



Optimización de la distribución de carga interna en husillos a bolas

L. Sangalli¹, A. Oyanguren¹, J. Larrañaga¹, I. Ulacia¹

¹ Dpto. de Mecánica y Producción Industrial. Mondragon Unibertsitatea, Arrasate-Mondragón, España.

lsangalli@mondragon.edu, aoyanguren@mondragon.edu, jlarranaga@mondragon.edu, iulacia@mondragon.edu

Los husillos a bolas son actuadores lineales de altas prestaciones empleados en diversas aplicaciones. Estas pueden ir desde aplicaciones de alta precisión, como puede ser el posicionado de ejes en máquina herramienta, hasta aplicaciones de alta fuerza de empuje siendo estos elementos sustitutos de cilindros hidráulicos. En estas últimas se acentúa el efecto de la no-uniformidad de carga interna.

La no-uniformidad de carga interna, implica entre otros aspectos que hay bolas sobrecargadas respecto a la carga media, que a su vez afectan a la vida útil del componente. Otro riesgo existente es la posibilidad de tener bolas con muy baja carga o completamente descargadas, lo que puede conducir a una rodadura deficiente o deslizamientos excesivos.

En la bibliografía, existen trabajos que analizan el problema, desde una perspectiva teórica y en menor medida experimentalmente. En ellos quedan patentes ciertos aspectos, como la clasificación de la no-uniformidad en dos categorías: global y local y la influencia de diferentes variables geométricas, destacando el factor de esbeltez del husillo como la más influyente. No obstante, con el fin de mitigar los efectos negativos de la no-uniformidad se han encontrado pocas soluciones más allá de sugerencias de aplicar errores puntuales, cambiar el tamaño de bolas o modificar la sección externa de la tuerca como indican diferentes patentes de algunos fabricantes.

En este trabajo se presentan diferentes soluciones de optimización de la distribución de la carga interna en husillos a bolas. Se destacan tres métodos de optimización: i) por paso variable corregido, ii) por desplazamiento de bolas y iii) por diseño de tuerca doble en serie. Con las propuestas de optimización presentadas se puede llegar a reducir la no-uniformidad global en un 57% en sus valores de carga pico.

1. Introducción

Los husillos de bolas son actuadores lineales basados en el mecanismo tornillo-tuerca y que destacan por su precisión, eficiencia y capacidad de carga gracias al uso de la rodadura de bolas en la interacción de contacto [1], [2]. Estas características han llevado a su introducción en diversas aplicaciones industriales, reemplazando otros tipos de actuadores lineales.

La investigación sobre los husillos de bolas se realiza desde múltiples enfoques, siendo uno de los más importantes el estudio del comportamiento dinámico y estructural del mecanismo [3], [4]. En los últimos años se han publicado diversos trabajos analizando la distribución de carga de los husillos a bolas (DCHB), que se refiere al nivel de carga soportado por cada bola en contacto. La problemática reside en la no-uniformidad de la distribución de carga a través de las diferentes bolas que soportan la carga dentro de las tuercas [5]. Esta distribución está directamente relacionada con la rigidez del husillo a bolas, su capacidad de carga y su vida útil.

Los husillos de bolas tienen ciertos requisitos en términos de capacidad de carga y vida útil, definidos en la norma ISO 3408-5 [6]. Para obtener estos parámetros, se toma como base la capacidad de carga de una bola individual en contacto y se extiende a todo el husillo de bolas multiplicando por el número total de bolas, asumiendo una distribución de carga completamente uniforme, cosa que ha demostrado ser errónea y puede llevar a la necesidad de revisión de dichas metodologías de cálculo.

Se han realizado muchas investigaciones sobre la DCHB, entre ellas varios utilizando modelos analíticos y de elementos finitos (EF) que se pueden categorizar en tres grupos: modelos que consideran solo la dirección axial [5], [7], [8], modelos que consideran direcciones radiales además de la axial [9], [10], y modelos que tienen en cuenta tanto las direcciones axiales como radiales y las deformaciones elásticas del eje del tornillo [11], [12].

Además de los estudios teóricos, algunos autores han intentado enfoques experimentales para analizar la distribución de carga, aunque esto es particularmente desafiante debido a la inaccesibilidad de las bolas para medir in-situ las fuerzas de contacto [13], [14].

El trabajo presente se centra en desarrollar una estrategia de optimización para aumentar la uniformidad de la distribución de carga de las bolas. Utilizando el modelo desarrollado en trabajos anteriores [15] y complementándolo con una metodología de optimización, se pretende aplicar correcciones en el diseño del husillo de bolas para reducir esta no uniformidad, con el objetivo final de aumentar la capacidad de carga y la vida útil del husillo a bolas.

2. Metodología para optimizar la distribución de carga

2.1. Obtención de la distribución de carga original y su tratamiento previo

Se emplea un enfoque numérico para la obtención de la distribución de carga mediante el empleo de un modelo de elementos finitos basado en la metodología del trabajo previo [16] y adaptado a un caso de estudio de un husillo a bolas de mayor tamaño, alineado con las últimas tendencias de aumentar las capacidades de carga de dichos actuadores. Este modelo se basa en integrar el husillo a bolas en un entorno 3D para contemplar los esfuerzos y deformaciones en todas las direcciones, donde su punto fuerte es la eficiencia de cálculo debido a la simplificación de las bolas mediante conectores elásticos no-lineales tal y como se aprecia en la Figura 1.

La interacción entre la tuerca y el tornillo se realiza mediante elementos tipo conector elástico entre las superficies de las pistas de ambos componentes. Estos conectores se asignan con una elasticidad que reproduce perfectamente la rigidez de cada contacto, basada en la teoría de contacto elíptico de Hertz. Los nodos que forman el elemento conector están posicionados en el centro de curvatura de la superficie a la que están unidos, asegurando que la cinemática del contacto, incluida la variación del ángulo de contacto, se represente correctamente.

El modelo se utiliza principalmente para analizar la distribución de carga en los husillos de bolas. En trabajos anteriores [15], se mostró un estudio generalizado de la naturaleza de la distribución de carga de los husillos de bolas ante diferentes parámetros. Analizando la curva de DCHB generalmente presenta una no-uniformidad en la carga de las diferentes bolas, lo que puede llevar a un desgaste irregular y, por lo tanto, a una vida útil reducida del husillo de bolas.

Se identificaron dos tipos de no uniformidades (Figura 2): una desviación local, causada por la deformación lateral debido a la hélice del husillo de bolas, y una variación global de la carga en función de la distancia al punto de aplicación de fuerzas externas, todo ello debido a la deformación elástica del husillo bajo tensión axial. Para cuantificar el nivel de cada tipo de no uniformidad, se definen dos ratios indicativos: el ratio r , que es un indicador de la no uniformidad a nivel global, y el ratio s , que es un indicador de la no uniformidad local.

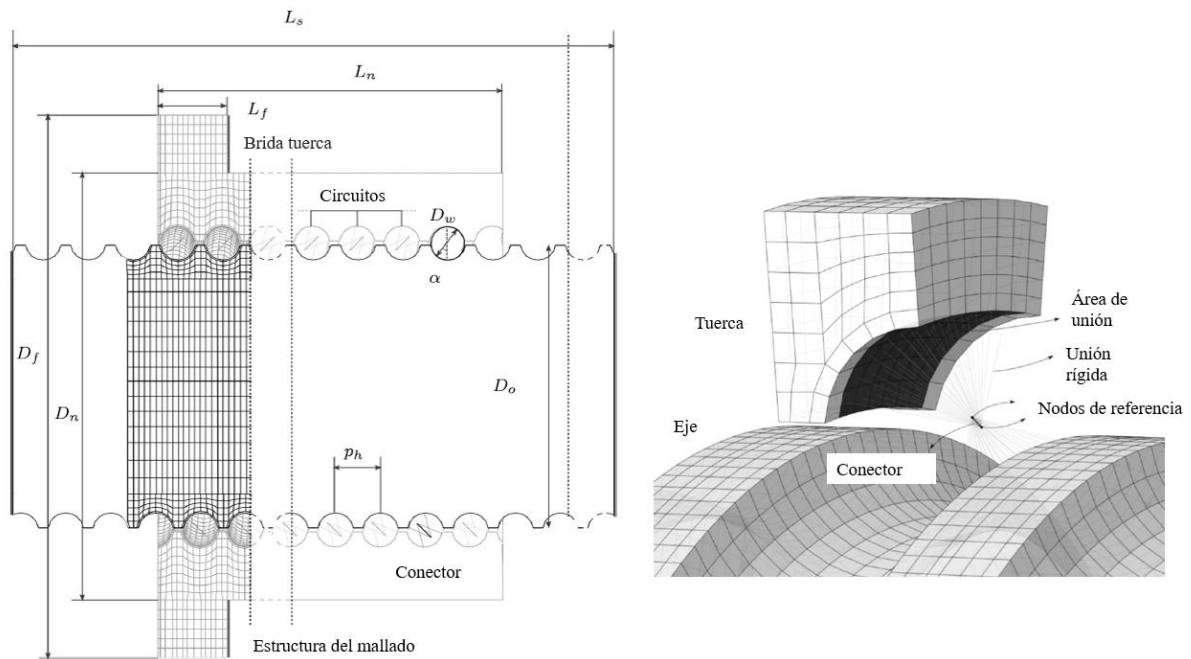


Figura 1: Modelo de elementos finitos para la obtención de la distribución de carga en husillos a bolas (DCHB).
Figura editada de [15].

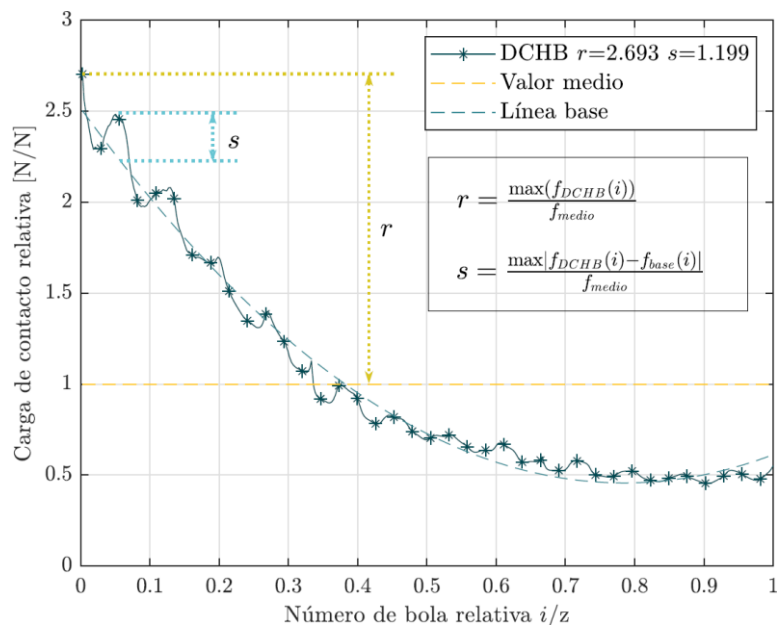


Figura 2: Forma típica de la DCHB en husillos a bolas de tuerca simple y cuerpo esbelto.

Los métodos de optimización pretenden reducir la no uniformidad global de la distribución de carga asociada con la deformación de los componentes (tuerca, bolas y eje). La base del modelo, en los dos primeros métodos, consiste en aplicar una precarga inicial individualizada a cada bola para que, en el estado de carga, la fuerza se compense y se acerque a los valores promedio. El punto de partida es la curva de distribución de carga original del husillo a bolas bajo las condiciones de carga nominal $f(i)$. Tras esto, el proceso de optimización consta de cuatro pasos hasta lograr la curva de corrección $p_n(i)$.

Paso 1: Aproximación de la curva de distribución de carga con una curva polinómica $f_a(i)$. El orden del polinomio seleccionado debe ser lo suficientemente alto para ajustarse a la tendencia general de la curva, pero no tan alto como para replicar las oscilaciones locales (Figura 3). Actualmente, esta selección se realiza manualmente y depende del husillo de bolas específico que se esté analizando y su distribución de carga. Por ejemplo, para husillos de bolas de alta carga con una no uniformidad global significativa, se utiliza un polinomio de sexto orden.

Paso 2: Obtención de la curva de corrección en términos de fuerza $g(i)$. Esta curva es la opuesta a la curva de aproximación polinómica desplazada en el eje vertical para que el valor mínimo sea 0.

$$g(i) = \max(f_a(i)) - f_a(i) \quad (1)$$

Paso 3: Conversión de la curva $g(i)$ a términos de desplazamiento $h(i)$. La conversión se realiza evaluando cada punto utilizando la curva de rigidez del conector obtenida del modelo de contacto equivalente basado en conectores (Ecuación 2), donde C es la rigidez de contacto hertziana.

$$h(i) = C \cdot g(i)^{\frac{2}{3}} \quad (2)$$

Paso 4: Aproximación de la curva de corrección en términos de desplazamiento $h(i)$ por una curva polinómica $p_n(i)$ para que la curva esté definida por coeficientes (Figura 4). El orden del polinomio se define en función de la precisión y aplicabilidad requeridas. Este proceso proporciona una curva polinómica que representa la corrección a aplicar a cada bola a través de un desplazamiento o corrección. Usar polinomios como curvas de corrección simplifica la aplicabilidad en el proceso de mecanizado del husillo de bolas.

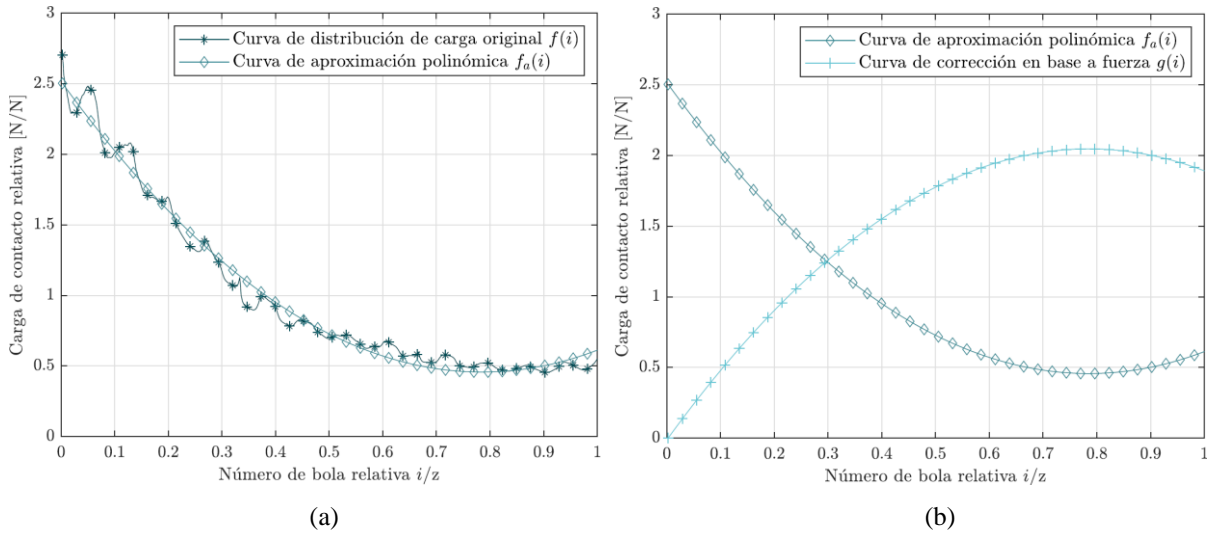


Figura 3: Primeros pasos del proceso de optimización. (a) Paso 1 y (b) Paso 2.

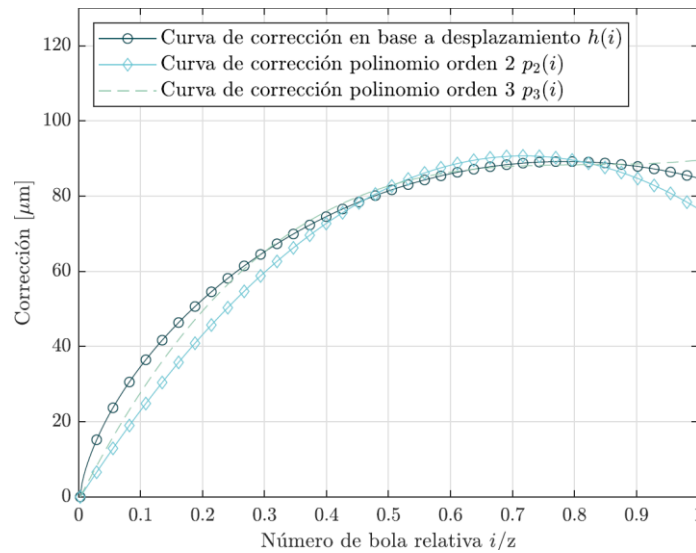


Figura 4: Pasos 3 y 4 del proceso de optimización.

Una vez conocido la cantidad de desplazamiento que se requiere, se definen los dos primeros métodos para aplicar la corrección: el Método de Paso Variable y el Método de Desplazamiento de Bolas.

2.2. Método de paso variable corregido

El método descrito se basa en aplicar un paso variable a la hélice de la pista de la tuerca según una curva de corrección. Este paso variable permite ajustar la precarga en cada zona, aumentando o disminuyendo el espacio entre las pistas según las necesidades específicas. La precarga se logra reduciendo el espacio disponible para las bolas entre las dos pistas.

Los nodos constitutivos del conector se colocan en el centro de curvatura de la pista correspondiente para representar correctamente la cinemática del contacto. Aplicar un paso variable desplaza axialmente la posición de la pista de la tuerca, causando una precarga inicial proporcional a la elongación del conector asociado y variando el ángulo de contacto inicial. Esto se define entre las Ecuaciones 3 y 8, donde s_0 es la distancia original entre nodos, δ_c es la elongación inicial del conector, α el ángulo de contacto, δ_{cs} es variación de paso en la dirección del contacto, δ_a es la variación de paso axial, λ es el ángulo de hélice y finalmente p_h es la nueva distribución del paso de la tuerca.

$$s_0 \cos \alpha = (s_0 + \delta_c(i)) \cos \alpha'(i) \quad (3)$$

$$s_0 \sin \alpha = (s_0 + \delta_c(i)) \sin \alpha'(i) - \delta_{cs}(i) \quad (4)$$

$$\delta_{cs}(i) = (s_0 + \delta_c(i)) \sin \alpha'(i) - s_0 \sin \alpha \quad (5)$$

$$\alpha'(i) = \arccos\left(\frac{s_0 \cos \alpha}{s_0 + \delta_c(i)}\right) \quad (6)$$

$$\delta_a(i) = \frac{\delta_{cs}(i)}{\cos \lambda} \quad (7)$$

$$p_h(i) = p_h(0) + \delta_a(i) \quad (8)$$

La precarga en el modelo de contacto equivalente basado en conectores se logra mediante la elongación inicial de cada conector, definida por el valor de corrección obtenido (Figura 5). En la práctica, la precarga se consigue variando el paso, lo que reduce la distancia entre las pistas y comprime inicialmente la bola.

En resumen, el método de paso variable busca optimizar la no uniformidad global de la distribución de carga bajo carga. Implementar este método en husillos de bolas presenta desafíos, como la reducción del espacio para la circulación de bolas y la necesidad de algoritmos de control complejos para gestionar el paso variable y minimizar las perturbaciones armónicas.

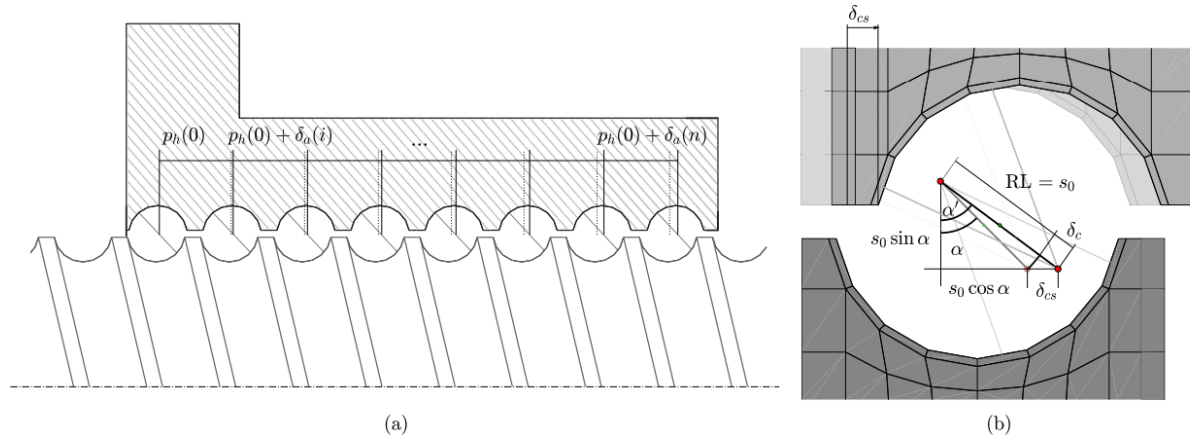


Figura 5: Implementación de la optimización mediante el paso variable corregido [16].

2.3. Método de desplazamiento de bolas

El segundo método se aplica únicamente a husillos de bolas con múltiples circuitos y varias recirculaciones, también denominados carretes. Cada carrete es una trayectoria separada dentro de la tuerca, donde las bolas de un carrete no se mezclan con las de otros (Figura 6). Este método consiste en usar bolas de diferentes tamaños según el carrete. La precarga se logra al reducir el espacio disponible mediante la introducción de bolas más grandes o menores que las originales.

En el modelo de contacto equivalente basado en conectores, los nodos constitutivos se mantienen en su posición original y se asigna una longitud de referencia (RL) menor que la distancia real entre los nodos, logrando así la carga inicial deseada. En la práctica, este método es más sencillo que el anterior, ya que solo requiere introducir bolas de diferentes diámetros en los circuitos sucesivos sin necesidad de aplicar correcciones en la tuerca.

$$RL = s_0 - \delta_c \quad (9)$$

Además, se presenta un enfoque alternativo que ajusta por diseño el número de circuitos de cada carrete, permitiendo un ajuste adicional de la carga en cada uno.

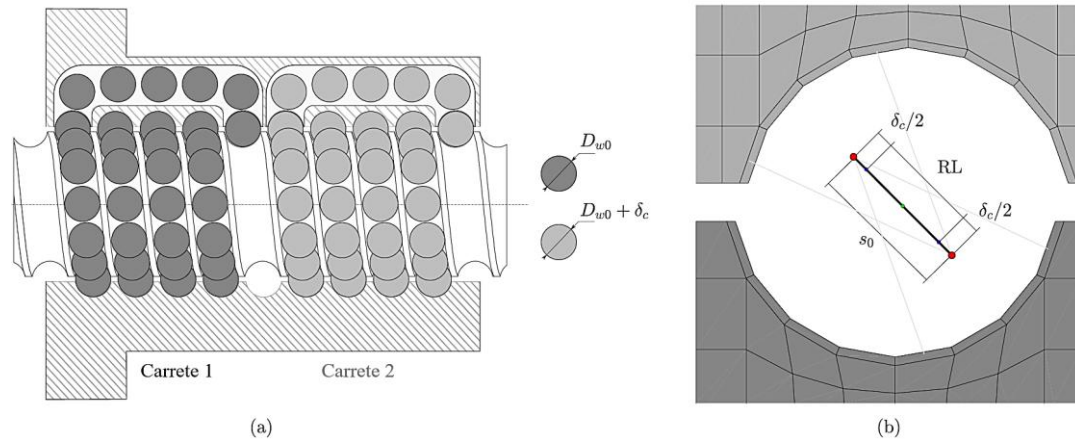


Figura 6: Implementación de la optimización de la DCHB mediante el desplazamiento de bolas [16].

2.4. Proceso iterativo

Los dos métodos anteriores utilizan un enfoque analítico para obtener la corrección que se aplicará a los conectores con el fin de optimizar la DCHB. Dado que este es un sistema complejo con numerosas variables interconectadas, los resultados iniciales pueden no ser óptimos. Por ello, se propone un proceso iterativo en el que se aplican nuevas correcciones a los resultados obtenidos hasta alcanzar el nivel de optimización deseado.

El proceso iterativo consiste en modificar la curva de corrección del resultado anterior utilizando la nueva distribución de carga obtenida. Este proceso se repite hasta obtener una curva de corrección que optimice la distribución de carga. La curva de corrección resultante después de una iteración se aplica al husillo de bolas inicial, completando así el proceso de optimización.

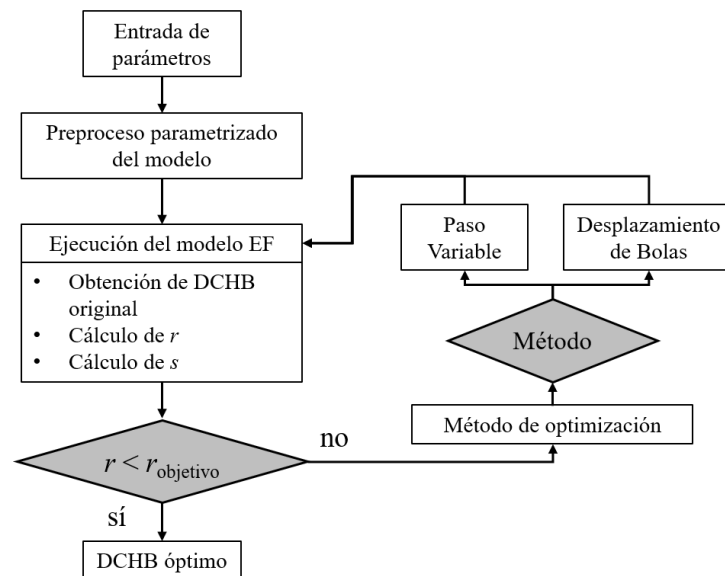


Figura 7: Diagrama de flujos del sistema de modelado mediante EF y su iteración hasta llegar una DCHB objetivo.

2.5. Método de tuerca doble en serie

Este método se diferencia de los dos anteriores en que no requiere modificar la geometría interna de las tuercas y por lo tanto no requiere un tratamiento previo sobre la configuración inicial. La misma se basa en dividir una tuerca simple en dos tuercas interconectadas de menor longitud cada una de ellas, siendo la suma de circuitos totales iguales en ambos casos como se aprecia en la Figura 8. Tal y como se observó en trabajos previos [15], reducir la esbeltez de la tuerca contribuye a uniformizar la distribución de carga en husillos a bolas. Hay que tener presente que este diseño de tuerca doble no tiene el objetivo de generar precarga, simplemente se trata de una tuerca simple dividida en dos elementos ambos trabajando en el mismo sentido axial.

En esta solución, esquematizada en la Figura 8, ambas tuercas están interconectadas mediante un ensamblaje que tiene una rigidez axial de valor k . Este ensamblaje intermedio ha de repartir preferiblemente la carga entre las dos

tuercas de igual manera siendo $F=F_1+F_2$ por lo que se calibra la rigidez para que las dos fuerzas sean lo más similar posible buscando $F_1=F_2$. La configuración de estado de carga de dicha configuración se denomina C-t, encontrándose el cuerpo de la tuerca en compresión y el eje a tracción. Este tipo de caso de carga es el más desfavorable en cuanto a distribución de carga interna se refiere.

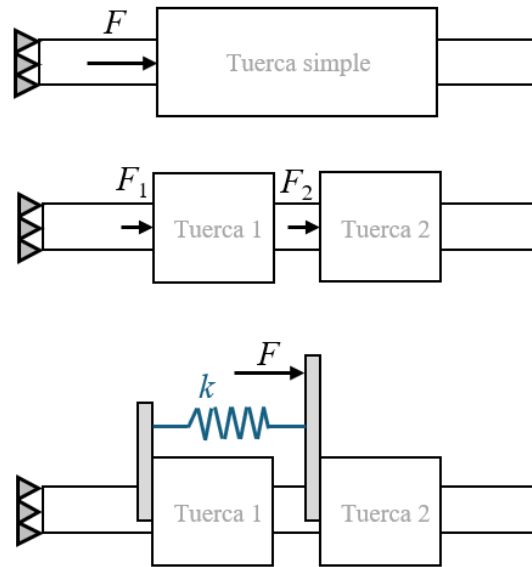


Figura 8: Simplificación esquemática del método de optimización de carga por tuerca doble en serie

La Figura 9 muestra cómo se integra esta solución en modelo de elementos finitos. Se añade un elemento de unión que reparte la carga axial entre las dos tuercas. Este elemento hace contacto con las tuercas en los laterales mediante interacciones de contacto superficie-superficie. La carga axial se aplica en la parte derecha del elemento de unión y el eje se amarra en la parte izquierda. El diámetro interior del elemento de unión es idéntico al diámetro exterior de las tuercas, mientras que el diámetro exterior del mismo (D_{ext}) es la variable de estudio que calibrará la rigidez k de la Figura 8.

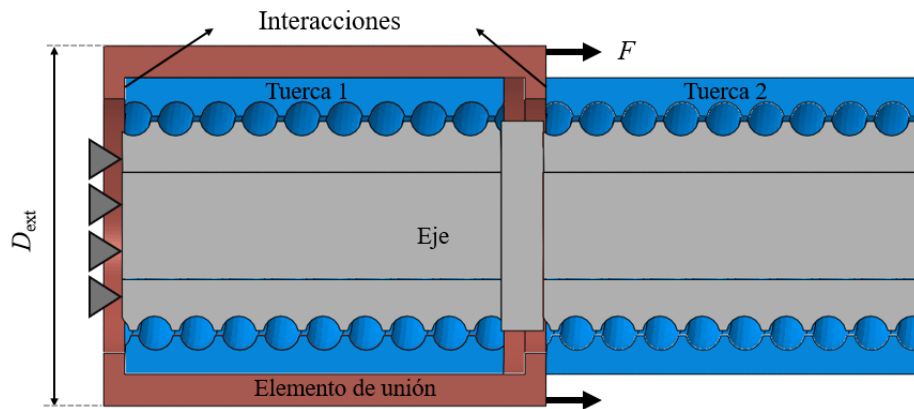


Figura 9: Ensamblaje del modelo de elementos finitos para el caso de tuerca doble

En el presente estudio, se ha seleccionado una referencia de husillo a bolas de tuerca simple y cuerpo relativamente esbelto (Tabla 1). Este tipo de geometrías es muy habitual en husillos a bolas para aplicaciones de altas cargas, siendo además los casos más destacables de una distribución de carga heterogénea. Con todo ello, se analiza una serie de casuísticas que se resumen en la Tabla 2.

Tabla 1: Geometría, elasticidad y capacidad de carga del husillo a bolas seleccionado para estudio.

Parámetro	CASO 1	CASO 2	Unidades
	(Métodos Paso y Bolas corregidas)	(Tuerca doble en serie)	
Diámetro nominal (D_0)	140	100	mm
Paso (p_h)	25	20	mm
Diámetro de bola (D_w)	19.05	15.875	mm
Ángulo de contacto (α)	45	45	°
Ratio de conformidad (f_r)	0.53	0.53	-
Número de circuitos (i)	15	16 (8+8)	-
Carretes (recirculaciones)	3 (3)	3	-

Módulo de Young (E)	210	210	GPa
Ratio de Poisson (ν)	0.3	0.3	-
Capacidad de carga dinámica (C_a)	1563	788	kN

Tabla 2: Casos de estudio, variando los métodos de optimización de la DCHB, fuerza aplicada (F_m) y dirección de la carga.

Caso	Variante	Método de optimización
1 y 2	a	Sin optimizar
1	b1 (VPM CC_{p1})	Paso variable – curva de polinomio orden 1
1	b2 (VPM CC_{p2})	Paso variable – curva de polinomio orden 2
1	b4 (VPM CC_{p4})	Paso variable – curva de polinomio orden 4
1	c1 (VPM CC_{p1i})	Paso variable – curva iterada de polinomio orden 1
1	c2 (VPM CC_{p2i})	Paso variable – curva iterada de polinomio orden 2
1	c4 (VPM CC_{p4i})	Paso variable – curva iterada de polinomio orden 4
1	d1 (BOM CC_{s1})	Desplazamiento de bolas
1	d2 (BOM CC_{sII})	Desplazamiento de bolas – Tamaño de carrete modificado
2	e	Caso de tuerca doble en serie

3. Resultados

Los resultados obtenidos en los estudios de caso se presentan a continuación. Según la metodología previamente establecida, el primer paso consiste en obtener la distribución de carga original. La Figura 10 muestra la DCHB para el estado de carga definido. En este caso, la distribución original tiene un valor de relación de $r=2.69$, que es un valor elevado. Dado que la carga externa aplicada coincide con la capacidad de carga axial dinámica C_a , y que el cálculo este valor por norma asume que todas las bolas soportan la misma carga, el resultado indica que la bola más cargada soporta realmente 2.69 veces esa carga teórica.

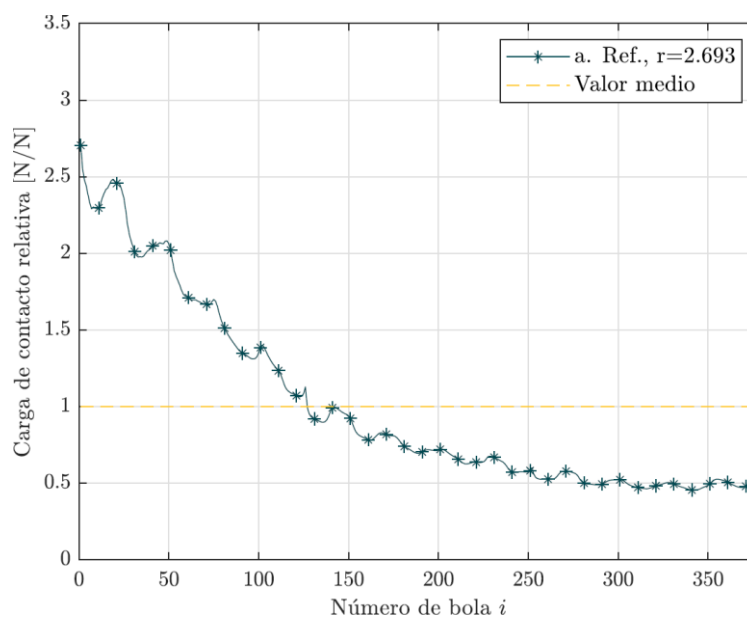


Figura 10: DCHB original (caso 1-a)

3.1. Solución mediante paso variable corregido (VPM)

Los resultados de los casos estudiados muestran la distribución de carga original y las curvas de corrección aproximadas usando polinomios de diferentes órdenes (Figura 11). La curva lineal es notablemente distinta de las demás, que son bastante similares. La curva obtenida directamente de la corrección basada en el desplazamiento $h(i)$ se asemeja mucho a la curva polinómica de 4º orden.

Las curvas de corrección optimizan significativamente la distribución de carga en comparación con la original. La corrección lineal es la menos efectiva, reduciendo la relación de carga máxima de $r = 2.69$ a $r = 2.41$. Las demás correcciones logran una relación alrededor de $r = 1.56$, siendo la mejor la de 4º orden.

El proceso iterativo mejora aún más la optimización (Figura 12), donde la corrección polinómica de 4º orden logra la mejor distribución de carga, reduciendo la relación a $r = 1.165$ en la quinta iteración, lo que representa una reducción del 57% en la carga máxima.

Finalmente, se menciona que los errores de paso permisibles según la norma ISO 3408-3 son mucho menores que las correcciones aplicadas, lo que confirma que las tolerancias de fabricación no afectan significativamente la optimización en husillos de bolas de alta carga.

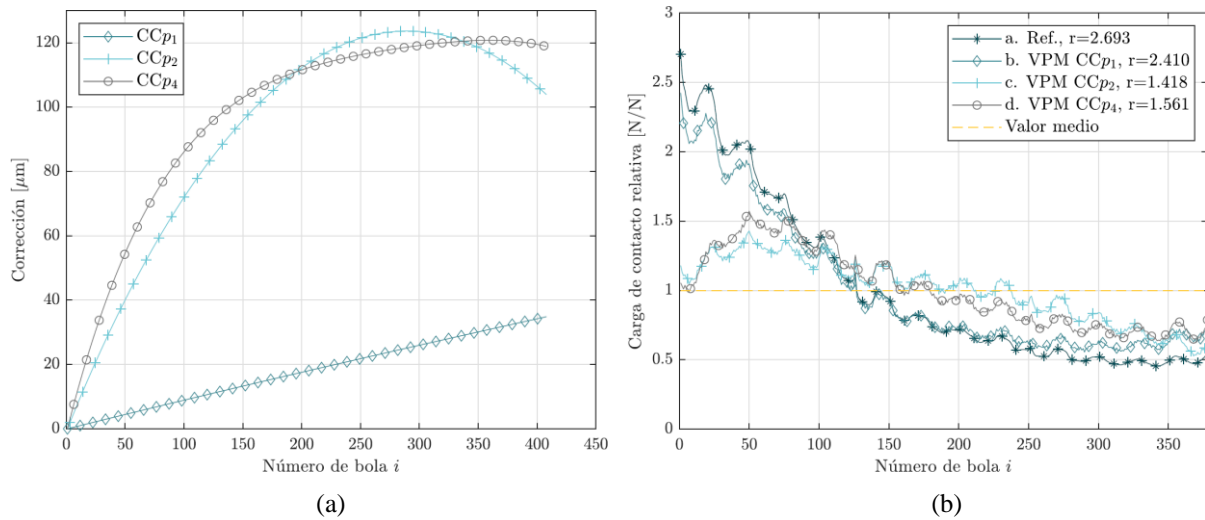


Figura 11: Resultados obtenido por el método de paso variable (VPM) sin iteraciones (Casos 1-a y 1-b). (a) Curvas de corrección. (b) resultado de la DCHB.

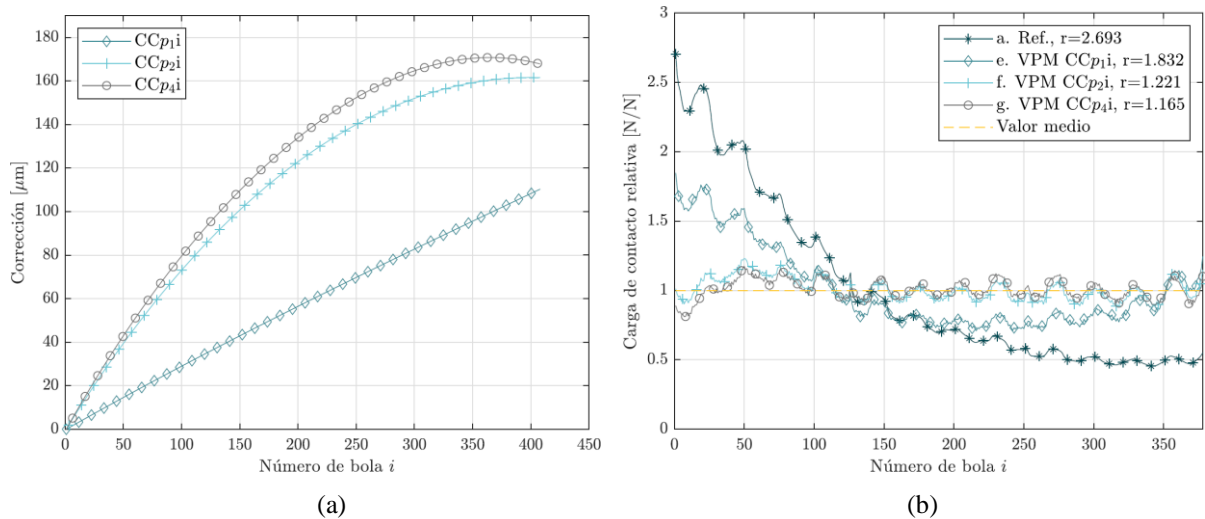


Figura 12: Resultados obtenido por el método de paso variable VPM con iteraciones (Casos 1-a y 1-c). (a) Curvas de corrección. (b) resultado de la DCHB.

3.2. Solución mediante desplazamiento de bolas (BOM)

En el método de desplazamiento de bolas se parte de una curva de corrección polinómica de 2° orden iterada como referencia. En el método de optimización del tamaño de las bolas, se realiza un proceso iterativo similar, donde todas las bolas de un mismo carrete reciben un valor de corrección discreto correspondiente al aumento del diámetro de las bolas (Figura 13). Además, se mejora este método variando la longitud de cada circuito (CC_{SII}).

El método de desplazamiento de bolas proporciona una distribución de carga diferente, equilibrando la carga general al ajustar el tamaño de las bolas en cada carrete. La primera corrección, con carretes del mismo número de circuitos, reduce la relación de carga máxima de $r=2.69$ a $r=1.72$, mientras que la segunda corrección, variando el número de circuitos en cada carrete, logra una relación mejorada de $r=1.53$.

Aunque el método de desplazamiento de bolas no alcanza el nivel de optimización tan elevado y continuo del método de paso variable, logra una reducción del 43% en la carga máxima. La efectividad de estas metodologías se ha demostrado para condiciones de carga específicas, pero los husillos de bolas suelen estar sujetos a condiciones de carga variables, lo que requiere un análisis adicional de las consecuencias de aplicar correcciones basadas en la carga máxima en diferentes estados.

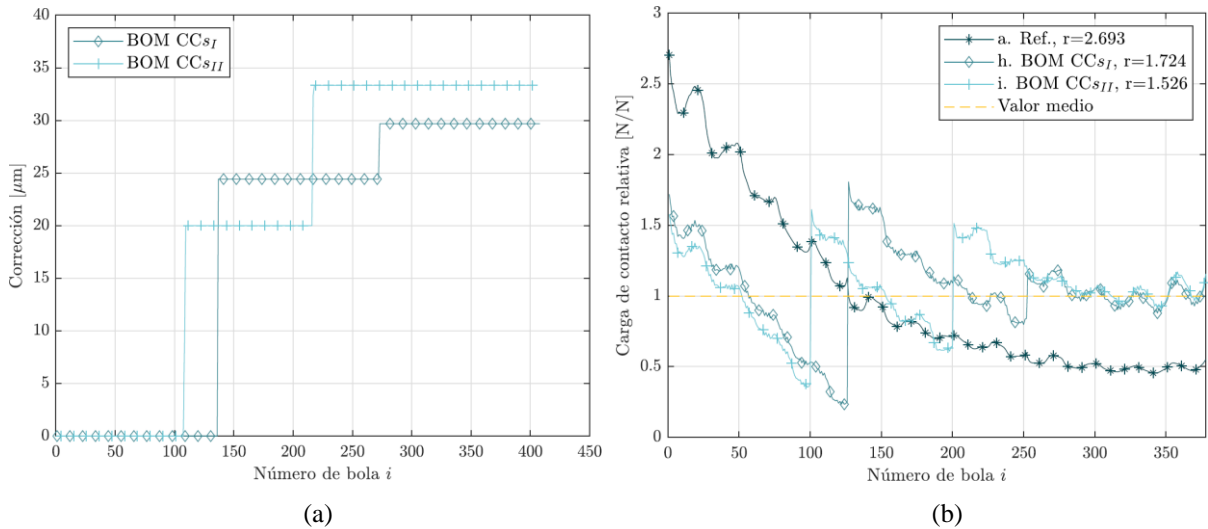


Figura 13: Resultado obtenido por el método de desplazamiento de bolas, BOM (Casos 1-a y 1-d). (a) Diferentes variaciones de diámetro de bola aplicado por carrete. (b) DCHB resultantes.

3.3. Solución mediante tuerca doble en serie

Primeramente, se ha analizado la influencia del elemento que conecta ambos cuerpos para garantizar el reparto equitativo entre ambos elementos. Para ello se ha escogido un elemento tubular con un diámetro interior fijo ($D_{in}=140$ mm) y se ha modificado el diámetro exterior aumentando sí su sección, y por tanto su rigidez axial. La Figura 14 muestra dicha evolución, donde con un diámetro exterior de $D_{ext}=163.5$ mm se obtendría un reparto equitativo.

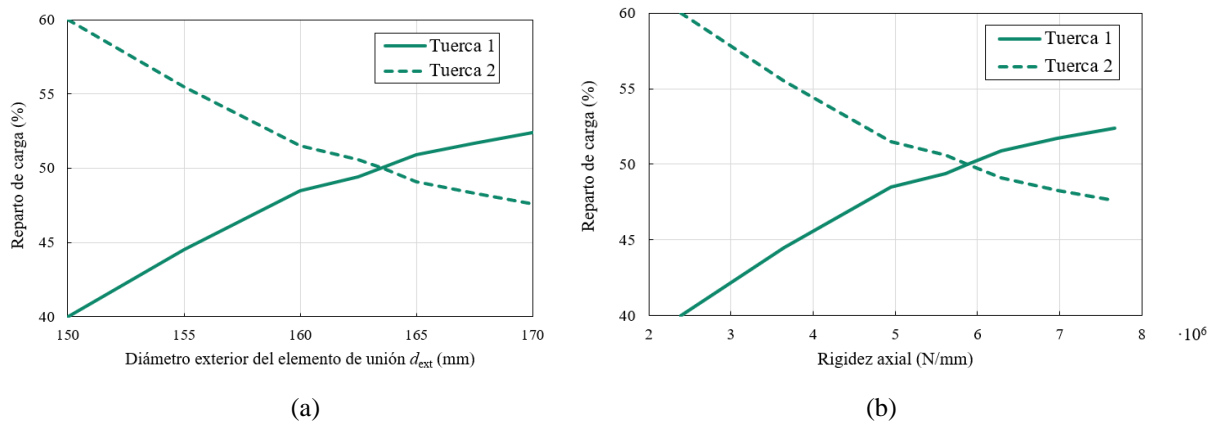


Figura 14: Reparto de carga entre las dos tuercas variando el diámetro exterior (a) y la rigidez axial (b) dependiendo de la sección del elemento de unión.

La idea inicial lleva a pensar que con un reparto de carga igual en ambas tuercas se debería de obtener una distribución de carga idéntica en ambas tuercas. No obstante, tal y como muestra la Figura 15 esa hipótesis no se cumple ya que utilizando un diámetro exterior de 163.5 mm la Tuerca 1 presenta un valor pico de carga mayor que la Tuerca 2. Esto se debe en gran medida a la configuración de amarre C-t (tuercas a compresión eje a tracción) y a las distribuciones de deformaciones axiales a lo largo del eje. Analizando las distribuciones se puede apreciar que las cargas pico coinciden con un diámetro exterior de 155 mm, en este caso el reparto de fuerzas axiales es de aproximadamente 45% para la Tuerca 1 y 55% para la Tuerca 2.

Para proseguir con el análisis se ha seleccionado un diámetro exterior de 155 mm cuyo valor de rigidez axial es de $3.65 \cdot 10^6$ N/mm para el elemento de unión. Con ello, tal y como se muestra en la Figura 16, se han obtenido las distribuciones de carga tanto para el caso de tuerca simple como para el caso de tuerca doble donde la reducción de la no-uniformidad es notoria. Tanto en valores de carga absolutos como relativos la carga máxima se reduce en un 54%, con esto se pasa de tener un ratio r de 3.86 a 1.81 y 1.79 para la Tuerca 1 y Tuerca 2 respectivamente.

Estas mejoras son de gran interés de aplicación industrial, ya que permiten de una manera simple aumentar considerablemente la capacidad de carga de los diseños. Además, hay situaciones que fabricar tuercas con muchos circuitos, es decir, muy esbeltas es difícil para las máquinas de mecanizado por lo que esta solución facilitaría la fabricación de estos componentes.

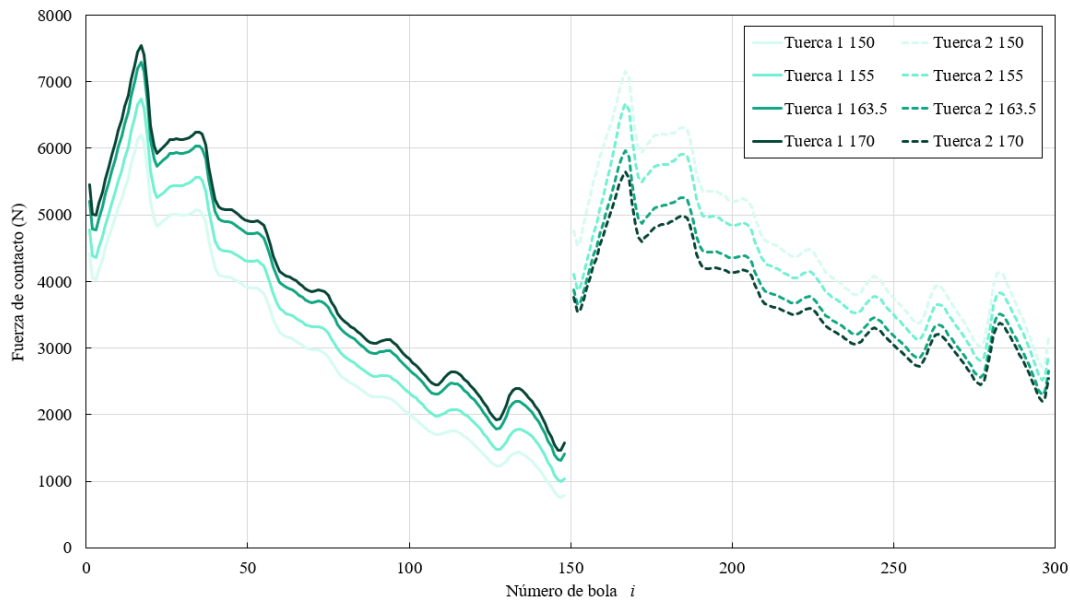


Figura 15: Distribución de carga dependiendo del diámetro exterior del elemento de unión

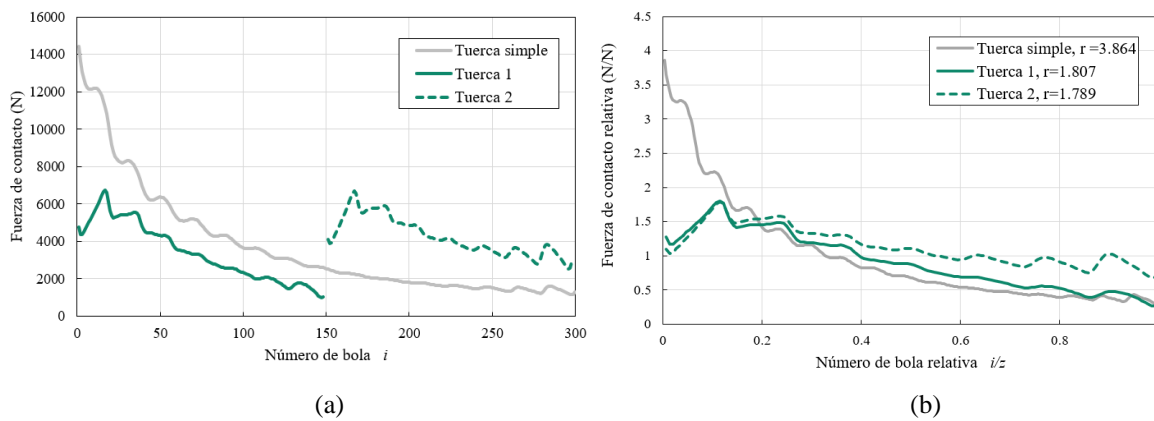


Figura 16: DCHB de un husillo de tuerca simple (caso 2a) frente a la configuración de tuerca doble (caso 2i)

4. Conclusiones

Este artículo analiza diferentes soluciones de optimización para reducir la no uniformidad global de la distribución de carga en husillos de bolas. Se desarrollan tres métodos industrialmente viables: el método de paso variable y el desplazamiento de bolas, así como el método de tuerca doble en serie. Los dos primeros métodos aplican mediante un modelo de elementos finitos una precarga inicial en áreas localizadas de la tuerca para lograr una distribución de carga más uniforme, mientras que el tercero involucra a más componentes.

Los resultados muestran que el método de paso variable reduce significativamente la no uniformidad global. Las curvas de corrección iteradas ofrecen un mejor nivel de optimización, siendo las curvas polinómicas de 4º orden las más efectivas. El método de desplazamiento de bolas también logra optimización, aunque en menor grado, destacando por su simplicidad y fácil aplicabilidad. Finalmente, el método de tuercas dobles, de manera similar a la que logra el método de desplazamiento de bolas, produce una mejora escalonada por reducir la esbeltez de las tuercas. Por lo tanto, se extraen como conclusiones principales:

1. Los modelos de optimización desarrollados reducen la no uniformidad global en todos los casos.
2. Un proceso iterativo mejora el nivel de optimización.
3. El método de paso variable ofrece los mejores resultados, aunque es más complejo de aplicar.
4. El método de desplazamiento de bolas es simple y efectivo, pero su grado de optimización es menor.
5. El método de tuercas dobles en serie presenta una solución fácilmente aplicable por diseño y con resultados prometedores. En el mismo se puede destacar que para obtener una carga pico igual en ambas tuercas el reparto de carga axial entre las mismas no tiene que ser de estrictamente 50-50%.

5. Agradecimientos

Los autores quieren agradecer el soporte técnico y económico brindado por Shuton S.L.U. y al Gobierno Vasco por la financiación del proyecto PREVARHU del programa Hazitek (ref. ZL-2022/00996 y ZL-2023/00617).

6. Referencias

- [1] C. Li, M. Xu, W. Song, and H. Zhang, “A Review of Static and Dynamic Analysis of Ball Screw Feed Drives, Recirculating Linear Guideway, and Ball Screw,” *Int J Mach Tools Manuf*, vol. 188, p. 104021, May 2023, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2023.104021.
- [2] Y. Altintas, A. Verl, C. Brecher, L. Uriarte, and G. Pritschow, “Machine Tool Feed Drives,” *CIRP Annals*, vol. 60, no. 2, pp. 779–796, 2011, doi: 10.1016/j.cirp.2011.05.010.
- [3] F. Abevi, A. Daidie, M. Chaussumier, and M. Sartor, “Static Load Distribution and Axial Stiffness in a Planetary Roller Screw Mechanism,” *Journal of Mechanical Design*, vol. 138, no. 1, p. 12301, Jan. 2016, doi: 10.1115/1.4031859.
- [4] C.-C. Wei and W.-H. Kao, “Analyses of Contact Forces and Kinetic Motion on Heavy Load Ball-Screw,” *MATEC Web of Conferences*, vol. 185, p. 14, 2018, doi: 10.1051/mateconf/201818500014.
- [5] X. Mei, M. Tsutsumi, T. Tao, and N. Sun, “Study on the Load Distribution of Ball Screws with Errors,” *Mech Mach Theory*, vol. 38, no. 11, pp. 1257–1269, Nov. 2003, doi: 10.1016/S0094-114X(03)00070-3.
- [6] *ISO-3408 Ball Screws. Part 5: Static and Dynamic Axial Load Ratings and Operational Life*. 2006.
- [7] S. Xu, Y. F. Sun, and H. Shen, “Load Distribution of Ball Screw with Contact Angle Variation,” *Applied Mechanics and Materials*, vol. 397–400, pp. 435–440, Sep. 2013, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.397-400.435.
- [8] J. Liu, H. Feng, and C. Zhou, “Static Load Distribution and Axial Static Contact Stiffness of a Preloaded Double-Nut Ball Screw Considering Geometric Errors,” *Mech Mach Theory*, vol. 167, p. 104460, Jan. 2022, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2021.104460.
- [9] N. Zhen and Q. An, “Analysis of Stress and Fatigue Life of Ball Screw with Considering the Dimension Errors of Balls,” *Int J Mech Sci*, vol. 137, pp. 68–76, Mar. 2018, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2017.12.038.
- [10] J. Zhao, M. Lin, X. Song, and Q. Guo, “Investigation of Load Distribution and Deformations for Ball Screws with the Effects of Turning Torque and Geometric Errors,” *Mech Mach Theory*, vol. 141, pp. 95–116, Nov. 2019, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.07.006.
- [11] B. Lin, C. E. Okwudire, and J. S. Wou, “Low Order Static Load Distribution Model for Ball Screw Mechanisms Including Effects of Lateral Deformation and Geometric Errors,” *Journal of Mechanical Design*, vol. 140, no. 2, p. 22301, Feb. 2018, doi: 10.1115/1.4038071.
- [12] C. Liu, C. Zhao, X. Meng, and B. Wen, “Static Load Distribution Analysis of Ball Screws with Nut Position Variation,” *Mech Mach Theory*, vol. 151, p. 103893, Sep. 2020, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.103893.
- [13] R. Bertolaso, M. Cheikh, Y. Barranger, J.-C. Dupré, A. Germaneau, and P. Doumalin, “Experimental and Numerical Study of the Load Distribution in a Ball-Screw System,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 28, no. 4, pp. 1411–1420, Apr. 2014, doi: 10.1007/s12206-014-0128-0.
- [14] M. Maiztegui, J. Larrañaga, A. Arana, A. Oyanguren, and I. Ulacia, “Non-Destructive Experimental Technique to Determine Ball Contact Load in Rolling Machine Elements,” *Tribol Int*, vol. 195, p. 109629, Jul. 2024, doi: 10.1016/j.triboint.2024.109629.
- [15] L. Sangalli, A. Oyanguren, J. Larrañaga, A. Arana, M. Izquierdo, and I. Ulacia, “Numerical characterization of local and global non-uniformities in the load distribution in ball screws,” *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 118, no. 5–6, pp. 1411–1425, 2022, doi: 10.1007/s00170-021-07978-4.
- [16] L. Sangalli, A. Oyanguren, M. Izquierdo, J. Larrañaga, and I. Ulacia, “Numerical study on the effectiveness of the optimization of the load distribution in ball screw actuators,” *Mech Mach Theory*, vol. 203, Nov. 2024, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2024.105781.