

Estrategias para el enfriamiento de husillos a bolas en máquinas de alta dinámica con el objetivo de mejorar errores de posicionamiento

A. Arana⁽¹⁾, A. Oyanguren⁽¹⁾, A. Gallo⁽¹⁾, R. Gonzalez⁽²⁾, J. Larrañaga⁽¹⁾, I. Ulacia⁽¹⁾

(1) Dpto. de Mecánica y Producción Industrial, Escuela Politécnica Superior, Mondragon Unibertsitatea
iulacia@mondragon.edu

(2) Dpto. de I+D, Shuton S.A.

Las prospectivas europeas y mundiales demuestran que la tendencia en el sector de la máquina herramienta es fabricar máquinas que logren aumentar las cadencias de producción manteniendo o incluso aumentando la calidad geométrica de las piezas. Un claro ejemplo de ello es el mecanizado a alta velocidad. Dentro de las tecnologías que rodean el mecanizado a alta velocidad, uno de los aspectos fundamentales es el desarrollo de accionamientos de ejes de alta dinámica basados en husillos a bolas que operan a rangos de velocidades superiores a las habituales (90 m/min frente a 30 m/min). El aumento de la productividad (velocidad de avance) conlleva una clara intensificación de la carga térmica en una máquina-herramienta produciendo un aumento continuo de la temperatura en el sistema de accionamiento. Los mayores valores de temperatura se alcanzan en la zona de la tuerca del husillo a bolas. Hasta ahora en máquina herramienta se ha convivido con el calentamiento de los husillos aceptándolo como un mal menor frente a las ventajas que ofrece como solución de traslación.

A día de hoy, no existe una solución económica para combatir este calentamiento y se aceptan los errores derivados de este calentamiento tales como dilataciones en husillo, sobrecargas en los apoyos, errores de posicionamiento, problemas en la lubricación debido a la evaporación del aceite, disminución de vida. En el presente trabajo se analizan diferentes estrategias de enfriamiento de accionamientos de ejes de alta dinámica basados en husillos a bolas. Primeramente se ha analizado la generación de calor en el contacto bola-pista mediante modelos numéricos. Estos modelos han sido validados con medidas experimentales de temperatura en un banco de ensayos de alta dinámica a velocidades entre 80-100 m/min. En estos ensayos se han alcanzado temperaturas máximas de 65°C en la tuerca. Una vez conocida la fuente de generación de calor se han analizado diferentes soluciones de enfriamiento obteniendo temperaturas máximas en la tuerca del husillo inferiores a 20°C.

1. INTRODUCCIÓN

Los husillos a bolas son elementos de accionamiento que transforman un movimiento giratorio en otro longitudinal. Entre las principales funciones que cumplen destacan el posicionamiento, el transporte y la transmisión de fuerza. Han sido especialmente desarrollados para satisfacer elevadas exigencias en accionamientos de avance de gran precisión de posicionamiento y velocidad.

Los husillos a bolas fueron empleados por primera vez a finales de los años 30 en automoción por GM en los sistemas de dirección [1]. Dos décadas después NKS Ltd. fabricó los primeros husillos a bolas para máquina herramienta. A partir de entonces, las máquinas herramienta han sido controladas numéricamente (CNC) y las aplicaciones para los husillos a bolas han ido en aumento debido a su superioridad frente a otros sistemas de transmisión de movimiento lineal en términos de equilibrio entre coste y comportamiento.

Los husillos a bolas están compuestos por tres elementos (figura 1): el husillo o eje roscado, la tuerca y las bolas. La figura 1(b) muestra una sección de la misma en la que se distingue con claridad cada uno de los componentes.

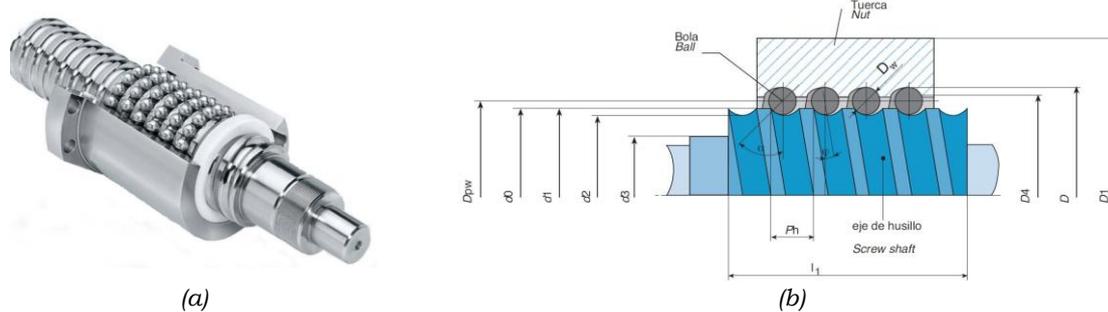


Figura 1. (a) Ejemplo de un husillo a bolas y (b) vista seccionada de un husillo a bolas

El principal problema asociado a las altas velocidades de avance en las máquinas herramienta es el calentamiento de los husillos a bolas y su consiguiente error de posicionamiento provocado por la expansión térmica del husillo ($12 \mu\text{m}/\text{m}^\circ\text{C}$). Por esta razón, el error de posicionamiento debido a las fuentes de calor es un campo de especial interés en máquina herramienta y donde se han realizado numerosas investigaciones tal y como se recoge en la revisión realizada por Bryan [2].

El calentamiento de los husillos presenta los mayores problemas de medición de la posición basados en encoders rotativos. Esto es debido a que el husillo debe tener doble función: por un lado debe ser tan rígido como sea posible para convertir el movimiento rotativo del servo motor en movimiento de avance lineal; por otro lado, debe servir como base de la medida de precisión. Por lo tanto, esta doble función fuerza a un compromiso entre ambas, la rigidez y la expansión térmica, ya que ambas dependen de la precarga entre la tuerca y los rodamientos. Asimismo, tanto la rigidez axial como el momento de fricción son proporcionales a la precarga.

La mayor parte de la fricción en un sistema de avance se genera en la tuerca del husillo debido a la cinemática compleja del sistema de recirculación. Aunque en un primer momento parezca que las bolas están rodando, están sujetos a grandes cantidades de fricción además de micro-deslizamientos (*microslip*) resultantes del movimiento relativo en las zonas de contacto en compresión y los macro-deslizamientos (*macroslip*) debidos a las exigencias cinemáticas. El resultado es una continua compresión y relajación con deslizamiento ocasional. De hecho, las bolas no circulan perfectamente centrados en los canales sino que tambalean y pueden moverse por el componente adicional de deslizamiento debido al paso de la rosca [3]. Por esta razón el sistema de recirculación es una zona especialmente problemática en los husillos a bolas. Con cada entrada en el canal de recirculación, así como con cada salida, el movimiento de la bola cambia por completo. La energía rotacional de las bolas, que puede ser entorno a 8000 rpm, puede comenzar y terminar repentinamente. Además, al contrario que en la zona precargada, en la recirculación las bolas están relajadas, lo que hace que las bolas se amontonen en el canal de recirculación, pudiendo en algún caso extremo causar el bloqueo del husillo.

En condiciones normales (3 kN de precarga y 2000 rpm) se pueden generar 100-200 W de calor por fricción [4]. Este calentamiento tiene como consecuencia tanto la pérdida de precisión debida a la dilatación de husillo y bastidor como la disminución de la vida de la máquina en la que van montados debido a las sobrecargas sobre los rodamientos de apoyo, la modificación de la precarga de la tuerca y la evaporación de lubricante [5]. Se han seguido principalmente dos estrategias para hacer frente a esta problemática: refrigerar los husillos y emplear modelos de compensación. Estos modelos de compensación se basan en correlaciones entre mediciones de temperatura puntuales en zonas seleccionadas de la estructura de la máquina para generar valores de corrección de la posición [6]. Los puntos de medición de la temperatura suelen ser generalmente los apoyos de los rodamientos ya que los demás puntos de medida son generalmente inaccesibles con las técnicas convencionales de medición. Para poder tener una compensación efectiva en toda el área de trabajo, las condiciones de temperatura de los componentes afectados por la expansión

térmica deben ser considerados en detalle y su efecto proporcional en las desviaciones de posicionamiento proporcionales deben ser tenidas en cuenta.

En cuanto a los sistemas de refrigeración, históricamente se han empleado diferentes estrategias: engrasar la tuerca del husillo con aire aceite, aumentar el paso del husillo para disminuir la velocidad de giro, optimizar los sistemas de recirculación de bolas, optimizar el acabado de las pistas de rodadura, empleo de bolas de cerámica, circuitos de refrigeración de agua tanto por la tuerca como por el husillo, tubo de vortex.

En el presente estudio primeramente se ha realizado un análisis teórico de la generación de calor en los husillos a bolas a partir de las condiciones de trabajo. A continuación, a partir del calor calculado para cada caso, se ha realizado la simulación por elementos finitos de la distribución del calor en la tuerca y se ha validado experimentalmente en un banco de ensayos de alta dinámica. Una vez conocida la temperatura que alcanza la tuerca se han diseñado diferentes soluciones para su refrigeración simulando el comportamiento dinámico para cada una de ellas. Finalmente se ha validado la solución óptima propuesta en banco de ensayos.

2. PREDICCIÓN DEL PATRÓN TÉRMICO DE UN HUSILLO A BOLAS

2.1. Modelo analítico de generación de calor

En este estudio, siendo la tuerca el objeto a ser enfriado, se han obviado las demás fuentes de calor como son los rodamientos o el motor. En el caso de la tuerca, los mecanismos de generación de calor son el rozamiento en la acción de rodadura de bolas y pista y la histéresis asociado a la compresión tracción repetida de la tuerca, bolas y lubricante. Además, la aceleración y deceleración de las bolas cuando pasan del husillo a la tuerca disipan la energía mecánica en forma de calor. Estos factores están influenciados por el número, calidad superficial, concentricidad del conjunto husillo-tuerca, canales de la tuerca, tipo de lubricación, temperatura y precarga.

En general, el calor generado por un husillo a bolas es el producto del momento total y la velocidad angular. A su vez, el momento total es la suma del momento de fricción (producido únicamente por la precarga) y el momento resistente (producido por las cargas externas). En el momento resistente afectan las fuerzas de rozamiento del sistema de guiado, fuerzas inerciales (de aceleración y desaceleración) y fuerzas operacionales (fuerzas de corte). Entre los modelos analíticos para calcular el calor generado en la tuerca (H_s) el más empleado es el modelo de Tenjitus [7,8]:

$$H_s = 0.12\pi n M_s \quad (1)$$

donde n es la velocidad angular y M_s es el par total, suma de par de precarga (M_d) y el par de aceleración (M_{pl}).

$$M_s = M_d + M_{pl} \quad (2)$$

El par de precarga (M_d) se puede calcular conociendo la fuerza de precarga (F), el paso (l) y el rendimiento del husillo (η):

$$M_d = T_d(1 - \eta) \quad (3)$$

$$T_d = \frac{Fl}{2\pi\eta} \quad (4)$$

Por su parte, el par de aceleración (M_{pl}) se puede calcular del mismo modo que el par de fricción conociendo la fuerza de aceleración ($F_p = m a$):

$$M_{pl} = \frac{F_p l}{2\pi\eta} (1 - \eta^2) \quad (5)$$

En un ciclo de trabajo se pueden distinguir tres situaciones: aceleración, velocidad constante y desaceleración (figura 2 (a)). Se han realizado los cálculos para cada fase en los ciclos de ida y vuelta continuos (carrera de 850 mm) en dos tipos de tuercas, a diferentes velocidades (entre 12.5-90 m/min) y precarga (tabla 1). La aceleración y deceleración establecida ha sido de 15 m/s^2 y se ha considerado un rendimiento (η) de 0.9 [9]. En la figura 2(b) se puede observar la generación de calor en los diferentes intervalos del ciclo de un ensayo a $v = 50 \text{ m/min}$: aceleración (pico de calor máximo), velocidad constante (calor constante) y deceleración.

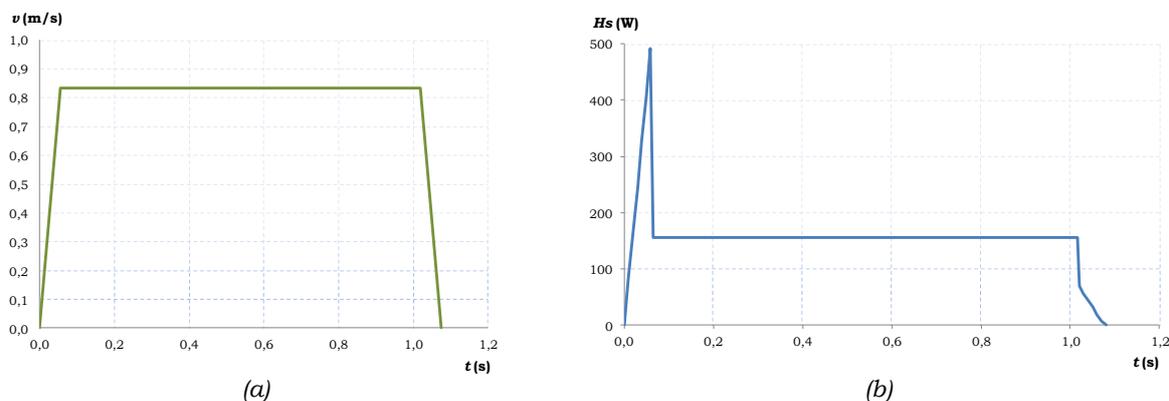


Figura 2. (a) Ciclo de trabajo considerado y (b) calor generado en las diferentes fases en un ciclo

Tuerca (do-paso/dbolas/pistas)	Velocidad angular (rpm)	Par de precarga (Nm)	Calor medio calculado (W)
50-25/8/4	500	2.2	39.7
50-25/8/4	1000	2.2	79.6
50-25/8/4	2000	2.2	154.7
50-25/8/4	3500	2.2	239.1
40-25/6/3	500	1.1	20.1
40-25/6/3	1000	1.1	41.2
40-25/6/3	2000	1.1	84.4

Tabla 1. Calor medio teórico calculado para las diferentes condiciones de ensayo

2.2. Modelo numérico de transferencia de calor

En este apartado se detalla el cálculo por elementos finitos de la transferencia de calor en la tuerca a partir de los valores de calor generado calculados en el apartado anterior simulando las condiciones reales de un banco de ensayos para husillos a bolas.

Modelo. Para el cálculo térmico de transferencia de calor se ha considerado la tuerca y el cabezal en el que está montado (figura 3). No se ha considerado el husillo y el calor evacuado por el interior se ha modelado por medio de la convección del aceite de lubricación. No se ha considerado el calor generado por el rodamiento que se encuentra dentro del cabezal que gira la tuerca. Los valores de conductividad y calor específico empleados han sido $k = 50 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ y $c_p = 500 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ respectivamente.

Condiciones de contorno. El calor calculado anteriormente para cada caso es aplicado en las pistas donde ruedan las bolas. Se han considerado tres coeficientes de convección teóricas: i) en las superficies estáticas del bloque que sufre una convección natural, se ha tomado un valor intermedio de $h_b = 5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$; ii) en las superficies exteriores de la tuerca teniendo en cuenta la velocidad angular de la tuerca (tabla 2) y iii) en las paredes interiores con el lubricante que al estar a menos temperatura que la tuerca, absorbe calor desde el interior de la tuerca (por la pista de rodadura). La temperatura media del lubricante no es fácil de estimar (se ha considerado un valor intermedio entre la temperatura instantánea de la tuerca y el husillo) así como el coeficiente de convección, donde para lubricantes con propiedades similares al Hydrolubric HLDP 46 empleado se obtienen valores de $h_a = 300 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ (el caudal aproximado de lubricante: $1.84 \text{ cm}^3/\text{h}$).

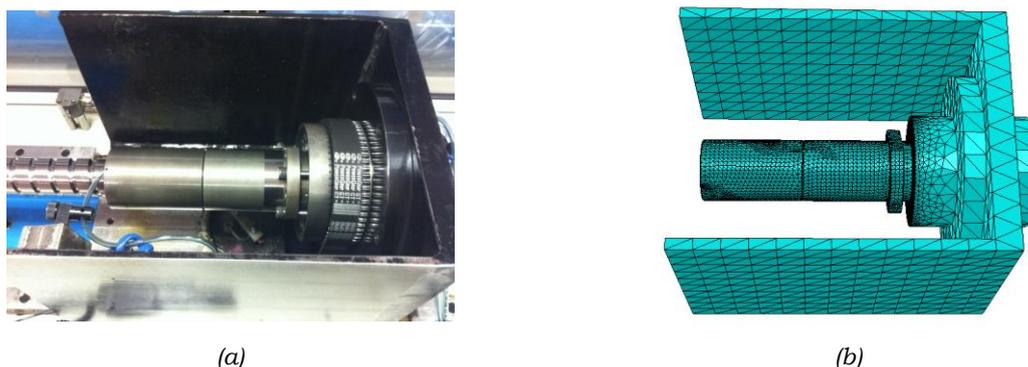


Figura 3. (a) Detalle de la tuerca en el ensayo dinámico del husillo a bolas y (b) modelo de elementos finitos considerado

Tuerca (do-paso/d_bolas/pistas)	Velocidad angular (rpm)	h_t (W/m ² ·K)	Taceite _{inicial} (°C)
50-25/8/4	3500	50	23.1
50-25/8/4	2000	32	20.7
50-25/8/4	1000	18.5	22.2
50-25/8/4	500	10.7	19
40-25/6/3	2000	27.5	21.3
40-25/6/3	1000	15.9	22.4
40-25/6/3	500	9.3	19.7

Tabla 2. Coeficiente de convección externa de la tuerca calculado teóricamente y temperatura inicial del aceite para las diferentes condiciones de ensayo simuladas

Resultados. En la figura 4 se pueden observar los resultados de las simulaciones numéricas. Por un lado, en todos los casos analizados se observa que la tuerca 2 (T_2) tiene una temperatura más homogénea que la tuerca 1 (T_1). Por ejemplo, en el caso de tuerca de $\varnothing 50$ y 3500 rpm, se observa que la tuerca 2 alcanza una temperatura homogénea de 62°C, mientras que la tuerca 1 tiene una diferencia de aproximadamente 7°C entre la parte izquierda y derecha. Esto es debido a la conducción de calor que se origina hacia el cabezal donde está montada la tuerca.

Asimismo, como se puede apreciar en la figura 4(b) la diferencia de temperaturas entre la superficie exterior de la tuerca y la pista de rodadura es mínima.

De este modo, el resultado que interesa predecir es la temperatura en el estado estacionario y el tiempo tardado hasta darse esa situación. Realizando la representación gráfica de un nodo de la tuerca (de la zona más caliente) respecto al tiempo, se puede obtener esa información (figura 4(c)).

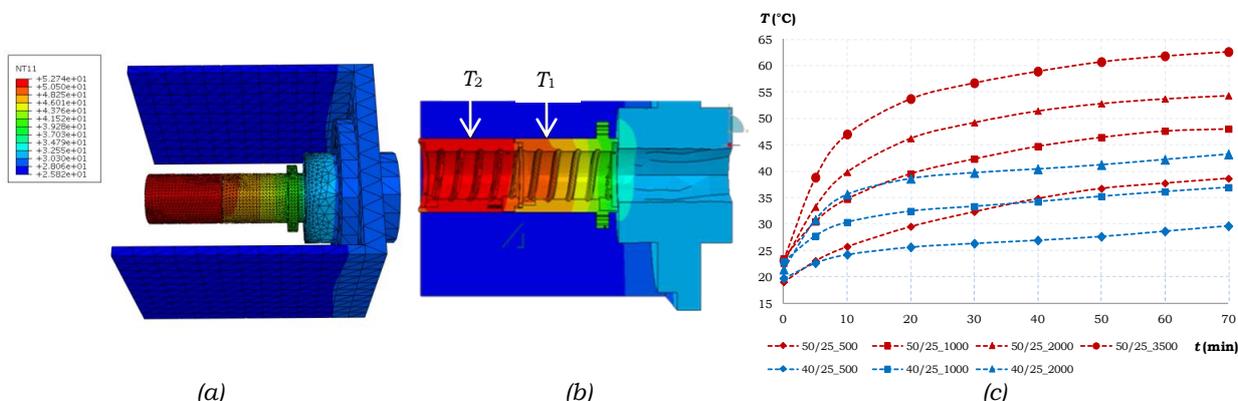


Figura 4. (a) Distribución de temperaturas en el modelo, (b) detalle de la distribución de temperaturas en la tuerca y (c) evolución de las temperaturas máximas en las tuercas para los casos estudiados

2.3. Ensayos experimentales y contrastación numérico-experimental

Se han realizado ensayos en un banco de ensayos de Shuton S.A. específico para husillos a bolas de alta dinámica. Se han realizado ciclos continuos de 70 min. bajo las condiciones de ensayo mostradas en la tabla 1. Se ha medido la temperatura en la superficie de la tuerca cada 10 minutos utilizando un termopar superficial tipo K.

En la figura 5 se puede observar la comparación numérico-experimental de todas las pruebas realizadas.

De estos resultados se puede determinar la estabilidad de la temperatura aproximadamente a partir del minuto 50. En esta parte transitoria, correspondiente a la dinámica de calentamiento del sistema, se puede observar un comportamiento similar entre los modelos numéricos y los ensayos experimentales. En este intervalo, el modelo de la tuerca 50-25 predice temperaturas ligeramente inferiores a los ensayos. Sin embargo, el modelo de la tuerca 40-25 predice unas temperaturas superiores.

En estado estacionario, se aprecia una desviación aceptable de las temperaturas finales alcanzadas. Considerando el incremento de temperatura calculado, en el caso de la tuerca 50-25 se ha obtenido una desviación media de 7.7% y una desviación máxima de 10% para el ensayo de 3500 rpm (2°C). Mientras que en el caso de la tuerca 40-25 la desviación media ha sido de 3.9% y una desviación máxima de 6% para el ensayo de 1000 rpm (0.9°C).

2.4. Discusión y determinación de factores correctores

La temperatura que alcanza la tuerca depende del balance entre el calor aportado al sistema y el calor que se trasmite al medio. Por lo tanto, en estado estacionario, las dos grandes fuentes de incertidumbre en la predicción de la temperatura alcanzada por la tuerca son: la estimación de la generación de calor y los coeficientes de convección que determinan el calor evacuado. A continuación se discute la influencia de cada una de ellas en los resultados.

Calor generado. El modelo analítico de generación de calor empleado en este trabajo predice a grandes rasgos el calor generado en el sistema y puede considerarse válido para la mayoría de los cálculos de dimensionamiento. Sin embargo, este modelo no tiene en cuenta factores como las dimensiones de tuerca o la viscosidad cinemática del lubricante. Algunos autores han incluido recientemente estos dos factores a la ecuación (1) [10]:

$$H_s = 0.12\pi \cdot n \cdot v_0 \cdot f_0 \cdot M_s \tag{1}$$

donde v_0 indica la viscosidad cinemática del lubricante en mm^2/s o cSt y f_0 es el factor de tuerca.

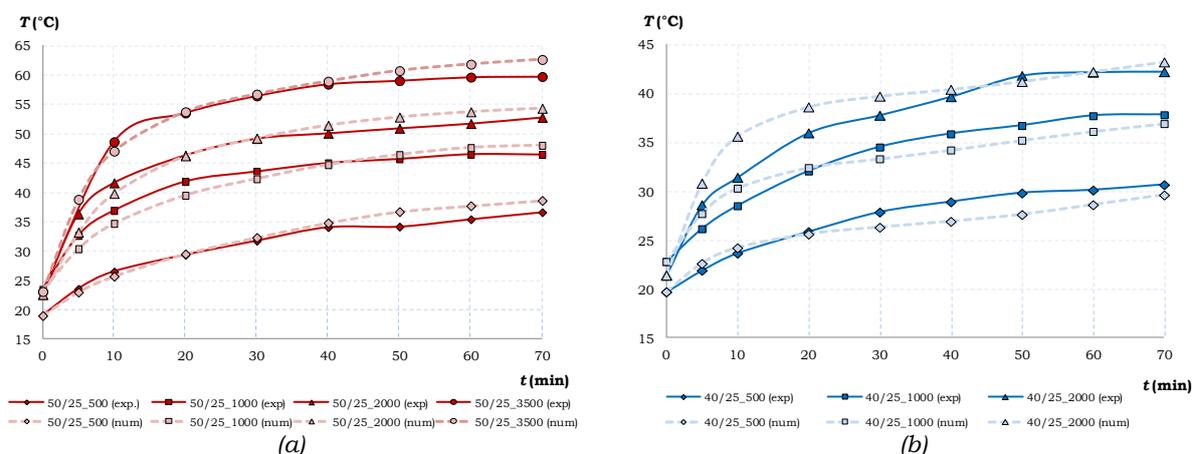


Figura 5. Comparación numérico-experimental de la evolución de la temperatura en las tuercas de diámetro (a) 50 mm y (b) 40 mm a diferentes velocidades de ensayo (las curvas continuas hacen referencia a los valores medidos en el ensayo y las discontinuas muestran los valores numéricos)

En nuestro caso el factor de lubricante ha sido modelizado mediante la convección del lubricante para cada caso por lo que no es preciso volver a considerarlo. Sin embargo, como se ha observado en los resultados, dependiendo de la tuerca empleada los resultados varían. En el caso de la tuerca 50-25, este factor será ligeramente inferior a 1 (~ 0.95), mientras que en la tuerca 40 se puede considerar 1, debido a la pequeña desviación observada. Por lo tanto, en los diámetros considerados en este estudio, se establece que este factor disminuye al aumentar el diámetro de tuerca. De todos modos, estos dos factores se consideran constantes y no contemplan la variación de la ecuación de calor en función de la temperatura como cabe esperar de los resultados obtenidos.

Calor evacuado. A la hora de estimar el calor evacuado el parámetro crítico es la determinación del coeficiente de convección. Aunque el comportamiento térmico ha sido predicho fielmente, la convección por el interior de la tuerca no es constante sino que varía con la temperatura debido al cambio de propiedades del lubricante. Un análisis más detallado del lubricante podría ayudar a reducir aún más el ajustado error de simulación.

3. DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN OPTIMIZADO

Una vez determinado la cantidad de calor generado en la tuerca de un husillo y la distribución de temperaturas que ello supone, se tiene una referencia con la que trabajar a la hora de diseñar un sistema de refrigeración que ayude a evacuar el calor generado en la tuerca al ambiente de una manera rápida, eficaz y controlable.

A la hora de diseñar el sistema de refrigeración, primero se ha realizado un modelo por elementos finitos y posteriormente se ha validado mediante ensayos experimentales. En este caso, los ensayos han sido a nivel estático, utilizando únicamente la tuerca del husillo, al que posteriormente se le han añadido elementos de refrigeración diseñados. Al realizar los calentamientos fuera de un banco de ensayos de manera estática (siendo los coeficientes de convección menores), se debe ajustar la cantidad de calor introducido mediante resistencias eléctricas para lograr un sistema equivalente con una respuesta estacionaria parecida a la obtenida en el modo dinámico. En definitiva, el calor introducido en este caso ha de ser inferior. La estabilización en calentamientos estáticos es mucho más lenta inevitablemente, ya que los coeficientes de convección son mucho menores y por lo tanto menor el calor que se trasfiere al ambiente para una misma diferencia de temperatura. Sin embargo para la fase de diseño no interesa tanto la precisión del calor introducido sino las mejoras obtenidas con un sistema de refrigeración.

De este modo, el aporte energético equivalente al ensayo dinámico más exigente (tuerca 50/25 y 3500rpm) es de 200 W entre 0-10 min. y 60 W entre 10-60 min. Con esta potencia calorífica se reproducen tanto la dinámica (parte transitoria) como el estado estacionario.

Se han analizado tres casos tanto numérica como experimentalmente:

- Tuerca sin refrigeración: se calienta la tuerca con resistencias eléctricas y se deja al aire siendo la convección natural el único medio de transferir el calor al ambiente.
- Tuerca con sistema de refrigeración basado en aire forzado: un sistema de disipación por aire se acopla a la superficie externa del husillo. Se dispone de varios disipadores de aluminio y un ventilador para cada disipador. Los ventiladores funcionan a régimen constante por lo que no hay ningún tipo de control sobre este sistema.
- Tuerca con sistema de refrigeración optimizado: se trata de un sistema especialmente diseñado para aplicarlo en husillos a bolas. Sus componentes están optimizados para cubrir la potencia previamente calculada y ofrecer más control sobre el sistema. (No se ofrecen más datos del sistema ya que se encuentra en fase de patentado).

En la figura 6 se observan los resultados del calentamiento de la tuerca para los tres casos. Se puede apreciar que la temperatura sin refrigeración aumenta hasta los 70°C mientras que en la refrigeración optimizada se consigue disminuir la temperatura final incluso por debajo de la temperatura inicial, a diferencia de la refrigeración por aire forzado que no es capaz de bajar de 28°C. Además el pico de temperatura alcanzado con el sistema optimizado también es menor (27°C frente a 35°C).

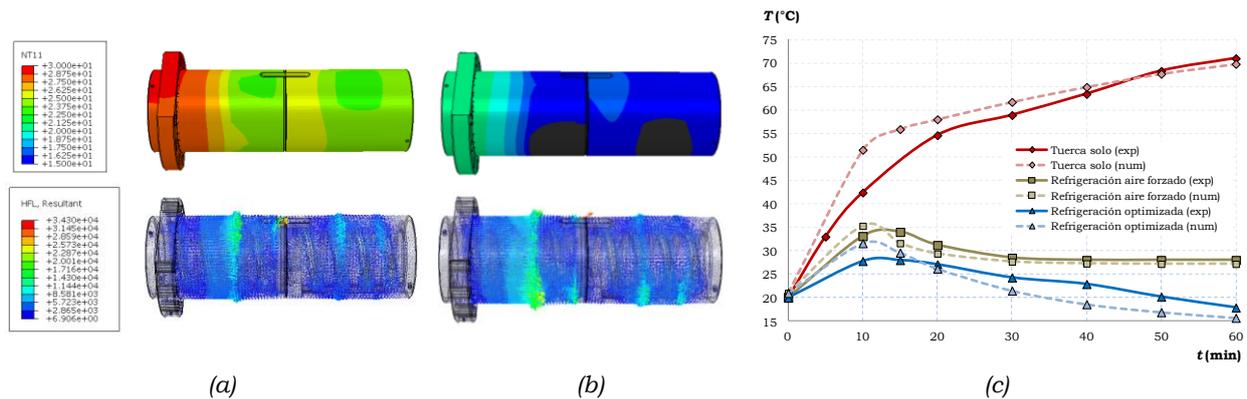


Figura 6. Distribución de temperaturas y flujo de calor: (a) refrigeración por aire forzado y (b) refrigeración optimizada y evolución de la temperatura en cada caso tanto numérico como experimental

4. CONCLUSIONES

Mediante el modelo numérico desarrollado se ha conseguido validar el modelo analítico de predicción del calor generado en la interacción entre la tuerca y husillo. Tanto la respuesta dinámica como la estacionaria han sido fielmente reproducidas, obteniendo una desviación media de 5.8% entre valores numéricos y experimentales y una desviación máxima de 2°C en el caso más exigente estudiado.

Se ha constatado que la solución de refrigeración mediante aire forzado consigue mantener resultados adecuados de temperatura estable. Sin embargo, para casos más exigentes este incremento de temperatura podría ser mayor y podría suponer problemas de precisión. Con el sistema optimizado se ha podido mantener más estable la temperatura de la tuerca, incluso pudiendo bajar de la temperatura inicial, lo cual indica el potencial que ofrece este sistema. Además este nuevo sistema optimizado puede ser controlable a tiempo real con lo que es posible mantener la temperatura.

5. REFERENCIAS

- [1] M. Ninomiya, K. Miyaguchi, *Recent Technical Trends in Ball Screws*, Motion and Control, 4 (1998), 1-12.
- [2] J. Bryan, *International status of thermal error research*, CIRP Ann.– Manuf. Technol., 39 (1990) 645-656.
- [3] H. Weule, J. Rosum, *Optimization of the friction behaviour of ball screw drives through WC/C coated roller bodies*, Production Engineering, 1/1 (1993).
- [4] J. Heidenhain, *Accuracy of Feed Axes*, Technical Information, Heidenhain GmbH (2006), 1-12.
- [5] A. Frank, F. Ruech, *Thermal errors in CNC machine tools. Focus: Ballscrew expansion*, Landamap Conference, Newcastle, UK (1999).
- [6] S. Fraser, M.H. Attia, M.O.M. Osman, *Modelling, identification and control of thermal deformation of machine tool structures, part 1: concept of generalized modelling*, Trans. ASME, J. Manuf. Sc. and Eng., 120 (1998), 623-631.
- [7] W. Tenjitus, *Solution for heating of ball screw and environmental engineering*, Key Compon. CNC Mach. Tool, 3 (2004), 65-67.
- [8] X Min, S Jiang, *A thermal model of a ball screw feed drive system for a machine tool*, J. Mech. Eng. Sc., 225 (2011), 186-193.
- [9] G.V. Puiu, D.N. Olaru, V. Puiu, *Friction torque and efficiency in ball – screw systems*, Acta Tribologica, 17 (2009), 25-29.
- [10] Z.Z. Xu, X.J. Liu, H.K. Kim, J.H. Shin, S.K. Lyu, *Thermal error forecast and performance evaluation for an air-cooling ball screw system*, Int. J. of Machine Tools & Manuf., 51 (2011), 605-611.