

Estudio de la rigidez para la predicción de la precisión de las máquinas-herramientas



Francisco Javier Campa-Gómez*
 Naiara Ortega-Rodríguez*
 Federico Iván Compeán-Revuelta**
 David Olvera-Trejo*
 Asier Fernández-Valdivielso*
 Unai Alonso-Pinillos*

Dr. Ingeniero Industrial
 Dr. Ingeniero Industrial
 Ingeniero Industrial
 Ingeniero Industrial
 Ingeniero Industrial
 Ingeniero Industrial

* ETSI BILBAO, Dpto. Ingeniería mecánica, Alda. Urquijo, s/n. - 48013 BILBAO.
 Tfno: +34 946 014036. naiara.ortega@ehu.es; david_olvera@ehu.es; asier.fernandezv@ehu.es;
 fran.campa@ehu.es; unaisarriko@hotmail.com

** Tecnológico de Monterrey. Eugenio Garza Sada 2501 - 64849 Monterrey, NL(México).
 Tfno: +52 81 83582000. ficompean001@ikasle.ehu.es

Recibido: 28/05/2010 • Aceptado: 19/07/2010

Study of the stiffness for predicting the accuracy of machine tools

ABSTRACT

• Machining processes are frequently faced with the challenge of achieving more and more precision and surface qualities. These requirements are usually attained taking into account some process variables, including the cutting parameters and the use or not of refrigerant, leaving aside the mechanical aspects associated with the influence of machine tool itself. There are many sources of error linked with machine-workpiece interaction, but, in general, we can summarize them in to two types of error: quasi-static and dynamic. This paper shows the influence of quasi-static error caused by low machine rigidity on the accuracy applied on two very different processes: turning and grinding. For the study of the static stiffness of these two machines, two different methods are proposed, both of them equally valid. The first one is based on separated parameters and the second one on finite elements.

• **Keywords:** turning, grinding, precision, stiffness, FEM, lumped parameters.

RESUMEN

Los procesos de fabricación de arranque de viruta se encuentran muy frecuentemente ante el reto de alcanzar precisiones y calidades superficiales cada vez mayores. Estos requisitos se consiguen normalmente atendiendo a las variables del proceso, entendiendo éstas como los parámetros de corte y el empleo o no de refrigerantes, dejando a un lado la componente mecánica asociada a la influencia de la propia máquina-herramienta.

Son muchas las fuentes de error asociadas a la interacción máquina-pieza, pero, en general, se puede hacer referencia a dos tipos de error: cuasiestáticos y dinámicos. En este trabajo se muestra la importancia que tiene el error *cuasiestático* asociado a la rigidez de la máquina sobre la precisión de dos procesos muy diferentes: el torneado y el rectificado.

Para llevar a cabo el estudio de la rigidez estática de ambas máquinas, se proponen dos métodos diferentes, pero igualmente válidos. El primero de ellos se basa en parámetros distribuidos y el segundo en el empleo de elementos finitos.

Palabras clave: torneado, rectificado, precisión, rigidez, MEF, parámetros concentrados.

1. INTRODUCCIÓN

La *Sociedad Europea de Ingeniería de Precisión y Nanotecnología* (Euspen) constituye una influyente red que articula y pone en contacto a empresarios, investigadores y demás organizaciones pertenecientes a 30 países repartidos por todo el mundo. Establecida en el Reino Unido en 1999, se trata de una plataforma internacional cuyo objetivo es fomentar la colaboración entre empresas e institutos de investigación para promover diferentes desarrollos tecnológicos.

Euspen Challenge 2010 es un certamen organizado por la *Sociedad Europea para la Ingeniería de Precisión y Nanotecnología* (Euspen) y las principales empresas del sector para identificar a los mejores estudiantes de Europa en Ingeniería de Precisión y Nanotecnología, al considerar que son los talentos llamados a ser los futuros líderes

europeos en este ámbito. Para formar parte del grupo europeo seleccionado entre países como Alemania, Francia, Reino Unido, Bélgica, Suiza y Dinamarca, los estudiantes españoles han presentado trabajos relacionados con métodos experimentales o teóricos para evaluar la cadena de rigidez de un mecanismo complejo.

La elección de una máquina-herramienta como mecanismo complejo a estudiar no es casual. Las investigaciones dentro del ámbito de los procesos de fabricación han focalizado históricamente su atención sobre el proceso, como pueden ser el estudio de mecanismos de formación de la viruta, mecanismos de desgaste, caracterización de las superficies mecanizadas, desarrollo de procesos híbridos, etc. siempre dirigido a mejora de la calidad de las piezas obtenidas y la reducción de tiempos. Sin embargo, la optimización del proceso tiene un límite físico que se materializa en la propia máquina y en su diseño. El usuario de la máquina se está enfrentando con mayor frecuencia a esta limitación por la necesidad de mecanizar piezas cada vez más pequeñas, por requerir calidades superficiales mejoradas, estrechas tolerancias o incremento de las velocidades de los accionamientos para reducir tiempos de mecanizado.

Existen pocos estudios de investigación publicados sobre la precisión de máquinas-herramienta por deferencia a sus fabricantes. Los trabajos presentados en este artículo dan idea de la notable importancia de llevar a cabo un estudio de estas características cuando se adquiere una máquina nueva con el fin de conocer las limitaciones de la misma sobre el proceso.

Este tipo de estudio permite, por otro lado, obtener conocimiento sobre consideraciones relacionadas con el diseño de la máquina que pueden ser muy útiles para el propio fabricante, como conocer cuál es el elemento limitante en rigidez y su dirección más desfavorable, su relación con los errores introducidos en las piezas mecanizadas o estudiar posibles estructuras y materiales que den lugar a una máquina ligera y con elevada rigidez. El conocimiento de estos datos permite introducir cambios en el diseño o compensar posibles errores mediante control adaptativo.

En este trabajo se presentan dos metodologías para la evaluación de la rigidez de dos máquinas-herramienta de estructura y aplicación bien diferenciada, como lo son un torno fresador de control numérico y una rectificadora de precisión de alta velocidad. Las metodologías de estudio propuestas son diferentes y están acordes a la precisión que cada una de las

máquinas presenta. Estas metodologías se basan en el cálculo de la rigidez mediante parámetros concentrados y mediante elementos finitos. Ambas proporcionan resultados válidos de rigidez si bien su complejidad, coste computacional y el tipo de datos que se puede obtener de ellos además de la rigidez es diferente y, sobre estas cuestiones, se decide el empleo de uno u otro.

2. FUENTES DE ERROR EN UNA MÁQUINA HERRAMIENTA

El sector de la máquina-herramienta ha tenido una gran evolución en los últimos 50 años en términos de precisión, para lo cual se ha valido del desarrollo experimentado por otras tecnologías, como las tecnologías de la información, microprocesadores, ópticas, etc. La Figura 1 contempla la evolución de la precisión de mecanizado, que no de posicionamiento, que permiten las diferentes tecnologías de fabricación. Si bien algunas de las cotas que se muestran son algo optimistas, 1 micra para una máquina convencional hoy día quizá sea decir demasiado, constata el desarrollo del sector en este sentido.

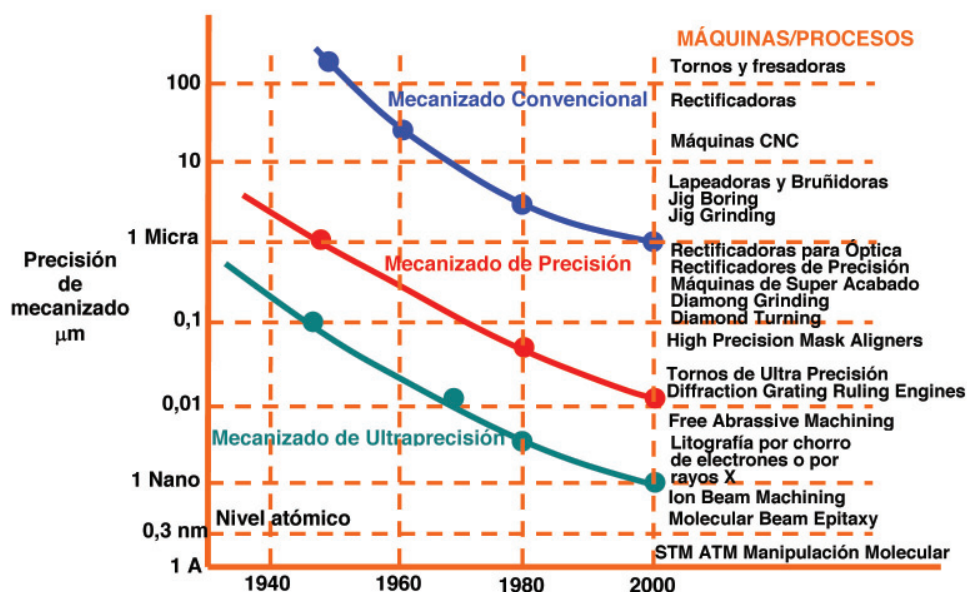


Figura 1: Desarrollo de la precisión del mecanizado en los últimos 60 años, según Corbett et al. [1].

Hablar de precisión es hablar de la gestión de la incertidumbre, en el sentido general de la palabra. Son numerosos los errores que afectan a la precisión de una máquina-herramienta, y el diseñador y fabricante a lo que debe aspirar es mantenerlos por debajo de los márgenes que le imponga el diseño y fabricación de la máquina [2]. En general, se puede hacer referencia a dos tipos de error:

cuasiestáticos y dinámicos. Según Slocum [3], los errores cuasiestáticos son aquellos presentes en el sistema máquina-utillaje-herramienta-pieza que ocurren a una frecuencia muy por debajo del ancho de banda de los ejes de la máquina, que son los que pueden corregirlos. Suponen hasta el 70% del total de los errores de una máquina [4]. Entre los errores estáticos se encuentran los errores geométricos, errores cinemáticos, los errores de montaje de la máquina, expansiones térmicas, errores por inestabilidad de materiales y errores en la instrumentación. Los errores geométricos y cinemáticos pueden ser incluidos a la hora de hacer un presupuesto de errores puesto que son función de la posición de la máquina [3]. Además, el usuario final de la máquina puede obtener la magnitud de dichos errores mediante los ensayos reflejados en las normas de calibración y verificación de máquinas herramienta.

Por otro lado, los errores dinámicos son aquellos que ocurren durante el funcionamiento de la máquina. Se deben al régimen de funcionamiento de la máquina, e incluyen vibraciones estructurales, errores del control, errores debidos a la fricción, errores en el husillo principal, etc. En otro orden están los errores introducidos por cargas externas durante la operación de la máquina. Suelen presentarse de forma distribuida y variable, lo que les hace difíciles de medir y contabilizar. Estos errores incluyen efectos debidos a la fuerza de la gravedad o fuerzas inerciales debidas a la aceleración de los ejes. Para tenerlos en cuenta es necesario modelizar la estructura simplificada y las aceleraciones a que se somete.

Todos estos son factores a los que han hecho frente los dos finalistas del Euspen Challenge España 2010 en sus respectivos trabajos. A continuación, se va a mostrar un resumen de las principales aportaciones de cada trabajo.

3. PRIMERA APLICACIÓN: METODOLOGÍA EXPERIMENTAL PARA LA EVALUACIÓN DE LA RIGIDEZ ESTÁTICA EN LA CADENA CINEMÁTICA DE UN TORNO FRESADOR

La mayoría de los sistemas estudiados en ingeniería son continuos, y, por tanto, poseen un número infinito de grados de libertad. El análisis del movimiento de los grados de libertad de un sistema supone la resolución de ecuaciones en derivadas parciales que, muchas veces, no poseen resolución analítica. En el caso de la metodología de parámetros concentrados, las propiedades físicas del sistema mecánico serán sustituidas por elementos mecánicos equivalentes y sencillos de analizar (masas concentradas indeformables y resortes sin masa).

La máquina analizada en este trabajo es un centro de torneado con capacidad para realizar operaciones de fresado. Se ha realizado un modelo de la estructura de la máquina en base a una cadena cinemática a partir de la cual se ha determinado la rigidez estática en la dirección más sensible

según su régimen de trabajo habitual. En la Figura 2a) se muestra el espacio de trabajo de la máquina junto con los ejes que se han tomado de referencia, Z como eje del husillo principal, X en dirección radial coincidiendo con la herramienta y el eje Y como la binormal a los anteriores.

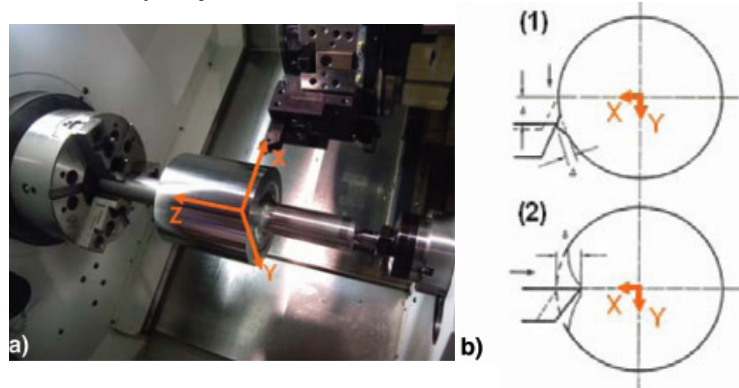


Figura 2: a) Espacio de trabajo del centro de torneado.

Ejes de la máquina. b) Error debido al movimiento relativo en una dirección sensible (1) y en una dirección no sensible (2), Hocken [5].

El procedimiento seguido ha consistido en:

- Identificar las direcciones sensibles
- Identificar la cadena cinemática de la máquina
- Determinar la rigidez estática de cada uno de sus elementos
- Determinar la rigidez de la cadena completa e identificar el elemento más flexible
- Validar en una operación de torneado

3.1. DIRECCIONES SENSIBLES

Si bien la máquina es flexible en las tres direcciones del espacio, sólo debe tenerse en cuenta la dirección en la que la falta de rigidez introduzca un error en la pieza final. En el caso de operaciones convencionales de torneado, tal y como muestra la figura 2b), la dirección más sensible es la radial (X), ya que introduce errores en el diámetro de pieza. Así pues, el análisis se ha centrado en la rigidez de la cadena cinemática en el eje X del torno, que se muestra en la figura 3a.

3.2. CADENA CINEMÁTICA

Aunque se esperaba que la parte más flexible de la cadena fuera la herramienta o la pieza por sus respectivos voladizos, resultados sobre trabajos previos en la materia [6], indican que no siempre es el caso. En el torno existen dos cadenas cinemáticas con influencia directa en el error en la pieza, de la pieza a la bancada y de la herramienta a la bancada.

La primera es la cadena que va desde la pieza hasta la bancada a través del plato de garras, Figura 3a:

Sistema de amarre (K_{gc}): Puesto que el sistema de amarre no es infinitamente rígido, constituye un elemento a analizar ya que introduce un error de posición angular de la pieza. Este sistema se compone de punto y plato de garras.

Pieza (K_{wp}): La rigidez estática de la pieza también contribuye al error radial.

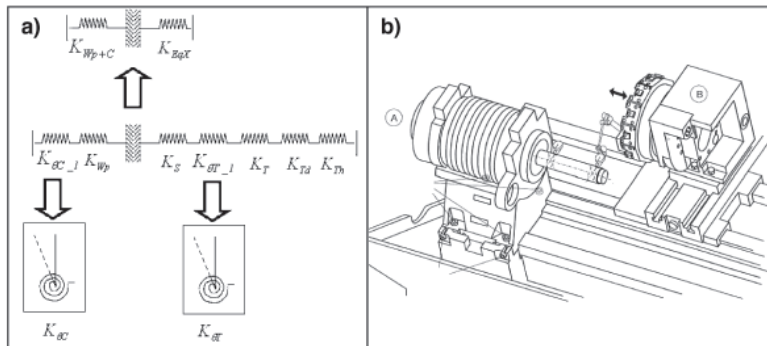


Figura 3: a) Cadena cinemática. b) Diagrama de la máquina.

La segunda es la cadena del eje X máquina que va desde la punta de la herramienta hasta la bancada: herramienta, porta herramientas, cambiador de herramientas, torreta y carro del eje X. Ambas cadenas se muestran en una sola en el diagrama general de la máquina de la Figura 3:

Herramienta y Porta herramientas (K_{Th}): El desplazamiento en la punta de la herramienta y en la porta se debe a las fuerzas de corte que soporta durante el mecanizado.

Cambiador de herramientas (K_{Td} , $K_{\theta Td}$): El cambiador rotativo introduce un desplazamiento lineal y angular que afecta a la dirección X. $K_{\theta Td}$ es la rigidez torsional cuya rigidez lineal equivalente se computa en K_{Td} .

Torreta del eje X (K_T , $K_{\theta T}$): Se espera que este componente sea relativamente rígido, pero su contribución debe incluirse en la cadena cinemática. $K_{\theta T}$ es la rigidez torsional de la torreta cuya rigidez lineal equivalente se obtiene como $K_{\theta T-r}$. K_T es la rigidez lineal en el eje X.

Carro del eje X (K_S): El carro móvil en el eje X puede contribuir de forma importante a la flexibilidad del sistema por el tipo de acoplamiento a la bancada, por tanto, es necesario analizar su rigidez en posición estática.

Las dos cadenas cinemáticas se pueden reducir a una equivalente considerando el sistema como una cadena de muelles en serie.

3.3. RIGIDEZ ESTÁTICA DE LOS ELEMENTOS DE LAS CADENAS

Pieza y herramienta

La flexibilidad de la pieza y la herramienta pueden calcularse teóricamente, dado que son componentes homogéneos y de geometría simple. Para la pieza, según [7], asumiendo un amarre infinitamente rígido, la flexión máxima se obtiene en función de la fuerza W aplicada, del módulo de Young E , de la distancia desde el punto aplicación de la fuerza al apoyo l y del momento de inercia respecto al eje I como:

$$\delta_{Max} = -0.0098 \frac{W^3}{E} \quad (1)$$

La rigidez radial obtenida para una probeta de diámetro 49 mm y longitud 280 mm ha resultado ser $K_{Wp}=263 \text{ N}/\mu\text{m}$.

Para el conjunto herramienta-porta se puede obtener un valor similar considerando la sección rectangular. Sin embargo, se ha realizado un sencillo cálculo MEF mediante *CosmosWorks*, ver Figura 4, asumiendo un acero AISI 1020 como material del porta. Este cálculo permite medir de forma aislada la rigidez de la herramienta, o cual es complejo de realizar experimentalmente ya que se encuentra amarrada a una estructura deformable como es la máquina. La rigidez estática en el eje X se obtiene como $K_{Th}=233,333 \text{ N}/\mu\text{m}$.

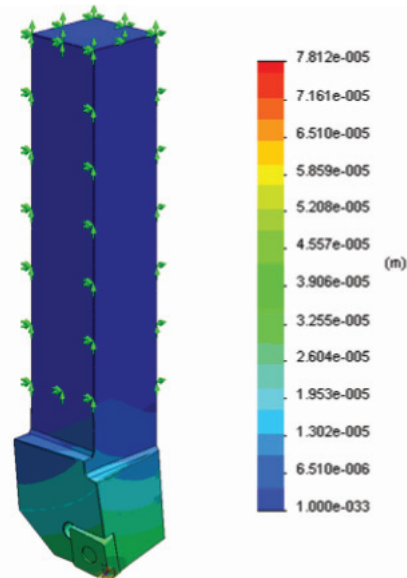


Figura 4: Modelo general MEF para obtener la flexión de la herramienta en punta. Valores de la flexión ante una fuerza tangencial convencional mecanizando acero F-114.

El resto de componentes son significativamente más difíciles de modelar debido a sus geometrías complejas, la presencia de materiales no homogéneos y el desconocimiento del comportamiento de los enlaces. Por tanto, las rigideces se han obtenido mediante ensayos experimentales.

Sistema de amarre

Se ha aplicado una fuerza puntual sobre una pieza para medir su desplazamiento. Puesto que la rigidez real de la pieza es conocida, la diferencia entre el desplazamiento teórico esperado para un amarre rígido y el desplazamiento medido proporciona la rigidez angular del sistema de amarre. La Figura 5sup muestra el dispositivo experimental utilizado. La fuerza ha sido medida mediante un dinamómetro PCE-SH y aplicada tirando con un puente grúa y una serie de eslingas. Se han realizado tres ensayos aplicando una fuerza desde 0 hasta 2,2 kN y midiendo el desplazamiento mediante un sensor inductivo de corrientes de Eddy calibrado a tal efecto. Considerando la rigidez estática teórica de la pieza, la diferencia entre el desplazamiento esperado y el medido se ha empleado para calcular el desplazamiento angular debido al amarre. La rigidez angular obtenida es $K_{\theta c}=10,995 \times 10^5 \text{ Nm/rad}$.

Torreta y carro

Un método similar se ha empleado para obtener la rigidez lineal y angular del carro y torreta del eje X. La fuerza en este caso se ha ejercido directamente sobre la torreta y los desplazamientos se han medido desde una referencia fija en la bancada del centro de torneado. Se han utilizado dos sensores inductivos para medir el desplazamiento lineal y angular, tal y como se muestra en la Figura 5inf. Se ha aplicado la fuerza con una grúa puente y una serie de eslingas utilizando la pieza como polea para redireccionar la fuerza. La componente de la fuerza en el eje X se ha calculado a través de los ángulos que forman las eslingas con dicho eje. En base a las medidas realizadas, la rigidez angular de la torreta y la rigidez lineal equivalente del conjunto torreta y carro son respectivamente: $K_{\theta T}=4,501 \times 10^7$ Nm/rad y $K_{T+S}=229,420$ N/ μ m.

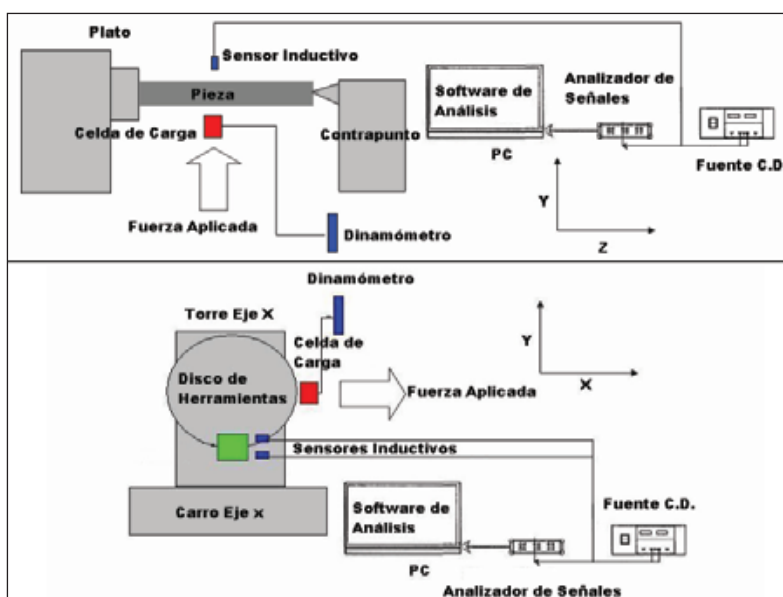


Figura 5. Sup.) Sistema para medición de rigidez en el plato de garras. Inf.) Dispositivo para medición en la torreta y carro.

Disco porta-herramientas

Se trata de un componente cuya flexibilidad resulta difícil de medir de forma aislada, de ahí que se haya medido la rigidez de todo el conjunto eje X para extraer luego la suya restando la rigidez equivalente de los elementos anteriormente medidos. Para medir la rigidez estática del eje X desde la punta de la herramienta hasta el carro, la herramienta ha sido empujada contra una pieza con voladizo mínimo cerca del plato de garras para maximizar su rigidez. La fuerza sobre la herramienta se ha medido con una mesa dinamométrica Kistler modelo 9257B sobre la que se ha montado la herramienta. El desplazamiento angular se ha medido mediante un sensor inductivo cercano a la herramienta. Con este ensayo, la rigidez equivalente total en la cadena se ha estimado en $K_{EqX}=28,374$ N/ μ m.

Todas las rigideces angulares de los elementos de la cadena deben transformarse a rigidez lineal de la siguiente manera [2]:

$$K_{\theta-l} = \frac{F}{\delta} = \frac{K_{\theta} \theta / l}{\theta l} = \frac{K_{\theta}}{l^2} \quad (2)$$

Donde $K_{\theta-l}$ representa el equivalente lineal de una rigidez angular, F la fuerza aplicada, δ es el desplazamiento lineal y θ el desplazamiento angular y l la distancia al centro.

Así pues, la rigidez estática del sistema completo se obtiene según la figura 3a como:

$$\frac{1}{K_{Total}} = \left[\frac{1}{K_{wp}} + \frac{1}{K_{\theta C-l}} \right] + \left[\frac{1}{K_{EqX}} \right] \quad (3)$$

La contribución del eje X es:

$$\frac{1}{K_{EqX}} = \left[\frac{1}{K_{T}} + \frac{1}{K_{S}} + \frac{1}{K_{T+S}} + \frac{1}{K_{\theta T-l}} \right] \quad (4)$$

Por tanto, a partir de las ecuaciones (3) y (4) se puede despejar la rigidez lineal total del disco portaherramientas como $K_{Td}=53,193$ N/ μ m y la rigidez total del sistema en la dirección X como $K_{total}=11,429$ N/ μ m.

Rigidez estática de la cadena completa

El desglose se muestra en la Tabla 1.

Descripción	Coeficiente	N/ μ m
Rigidez total del sistema en el eje X	K_{total}	11,429
Rigidez de la pieza	K_{wp}	263
Rigidez lineal equivalente del sistema de amarre	$K_{\theta C-l}$	20,641
Rigidez de la herramienta	K_{Th}	233,33
Rigidez lineal del disco portaherramientas	K_{Td}	53,193
Rigidez equivalente del conjunto torreta y carro	K_{T+S}	229,42
Rigidez lineal equivalente de la torreta	K_{T-l}	128,222

Tabla 1: Rigidez estáticas de la cadena cinemática

En base a la Tabla 1, el elemento más débil de la cadena de rigidez en el eje X de la máquina es el disco portaherramientas, con 53,193 N/ μ m. No obstante, una parte de la pérdida de rigidez también proviene de la interacción con la pieza por el sistema de amarre no perfecto. Sin embargo, esta contribución será variable siempre en función del sistema de amarre, la geometría de la pieza y el material de la misma. En el caso estudiado, su valor llega a ser inferior al del disco portaherramientas, 20,641 N/ μ m.

Validación experimental

La validación experimental de las medidas realizadas ha consistido en mecanizar una probeta de acero de diámetro 49 mm y longitud 280 mm con una profundidad de pasada de 2 mm y avance de 0,1 mm/rev y una velocidad de giro de 974 rpm. Se ha medido el error cometido en el diámetro, al mecanizar la pieza a 47 mm. Las fuerzas de corte radiales se han obtenido a partir de las medidas realizadas con una mesa dinamométrica *Kistler* y el diámetro final se ha medido con un micrómetro para obtener así el desplazamiento radial real a lo largo de la pieza. El error diametral proporciona un dato de la flexión global del sistema que, junto con la fuerza de corte, permite obtener la rigidez efectiva del sistema. Puesto que la rigidez del análisis se ha realizado en el punto de mínima rigidez, la rigidez efectiva representativa se ha obtenido en el punto de máximo error, $K_{Efectiva}=8,481$ N/ μ m, lo que supone que el error predicho con el presupuesto de errores es el 74% del total medido en pieza.

4. SEGUNDA APLICACIÓN: ANÁLISIS DE LA RIGIDEZ DE UNA RECTIFICADORA CILÍNDRICA MEDIANTE UN MODELO BASADO EN MEF

En el campo de la industria mecánica se pueden encontrar componentes que, debido a la dureza del material o a la precisión exigida, deben ser acabados mediante procesos abrasivos como el rectificado donde cualquier error puede provocar el rechazo de la pieza y, con ello, la pérdida económica asociada a todos los procesos anteriores realizados en la pieza. Los errores en este proceso tienen las siguientes causas principales:

- *errores de origen térmico*: deformaciones de pieza y máquina, quemados, cambios de fase y/o tensiones residuales.
- *errores de origen mecánico*: deformaciones de pieza, muela y, en menor medida, máquina.
- *errores de origen dinámico*: falta de precisión en las piezas y daños en máquina. En casos extremos pueden ocasionar la rotura de la muela y daños irreparables en la máquina.

Como se aprecia, la máquina está presente en todos los tipos de errores. Por ello, si se quiere obtener una precisión aceptable en este proceso se debe tener en cuenta el comportamiento estático y dinámico frente a cargas

mecánicas y térmicas [8][9]. El punto de partida y el más sencillo de calcular es la rigidez de la máquina, es decir, su comportamiento estático ante cargas constantes.

Entre los métodos posibles para el análisis de la rigidez de una máquina-herramienta, aplicado al cálculo sobre la rectificadora se han empleado elementos finitos. La elección se basa en la gran variedad de información que se puede obtener de la máquina con un mismo modelo como son los estudios de deformaciones de la máquina aplicando esfuerzos en ciertas zonas de interés, las deformaciones sufridas en la máquina bajo cargas térmicas o la obtención de los modos de vibración [10].

Un cálculo de precisión de la rigidez de la máquina requiere el desarrollo de un modelo complejo que incluya la estructura completa (sólidos) y las relaciones entre los elementos de la misma y el exterior (condiciones de contacto y contorno). Además, la rigidez varía para diferentes posiciones de máquina, por lo que se deberían realizar los cálculos en las posiciones más desfavorables. Un punto fundamental que ha motivado el estudio mediante elementos finitos es que, a futuro, estos modelos (macro) pueden estar integrados en otros modelos en escala meso(interacción muela-pieza) estudiando la influencia de la máquina sobre el resultado final de rectificado de una pieza [11]. No obstante, el elevado consumo de tiempo que supone un modelo de este tipo presenta dudas sobre la viabilidad del desarrollo de estos modelos en las fases de pre-diseño o diseño conceptual de la máquina donde son más efectivos los métodos analíticos simplificados, como el empleado en el estudio presentado en el apartado 3 del presente trabajo [12].

Los elementos finitos permiten encontrar la solución a un problema complejo que ha sido simplificado mediante un modelo. La simplificación viene dada por la discretización del sólido en pequeños elementos que se encuentran ensamblados entre sí. La unión entre los elementos tiene lugar en puntos denominados nodos cuyo comportamiento es función del tipo de elemento seleccionado. El coste computacional implicado en la resolución del problema es el límite actual para la obtención de una mayor precisión en este tipo de análisis.

La modelización de la rectificadora de alta velocidad se ha llevado a cabo empleando elementos 3D de segundo orden. En piezas con geometría sencilla se han empleado hexaedros, mientras que en otras piezas ha sido necesario introducir tetraedros que se ajustaran más a las zonas más intrincadas, tal y como se observa en la Figura 6.

Una vez establecidas las condiciones de contorno entre las diferentes partes de la máquina, se ha estudiado la rigidez de la misma bajo dos tipos de condiciones: cargas de diamantado y cargas de rectificado.

4.1. DEFORMACIÓN DURANTE EL DIAMANTADO

El diamantado de la muela es un proceso en el que se devuelve, por un lado, la capacidad de corte a los granos

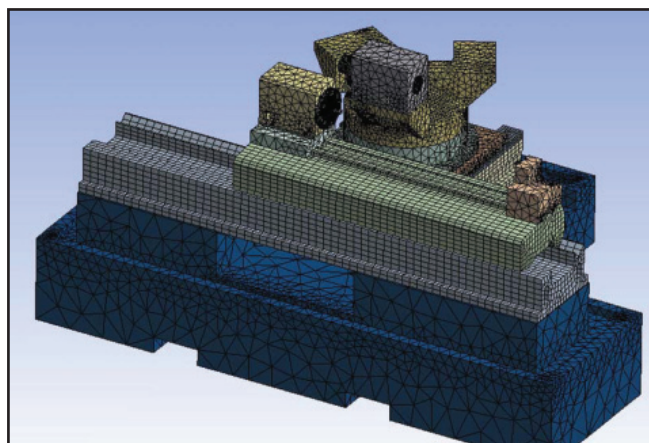


Figura 6: Modelo MEF de rectificadora cilíndrica de exteriores

abrasivos y, por otro, la forma macrogeométrica inicial de la muela. Esta regeneración se lleva a cabo empleando una herramienta fija o rotativa, comúnmente de diamante, que ataca mecánicamente a la muela. Las cargas de diamantado se han aplicado sobre el cabezal pieza que es donde se encuentra el diamante fijo en esta máquina. Se trata, por lo tanto, de una operación en la que un elemento de la máquina ejerce un importante esfuerzo sobre otro elemento de la máquina, es decir, de una situación en la que la deformación de ambos cabezales puede ser importante. Si esto sucediera, aparecería una falta de precisión en el diamantado y se generaría una geometría en la muela diferente a la programada con el consiguiente efecto negativo sobre la pieza.

El estudio se efectúa aplicando una fuerza de diamantado representativa de 50N sobre el cabezal pieza y, de igual magnitud pero sentido contrario, sobre el eje del cabezal muela con el fin de estudiar la deformación que sufre cada uno de ellos. La rigidez estática de estos elementos se obtiene mediante el cociente entre la fuerza aplicada y la máxima deformación sufrida.

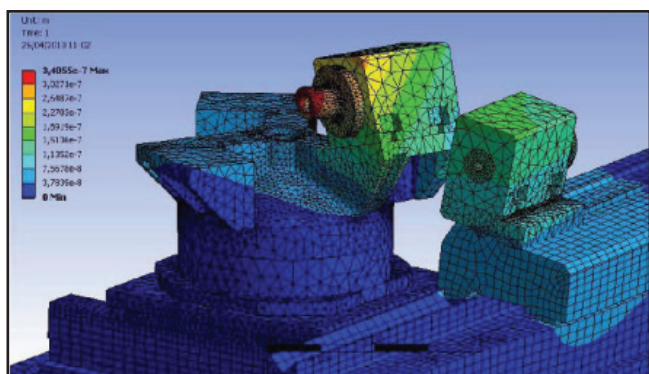


Figura 7: Deformaciones experimentadas durante el diamantado

Los resultados obtenidos en la Figura 7 muestran que la parte más flexible de la máquina es, claramente, el eje del cabezal muela, presentando un orden de magnitud mayor al que tiene el cabezal pieza, con deformaciones de $0,34\mu\text{m}$ ante fuerzas de 50N. De estos valores se deduce un valor de la rigidez de $150\text{N}/\mu\text{m}$. Este valor de la rigidez está muy por encima de los valores normales en máquinas herramientas, lo que induce a pensar que la influencia de los accionamientos, que no han sido modelizados en este modelo preliminar, debería tenerse en cuenta. Sin embargo, un estudio general simplificado como éste sí aporta información cualitativa sobre cuáles son los elementos y las direcciones críticas de la máquina.

La validación de los resultados obtenidos se ha llevado a cabo mediante ensayos de deformación de máquina. Para ello, se ha empleado una mesa dinamométrica Kistler 9257B. Esta mesa se ha colocada en el cabezal pieza en el punto de amarre para el diamante y se ha empujado ésta con el eje de la muela mediante desplazamientos definidos del carro X. Los desplazamientos reales en el eje de la muela y en el cabezal pieza se han medido empleando un reloj comparador milesimal. Los resultados experimentales aparecen en la Tabla 2 y muestran que el cabezal pieza presenta una rigidez mucho mayor a la del eje de la muela, tal y como ya había predicho el modelo simplificado. Es necesario indicar que estos estudios se han realizado con el accionamiento de la muela (electrohúsillo) parado y que su medición bajo carga aumentará su rigidez al sumarle el efecto de la fuerza centrífuga.

Desplazamiento eje del cabezal $[\mu\text{m}]$	Fuerzas medidas [N]	Rigidez $[\text{N}/\mu\text{m}]$
5	246	49,2
10	494	49,4
15	739	49,22
20	1028	51,4
25	1376	55

Desplazamiento cabezal pieza $[\mu\text{m}]$	Fuerzas medidas [N]
0	508
0	897
0	1283

Tabla 2: Resultados de las deformaciones y rigideces obtenidas en el cabezal muela y cabezal pieza

Los valores numéricos indican que el modelo simplificado no representa la realidad de la máquina y que debe incluir las condiciones de las uniones y accionamientos para que los valores obtenidos sean representativos.

4.2. DEFORMACIÓN DE LA PIEZA

Por otro lado, se ha estudiado la rigidez de la pieza para esclarecer si la limitación de rigidez final en el proceso viene dada por la máquina o, en este tipo de rectificadoras, es la pieza el elemento restrictivo. Este estudio se ha llevado a cabo experimentalmente por su sencillez. Para

ello, se ha deformado una pieza de acero F125 y diámetro 45mm soportada entre puntos empleando un dinamómetro PCE®-SH 50K. Se han medido las fuerzas aplicadas y las deformaciones obtenidas cuyos resultados se muestran en la siguiente Tabla.

Desplazamiento radial de la pieza [μm]	Fuerzas medidas [N]	Rigidez [$\text{N}/\mu\text{m}$]
30	508	16,93
56	897	16,02
85	1283	15,1

Tabla 3: Resultado de las deformaciones y rigidez atribuidas a la pieza

Como se puede observar en los resultados mostrados en la Tabla 3, la rigidez de la pieza dista mucho de la que presentan los elementos de la máquina, por lo que se puede afirmar que, en este tipo de máquinas, la pieza es el elemento limitante. Asimismo, se observa que los valores de rigidez descienden progresivamente. Este descenso está motivado por el hecho de que la pieza, a partir de un determinado valor de la carga radial, comienza a salirse de los puntos que la sustentan lo cual incide más aún en que es la propia pieza la que limita la rigidez de la cadena.

5. CONCLUSIONES

El sector de la máquina-herramienta español está buscando nuevos nichos de mercado. Una de las alternativas que les puede llevar a ser competitivos es ofertar procesos y máquinas de elevada precisión que les diferencien de los fabricantes de los mercados emergentes. En términos generales, la precisión obtenida en la pieza final viene dada por numerosos factores, uno de los cuales es la rigidez de la propia máquina como sistema mecánico. En este trabajo se ha llevado a cabo el estudio de la rigidez de dos máquinas-herramienta de estructura y función muy diferentes, para lo que se han empleado dos metodologías diferenciadas.

El estudio del torno fresador se ha llevado a cabo empleando el denominado método de los parámetros concentrados. Los resultados obtenidos muestran que el elemento más débil de la cadena de rigidez es el disco portaherramientas, por encima de la herramienta o la pieza como inicialmente cabía suponer. Además, el tipo de amarre de la pieza también supone una notable pérdida de rigidez. Sin embargo, estos resultados son obviamente dependientes del tipo de herramienta y de pieza, ya que una pieza muy esbelta o una herramienta con un gran voladizo pueden alcanzar valores de rigidez por debajo de los del disco portaherramientas.

El estudio de la rectificadora de alta velocidad, por su parte, confirma que el elemento más débil del sistema es la pieza,

seguida del cabezal muela. Aunque el modelo simplificado empleado no ha tenido en cuenta las uniones entre elementos de la máquina permite, con poco coste computacional y de forma sencilla, conocer de forma cualitativa qué elementos y direcciones son los más débiles de la cadena. Mediante un desarrollo de este modelo se podrán obtener en un futuro no sólo datos de rigidez, sino, también errores motivados por cargas dinámicas y térmicas.

6. AGRADECIMIENTOS

El Aula de Máquina Herramienta de la *Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Bilbao* agradece la oportunidad de organizar la final española ofrecida por *Tekniker* y *Euspen*. Asimismo se agradece la financiación del *Aula de Máquina Herramienta* del *Gobierno Vasco* y de la *Diputación Foral de Bizkaia*. Se agradece la participación en la fase nacional de los alumnos de la propia ETSI y de los centros universitarios de la R2TAF, que con entusiasmo y trabajo duro han puesto un listón alto a futuras ediciones.

7. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Corbett J, McKeown PA, Peggs GN, et al. *Nanotechnology: International Developments and Emerging Products*. CIRP Annals - Manufacturing Technology. Vol. 49-2 p.523-545
- [2] Uriarte L, Herrero A, Zatarain M, et al. *Error budget and stiffness chain assessment in a micromilling machine equipped with Tools less than 0.3 mm in diameter*. Precision Engineering. Vol. 31 p.1-12
- [3] Slocum HA, *Precision Machine Design*, Society of Manufacturing Engineers, United States of America, 1992.
- [4] Bryan J. *International Status of Thermal Error Research*. CIRP Annals. Vol. 39-2 p.645-656
- [5] Hocken RJ. *Technology of Machine Tools: Volume 5 Machine Tool Accuracy*. Lawrence Livermore Laboratory, United States of America, 1980.
- [6] Salgado MA, López de Lacalle LN, Lamikiz A, et al. *Evaluation of the stiffness chain on the deflection of end-mills under cutting forces*. International Journal of Machine Tools & Manufacture. Vol. 45 p.727-739
- [7] Roark RJ, Budynas RG, Young WC. *Roark's Formulas for Stress and Strain*, Ediciones McGrawHill, United States of America, 2002
- [8] Brecher C, Esser M, Witt S. "Interaction of manufacturing process and machine tool". *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. Vol.58 p.588-607
- [9] Konoa D, Lorenzerb T, Weikertc S, Wegenerc K. "Evaluation of modelling approaches for machine tool design". *Precision Engineering*. Vol.34 p.399-407
- [10] Mahnama M, Movahhedy MR. "Prediction of machining chatter based on FEM simulation of chip formation under dynamic conditions". *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. Vol. 50 p.611-620
- [11] Rao SS. *The Finite Element Method in Engineering*. 4ª Edición. Elsevier Science & Technology Books, 2010. 704p. ISBN 978-18-561-7661-3
- [12] Te-Yen Huang D, Lee JJ. "On obtaining machine tool stiffness by CAE techniques". *International Journal of machine tools and manufacture*. Vol. 41 p.1149-1163