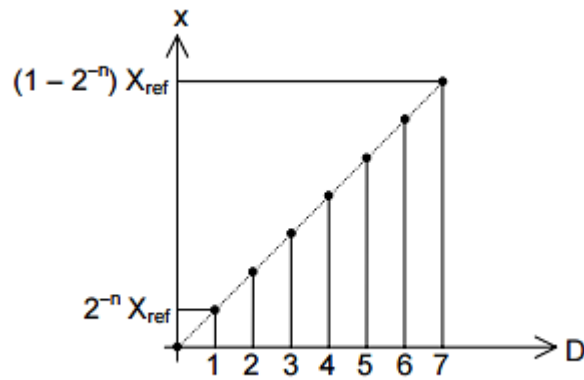


Figura A6.1 Relación entre la entrada digital D y la salida analógica x De un convertidor digital analógico. En este ejemplo n=3 (39)

La estructura genérica de este tipo de conversores es la que se ha indicado en la figura A6.2.

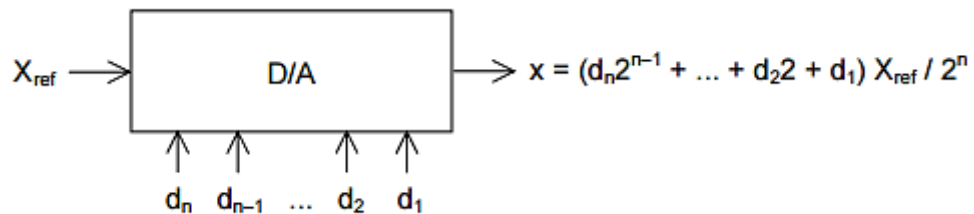


Figura A6.2 Estructura de un convertidor digital-analógico.

X_{ref} es la referencia $d_n \dots d_1$ la entrada digital y x la respuesta analógica. (39)

MÉTODO DE LA RED ESCALERA R-2R

Una red resistiva como la indicada en la figura 5 tiene la particularidad de que cualquiera sea el número de secciones la resistencia vista (excepto al final) es R. Este circuito puede usarse como se muestra en la figura 6 para obtener un convertidor digital analógico muy eficiente.

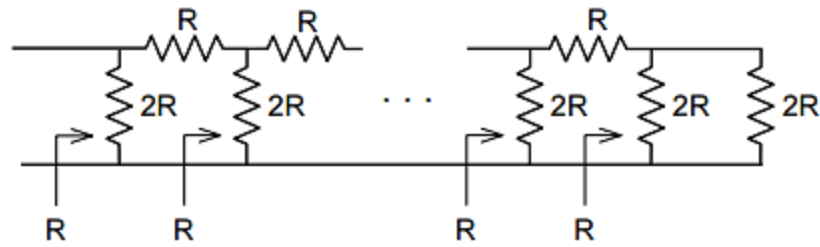


Figura A6.3 Una red R-2R. La resistencia vista es siempre R (39)

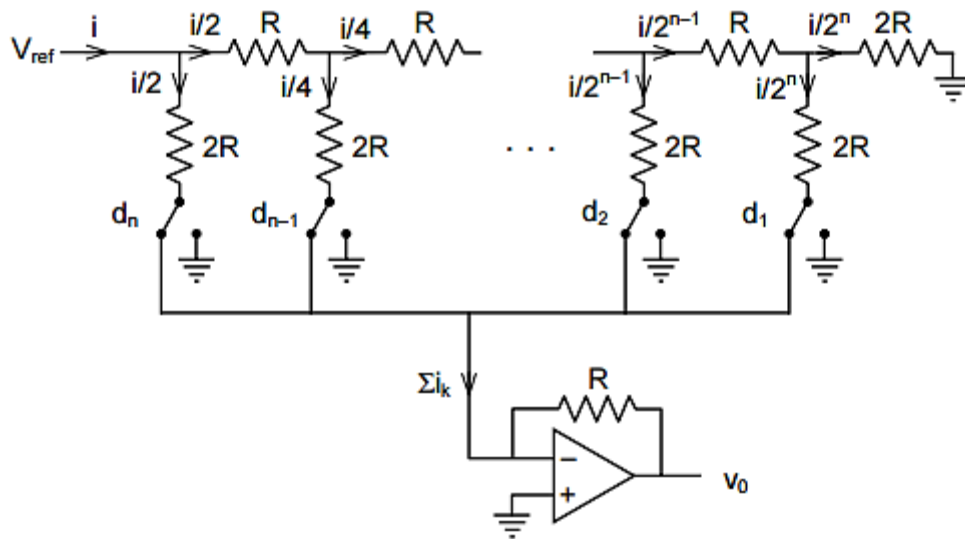


Figura A6.4: Convertidor analógico digital R-2R en modo de corriente (39).

La masa virtual en la entrada inversora del amplificador operacional garantiza que la propiedad del R-2R se cumpla. El circuito anterior actúa en modo de corriente, uno de los más utilizados. Hay otros modos de operación, como el modo de tensión, ilustrado en la figura A6.5.

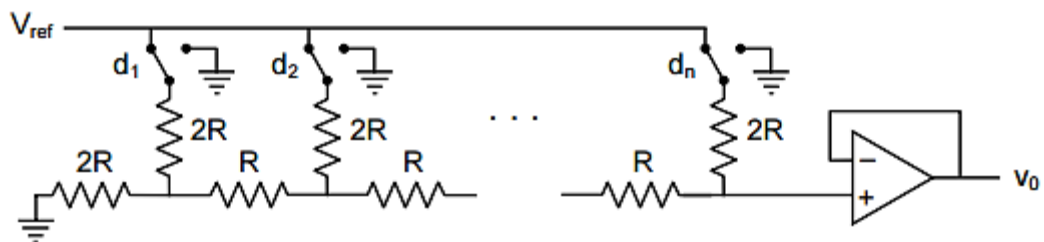


Figura A6.5: Convertidor digital-analógico R2-R en modo de tensión (39)