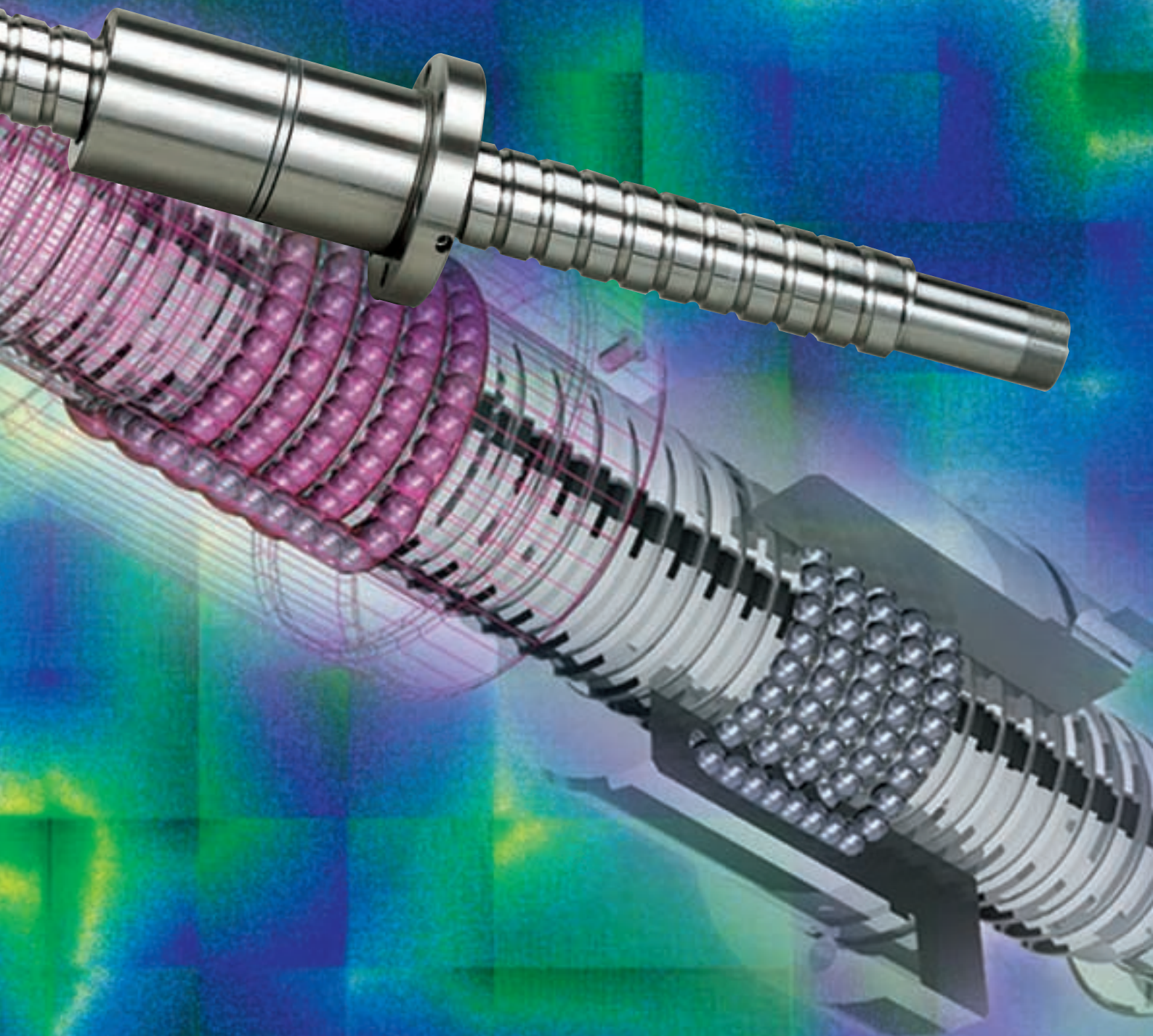




**Korta**

husillos a bolas  
**CATALOGO TECNICO**

ballscrews  
**TECHNICAL CATALOGUE**







**Korta, s.a.** atesora una larga experiencia en el diseño, producción y comercialización de husillos a bolas. Nuestro constante esfuerzo en la búsqueda del más alto nivel de CALIDAD hace que podamos ofrecer al mercado un producto de calidad contrastada a nivel internacional.

**Korta, s.a.** utiliza avanzados medios y tecnologías punteras de fabricación, sistemas informáticos y de CAD/CAM aplicados a la producción de husillos a bolas.

**Korta, s.a.** con una clara política de aseguramiento de CALIDAD, dispone del Certificado de Registro de Empresa ER-071/2/96 de acuerdo con la norma UNE-EN ISO 9002.

**Korta, s.a.** formado por un conjunto de PERSONAS altamente cualificadas, ofrece al mercado una vocación de SERVICIO pensada en el cliente, dando adecuadas soluciones a sus necesidades y respuesta rápida a todo tipo de aplicaciones.

## INTRODUCCION INTRODUCTION

***Korta, s.a.** has been accumulating experience of the design, production and sales of ball screws for many years. Our ongoing effort to attain the highest level of QUALITY has enabled us to put an internationally approved quality product on the market.*

*To make it, **Korta, s.a.** uses state-of-the-art production means, vanguard technologies, CAD/CAM and other computing systems specially adapted to the production of ball screws.*

***Korta, s.a.** also implements a plain Quality Assurance policy that has won us the Registered Firm Certificate No. ER-071/2/96 for compliance with the UNE-EN ISO 9002 standard.*

***Korta, s.a.**, staffed by a team of highly skilled PEOPLE, offers their customer-orientated SERVICE vocation to the market and provides adequate solutions to any demands and a quick response to all sorts of applications.*



ISO 9002

# Contenido

## Index



	Página
1. Servicio al cliente	4
2. Calidad asegurada	6
3. Características de los husillos a bolas <b>Korta</b>	8
4. Gama de fabricación	10
5. Campos de aplicación	12
6. Términos y definiciones	13
7. Detalle de tuercas	16
8. Condiciones de recepción	21
9. Precarga y rigidez	34
10. Cálculos de diseño	46
- Cálculo a pandeo	46
- Velocidad crítica	48
- Capacidad de carga estática y dinámica	50
- Duración de vida	52
- Flexión del eje debido a su peso	56
- Deformación térmica de eje	57
- Torsión en el eje del husillo a bolas	57
- Par de funcionamiento e inercia del sistema	58
- Rendimiento y potencia	60
- Ejemplo de cálculo	61
11. Información general	66
- Tipos de punta y ejemplos de montaje	66
- Almacenaje y transporte	67
- Temperatura de funcionamiento	67
- Protección	68
- Husillos a bolas huecos	68
- Materiales	69
- Lubricación	69
- Montaje y desmontaje de la tuerca	71
12. Precauciones a adoptar. Problemas y soluciones.	72
13. Procedimiento de selección.	74
14. Cuestionario.	75

	Page
1. Service to the Customer	4
2. Guaranteed Quality	6
3. Characteristics of <b>Korta</b> Ball Screws	8
4. Production Range	10
5. Fields of Use	12
6. Terminology and Definitions	13
7. Nut Design Details	16
8. Acceptance Conditions	21
9. Preload and Rigidity	34
10. Design Calculations	46
- Buckling Calculation	46
- Critical Speed	48
- Static and Dynamic Load Ratings	50
- Life Expectancy	52
- Deflection of Ball Screw Shaft under its own Weight	56
- Thermal Deformation of Ball Screw Shaft	57
- Torsion of the Ball Screw Shaft	57
- Driving Torque and System Inertia	58
- Efficiency and Power	60
- Example of Ball Screw Calculation	61
11. General Information	66
- Types of Ends and Typical Mounting	66
- Storage and Transport	67
- Working Temperature	67
- Protection	68
- Hollow Shaft Ball Screws	68
- Materials	69
- Lubrication	69
- Mounting and Dismantling of the Nut	71
12. Preventive Measures. Problems and Solutions.	72
13. Selection of <b>Korta</b> Ball Screws	74
14. Questionnaire	75

# Servicio al cliente

## Service to the Customer

Las principales ventajas ofrecidas por los husillos a bolas de precisión **Korta** para el movimiento lineal, en sustitución de los clásicos husillos de rosca trapezoidal son un mayor rendimiento y eficacia, y una disminución de los costes de mantenimiento.

Los clientes se benefician asimismo, de la posibilidad que les ofrece **Korta** de escoger entre una de las gamas más amplias del mercado de husillos a bolas, lo que nos permite poder recomendar y suministrar el husillo a bolas más adecuado a cada tipo de aplicación.

Nuestro objetivo primordial es el de prestar un servicio adecuado y de calidad al cliente. **Korta** trata de mejorar continuamente con el fin de seguir siendo uno de los líderes mundiales en gama de producto, calidad, asesoramiento técnico, plazo de entrega y precios.

A su vez poseemos un servicio de reparación de husillos a bolas para atender todo tipo de urgencias.

*Higher performance and efficiency combined with lower maintenance costs are the major advantages of **Korta** high-accuracy ball screws for linear motion transmission over conventional trapezoidal thread screws.*

*The customers also benefit from **Korta** enabling them to choose from one of the widest ranges in the ball screw market. This allows us to recommend and supply the most suitable ball screw for each type of application.*

*Our primary objective is to give the customer an adequate and quality service. **Korta** seeks continuous improvements in order to remain one of the sector's leaders in the world, in terms of product range, quality, technical advices, delivery times and prices.*

*We have also established a ball screw repair service to see about any case of an emergency.*

## Gama de producto

### Product range

**Korta** ofrece una amplia gama de husillos a bolas de precisión. Incluye distintos diámetros y pasos (izquierda y derecha), tuercas dobles ó simples, materiales standard o inoxidables, en ejecución rectificada ó laminada; lo que nos permite seleccionar el más adecuado para su aplicación.

Asimismo **Korta** ofrece un extensísimo catálogo de medidas de husillos a bolas de precisión en STOCK según norma de **Korta** y de norma DIN69051/5 y DIN69051/2.

***Korta** offers for sale a wide range of precision ball screws in various sizes and leads (left-handed and right-handed threads) with single or double nuts, made from standard or stainless materials, either ground or rolled. So, we can always select one ad-hoc for your application.*

*Likewise, **Korta** has in STOCK a full reference catalogue of high-accuracy ball screws as per **Korta** , DIN 69051/5 and DIN 69051/2 standards.*

## Asesoramiento técnico

### Technical advices

Nuestro departamento de I+D ha elaborado un banco de datos que reúne todos los parámetros importantes a la hora de medir la eficacia y rendimiento de un husillo a bolas, en una gama extremadamente variada de aplicaciones. Esto nos permite asesorarle técnicamente con

*Our R&D department have created a database regrouping all the parameters essential to evaluate the efficiency and performance of ball screws for an extremely diversified field of uses. We are thus in a position to advise you technically and help you to satisfy your applica-*



el fin de cumplir con los requisitos específicos de su aplicación (aunque sea difícil predecir el rendimiento de un husillo a bolas bajo condiciones de trabajo extremas, siempre podremos efectuar una simulación de vida del husillo a bolas e incluso ver su comportamiento en los bancos de pruebas).

Este asesoramiento incluye la selección del tipo de husillo a bolas más conveniente en cada caso, según diámetro, paso, precarga, material, lubricación, etc. El sistema CAD nos permite simular, optimizar y actualizar los diseños, por lo que podemos ofrecerle una rápida y adecuada respuesta.

## **Entrega en plazo** **In-Time Delivery**

**Korta** está equipado con maquinaria versátil y de gran capacidad de producción, organizada por células para distintas familias de fabricación y software que optimiza la entrega de pedidos según plazos y las carga de trabajo de cada máquina. Ello permite atender plazos de entrega con una mayor urgencia, sin que ello afecte a la entrega de pedidos previamente programada.

Asimismo, utilizar husillos a bolas de nuestra gama de STOCK, le permite a Ud., disponer de unos plazos de entrega más reducidos.

## **Precios competitivos** **Competitive prices**

Nuestra mejora continua en medios de producción posibilita una reducción en nuestros costes de fabricación, beneficiándose implícitamente de unos precios más ajustados y competitivos.

Si un husillo a bolas de nuestra gama de STOCK se adapta a sus necesidades, sin duda, utilícelo. Su precio será siempre inferior al de un husillo a bolas según plano del cliente.

**Korta** seleccionará el husillo a bolas más económico que cumple con las especificaciones y requisitos de calidad que Ud. nos exija.

*tion requirements. (Although it is hard to predict the behaviour of a ball screw under extreme operating conditions, we can always prepare a simulation of the ball screw life and see how the ball screw performs on a test-bench.)*

*Such an aid provides the choice of the ideal ball screw type, diameter, lead, preload-ing, material, lubrication, etc., for each concrete application. A CAD system permits us to simulate, optimize and update our designs, which enables us to give you a quick and appropriate answer.*

***Korta** is equipped with high-output versatile machinery arranged in cells according to the different product families and has items of software to optimize the workload of each machine and the delivery of orders according to the required lead times. As a result, more urgent supplies can be served without altering previously scheduled deliveries.*

*Moreover, if you can use any type of ball screws we have in STOCK, the lead time will be much shorter.*

*Ongoing improvement of our production facilities makes it possible for us to reduce our manufacturing costs. For you, this means you will profit by really near-cost and competitive prices.*

*If any ball screw in our STOCK range fits your requirements, do not hesitate to use it. Its price will always be lower than that of a customized ball screw.*

***Korta** will select the most cost-effective ball screw complying with the specifications and quality standards you would impose on us.*

# 2

## Calidad asegurada Guaranteed quality

La definición de calidad de **Korta** se basa en cumplir y satisfacer las necesidades del cliente, desde el principio hasta el final de cada pedido, siendo objetivo prioritario llegar a cero defectos. Es responsabilidad de todos y cada una de las personas pertenecientes a nuestra organización, el asegurar la calidad de los productos **Korta** que suministremos al cliente.

**Korta, s.a.** está regularmente sometido a auditorías por parte de nuestros clientes y organismos externos de inspección cualificados. Asimismo, nosotros auditamos a nuestros proveedores y subcontratistas, según procedimientos operativos establecidos en el manual de calidad.

*For **Korta**, the quality concept is based on the fulfilment of and compliance with the customer's requirements from the initial to the final stages of each order. Zero defects is our priority target and it is the responsibility of every people within our organization to guarantee the quality of the products **Korta** supplies to the customer.*

***Korta, s.a.** is regularly audited by customers and authorized independent regulatory agencies. In our turn, we audit our suppliers and subcontractors as per the operating procedures defined in our Quality Manual.*



Fig. 1 Certificado de precisión de paso  
Lead accuracy certificate

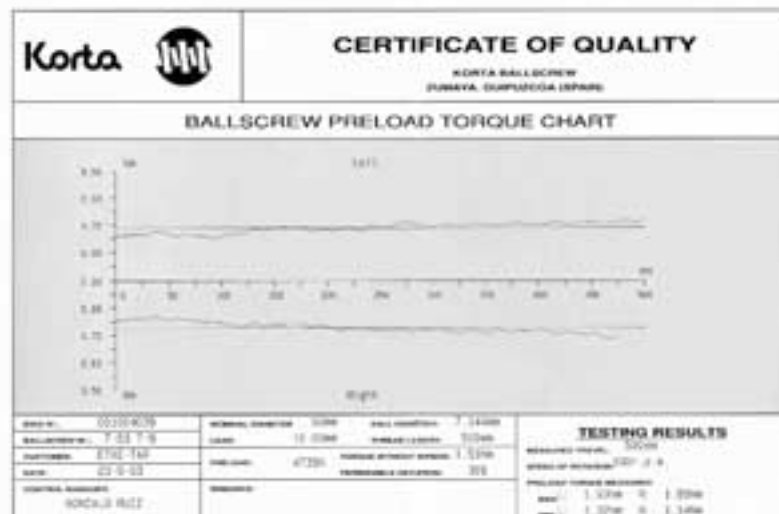


Fig. 2 Certificado de par de precarga  
Preloading torque certificate



Fig. 3 Certificado de rigidez  
Rigidity certificate

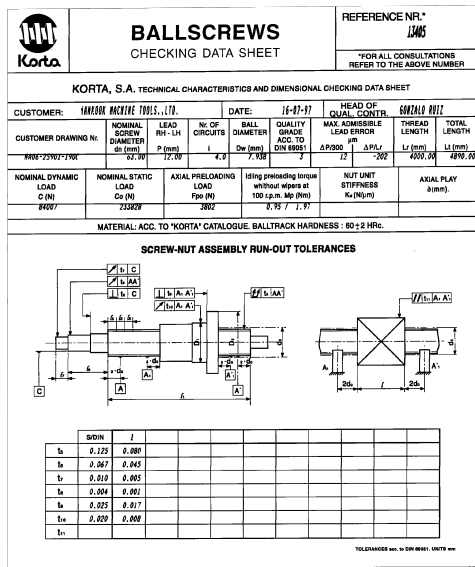


Fig. 4 Certificado dimensional  
Dimensional certificate

El sistema de aseguramiento de la calidad de **Korta, s.a.** dispone del Certificado de Registro de Empresa ER-071/2/96 de acuerdo con la norma UNE-EN ISO 9002.

Certificados de control que **Korta** puede suministrar:

- Precisión de paso (figura 1).
- Par de precarga (figura 2).
- Rigidez (figura 3).
- Tolerancias dimensionales y conformidad (figura 4).
- Análisis químicos de materiales.
- Tratamientos térmicos.
- Detección de grietas por líquidos penetrantes.
- Inspección por partículas magnéticas.
- Otros certificados de inspección.

*The Quality Assurance System in place at **Korta, s.a.** is attested by the Registered Firm Certificate ER-071/2/96 for compliance with the UNE-EN ISO 9002 standard.*

*Control certificates **Korta** may deliver cover:*

- Lead accuracy (figure 1).
- Preloading torque (figure 2).
- Rigidity (figure 3).
- Dimensional tolerances and conformity (figure 4).
- Chemical analysis of the materials used.
- Heat treatments.
- Dye-penetrant crack detection.
- Magnetic particle inspection.
- Other inspections.

# Características de los husillos a bolas Korta

## Characteristics of Korta ball screws

Una de las principales novedades que encontramos en los husillos a bolas, es que el rozamiento por deslizamiento que se produce en los husillos convencionales es sustituido por un rozamiento de rodadura, de la misma manera que ocurre en los rodamientos, con las consiguientes ventajas que esto supone en favor de los accionamientos mandados por husillos a bolas.

*One of the main new features of Korta ball screws is that the sliding friction produced by conventional screws has been replaced by a rolling friction, in the same way as occurs with ball bearings. The resultant advantages for ball screw-driven actuators are as listed below:*

### Alta precisión High Accuracy

Korta cuida con rigor la calidad y precisión en la fabricación de los husillos a bolas, mediante sofisticados sistemas de medición (rayos láser, perfilómetros, proyectores de perfiles, rugosímetros, medidor de par continuo, etc.), haciendo algunas de las mediciones en un habitáculo donde existen grados de humedad y temperatura constantes para, de esta manera, no distorsionar el resultado de las mediciones por influencia de las condiciones ambientales.

*Rigorous quality and precision controls are carried out during the manufacturing process of Korta ball screws, using sophisticated measuring systems (laser, profilometers, contour projectors, surface roughness testers, continuous torque meters, etc.). Some of these measurements are performed in a controlled-atmosphere room where temperature and humidity are kept constant so that ambient conditions do not distort the test results.*

### Alta rigidez y mínimo juego axial High Rigidity and Minimal Axial Play

En un husillo convencional, si queremos minimizar de alguna manera el juego axial, llega un momento en que el par que tenemos que aplicar para conseguir el movimiento se acrecenta en exceso. Esto da lugar a que el husillo no trabaje con suavidad, e incluso pudiera haber la posibilidad de agarrotamiento. Con los husillos a bolas, Korta consigue reducir a cero el juego axial mediante la aplicación de una precarga, consiguiendo así una gran suavidad de operación, a la vez que muy bajos pares de aplicación.

*When trying to minimize the axial play (backlash) of conventional screws by all means, it happens that the torque necessary to obtain the movement becomes excessive. As a consequence, the screw no longer operates smoothly and freezing may well occur. Through preloading the ball screw, Korta have managed to eliminate axial play, thereby ensuring an extremely smooth operation and the use of very low drive torques.*

### Suavidad de operación y alto rendimiento Smooth Operation and High Efficiency

Debido al bajísimo coeficiente de rozamiento de rodadura que tienen los husillos a bolas en comparación con el rozamiento de los husillos convencionales, los prime-

*Due to the extremely low rolling friction coefficient of the ball screws in comparison with the sliding friction of conventional screws, the efficiency of the former is*

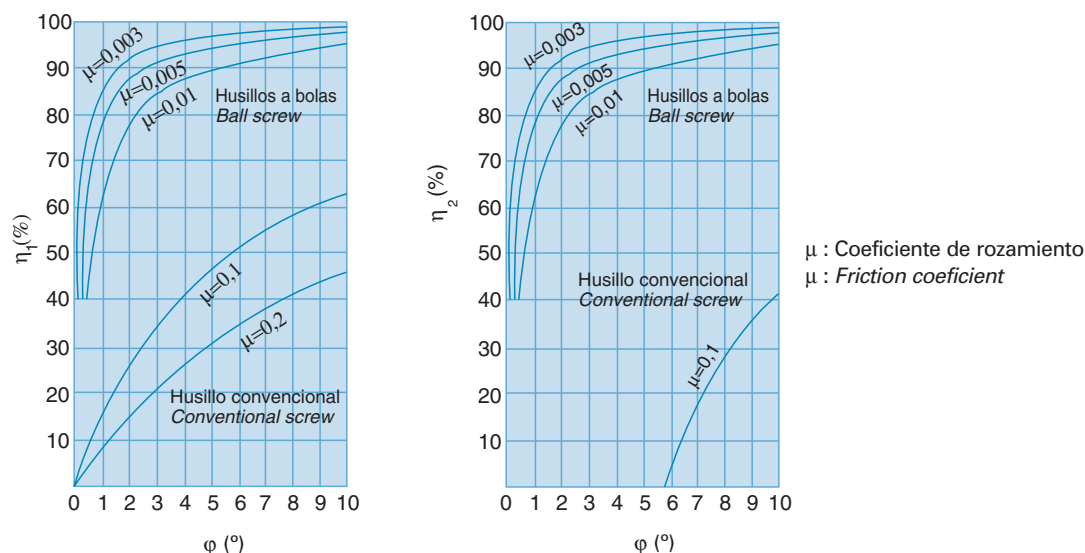


ros tienen un rendimiento elevadísimo que puede llegar en algunos casos hasta cotas del 97% y 98%.

En la figura 5 se muestran dos gráficos en los que se puede apreciar la gran diferencia existente entre los rendimientos obtenidos con los husillos a bolas, en oposición con los rendimientos de los convencionales.

*much higher, in some cases as much as 97% and 98%.*

*Figure 5 shows two charts giving a good idea of the higher rates of efficiency achieved when using ball screws as opposed to the use of conventional screws.*



Usado normal: Conversión del movimiento de rotación en movimiento lineal.  
*Normal use: transformation of a rotary motion into a linear motion.*

Usado especial: Conversión del movimiento lineal en movimiento de rotación.  
*Special use: transformation of a linear motion into a rotary motion.*

Fig. 5. Rendimiento mecánico de los husillos a bolas KORTA  
*Mechanical efficiency of KORTA ball screws*

Todas estas características descritas, hacen que los husillos a bolas **Korta** tengan una gran duración, a la vez que proporcionan gran precisión de movimiento y posicionamiento. También, permiten velocidades de traslación muy superiores con respecto a los husillos convencionales de fileteado trapezoidal, menores vibraciones, deslizamientos, desgastes, calentamientos, y en definitiva menores potencias de arrastre. Por todo ello, **Korta** asegura una elevada calidad en la fabricación del producto, para de esta manera, garantizar todas las ventajas descritas en favor de los husillos a bolas.

*All those characteristics contribute to ensure the long service life of Korta ball screws and their working with high positioning and motion accuracy. They also allow transfer speeds much higher than are obtained with conventional trapezoidal thread screws. Other interesting features are fewer vibrations and displacements, less wear and overheating and, finally, lower drive powers. To achieve this and to guarantee the described advantages of ball screws, Korta cares for top quality throughout the product manufacturing process.*

El contacto con metal en un husillo convencional necesita una alta fuerza de puesta en marcha debido al rozamiento. Por el contrario, las bolas del husillo necesitan una pequeña fuerza para superar el rozamiento de rodadura.


*Because of their metal-against-metal contact and subsequent sliding friction, conventional screws require a high initial driving force. By contrast, only a small force is needed by the balls of a ball screw to overcome the rolling friction.*

# 4

## Gama de fabricación Production Range

Diámetro Diameter	Paso Lead												
	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	64
12													
16													
20													
25													
32													
40													
50													
63													
80													
100													
120													

Tab. 1

 Pasos normalizados DIN  
DIN standard leads

La tabla 1 muestra las medidas más usuales en la fabricación de husillos a bolas **Korta**. Para la posibilidad de cualquier otra medida consultar con el departamento técnico de **Korta**.

*The table 1 shows the most common sizes used in the manufacturing of **Korta** ball screws. Please contact **Korta**'s Engineering Department about the possibility of dealing with other sizes.*

### Stock de husillos a bolas KORTA Stock of KORTA Ball screws

Con el objetivo de minimizar el plazo de entrega de los husillos a bolas, **Korta** ofrece una gama de medidas en stock. Esta gama en stock se divide en husillos según norma propia **Korta** y según norma DIN 69051.

En ambos casos los husillos se dividirán en husillos laminados y husillos rectificados. Los husillos laminados son muy apropiados para aplicaciones en las que las prestaciones que se exigen a este mecanismo, no son tan elevadas como en el caso de los husillos a bolas rectificados. En la fabricación de estos primeros ya no se incluye la operación de rectificado de rosca del husillo, (aunque sí el rectificado de rosca de la tuerca) y por consiguiente se obtiene un sustancial abaratamiento de su costo de fabricación y precio de venta.

*In order to minimize the delivery times, **Korta** offers a range of ball screws in several sizes from permanent stocks. The said range comprises ball screws according to both **Korta**'s own standard and the DIN 69051 standard.*

*Each category is further divided into rolled ball screws and ground ball screws. Rolled ball screws are suitable for any application demanding a level of performance from this system, which need not be as high as that required from ground ball screws. Manufacturing of the former type excludes the grinding of the screw thread (but not of the nut thread); it ensues a substantial cutdown of this product manufacturing costs and selling price.*

# Gama de fabricación. Stock

## Production Range. Stock

### Norma KORTA KORTA standard

- Husillos a bolas laminados o rectificados con tuerca simple RBS ó RS.
- *Rolled or ground ball screws with RBS or RS single nut.*

Diámetro Diameter	Paso Lead			
	5	10	20	40
16				
20				
25				
32				
40				
50				
63				

Tab. 2

- Husillos a bolas rectificados con doble tuerca UDBS.
- *Ground ball screws with UDBS double nut.*

Diámetro Diameter	Paso Lead			
	5	10	20	40
16				
20				
25				
32				
40				
50				
63				

Tab. 3

### Norma DIN 69051 DIN 69051 standard

- Husillos a bolas laminados ó rectificados con tuerca simple KBS.
- *Rolled or ground ball screws with KBS single nut.*
- Husillos a bolas rectificados con tuerca doble EDBS.
- *Ground ball screws with EDBS double nut.*

DIN 69051/5

DIN 69051/2

 Paso no normalizado / *Non standard lead*

Diámetro Diameter	Paso Lead				
	5	10	20	32	40
16					
20					
25					
32					
40					
50					
63					

Tab. 4



# 5

## Campos de aplicación Fields of use

Los husillos a bolas se utilizan exitosamente en las siguientes áreas:

- Máquina-herramienta CNC.
  - Centros de mecanizado CNC
  - Tornos CNC
  - Fresadoras CNC
  - Rectificadoras CNC
- Máquina-herramienta en general
- Máquinas de empaquetamiento
- Máquinas de impresión
- Máquinas de procesamiento de plásticos
- Mesas X-Y
- Unidades elevadoras
- Actuadores
- Industria del metal
- Industria del automóvil
- Industria aeronáutica
- Tecnología médica
  - Aparatos de rayos X
  - Camas de hospital
- Industria alimentaria
- Sector farmacéutico
- Industria nuclear
- Prensas, máquinas de inyección de plástico

*Ball screws are successfully used in the following areas:*

- *CNC Machine-Tools*
  - *CNC Machining Centres*
  - *CNC Lathes*
  - *CNC Milling Machines*
  - *CNC Grinding Machines*
- *Machine-Tools in general*
- *Packing Machines*
- *Printing Machines*
- *Plastic-Processing Machinery*
- *X-Y Tables*
- *Lifting Equipment*
- *Actuators*
- *Metal Industry*
- *Car Industry*
- *Aircraft Industry*
- *Medical Technology*
  - *X-ray machines*
  - *Hospital beds*
- *Food Industry*
- *Pharmaceutical Sector*
- *Nuclear Industry*
- *Presses, Injection Moulding Machine*

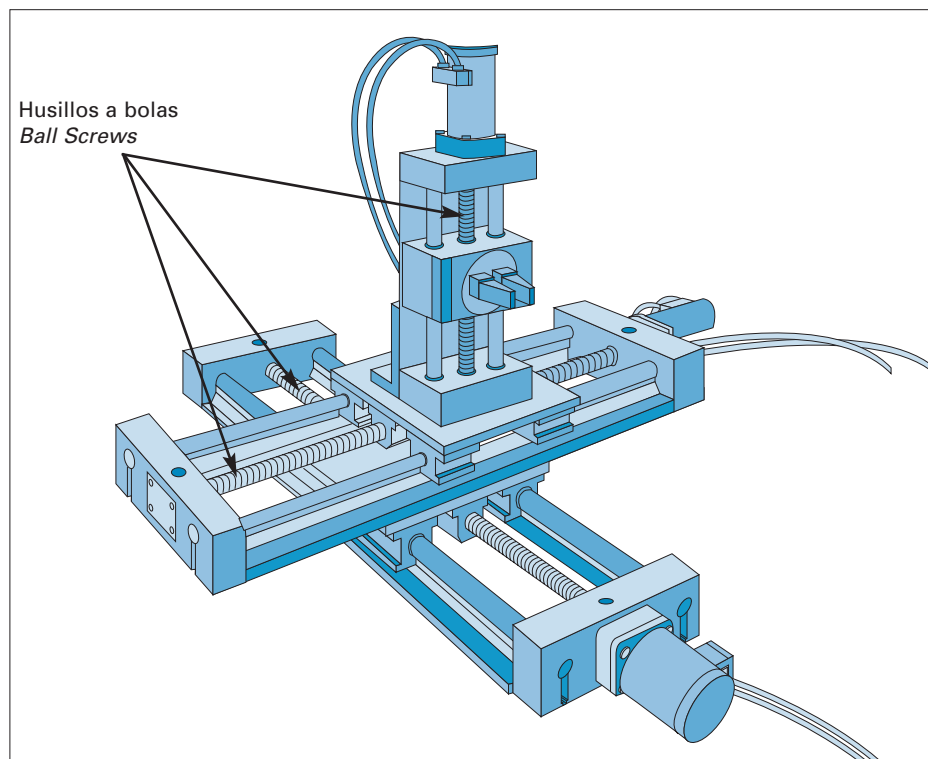


Fig. 6

# 6

## Términos y definiciones Terms and Definitions

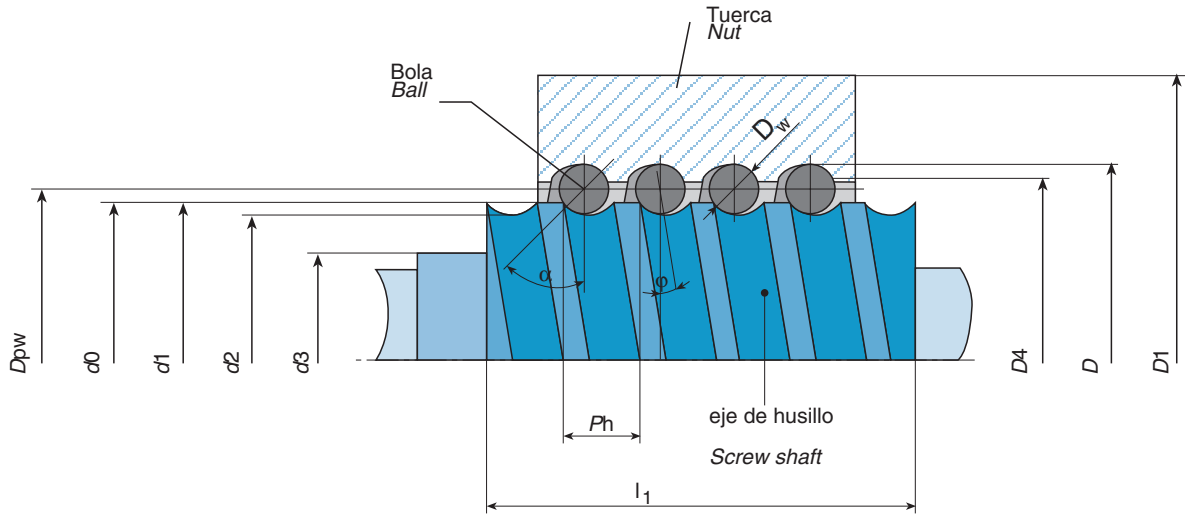


Fig. 7

- $d_0$  = diámetro nominal
- $d_1$  = diámetro exterior del husillo
- $d_2$  = diámetro del núcleo del husillo a bolas
- $d_3$  = diámetro del asiento del cojinete
- $D$  = diámetro exterior del cuerpo de tuerca
- $D_4$  = diámetro del núcleo del cuerpo de tuerca
- $D_3$  = diámetro interior del cuerpo de tuerca
- $D_{pw}$  = diámetro del círculo de centros de bola
- $D_w$  = diámetro nominal de la bola
- $l_1$  = longitud de rosca
- $P_h$  = paso
- $\alpha$  = ángulo de contacto entre bola y pista
- $\varphi$  = ángulo de hélice

**Diámetro nominal  $d_0$ :** Es el valor utilizado para designar el husillo a bolas.

**Diámetro del círculo de centros de bola  $D_{pw}$ :** Es el diámetro del cilindro en el husillo a bolas que contiene los centros de las bolas cuando éstas tocan el husillo y la tuerca en los puntos de contactos teóricos ( $\alpha = 45^\circ$ ).

**Perfil de rosca:** Es una ranura helicoidal en el husillo a bolas y en la tuerca para transmitir la carga de reacción entre ambas por medio de las bolas.

- $d_0$  = nominal diameter
- $d_1$  = ball screw shaft outer diameter
- $d_2$  = ball screw shaft root diameter
- $d_3$  = journal diameter
- $D$  = ball nut body outer diameter
- $D_4$  = ball nut body root diameter
- $D_3$  = ball nut body internal diameter
- $D_{pw}$  = pitch circle diameter
- $D_w$  = nominal ball diameter
- $l_1$  = thread length
- $P_h$  = lead
- $\alpha$  = angle of contact between ball and track
- $\varphi$  = lead angle

**Nominal diameter  $d_0$ :** is the size used to define a ball screw.

**Pitch circle diameter  $D_{pw}$ :** is the diameter of the cylinder containing the centres of the balls which are in contact with the screw shaft and the ball nut body at the theoretical contact points ( $\alpha = 45^\circ$ ).

**Ball track:** refers to the helical groove cut in the screw shaft and in the nut for reaction load transmission between the ball nut body and the ball screw shaft through the balls.

# Términos y definiciones

## Terms and Definitions

**Perfil de rosca gótico (arco ojival):** En este tipo de perfil la sección normal a través de la pista de bolas tiene la forma de un arco ojival gótico (ver figura 8).

**Gothic (ogival) groove:** A ball track whose normal cross-section is in the form of a gothic or ogival arch (see figure 8).

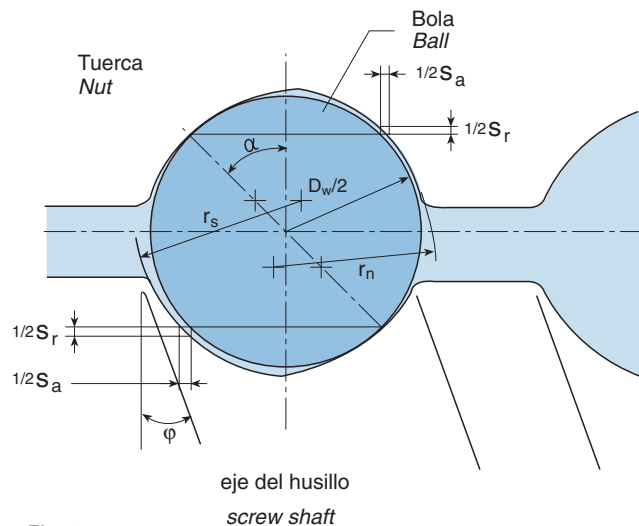


Fig. 8

**Korta** ha optado por el perfil ojival por varias razones:

Permite que el ángulo de contacto entre husillo y bola esté comprendido entre 40° y 50° (lo ideal sería que fuese de 45°). Este hecho obliga a que la distribución de cargas sea mucho más racional, de manera que la rigidez del conjunto sea óptima. Por otra parte, el rozamiento, el desgaste, y el juego axial, se minimizan, permitiendo una mayor duración de vida del conjunto husillo-tuerca.

**Ajuste  $f_{rn}$ :** Es la relación entre el radio de la pista de rodadura de la tuerca ( $r_n$ ) y el diámetro nominal de las bolas ( $D_w$ ).

**Korta** has deemed it preferable to manufacture the gothic groove for several reasons:

This type of ball track allows the contact angle between the screw and the ball to fall between 40° and 50° (the ideal angle being 45°). This means that the load distribution is much more rational, thereby providing optimum set rigidity. On the other hand, friction, wear and axial play are minimized, increasing the life expectancy of the screw-nut set.

**Conformity  $f_{rn}$ :** is the ratio of the nut ball track radius ( $r_n$ ) to the nominal ball diameter ( $D_w$ ):

$$f_{rn} = r_n / D_w \quad (1)$$



**Ajuste  $f_{rs}$ :** Es la relación entre el radio de la pista de rodadura del eje del husillo ( $r_s$ ) y el diámetro nominal de las bolas ( $D_w$ ).

**Conformity  $f_{rs}$ :** is the ratio of the ball track radius of the ball screw shaft ( $r_s$ ) to the nominal ball diameter ( $D_w$ ):

$$f_{rs} = r_s / D_w \quad (2)$$

**Angulo de contacto  $\alpha$ :** Es el ángulo entre una vertical hacia el eje del husillo a bolas y una línea a través de los puntos de contacto de una bola con la pista de rodadura de bolas del husillo y la pista de rodadura de la tuerca (ver figura 8).

**Contact angle  $\alpha$ :** is the angle between a perpendicular to the ball screw shaft axis and a line crossing the ball contact points at the screw shaft ball track and at the nut ball track (see figure 8).

**Angulo de hélice  $\varphi$ :** Es el ángulo que forma el perfil de rosca con la sección transversal del eje del husillo a bolas (Ver figura 8).

**Lead angle  $\varphi$ :** is the angle that the ball track forms with the cross-section of the ball screw shaft (see figure 8).

$$\text{tg} \varphi = \frac{P_h}{\pi D_{pw}} \quad (3)$$

**Juego axial  $s_a$ :** Es el valor del desplazamiento axial entre la tuerca y el husillo a bolas (ver figura 8).

**Axial play (backlash)  $s_a$ :** is the value of the total axial displacement between the nut body and the screw shaft (see figure 8).

**Juego radial  $s_r$ :** Es el valor del desplazamiento radial entre la tuerca y el husillo a bolas (ver figura 8).

**Radial play  $s_r$ :** is the value of the radial displacement between the ball nut body and the ball screw shaft (see figure 8).

**Paso  $P_h$ :** Es el desplazamiento axial producido al girar la tuerca  $2\pi$  radianes (1 vuelta) respecto al husillo a bolas (ver figura 8).

**Lead  $P_h$ :** refers to the axial displacement (travel) of the ball nut relative to the ball screw shaft for an angle of rotation of  $2\pi$  rad (one revolution) (see figure 8).

**Paso nominal  $P_{h0}$ :** Es un valor de paso para la identificación general del tamaño de un husillo a bolas.

**Nominal lead  $P_{h0}$ :** is the lead value for general identification of the ball screw size.

**Paso teórico  $P_{hs}$ :** Es una medida de paso ligeramente diferenciada del paso nominal y que se elige para compensar una alteración de la longitud causada por temperatura o por esfuerzo.

**Specified lead  $P_{hs}$ :** is a lead size varying slightly from the nominal lead, which is selected to compensate for an expected elongation caused by an increase in temperature or a load.

# 7

## Detalle de tuercas Nut Design Details

Las tuercas de los husillos a bolas se clasifican en función de estas características:

- Tipo de recirculación.
- Número de circuitos.
- Forma de la tuerca.

### Tipos de recirculación Types of Recirculation

**Korta** incluye en su gama de fabricación, tanto el husillo con sistema de recirculación interna de bolas mediante "deflector", sistema que permite minimizar al máximo los diámetros exteriores de las tuercas, como husillos a bolas de recirculación externa.

*Nuts for ball screws are classified according to the following characteristics:*

- *Type of recirculation system.*
- *Number of circuits.*
- *Nut shape.*

*Korta's range includes deflector-based internally recirculating ball screws, this allows smaller nut outside diameters; and also externally recirculating ball screws.*

### Husillos a bolas con recirculación interna Internally Recirculating Ball Screw

1

En la figura 9 se muestra el sistema de recirculación de las bolas dentro de cada circuito. La pieza 1 corresponde a la tuerca, la 2 al deflector y la 3 a las bolas.

*Figure 9 shows how balls circulates through each circuit. Item 1 refers to the nut, 2 to the deflector, 3 to the balls.*

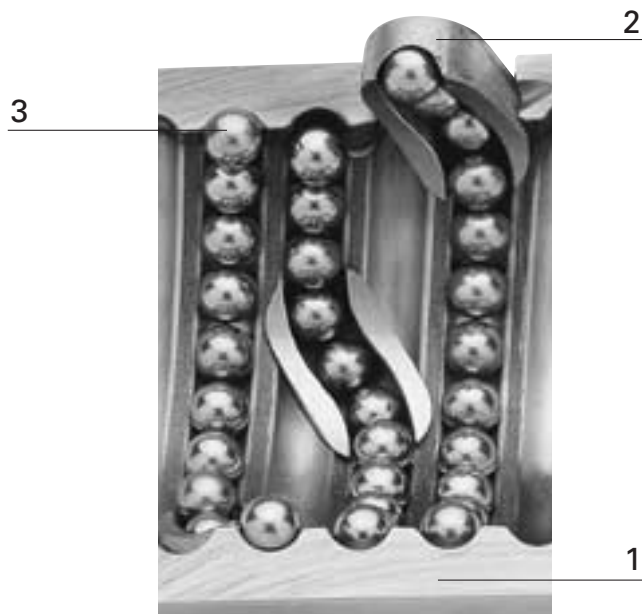


Fig. 9 Tuerca con deflector de bolas  
Nut with ball deflector

Como se puede apreciar, la función del deflector consiste en “cerrar” un circuito de bolas mediante el paso de éstos de un hilo a otro de la tuerca, siempre y cuando sean éstos adyacentes. De esta manera, las dos o tres bolas que permanentemente se sumergen en el deflector no “trabajan”, es decir, no están sometidos a esfuerzos, con lo que pueden circular en el interior del deflector de manera flotante.

*As can be seen, the purpose of the deflector is “to close” the ball circuit and “to guide” the balls from one groove of the nut to the adjacent one. The two or three balls inside the deflector at any time do not “work”, that is to say, they are not submitted to any kind of stress and can thus circulate freely through the deflector.*

## 2

### Husillos a bolas con recirculación externa Externally Recirculating Ball screw

Es otro de los sistemas de recirculación existentes dentro de la fabricación de los husillos a bolas (ver figura 10).

*These feature another ball circulating system available in the manufacture of ball screws (see figure 10).*

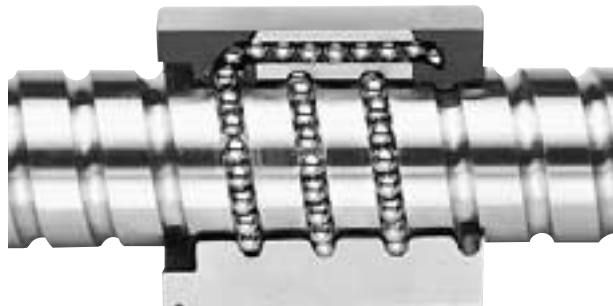


Fig. 10 Tuerca con recirculación externa  
External recirculation nut

El cierre del circuito de las bolas se hace mediante un orificio pasante en la tuerca, siendo externo a las pistas de rodadura. Este diseño obliga a utilizar mayores diámetros de tuerca que en el caso del sistema de circulación con deflector.

*Closure of the ball circuit is by means of an opening passage in the nut body, which is external to the ball tracks. This design requires that the nut diameter be greater than would be necessary for a deflector-based ball recirculating system.*



# Detalle de tuercas

## Nut Design Details

### Número de circuitos (i)

### Number of circuits (i)

Las tuercas de los husillos a bolas suelen incluir distintos recorridos cerrados que realizan las bolas alrededor del eje del husillo. Cada una de las vueltas que realizan alrededor del eje del husillo se denomina circuito. La cantidad de circuitos en una tuerca suele oscilar entre los 2 y los 6 circuitos.

*The nuts of ball screws normally present several closed paths in which the balls roll around the screw shaft. A circuit is defined as any single path for ball rotation around the ball screw shaft. The number of active circuits in a nut usually varies from 2 to 6.*

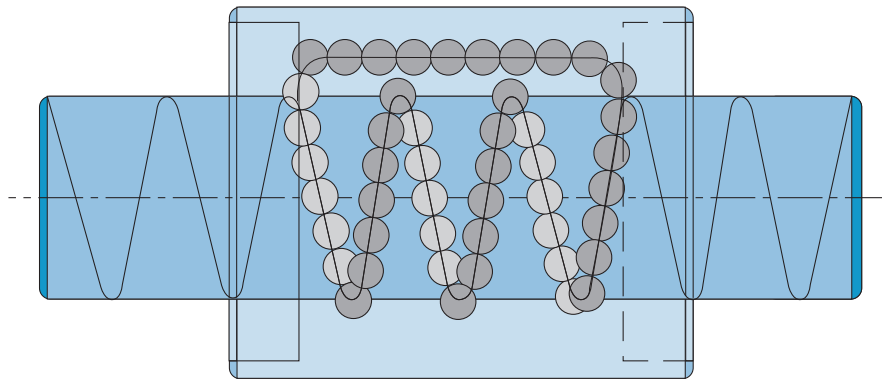


Fig. 11 Tres circuitos de una tuerca con recirculación externa  
*Three circuits in an externally recirculating nut*

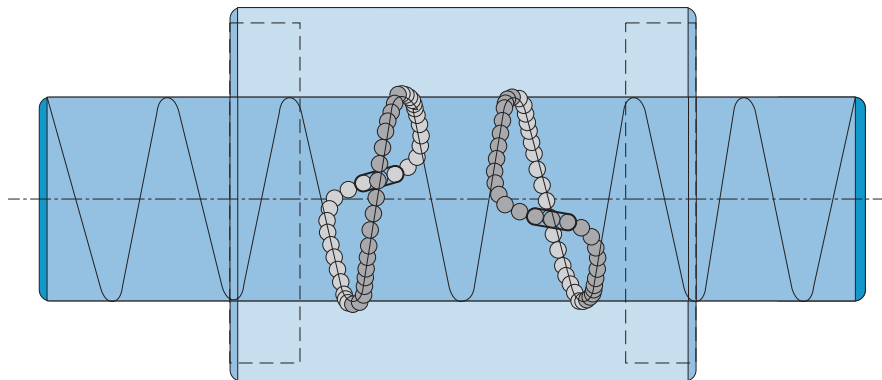


Fig. 12 Dos circuitos de una tuerca con recirculación interna  
*Two circuits of an internally recirculating nut*

## Tipos de tuerca Types of nuts

Los tipos de tuerca de fabricación standard de **Korta** son los siguientes, con la posibilidad de variaciones por exigencias o necesidades del cliente.

### Tipo "S": Tuerca simple

Type "S": Single nut

RS

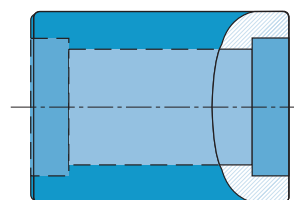


Fig. 13

### Tipo "BS": Tuerca simple con brida

Type "BS": Single nut with flange

RBS

KBS

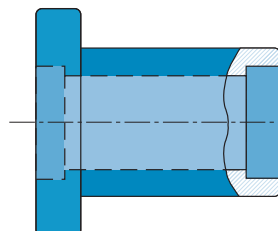


Fig. 14

### Tipo "WBS": Tuerca simple con brida y resalte

Type "WBS": Single nut with end rim and flange

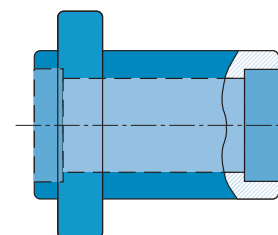


Fig. 15

### Tipo "CBS": Tuerca simple con brida centrada

Type "CBS": Single nut with centered flange

BSL

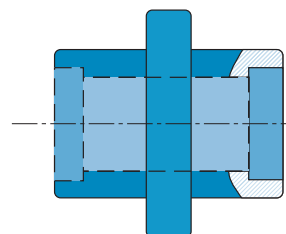


Fig. 16

### Tipo "S S": Tuerca doble sin brida

Type "S S": Double nut without flange

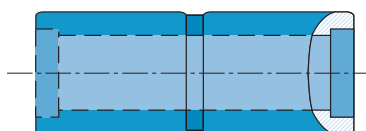


Fig. 17

# Detalle de tuercas

## Nut design details

**Tipo "BS S": Tuerca doble con brida**  
Type "BS S": Double nut with single flange

UDBS  
EDBS  
DBS

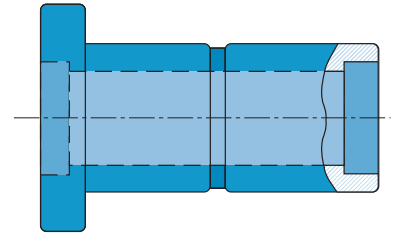


Fig. 18

**Tipo "WBS S": Tuerca doble con resalte y brida lateral**  
Type "WBS S": Double nut with end rim and flange

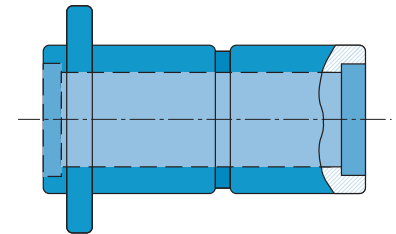


Fig. 19

**Tipo "S BS": Tuerca doble encastrada con brida**  
Type "S BS": Double encased nut with flange

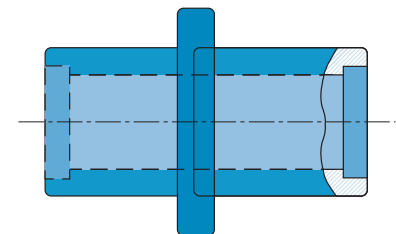


Fig. 20

**Tipo "S WBS": Tuerca doble con resalte y brida centrada**  
Type "S WBS": Double nut with rim and centered flange

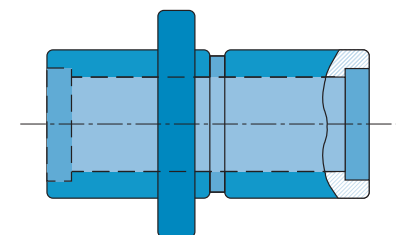


Fig. 21

**Tipo "BS BS": Tuerca doble con doble brida**  
Type "BS BS": Double nut with double flange

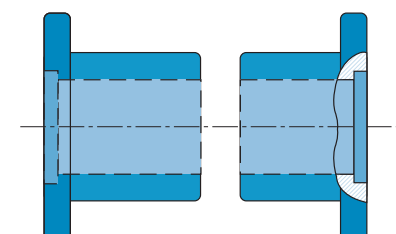


Fig. 22

# Condiciones de recepción

## Acceptance Conditions

### Introducción

### Introduction

1

En esta sección se especifican las condiciones técnicas de recepción y control de los husillos a bolas incluyendo las tolerancias válidas para los ensayos de recepción según la norma DIN 69051/3, relacionada con la norma ISO 3408/3.

La recepción de husillos a bolas se realiza teniendo en cuenta las clases de tolerancia básicas según ISO 286/2:1988. Las desviaciones límites de cada ensayo se desglosan en las cinco clases de tolerancias básicas IT (ver tabla 5).

*The object of this section is to specify the ball screw control and acceptance conditions, including admissible errors, for acceptance tests according to DIN 69051/3 which is related to the ISO 3408/3 standard.*

*For the acceptance of ball screws, the basic tolerance grades defined in ISO 286/2:1988 are borne in mind. The maximum permissible deviations for each test are classified in the five basic IT tolerance grades (see table 5).*

### Conceptos

### Concepts

2

Los siguientes conceptos están dados según la norma DIN 69051/1, relacionado con la norma ISO 3408/1.

**$I_0$  = Recorrido nominal.** Es el recorrido que se obtiene al girar la tuerca respecto al husillo, partiendo del paso nominal (ver página 15) multiplicado por el número de revoluciones.

**$I_s$  = Recorrido teórico.** Es el recorrido axial que se obtiene al girar la tuerca respecto al husillo, partiendo del paso teórico (ver página 15) multiplicado por el número de revoluciones.

**$I_a$  = Recorrido real.** Es el recorrido axial efectivo de una tuerca sobre un husillo o viceversa, después de un determinado número de vueltas.

**$I_u$  = Recorrido útil.** Es el recorrido más la longitud de tuerca a bolas.

**$I_m$  = Recorrido real medio.** Es el recorrido real promediado a lo largo del recorrido útil.

**$I_e$  = Sobre recorrido.** Es el recorrido axial que se encuentra fuera del recorrido útil y que sirve de seguridad.

**$c$  = Compensación del recorrido .** Es la diferencia acordada entre el recorrido teórico y el nominal a lo largo del recorrido útil.

*The definitions of the following concepts are defined according to the DIN 69051/1 standard that refers to ISO 3408/1.*

**$I_0$  = Nominal travel.** This is the travel resulting from the rotation of the nut about the screw shaft and which is calculated by multiplying the nominal lead (see page 15) by the number of revolutions.

**$I_s$  = Specified travel.** This is the axial displacement resulting from the rotation of the nut about the screw shaft, which is calculated by multiplying the specified lead (see page 15) by the number of revolutions.

**$I_a$  = Actual travel.** This is the actual displacement of the ball nut relative to the ball screw shaft, or vice versa, for a given number of revolutions.

**$I_u$  = Useful travel.** It is equal to the length of stroke plus the ball nut body length.

**$I_m$  = Actual mean travel.** This is the averaged actual travel along the useful travel.

**$I_e$  = Excess travel.** This is the axial displacement beyond the useful travel, which is provided for safety purposes.

**$c$  = Travel compensation,** the agreed difference between the specified travel and the nominal travel within the useful travel.



# Condiciones de recepción

## Acceptance Conditions

**$e_p$  = Tolerancia límite.** Limita el campo de tolerancias para el recorrido real medio.

**$e_{0a}$  = Desviación media** del recorrido real que se obtiene de la diferencia entre el recorrido real medio ( $l_m$ ) y el recorrido nominal ( $l_0$ ) a lo largo del recorrido útil ( $l_u$ ).

**$e_{sa}$  = Desviación media** del recorrido real que se obtiene de la diferencia entre el recorrido real medio ( $l_m$ ) y el recorrido teórico ( $l_s$ ) a lo largo del recorrido útil ( $l_u$ ).

**$v$  = Oscilación del recorrido.** Es el ancho de banda de las desviaciones del recorrido, siempre paralelamente al recorrido real medio respectivo. Están acordados los siguientes recorridos axiales:

- $2\pi$  rad, con las correspondientes oscilaciones del recorrido  $v_{2\pi}$ .
- 300 mm, con las correspondientes oscilaciones de recorrido  $v_{300}$ .
- Recorrido útil, con las correspondientes oscilaciones de recorrido  $v_u$ .

**$e_p$  = Tolerance on specified travel.** This limits the scope of errors for the actual mean travel.

**$e_{0a}$  = Actual mean travel deviation,** which derives from the difference between the actual mean travel ( $l_m$ ) and the nominal travel ( $l_0$ ) within the useful travel ( $l_u$ ).

**$e_{sa}$  = Actual mean travel deviation,** which derives from the difference between the actual mean travel ( $l_m$ ) and the specified travel ( $l_s$ ) within the useful travel ( $l_u$ ).

**$v$  = Travel Variation.** The corresponding band width parallel to the actual mean travel. The following travels have been defined:

- $2\pi$  rad, with the corresponding band width  $v_{2\pi}$ .
- 300 mm, with the corresponding band width  $v_{300}$ .
- useful travel, with the corresponding band width  $v_u$ .

### Determinación gráfica del recorrido real medio

### Graphic Evaluation of the Actual Mean travel

## 2.1

La determinación de la desviación media del recorrido real del diagrama de desviaciones de recorrido se realiza como sigue (ver figs. 23 y 24):

a) Tirar una o varias líneas rectas ( $l_1, l_2, \dots$ ) que toquen como mínimo dos puntas superiores de la curva de desviación del recorrido real repitiendo esta operación para las puntas inferiores ( $l_3, \dots$ ).

b) Determinar la máxima distancia ( $e_1, e_2, e_3$ ) entre las rectas  $l_1, l_2$  y  $l_3$  y la curva de desviación del recorrido real y elegir la distancia más corta. En las figuras 23 y 24 la distancia  $e_2$ .

c) A través de este punto de la mínima distancia y paralelamente a la recta correspondiente se tira otra recta ( $l'_2$  paralela a  $l_2$ ).

d) Se obtiene así la desviación real media  $e_{sa}$  ó  $e_{0a}$  como línea central entre estas dos rectas paralelas ( $l'_2, l_2$ ) y el ancho de la banda de la oscilación del recorrido  $v_{ua}$  sobre el recorrido útil  $l_u$  como la distancia entre las paralelas ( $e_2$ ).

The evaluation of the actual mean travel deviation from the travel deviation diagram is carried out as follows (see fig. 23 and 24):

a) Draw one or several tangents ( $l_1, l_2, \dots$ ) to the actual travel deviation curve at two or more upper peaks. Repeat this procedure for the lower peaks ( $l_3, \dots$ ).

b) Determine the maximum span ( $e_1, e_2, e_3$ ) between straight lines  $l_1, l_2$  and  $l_3$  and the actual travel deviation curve and select the smallest distance (on figures 23 and 24, distance  $e_2$ ).

c) Draw a straight line through the point of the minimum distance, that is parallel to the corresponding peak line ( $l'_2$  parallel to  $l_2$ ).

d) Then, the actual mean travel deviation  $e_{sa}$  or  $e_{0a}$  is the centreline between these parallel lines ( $l'_2$  and  $l_2$ ) and the travel variation band width  $v_{ua}$  within the useful travel  $l_u$  is the distance between the parallel lines ( $e_2$ ).

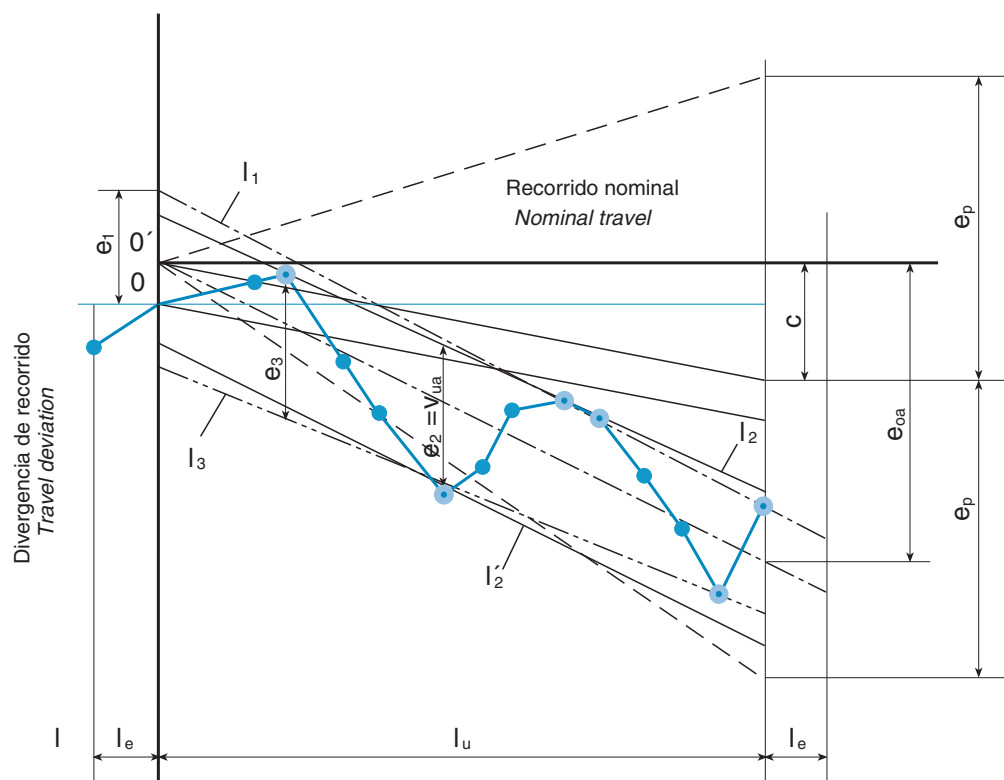


Fig. 23. Determinación gráfica del error medio del recorrido real ( $e_{0a}$ ), referido al recorrido nominal con compensación del recorrido ( $c$ ).  
Graphic determination of the actual mean travel deviation ( $e_{0a}$ ) related to the compensated nominal travel ( $c$ ).

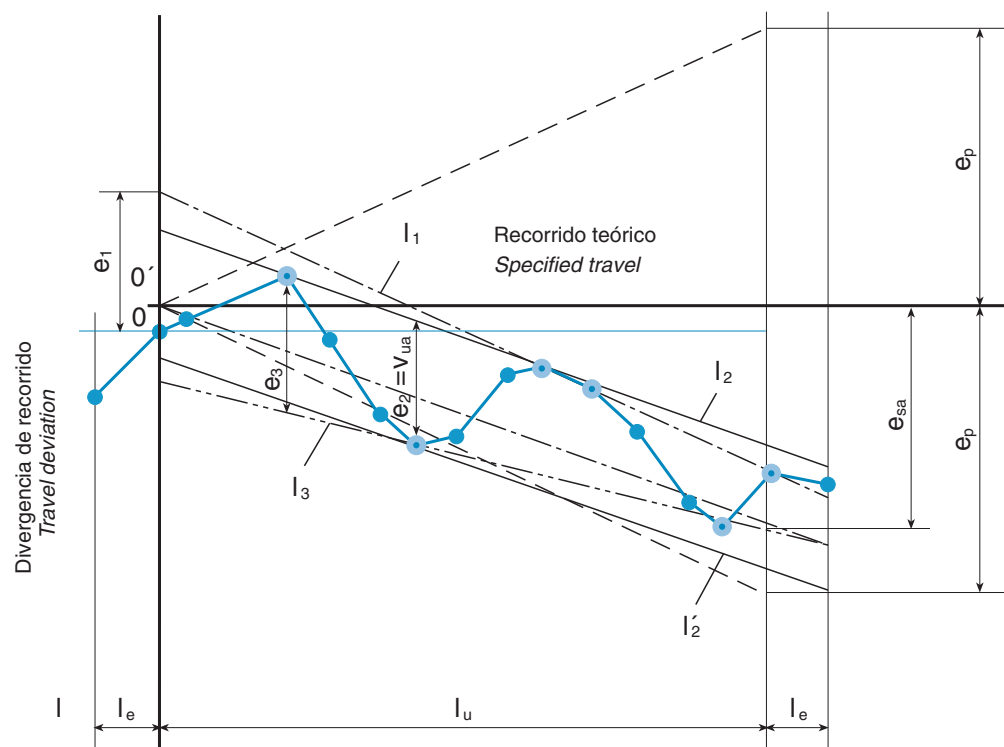


Fig. 24. Determinación gráfica del error medio del recorrido real ( $e_{sa}$ ), referido al recorrido teórico ( $c=0$ ).  
Graphic determination of the actual mean travel deviation ( $e_{sa}$ ) related to the specified travel ( $c=0$ ).

# Condiciones de recepción

## Acceptance Conditions

### Ensayos y tolerancias

### Tests and Tolerances

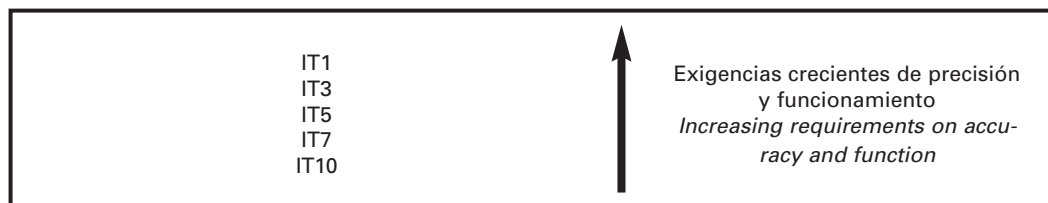
3

A continuación se muestran todos los ensayos de recepción recomendados por la norma DIN 96051.

Se debe tener en cuenta que los ensayos a realizar para un husillo de posicionamiento y otro de transporte son distintos (ver figura 25 ), concretamente en los ensayos de comprobación de las desviaciones y oscilaciones del recorrido (apartado 3.1.1).

All acceptance tests recommended under the DIN 96051 standard are referred to below.

It should be remembered that the tests to be performed on positioning ball screws differ from those to be made on transport ball screws (see figure 25). This specially applies to checking of travel deviations and variations (section 3.1.1.).



Tab.5

**P** Husillos a bolas de posicionamiento  
*Position Ball Screws*  
Sistema de medición indirecta  
*Indirect Measuring System*

**T** Husillos a bolas de transporte  
*Transport Ball Screws*  
Sistemas de medición directa  
*Direct Measuring System*

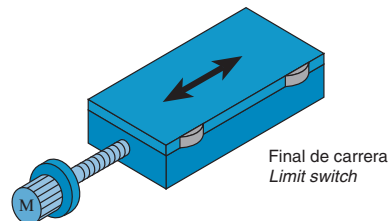
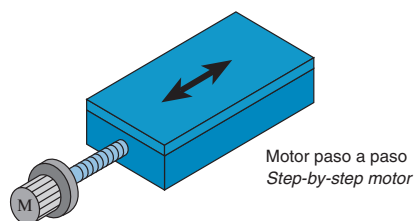
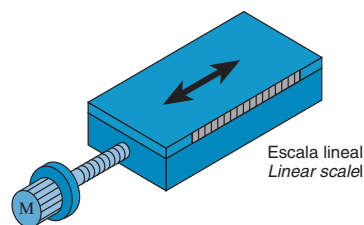
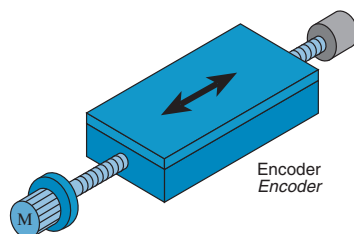


Fig. 25

- Ensayos geométricos.
  - Comprobación de las desviaciones y oscilaciones de recorrido (se realizan para todos los husillos a bolas de precisión IT1 y IT3).
  - Control para tolerancias de rodadura y posición (se realizan para todos los husillos a bolas).
- Ensayos de funcionamiento (se realizan bajo petición del cliente).

- Geometrical tests.
  - Travel deviation and variation tests (applicable to all IT1 and IT3 precision ball screws).
  - Checking of run-out and location tolerances (applicable to all ball screws).
- Functional tests (will be carried out on the customer's request).

## Ensayos geométricos Geometrical Tests

### 3.1

Las diferencias de medida límite ( $e_p$ ) del recorrido teórico sobre el recorrido útil (véase ensayo 1.1 y 1.2) y los valores para oscilación del recorrido  $v_{300}$  sobre un recorrido axial de 300 mm (ensayo 3) se han tomado de ISO 286/2: 1988.

Las tolerancias de la oscilación del recorrido  $v_{up}$  sobre el recorrido útil ( $l_u$ ) se han calculado de acuerdo con las siguientes ecuaciones obtenidas de forma experimental:

*Tolerances on specified travel ( $e_p$ ) for a given useful travel (see tests 1.1 and 1.2) and the travel variation values  $v_{300}$  for a 300mm axial travel (test 3) are directly traceable to ISO 286/2:1988.*

*Tolerances on travel variation  $v_{up}$  within the useful travel ( $l_u$ ) have been calculated by applying the following equations obtained experimentally:*

$$IT1: v_{up} = 0,0046 * \bar{l}_u + 4,6 (\mu m)$$

$$IT3: v_{up} = 0,0092 * \bar{l}_u + 9,2 (\mu m)$$

$$IT5: v_{up} = 0,0184 * \bar{l}_u + 18,4 (\mu m)$$

Utilizando como el valor de  $\bar{l}_u$  su media geométrica.

*Where  $\bar{l}_u$  is the geometric mean of useful travel.*

### 3.1.1. Comprobación de las desviaciones y oscilaciones de recorrido 3.1.1. Travel Deviation and Variation Tests

En la tabla 6 se muestran la totalidad de los ensayos que se realizan, distinguiendo entre husillos a bolas de posicionamiento y de transporte.

*The table 6 shows all the tests that are performed on positioning ball screws and transport ball screws respectively.*

Desviación del recorrido Travel deviation	<b>P</b>	<b>T</b>
c: Compensación del recorrido sobre el recorrido útil $l_u$ Travel compensation for useful travel $l_u$	Fijado por el usuario Specified by user	$c = 0$
$e_p$ : Límite de la desviación media del recorrido real sobre el recorrido útil $l_u$ Maximum permissible measurement error for the mean actual travel deviation	Ensayo 1.1 Test 1.1.	Ensayo 1.2 Test 1.2
$v_{up}$ : Límite de la oscilación del recorrido $v_u$ a lo largo del recorrido útil $l_u$ . Permissible travel variation $v_u$ within the useful travel $l_u$	Ensayo 2 Test 2	Ninguno None
$v_{300p}$ : Límite de la oscilación del recorrido $v_{300}$ sobre un recorrido axial de 300 mm Permissible travel variation $v_{300}$ within a useful travel of 300 mm	Ensayo 3 Test 3	Ensayo 3 Test 3
$v_{2\pi p}$ : Límite de la oscilación del recorrido $v_{2\pi}$ dentro de $2\pi$ radianes (1 vuelta) Permissible travel variation $v_{2\pi}$ within $2\pi$ rad (1 revolution)	Ensayo 4 Test 4	Ninguno None

Tab. 6

El número mínimo de mediciones dentro de 300 mm que se deben realizar en cada ensayo y la longitud de la sobre recorrido máximo ( $l_e$ ) se tomarán de la tabla 7.

*The minimum number of measurements over any travel of 300mm, per test, and the maximum excess travel ( $l_e$ ) will be according to the table 7.*

Paso ( $P_h$ ) Lead ( $P_h$ )	Tolerancia / Tolerance					Sobre recorrido Máximo ( $l_e$ ) Excess Travel Maximum ( $l_e$ )
	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>5</b>	<b>7</b>	<b>10</b>	
<b>5</b>	15	10	6	3	1	20
<b>10</b>	10	5	3	1	1	40
<b>20</b>	5	5	3	1	1	60
<b>40</b>	-	2	1	1	1	100

Tab.7



# Condiciones de recepción

## Acceptance Conditions

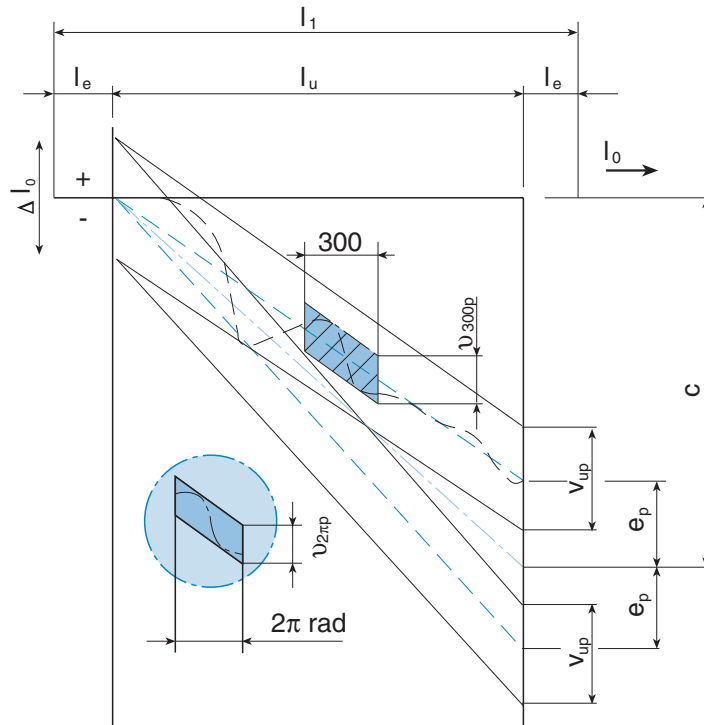


Fig. 26 Desviaciones y oscilaciones de recorrido admisibles, referidas al recorrido nominal.  
Permissible travel deviation and travel variation in relation to the nominal travel.

- **Ensayo 1.1**
- **Test 1.1**

Límites de la desviación media del recorrido real sobre el recorrido útil referido al recorrido nominal ( $e_{0a}$ ) o al recorrido teórico ( $e_{sa}$ ).

*Maximum actual mean travel deviations over the useful travel, related to the nominal travel ( $e_{0a}$ ) or the specified travel ( $e_{sa}$ ).*

$l_u$		$e_p$ ( $\mu\text{m}$ )				
		Tolerancia / Tolerance				
>	$\leq$	1	3	5	7	10
	<b>315</b>	6	12	23	52	210
<b>315</b>	<b>400</b>	7	13	25	57	230
<b>400</b>	<b>500</b>	8	15	27	63	250
<b>500</b>	<b>630</b>	9	16	30	70	280
<b>630</b>	<b>800</b>	10	18	35	80	320
<b>800</b>	<b>1000</b>	11	21	40	90	360
<b>1000</b>	<b>1250</b>	13	24	46	105	420
<b>1250</b>	<b>1600</b>	15	29	54	125	500
<b>1600</b>	<b>2000</b>	18	35	65	150	600
<b>2000</b>	<b>2500</b>	22	41	77	175	700
<b>2500</b>	<b>3150</b>	26	50	93	210	860
<b>3150</b>	<b>4000</b>	32	62	115	260	1050
<b>4000</b>	<b>5000</b>	39	76	140	320	1300
<b>5000</b>	<b>6300</b>	48	96	170	390	1550

Tab.8

- **Ensayo 3**
- **Test 3**

Límites de la oscilación del recorrido  $v_{300}$  sobre un recorrido axial de 300 mm.

*Permissible travel variation  $v_{300}$  within a 300mm axial travel.*

		$v_{300p}$ ( $\mu\text{m}$ )								
		Tolerancia / Tolerance								
DIN, ISO		1	3	5	7	10				
BSI		1	3	5	7	10				
JIS	0	1	3	5	7	10				
$v_{300p}$	3,5	5	6	8	12	18	23	50	52	210

Tab.9

- **Ensayo 1.2**
- **Test 1.2**

Límites de la desviación media del recorrido real sobre el recorrido útil ( $e_{0a}$ ).

*Maximum actual mean travel deviation within the useful travel ( $e_{0a}$ ).*

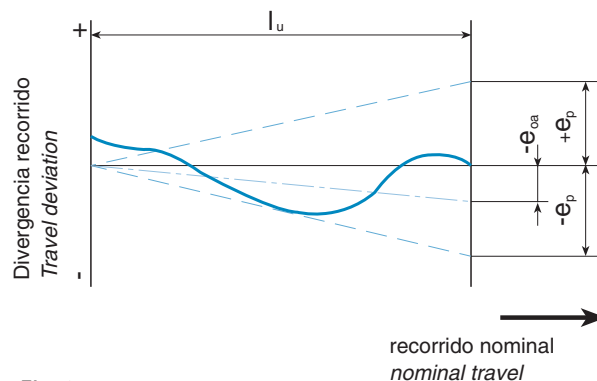


Fig. 27

$$e_p = 2 \frac{l_u}{300} v_{300p}$$

- **Ensayo 2**
- **Test 2**

Límites de la oscilación del recorrido  $v_u$  a lo largo del recorrido útil ( $l_u$ ).

*Limit travel variation  $v_u$  within useful travel ( $l_u$ ).*

$l_u$		$v_{up}$ ( $\mu\text{m}$ )		
		Tolerancia / Tolerance		
>	$\leq$	1	3	5
	<b>315</b>	6	12	23
<b>315</b>	<b>400</b>	6	12	25
<b>400</b>	<b>500</b>	7	13	26
<b>500</b>	<b>630</b>	7	14	29
<b>630</b>	<b>800</b>	8	16	31
<b>800</b>	<b>1000</b>	9	17	35
<b>1000</b>	<b>1250</b>	10	19	39
<b>1250</b>	<b>1600</b>	11	22	44
<b>1600</b>	<b>2000</b>	13	25	51
<b>2000</b>	<b>2500</b>	15	29	59
<b>2500</b>	<b>3150</b>	17	34	69
<b>3150</b>	<b>4000</b>	21	41	82
<b>4000</b>	<b>5000</b>	-	49	99
<b>5000</b>	<b>6300</b>	-	-	119

Tab.10

- **Ensayo 4**
- **Test 4**

Límites de la oscilación del recorrido  $v_{2\pi}$  dentro de  $2\pi$  radianes (1 vuelta).

*Limit travel variation  $v_{2\pi}$  within  $2\pi$  rad (1 revolution).*

$v_{2\pi p}$ ( $\mu\text{m}$ )				
Tolerancia / Tolerance				
1	3	5	7	10
4	6	8	10	10

Tab.11

# Condiciones de recepción

## Acceptance Conditions

### 3.1.2. Control de recepción para tolerancias de rodadura y posición

### 3.1.2. Acceptance Tests for Run-out and Location Tolerances

En todos los ensayos se utilizarán indicadores finos según DIN 879 sección 1 y prismas de comprobación según DIN 2274, pareados. El husillo se alojará en los prismas de comprobación en los puntos A y A'.

All the tests shall be carried out using precision gauges as per DIN 879 Section 1 and paired V-blocks in accordance to DIN 2274. The ball screw shall be placed on the V-blocks at points A and A'.

- **Ensayo 5**
- **Test 5**

Defecto de redondez  $t_5$  del diámetro exterior del husillo a bolas sobre la longitud  $l_5$  para determinar la rectitud referida a AA'.

Radial run-out  $t_5$  of ball screw shaft outer diameter for determining straightness related to AA' per length  $l_5$ .

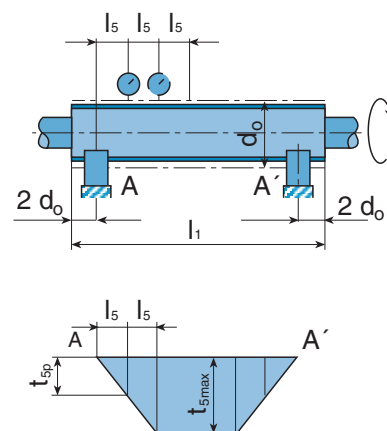


Fig. 28

#### Instrucciones del ensayo

Colocar el indicador perpendicularmente al eje a una distancia  $l_5$  del punto de apoyo A. Girar lentamente el husillo y leer durante una vuelta el defecto de redondez  $t_{5a}$  como la diferencia entre la indicación máxima y mínima. Repetir la medición a las distancias  $l_5$  indicadas. Pevio acuerdo apoyar husillo entre puntos. Cuando  $l_1 < 2l_5$  realizar mediciones en  $l_1/2$ . Tener cuidado que los resultados de medición no se vean afectados por otros errores inherentes a la tuerca (girar siempre en sentido contrario a la posición de medición).

#### Test Instructions

Place the gauge perpendicular to the ball screw shaft axis at a distance  $l_5$  from supporting point A. Rotate the ball screw slowly and determine the run-out  $t_{5a}$  for one revolution as the difference between the highest and lowest readings. Repeat the measurement at the specified distances  $l_5$ . Subject to prior agreement, make the test with the ball screw shaft supported between centres. If  $l_1 < 2l_5$ , take measurement for tolerance grades at  $l_1/2$ . Take care that the test results are not affected by errors inherent in the nut (rotation to take place in the direction opposite to the measuring position).

$d_0$		$l_5$	$t_{5p}$ ( $\mu\text{m}$ ) tolerancia / tolerance				
>	$\leq$		1	3	5	7	10
6	12	80	20	25	32	40	80
12	25	160	20	25	32	40	80
25	50	315	20	25	32	40	80
50	100	630	20	25	32	40	80
100	200	1250	20	25	32	40	80

Tab.12

$l_1/d_0$		$t_{5\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}}$ ( $\mu\text{m}$ ) para/for $l_1 \geq 4l_5$ tolerancia / tolerance				
>	$\leq$	1	3	5	7	10
	40	40	50	64	80	160
40	60	60	75	96	120	240
60	80	100	125	160	200	400
80	100	160	200	256	320	640

Tab.13

- **Ensayo 6**
- **Test 6**

Defecto de redondez  $t_6$  del asiento de rodamiento referido a AA' para  $l_6 < l$ .

*Radial run-out  $t_6$  of bearing diameter related to AA' for  $l_6 < l$ .*

**Instrucciones del ensayo**

Colocar el indicador en el pivote del asiento a la distancia  $l_6$  verticalmente a la superficie lateral. Girar lentamente el husillo y leer el defecto de redondez  $t_{6a}$  como la diferencia entre la indicación máxima y mínima durante una vuelta entera.

**Test Instructions**

*Put the gauge on the bearing pin, at a distance  $l_6$ , perpendicular to the cylindrical surface. Rotate the ball screw slowly and determine the run-out  $t_{6a}$  as the difference between the highest and lowest readings during one full revolution.*

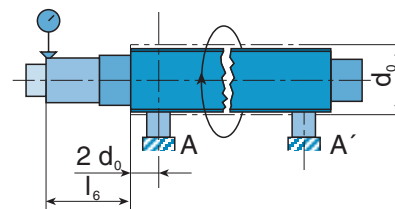


Fig. 29.

Para  $l_6 > l$ , se utiliza:  $t_{6a} < t_{6p} \cdot l_6/l$   
 For  $l_6 > l$ , use:  $t_{6a} < t_{6p} \cdot l_6/l$

d <sub>0</sub>		l	t <sub>6p</sub> (μm) para/for l <sub>6</sub> < l tolerancia / tolerance				
>	≤		1	3	5	7	10
6	20	80	10	12	20	40	63
20	50	125	12	16	25	50	80
50	125	200	16	20	32	63	100
125	200	315	-	25	40	80	125

Tab.14

- **Ensayo 7**
- **Test 7**

Defecto de coaxialidad  $t_7$  de la espiga final del husillo a bolas referido al asiento de rodamiento (medición de diferencias) para  $l_7 < l$ .

*Radial run-out  $t_7$  of the ball screw journal diameter related to the bearing diameter (by measuring the difference) for  $l_7 < l$ .*

**Instrucciones del ensayo**

Colocar dos indicadores en las espigas finales y el pivote del asiento a la distancia  $l_7$  verticalmente a la superficie lateral. Girar lentamente el husillo y leer el defecto de redondez  $t_{7a}$  como la diferencia entre los valores indicados por los indicadores durante una vuelta entera.

**Test Instructions**

*Place two gauges on the journal and the bearing seat respectively, at a distance  $l_7$ , perpendicular to the cylindrical surface for tolerance grades rotate the ball screw slowly and determine the run-out  $t_{7a}$  as the difference between the readings of the two gauges during one full revolution.*

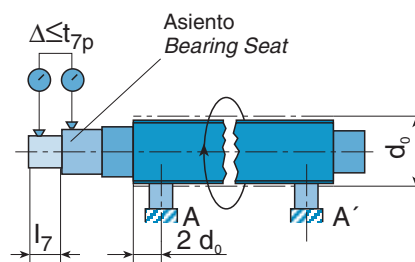


Fig. 30.

Para  $l_7 > l$ , se utiliza:  $t_{7a} < t_{7p} \cdot l_7/l$   
 For  $l_7 > l$ , use:  $t_{7a} < t_{7p} \cdot l_7/l$

d <sub>0</sub>		l	t <sub>7p</sub> (μm) para/for l <sub>7</sub> < l tolerancia / tolerance				
>	≤		1	3	5	7	10
6	20	80	5	6	8	12	16
20	50	125	6	8	10	16	20
50	125	200	8	10	12	20	25
125	200	315	-	12	16	25	32

Tab.15



# Condiciones de recepción

## Acceptance Conditions

- **Ensayo 8**
- **Test 8**

Diferencia de refrentado  $t_8$  del apoyo del pivote del asiento del husillo a bolas referido AA'.

*Axial run-out  $t_8$  of ball screw shaft bearing faces related to AA'.*

### Instrucciones del ensayo

Asegurar el husillo en sentido axial contra desplazamiento (p. ej. mediante bola entre punto de centrado y superficie de contacto). Colocar el indicador perpendicular a la superficie envolvente del pivote y a la superficie plana del hombro del pivote del asiento. Girar lentamente el husillo y leer el valor de  $t_{8a}$  como la diferencia entre la indicación máxima y mínima durante una vuelta entera. En algún caso se puede considerar la  $\Delta$ .

### Test Instructions

*Secure the ball screw shaft in the axial direction against movement (e.g. by placing a ball between the centres of the ball screw shaft and the mounting surface). Place the gauges perpendicular to the cylindrical surface of the journal and to the end face of the bearing pin. Rotate the ball screw slowly and determine the value of  $t_{8a}$  as the difference between the highest and lowest readings during one full revolution. In some cases,  $\Delta$  may be considered.*

- **Ensayo 9**
- **Test 9**

Diferencia de refrentado  $t_9$  de la superficie de contacto de la tuerca a bolas referido AA' (sólo para tuercas con precarga).

*Axial run-out  $t_9$  of ball nut location face related to AA' (for preloaded ball nuts only).*

### Instrucciones del ensayo

Asegurar el husillo en sentido axial contra desplazamiento (p. ej. mediante bola entre punto de centrado y superficie de contacto). Asegurar la tuerca contra el giro con respecto al husillo. Colocar el indicador perpendicular a la superficie de contacto de la brida de la tuerca en su diámetro máximo posible. Girar lentamente el husillo con la tuerca y leer el valor de  $t_{9a}$  como la diferencia entre la indicación máxima y mínima durante una vuelta entera.

### Test Instructions

*Secure the ball screw shaft in the axial direction against movement (e.g. by placing a ball between the centres of the ball screw shaft and the mounting surface). Secure the ball nut against rotation on the ball screw shaft. Place the gauge perpendicular to the nut flange face at its outermost diameter. Rotate the ball screw shaft slowly with the nut and determine the value  $t_{9a}$  as the difference between the highest and lowest readings during one full revolution.*

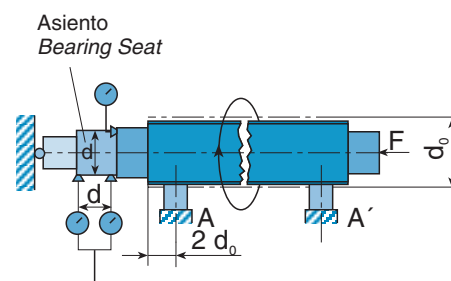


Fig. 31

$$t_{8a} + |\Delta| \leq t_{8p}$$

$\Delta$ : Partiendo de la divergencia respecto a la línea recta

$\Delta$ : Deviation from straightness

$d_0$		$t_{8p}$ ( $\mu\text{m}$ ) tolerancia / tolerance				
>	$\leq$	1	3	5	7	10
6	63	3	4	5	6	10
63	125	4	5	6	8	12
125	200	-	6	8	10	16

Tab.16

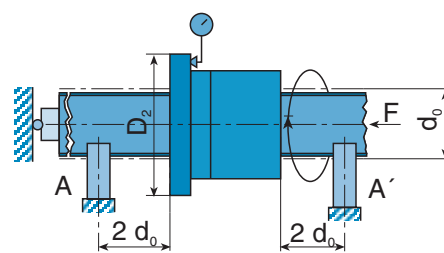


Fig.32

$D_2$		$t_{9p}$ ( $\mu\text{m}$ ) tolerancia / tolerance				
>	$\leq$	1	3	5	7	10
16	32	10	12	16	20	-
32	63	12	16	20	25	-
63	125	16	20	25	32	-
125	250	20	25	32	40	-
250	500	-	32	40	50	-

Tab.17

- **Ensayo 10**
- **Test 10**

Defecto de redondez  $t_{10}$  del diámetro exterior de la tuerca a bolas referido a AA' (sólo para tuercas precargadas y giratorias).

*Radial run-out  $t_{10}$  of ball nut body outer diameter related to AA' (for preloaded and rotating ball nuts only).*

**Instrucciones del ensayo**

Asegurar el husillo contra el giro en los apoyos. Colocar el indicador perpendicular a la superficie lateral de la tuerca en el diámetro D. Girar lentamente la tuerca y leer el valor de  $t_{10a}$  como la diferencia entre la indicación máxima y mínima durante una vuelta entera.

**Test Instructions**

*Secure the ball screw shaft against rotation at the supporting points. Place the dial gauge perpendicular to the cylindrical surface of the ball nut, on diameter D. Rotate the ball nut slowly and determine the value  $t_{10a}$  as the difference between the highest and lowest readings during one full revolution.*

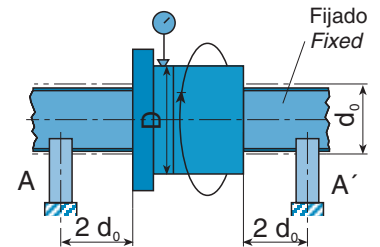


Fig.33

D		$t_{10p}$ ( $\mu\text{m}$ ) tolerancia / tolerance				
>	$\leq$	1	3	5	7	10
16	32	10	12	16	20	-
32	63	12	16	20	25	-
63	125	16	20	25	32	-
125	250	20	25	32	40	-
250	500	-	32	40	50	-

Tab.18

- **Ensayo 11**
- **Test 11**

Defecto de paralelismo  $t_{11}$  de la superficie de contacto de la tuerca a bolas rectangular referido AA' (sólo para tuercas con precarga).

*Deviation of parallelism  $t_{11}$  of the bearing surface of the rectangular ball nut related to AA' (for preloaded ball nuts only).*

**Instrucciones del ensayo**

Asegurar el husillo contra el giro en los apoyos. Colocar el indicador perpendicular a la superficie lateral de la tuerca y desplazarlo sobre esta paralelamente al eje del husillo a bolas. Tomar nota del error de paralelismo  $t_{11a}$  como la diferencia entre la indicación máxima y mínima.

**Test Instructions**

*Secure the ball screw shaft against rotation at the supporting points. Place the dial gauge perpendicular to the nut side surface and move it parallel to the ball screw shaft. Record the deviation of parallelism  $t_{11a}$  as the difference between the highest and lowest readings.*

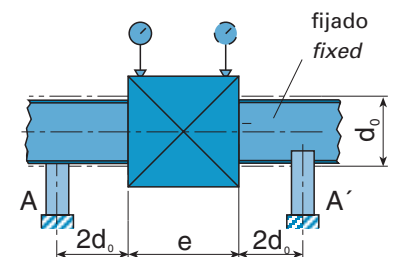


Fig.34

$t_{11p}$ ( $\mu\text{m}$ ) por cada/for each 100 mm (acumulativo / cumulative) tolerancia / tolerance				
1	3	5	7	10
16	20	25	32	-

Tab.19

# Condiciones de recepción

## Acceptance Conditions

### Ensayos de funcionamiento

### Functional Tests

## 3.2

- **Ensayo 12: Ensayo del par continuo en vacío de una tuerca con precarga**
- **Test 12: Measurement of tolerance on dynamic preloaded torque of a light running preloaded ball nut**

Tolerancia límite  $\Delta T_{prp}$  para el par de giro en la marcha en vacío  $T_{pr0}$ , como consecuencia de la precarga (sólo para tuercas precargadas).

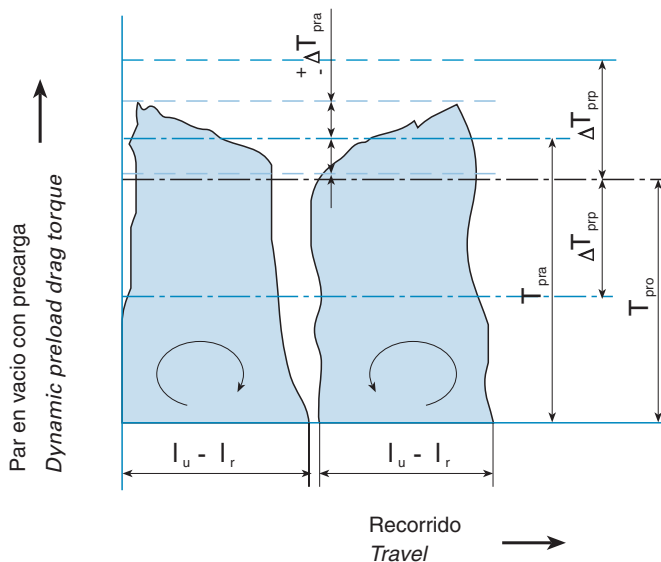
*Maximum tolerance  $\Delta T_{prp}$  on the turning torque for light running  $T_{pr0}$  due to the pre-load (for preloaded ball nuts only).*

#### Instrucciones del ensayo

Colocar el husillo y la tuerca para realizar la medición de la precarga radial  $F$ . Conectar la tuerca a con el dispositivo dinamométrico a una distancia  $r$  del eje de giro. La comprobación se efectuará a la misma velocidad de 100 rpm en ambos sentidos. Como lubricante se empleará un aceite de viscosidad ISO VG 100. Cualquier variación de las velocidades, lubricación y medios de ensayo según acuerdo entre usuario y fabricante. En caso de exigencias extremas de las propiedades de marcha se debe tener en cuenta la posición de la tuerca en el husillo a bolas.

#### Test Instructions

*Prepare the ball screw shaft and the nut, for the measuring of the radial preload force  $F$ . Couple the ball nut to the dynamometer at distance  $r$  from the axis of rotation. Checking to be made at a speed of 100 rpm in both direction of rotation. For lubrication, use a lubricant of ISO viscosity grade 100. Other test speeds, lubricants or measuring instruments may be used by agreement between the user and the manufacturer. Special consideration shall be given to the position of the nut on the ball screw shaft, where extreme performance characteristics are required.*



$l_u - l_r$  = Recorrido útil menos longitud de la tuerca  
 $l_u - l_r$  = Useful travel minus nut length

Fig. 36

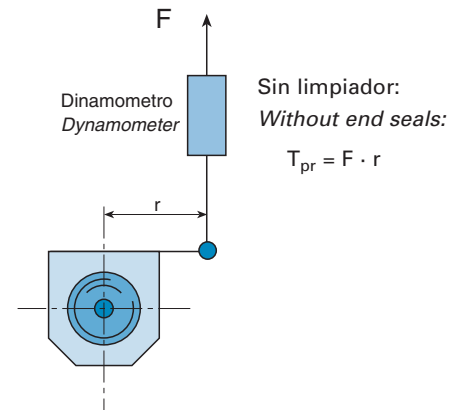


Fig. 35

		$\Delta T_{pro} (\% T_{pro})$				
$T_{pr0} \text{ (Nm)}$		$l_u/d_0 \leq 40; l_u \leq 4000$ tolerancia / tolerance				
>	≤	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>5</b>	<b>7</b>	<b>10</b>
0,2	0,4	35	40	50	-	-
0,4	0,6	25	40	40	-	-
0,6	1,0	25	30	35	40	-
1,0	2,5	20	25	30	35	-
2,5	6,3	15	20	25	30	-
6,3	10,0	-	15	20	30	-
$T_{pr0} \text{ (Nm)}$		$l_u/d_0 \leq 60; l_u \leq 4000$ tolerancia / tolerance				
>	≤	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>5</b>	<b>7</b>	<b>10</b>
0,2	0,4	40	50	60	-	-
0,4	0,6	33	40	45	-	-
0,6	1,0	30	35	40	45	-
1,0	2,5	25	30	35	40	-
2,5	6,3	20	25	30	35	-
6,3	10,0	-	20	25	35	-
$T_{pr0} \text{ (Nm)}$		$l_u > 4000$ tolerancia / tolerance				
>	≤	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>5</b>	<b>7</b>	<b>10</b>
-	0,6	no especificado/not specified				
0,6	1,0	-	40	45	50	-
1,0	2,5	-	35	40	45	-
2,5	6,3	-	30	35	40	-
6,3	10,0	-	25	30	35	-

Tab.20

- **Ensayo 13: Ensayo de rigidez axial de la tuerca**
- **Test 13: Measurement of ball nut axial rigidity.**

Rigidez axial  $R_{nu}$  de la tuerca en la zona cargada incluida la correspondiente zona del husillo.

*Axial rigidity  $R_{nu}$  of the ball nut in the preloaded area including corresponding ball screw shaft area.*

**Instrucciones del ensayo**

Asegurar la tuerca precargada, en ambos sentidos contra el desplazamiento y el husillo contra el giro. Colocar los trípodes de medición a la menor distancia posible, paralela al eje del husillo, en la superficie frontal de la tuerca. Aplicar las cargas axiales  $F_1 = 0,5F_{pr}$  ó  $F_2 = 2 * F_{pr}$ . En el husillo tanto en el sentido de tracción como de compresión. Los valores  $\Delta l_1$  ó  $\Delta l_2$  (como media aritmética de las lecturas de ambos indicadores) son deformaciones elásticas (zona de inversión) provocadas por las cargas de ensayo axiales  $\pm F_1$  ó  $\pm F_2$ . Rigidez en el campo  $\pm F_1$ :

$$R_{nu1} = \frac{2F_1}{\Delta l_1} = \frac{F_{pr}}{\Delta l_1} \quad (4)$$

Rigidez en los campos de compresión y tracción entre  $F_1$  y  $F_2$ :

$$R_{nu2} = \frac{2(F_2 - F_1)}{\Delta l_2 - \Delta l_1} = \frac{3 F_{pr}}{\Delta l_2 - \Delta l_1} \quad (5)$$

Otras cargas de ensayo se acordarán entre KORTA y el usuario.

**Test instructions**

*Fix preloaded ball nut axially in both directions and secure ball screw shaft against rotation. Place the gauge supports on the ball screw shaft and arrange for the measuring heads to touch the face of the ball nut as near as possible and parallel to the ball screw shaft. Apply axial loads  $F_1 = 0.5F_{pr}$  or  $F_2 = 2F_{pr}$  to the ball screw shaft both in tension and in compression.  $\Delta l_1$  or  $\Delta l_2$  (being the arithmetical mean of the readings of both gauges) are the elastic deformations (reversal range) caused by the axial test loads  $\pm F_1$  or  $\pm F_2$ . Rigidity in the range  $\pm F_1$ :*

$$R_{nu1} = \frac{2F_1}{\Delta l_1} = \frac{F_{pr}}{\Delta l_1} \quad (4)$$

*Rigidity in the range of compression and tension between  $F_1$  and  $F_2$ :*

$$R_{nu2} = \frac{2(F_2 - F_1)}{\Delta l_2 - \Delta l_1} = \frac{3 F_{pr}}{\Delta l_2 - \Delta l_1} \quad (5)$$

*Other test loads are to be agreed by user and KORTA.*

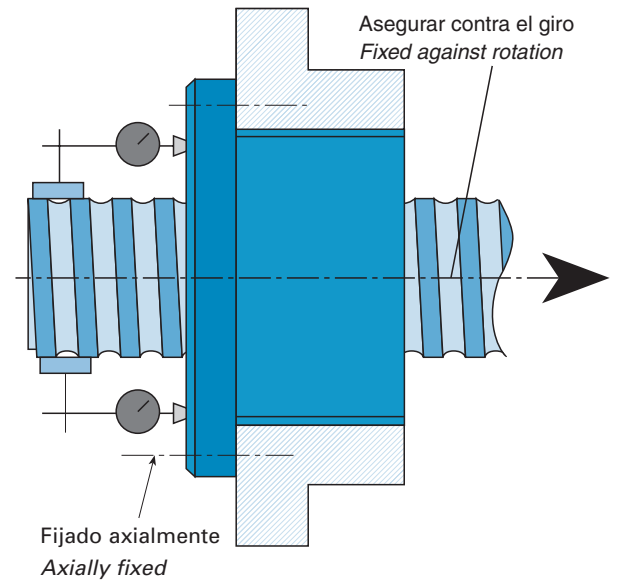


Fig. 37

$F_{pr}$  = Fuerza de precarga  
 $F_{pr}$  = Preload force.

Las tolerancias actualmente sin especificar.  
 Tolerances are currently unspecified.

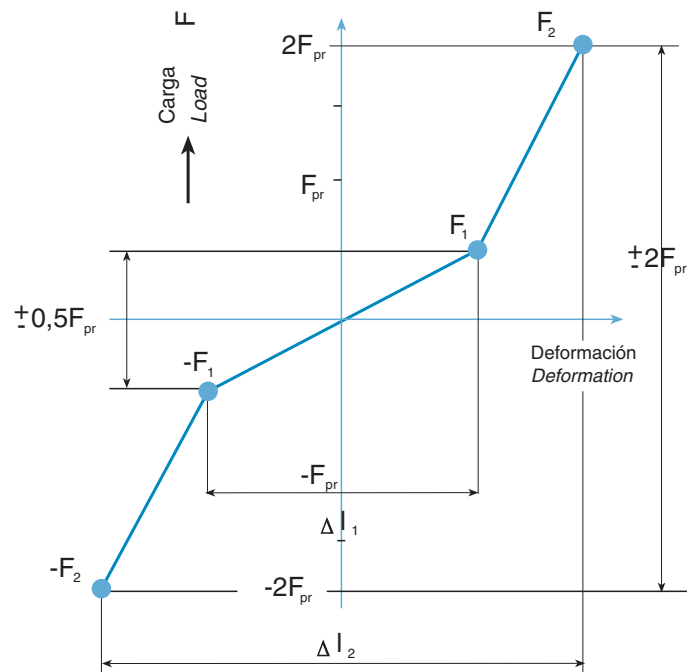


Fig. 38



## Precarga y rigidez. Precarga Preload and Rigidity. Preload

Los conjuntos de husillos a bolas, suelen ser precargadas con el fin de eliminar el juego axial, aumentar la rigidez total del conjunto y mejorar la precisión de posicionamiento.

La aplicación de precarga debe hacerse con cierta precaución, pues una precarga excesiva sobre las tuercas, hace incrementar el par de operación del conjunto, lo cual supone una disminución de la duración de vida y un aumento de temperatura.

### Precarga de tuercas simples Preloaded single nuts

Con el fin de aumentar la rigidez y disminuir el juego axial de una tuerca simple se utilizan dos sistemas de precarga.

El primero está basado en la inserción de bolas ligeramente mayores al diámetro de la ranura del perfil de rosca, consiguiendo que las bolas tengan 4 puntos de contacto con la pista (ver figura 39). Este método sólo se utiliza para pequeñas precargas. Para mejorar el funcionamiento del husillo se utilizan bolas espaciadoras.

En el segundo sistema se realiza una modificación en el paso en la zona central de la tuerca tal que ese aumento en el paso produzca una fuerza sobre las bolas equivalente a la precarga (ver figura 40).

*Ballscrew systems are normally preloaded in order to eliminate backlash, to increase the overall rigidity of the ball and nut system and to improve the positioning accuracy.*

*Preloading should be done with care. Too high a preload on the nuts would result in an increase in the system driving torque, which in turn would mean a shorter operational life and a higher temperature.*

*In order to increase the rigidity of a single nut system and to reduce backlash, it is possible to use two preloading methods.*

*One consists in inserting balls which are slightly larger than the ball track groove diameter, so there will be 4 points of contact between the balls and the ball tracks (see figure 39). This method is used for small preloads only. To improve the ball screw performance, spacer balls are used.*

*The other method provides an offset of the lead at the central area of the nut, so that the increase in lead generates a force on the balls which is equivalent to the preload (see figure 40).*

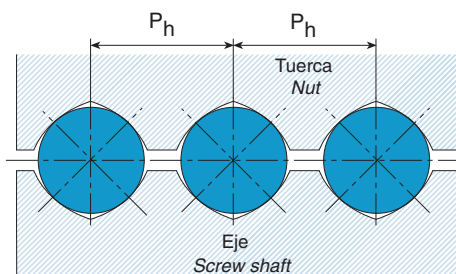


Fig. 39. Precarga por tamaño de bola.  
Preload by oversized balls.

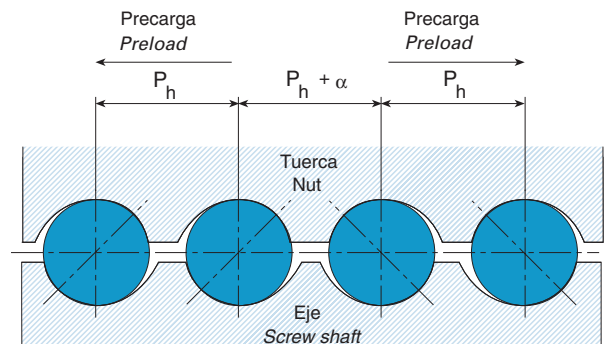


Fig. 40. Precarga por diferencia de paso.  
Preload by lead offset.

## Precarga de tuercas dobles

### Preloaded double nuts

La precarga debe ser indicada por el cliente, en función del tipo de trabajo que posteriormente desempeñará el husillo.

Si el cliente no indica el valor de precarga a suministrar, KORTA aplica a los husillos a bolas de fabricación standard, una precarga de aproximadamente el 6% del valor de la capacidad de carga dinámica.

*The customer should specify the preload value required, according to the intended duty of the ball screw.*

*Should no preload value be specified by the customer, then a preload equal to about 6% of the dynamic load rating will be applied to KORTA standard ball screws.*

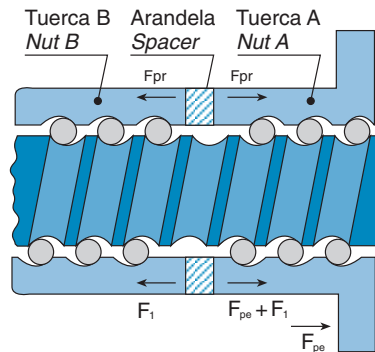


Fig. 41 Tuerca doble precargada  
Preloaded double nut

Las precargas se consiguen mediante el posicionamiento de una arandela entre dos tuercas, de manera que el espesor de dicha arandela determina la precarga a aplicar. Como se puede apreciar en la figura 41, la precarga aumenta al aumentar el espesor de la arandela. El husillo trabaja a tracción, y si se dilata debido al aumento de temperatura, disminuye la precarga.

Una vez obtenida la fuerza axial de precarga  $F_{pr}$  entre las dos tuercas, se puede calcular el par de precarga ( $T_{pr}$ ).

*Preloads are obtained by inserting a spacer between the two nuts, in such a way that the spacer thickness determines the magnitude of the preload. As can be seen in figure 41, the preload is increased by increasing the spacer thickness. The ball screw shaft operates under traction and, should it expand due to an increase in temperature, the preload would decrease.*

*After finding out the preload axial force  $F_{pr}$  between the two nuts, the preload torque  $T_{pr}$  can be derived from the following equation*

$$T_{pr} = F_{pr} P_h K 10^{-3}/2\pi \quad (6)$$

$T_{pr}$  = par de precarga (Nm).

$F_{pr}$  = fuerza axial de precarga (N).

$$K = (1/\eta_1) - \eta_2 \quad (7)$$

$T_{pr}$  = preload torque (Nm).

$F_{pr}$  = preload axial force (N).

$$K = (1/\eta_1) - \eta_2 \quad (7)$$

Ver ensayo del par continuo en vacío de una tuerca con precarga de la sección de control de recepción, (ensayo 12) para conocer las tolerancias de la variación de la precarga ( $\Delta T_{prp}$ ).

*For tolerances on preload variations ( $\Delta T_{prp}$ ), refer to the dynamic torque test of a light running preloaded ball nut, in the Acceptance Test section of this catalogue (test 12).*

# Precarga y Rigidez. Rigidez.

## Preload and Rigidity. Rigidity.

A la hora de diseñar un equipo o máquina, es muy importante tener en consideración la rigidez axial de los diferentes sistemas de avances (en este caso mediante husillos a bolas), para disponer de una alta precisión de posicionamiento, a la vez que la transformación del par de accionamiento en movimiento de traslación o viceversa, tenga lugar con el mayor rendimiento posible.

Se denomina como rigidez de un elemento a la relación existente entre la carga aplicada y la deformación que ésta produce sobre el elemento en consideración. Es evidente que el cliente para poder ponderar con ecuanimidad la rigidez de un husillo a bolas, previamente debe asegurarse de la correcta rigidez del resto de los elementos que componen la máquina en la que se va a instalar dicho husillo, y posteriormente, de la rigidez total de todo el conjunto.

La rigidez total de un husillo a bolas según DIN 69051/6 se obtiene sumando las rigideces de los dos elementos individuales que lo componen:

*When designing equipment or machinery, it is essential to consider the axial stiffness of the various feed-drive systems (namely those using ball screws) in order to guarantee a high degree of positioning accuracy, ensuring that the conversion of drive torque into transfer motion or vice versa takes place as efficiently as possible.*

*The stiffness of an element is the relation of the applied load to the deformation experienced by the element in question due to the said load. Of course, to evaluate the stiffness of a ball screw properly, the customer should first assure that the rigidity of all other constituents of the machine which will accommodate the ball screw is correct and, then, he should check the stiffness of the whole assembly.*

*The total stiffness of a ball screw, according to DIN 69051/6, is the result of adding the stiffness value of all and any single components.*

$$\frac{1}{R_{\text{tot}}} = \frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_{\text{nu}}} \quad (8)$$

$R_{\text{tot}}$ = rigidez total del conjunto husillo a bolas (daN/ $\mu$ m).  
 $R_s$ = rigidez del eje del husillo (daN/ $\mu$ m).  
 $R_{\text{n/s}}$ =rigidez del cuerpo de tuerca (daN/ $\mu$ m).  
 $R_{\text{b/t}}$ = rigidez de la zona de contacto de las bolas (daN/ $\mu$ m).  
 $R_{\text{nu}}$ = rigidez del montaje de tuerca o rigidez del conjunto de la tuerca (daN/ $\mu$ m).

$$\frac{1}{f_{\text{ar}}} \left( \frac{1}{R_{\text{n/s}}} + \frac{1}{R_{\text{b/t}}} \right) = \frac{1}{R_{\text{nu}}} \quad (9)$$

$R_{\text{tot}}$ = total rigidity of the ball screw (daN/ $\mu$ m).  
 $R_s$ = rigidity of the ball screw shaft (daN/ $\mu$ m).  
 $R_{\text{n/s}}$ = rigidity of the ball nut body (daN/ $\mu$ m).  
 $R_{\text{b/t}}$ =rigidity in the ball contact area (daN/ $\mu$ m).  
 $R_{\text{nu}}$ =rigidity of the nut mounting or the nut assembly (daN/ $\mu$ m).

## Rigidez axial del husillo (Rs)

### Axial Rigidity of the Ball Screw Shaft (Rs)

1 La rigidez axial del husillo depende de su esbeltez mecánica, así como del tipo de montaje y apoyos en los que se fije.

*The axial rigidity of the ball screw shaft depends on its mechanical slenderness as well as on the type of mountings or bearings used.*

### 1.1 Rigidez axial del husillo en el caso de montaje con un extremo fijo y el otro libre (Rs1)

#### 1.1 Axial Rigidity of Ball Screw Shaft, One End fixed–One End Free Mounting Method (Rs1)

En este tipo de montaje (ver figura 42) , la rigidez axial del husillo viene dada por la fórmula:

*For this type of mounting (see figure 42), the axial rigidity of the ball screw shaft is given by the following formula:*

$$R_{s1} = \frac{\pi d_c^2 E 10^{-3}}{4 l_{s1}} \quad (10)$$

$R_{s1}$ = rigidez del eje del husillo (daN/ $\mu$ m).  
 $E$ =módulo de elasticidad del acero (21.000 daN/mm<sup>2</sup>).  
 $d_c$ = diámetro en el que la fuerza actúa sobre el husillo.

$d_c = D_{pw} - D_w \cos \alpha$   
 $l_{s1}$ =distancia del apoyo fijo al centro de la tuerca o longitud de pandeo (mm).

$R_{s1}$  = rigidity of the ball screw shaft (daN/ $\mu$ m).  
 $E$  = steel modulus of elasticity (21.000 daN/mm<sup>2</sup>).  
 $d_c$  = diameter where the load acts on the shaft.

$d_c = D_{pw} - D_w \cos \alpha$   
 $l_{s1}$  = distance from fixed support to nut centre or buckling length (mm).

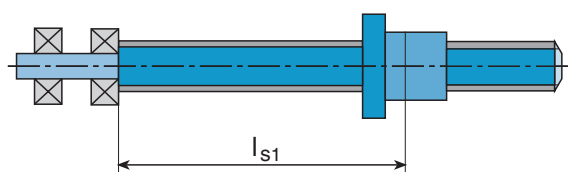


Fig. 42 Tipo de montaje  
Type of mounting

El alargamiento o acortamiento del husillo,

*The elongation or shortening of the ball screw shaft,*

$$\Delta l_s = \frac{F_e}{R_{s1}} = \frac{4 F_e l_{s1} 10^{-3}}{\pi d_c^2 E} \quad (\mu\text{m}) \quad (11)$$

$F_e$ = carga de tracción o compresión aplicada (daN).

$F_e$  = tensile or compressive load applied (daN).

El máximo alargamiento o acortamiento y la rigidez mínima:

*Maximum shaft elongation or shortening and the minimum rigidity:*

$$\Delta l = \frac{4 F_e L 10^{-3}}{\pi d_c^2 E} \quad (\mu\text{m}) \quad (12)$$

$L$ = máxima distancia desde el apoyo fijo hasta el centro de la tuerca(mm).

$$R_{s1\text{min}} = \frac{\pi d_c^2 E 10^{-3}}{4L} \quad (\text{daN}/\mu\text{m}) \quad (13)$$

$L$  = maximum distance from fixed support to nut centre (mm).

# Precarga y rigidez. Rigidez

## Preload and Rigidity. Rigidity

En el gráfico de la figura 43 se muestran las deformaciones longitudinales de los husillos(ejes), en función de los diámetros de sección y cargas aplicadas.

También habrá que tener en cuenta la deformación producida por torsión del eje (ver página 57). Normalmente esta deformación es inferior a la producida por la fuerza axial, por lo que usualmente se suele despreciar en los cálculos de rigideces (ver final del ejemplo de cálculo, pagina 65).

*The graph in figure 43 shows longitudinal deformations of shafts in relation to the shaft section diameter and the load applied.*

*Account should also be taken of any shaft deformation due to torsion of the shaft (see page 57). Normally, this deformation is less important than any other caused by the axial load and, for this reason, it is often ignored in stiffness calculations (see the example of calculation page 65).*

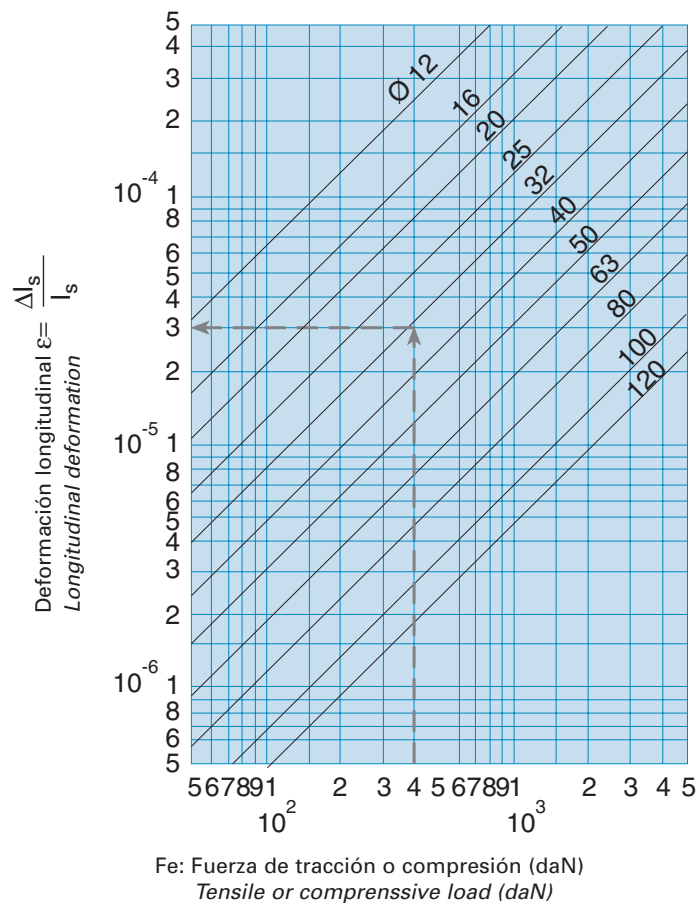


Fig. 43. Diagrama tensión-deformación axial para montaje de eje fijo-libre  
Load-axial deformation diagram for fixed end-free end shaft mounting system.

## 1.2 Rigidez axial del husillo en el caso de montaje con los dos extremos fijos (Rs2)

### 1.2 Axial Rigidity of Ball Screw Shaft, Two-End fixed Mounting Method (Rs2)

La rigidez axial del husillo se obtiene de la fórmula:

The axial rigidity of the ball screw shaft is given by the formula:

$$R_{s2} = \frac{\pi d_c^2 E 10^{-3}}{4 l_{s2}} \cdot \frac{l_s}{l_s - l_{s2}} \quad (14)$$

$R_{s2}$ = rigidez del husillo (daN/ $\mu$ m).

$l_s$ = distancia entre apoyos (mm).

$l_{s2}$ = distancia mínima del centro de la tuerca a uno de los apoyos(mm).

$R_{s2}$  = rigidity of ball screw shaft (daN/ $\mu$ m).

$l_s$  = length between supports (mm).

$l_{s2}$  = Minimum distance from the nut center to one support (mm).

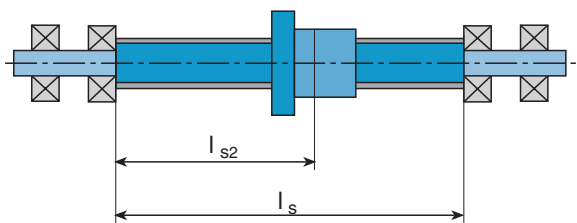


Fig. 44 Tipo de montaje  
Type of mounting

El alargamiento o acortamiento del eje,

The shaft elongation or shortening,

$$\Delta l_s = \frac{F_e}{R_{s2}} = \frac{4 F_e}{\pi d_c^2 E} \left(1 - \frac{l_{s2}}{l_s}\right) 10^{-3} \quad (15)$$

Para  $l_{s2}=l_s/2$  el valor de  $\Delta l_s$  de la ecuación 15 se hace máximo y la rigidez mínima sería,

For  $l_{s2}=l_s/2$ , the value of  $\Delta l_s$  in equation 15 is maximum and the minimum rigidity would be,

$$\Delta L = \frac{F_e l_s 10^{-3}}{\pi d_c^2 E} \quad (16)$$

$$R_{s2 \min} = \frac{\pi d_c^2 E 10^{-3}}{l_s} = 4 R_{s1 \min} \quad (17)$$

Observése que el valor de la ecuación 17 es cuatro veces el valor de la 13, con lo que también se pueden obtener deformaciones máximas de los ejes en el caso de montaje fijo-fijo, mediante el gráfico de la figura 43.

It should be noted that equation 17 is four times the value of equation 13. Hence, maximum shaft deformations for two-end fixed systems can also be derived from the graph shown in figure 43.

Los valores de  $R_{s1}$  que se muestran en las tablas dimensionales corresponden a la rigidez mínima de un eje de un husillo a bolas de 1m de largo fijado solo en un extremo. Para obtener el valor de  $R_{s1}$  para cualquier otra longitud, el valor dado por las tablas se deberá dividir por su longitud en metros. Si se deseara la rigidez del caso de los dos extremos fijados ( $R_{s2}$ ) se deberá multiplicar por 4 el valor de las tablas.

The  $R_{s1}$  values shown in the dimensional tables stand for the minimum rigidity of a 1m long, one-end fixed, one end free ball screw shaft. To get the  $R_{s1}$  value for any other shaft length, the tabled value must be divided by the shaft length in metres. In order to determine the minimum rigidity for a two-end fixed ball screw ( $R_{s2}$ ), the value given in the tables must be mul-



# Rigidez Rigidity

## Rigidez de la tuerca (Rn/s) Stiffness of the Nut (Rn/s)

2

No es sencillo concretar este valor debido a los diferentes tipos de tuerca existentes. Se podría decir que debido a su gran compacidad tiene una gran rigidez axial, con lo que las deformaciones axiales son despreciables. La rigidez de la tuerca simple en sentido radial vendrá dada por la ecuación:

*It is difficult to establish a value for this due to the numerous types of nuts currently available. It may be pointed out, however, that the degree of axial stiffness of a nut is very high due to its great compactness, thereby causing axial deformations to be negligible. The stiffness of the single nut in a radial direction is given by the following equation:*

$$R_{n/s} = \frac{2E \operatorname{tg}^2 \alpha \pi i P_h^{1,546}}{\left(1 + \frac{D^2 + D_c^2}{D^2 - D_c^2}\right) 10^3} \quad (18)$$

$\alpha$  = ángulo de contacto.

$i$  = número de circuitos de la tuerca.

$P_h$  = paso de la tuerca (mm).

$D$  = diámetro exterior de la tuerca (mm).

$D_{pw}$  = diámetro primitivo o diámetro formado por el centro de las bolas. (mm).

$D_c$  = diámetro formado por la zona de contacto de las bolas en la tuerca (mm).

$$D_c = D_{pw} + D_w \cos \alpha$$

$D_w$  = diámetro de bola (mm).

$\alpha$  = contact angle.

$i$  = number of circuits in the nut.

$P_h$  = lead of nut (mm).

$D$  = nut outer diameter (mm).

$D_{pw}$  = pitch circle diameter or diameter of the cylinder containing the centers of the balls (mm).

$D_c$  = diameter relative to the area of contact of balls in the nut (mm).

$$D_c = D_{pw} + D_w \cos \alpha$$

$D_w$  = ball diameter (mm).

La rigidez de una tuerca precargada es mayor:

*The rigidity of a preloaded nut is greater:*

$$R_{n/s,pr} = 1,546 R_{n/s} \quad (19)$$

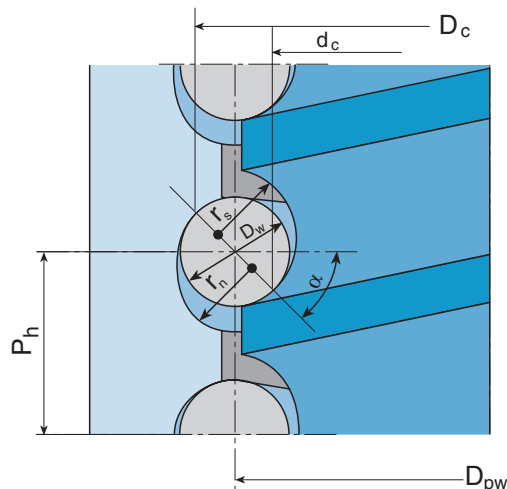


Fig. 45 Zona de contacto de las bolas  
Area of ball contact

**3**

### Rigidez axial en la zona de contacto de las bolas (Rb/t) Axial Stiffness in the Contact Area of Balls (Rb/t)

Como se puede apreciar en la figura 46, al aplicar una carga axial  $F_e$ , esta origina una deformación elástica  $\Delta l_{b/t}$  en la zona de contacto de las bolas con el husillo y con la tuerca. Por lo tanto, la rigidez en la zona de contacto será aproximadamente:

$$R_{b/t} = \frac{d(F_e)}{d(\Delta l_{b/t})} \quad (20)$$

Su obtención está basada en la Teoría de Resistencia de Materiales (fórmula de compresión de Hertz). Las fórmulas que se dan a continuación se basan en las siguientes suposiciones:

- El factor de deformación de la tuerca es constante en todas direcciones.
- Distribución equitativa de la carga sobre bolas y pistas.
- No existen imprecisiones de mecanizado.
- El ángulo de contacto no varía con la carga.
- No se tendrá en cuenta la deformación debida al juego axial ( $s_a$ ).

La deformación  $\Delta l_{b/t}$  depende principalmente de la carga aplicada, diámetro nominal, número de bolas portantes y su diámetro, ajuste y el ángulo de contacto.

### Tuerca simple Single Nut

Como se aprecia en la figura 47 la deformada en la zona de contacto de una tuerca simple se divide en dos partes. Una primera en la que se produce un desplazamiento sin aplicar ninguna fuerza que se denomina juego axial y una segunda en la que se produce la deformación elástica antes mencionada. Esta deformación  $\Delta l_{b/t}$  de la tuerca simple viene dada por:

$$\Delta l_{b/t} = C_R (F_e)^{2/3} = 3 \sqrt[3]{\left(\frac{F_e}{i k}\right)^2} \quad (\mu\text{m}) \quad (21)$$

As can be seen in figure 46, the application of an axial load  $F_e$  leads to some elastic deformation  $\Delta l_{b/t}$  in the area of contact between the balls and the ball screw shaft and between the balls and the nut. Thus, stiffness in the contact areas will roughly be equal to:

*This equation is based on the Materials Strength Theory (Hertz's compression formula). The equations used below are based on the following assumptions:*

- *The nut deformation factor is constant in all directions.*
- *Even distribution of load on balls and ball tracks.*
- *There are no machining inaccuracies.*
- *The contact angle does not vary as a function of the load.*
- *No account is taken of any deformation due to backlash ( $s_a$ ).*

*The deformation value  $\Delta l_{b/t}$  basically depends on the load applied, nominal diameter, number and diameter of load balls, conformity and contact angle.*

*Figure 47 shows how deformation in the contact area of a single nut has two components: the first one corresponding to a displacement occurring without any load being applied and called backlash, and the second one relating to the aforementioned elastic deformation. This deformation  $\Delta l_{b/t}$  of the single nut is given by the following equation:*

$$C_R = (i k)^{-2/3} \quad (23)$$

# Rigidez Rigidity

La rigidez será:

$$R_{b/t} = 1,5 \sqrt[3]{F_e (i k)^2} \quad (22)$$

$k$  = índice de rigidez de un circuito.  
 $C_k$  = factor de geometría, que depende principalmente del diámetro de las bolas portantes (ver tabla 21).  
 $z_1$  = número de bolas portantes por vuelta.

Stiffness will be equal to:

$$k = \frac{4,2045 z_1 (\cos \varphi)^{5/2}}{(C_k)^{3/2}} \quad (24)$$

$k$  = stiffness index of one circuit.  
 $C_k$  = geometry factor which principally depends on the load ball diameter (see table 21).  
 $z_1$  = number of load balls per revolution.

Dw	2,381	3,5	3,969	4,762	6,35	7,144	7,938	9,525	12,7	15	19,04	25,4
Ck	1,918	1,687	1,617	1,522	1,383	1,33	1,284	1,21	1,097	1,038	0,96	0,87

Tab. 21

Tal y como se aprecia en el gráfico de la figura 47 y en la expresión 22, la rigidez  $R_{b/t}$  no es constante para una tuerca simple y depende de la carga aplicada.

As can be inferred from the graph shown in figure 47 and from equation 22, stiffness  $R_{b/t}$  is not constant in the case of single nuts and it depends on the load applied.

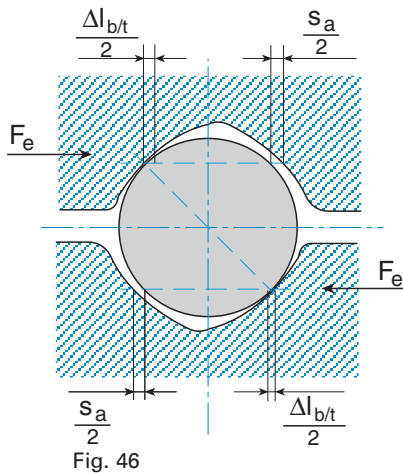


Fig. 46

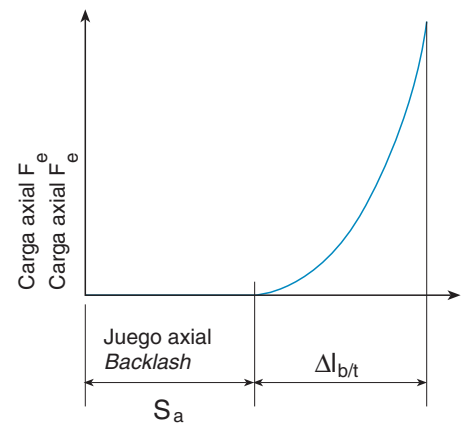


Fig. 47

## Tuercas precargadas Preloaded Nuts

Las considerables deformaciones producidas por pequeñas fuerzas en las tuercas sin precarga desaparecen en las tuercas precargadas. Como consecuencia se consigue un aumento de la rigidez en la zona de contacto entre las bolas y las pistas.

Preloaded nuts do not experience such high deformations as are caused by small loads to nuts without preload. There ensues a higher stiffness in the areas of contact between balls and ball tracks.

Si se estudia el caso del sistema de precarga con doble tuerca (figura 41) se pueden dibujar las deformaciones elásticas  $\Delta l_{b/t}$  de las dos tuercas en un mismo gráfico (figura 48).

When analyzing the preloaded double nut system (figure 41), it is possible to plot the elastic deformations  $\Delta l_{b/t}$  of both nuts in a single chart (figure 48).

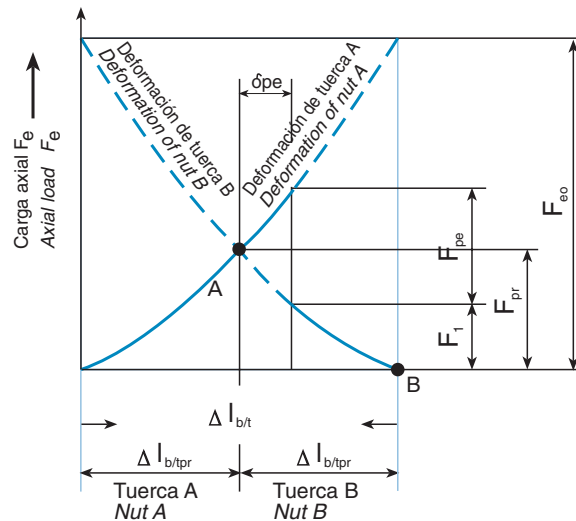


Fig. 48 Curvas de las deformaciones elásticas  $\Delta l_{b/t}$   
Elastic deformation  $\Delta l_{b/t}$  curves

Se puede apreciar como el punto de intersección de ambas curvas (punto A) nos da la fuerza de precarga. Se observa también la deformación elástica  $\Delta l_{b/tp\text{r}}$  producida en las tuercas A y B debido a la aplicación de la precarga  $F_{pr}$ .

Si aplicamos al conjunto de ambas tuercas una carga externa  $F_{pe}$  en la dirección que se indica en la figura 41, la tuerca A sufrirá una deformación adicional  $\delta_{pe}$  en la dirección axial, mientras que en la tuerca B, se ve reducida la deformación original  $\Delta l_{b/tp\text{r}}$  en una cantidad  $\delta_{pe}$ . En el momento en que  $\delta_{pe}$  sea igual a  $\Delta l_{b/tp\text{r}}$ , la precarga en la tuerca B será cero (punto B).

Este es el punto óptimo de funcionamiento del husillo, debido a que la tuerca no percibe el par de fricción producido por la precarga y además el juego axial es igual a cero. De la expresión 21 del apartado anterior se sabe que existe una relación entre las deformaciones elásticas  $\Delta l_{b/t}$  y las fuerzas  $F_e$  en la tuerca A.

*It will be seen how the curve intersecting point (A) is indicative of the preload. The elastic deformation  $\Delta l_{b/tp\text{r}}$  experienced by nuts A and B due to the application of preload  $F_{pr}$  can also be observed.*

*When an external load  $F_{pe}$  is applied to the double nut unit in the direction shown in figure 41, nut A experiences an additional axial deformation  $\delta_{pe}$ , while the original deformation  $\Delta l_{b/tp\text{r}}$  of nut B decreases by  $\delta_{pe}$ . The moment  $\delta_{pe}$  equals  $\Delta l_{b/tp\text{r}}$ , the preload of nut B will be zero (point B).*

*That is the optimum operating point of the ball screw, because the nut is insensitive to the friction torque produced by the preload and, moreover, backlash is equal to zero. Equation 21 in the previous section reveals that there exists some relation between elastic deformation  $\Delta l_{b/t}$  and loads  $F_e$  for nut A.*

En el punto de precarga (punto A):  
At the preloading point (A):

$$\Delta l_{b/tp\text{r}} = C_R \cdot (F_{pr})^{2/3}$$

En el punto C (ver figura 49):  
At point C (see figure 49):

$$2\Delta l_{b/tp\text{r}} = C_R \cdot (F_{e0})^{2/3}$$

Luego,  
Then:

$$(F_{e0}/F_{pr})^{2/3} = 2 \quad (25)$$

$$F_{e0} = 2,83 F_{pr} \quad (26)$$

# Rigidez Rigidity

Por lo tanto la precarga óptima se conseguirá cuando la carga aplicada sea igual al valor de  $F_{e0}$ .

Accordingly, optimum preload will be achieved when the load applied is equal to the value of  $F_{e0}$ .

$$F_{pr} = F_e / 2,83 \quad (27)$$

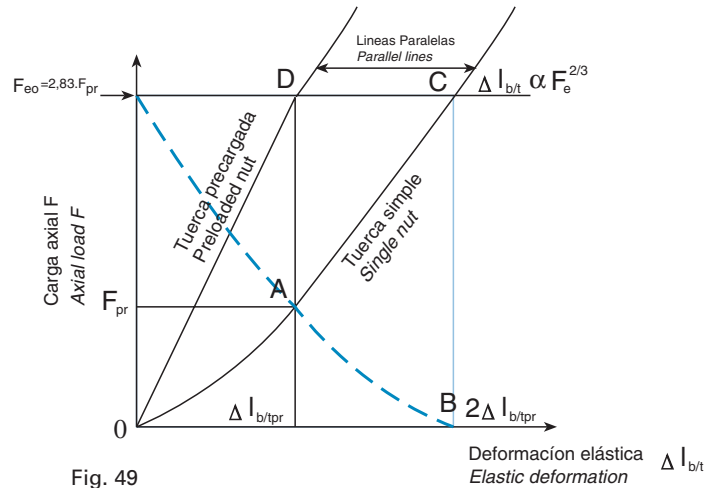


Fig. 49

En la figura 49, se puede ver como se obtiene el trazado aproximado de la deformación elástica que se produce en una tuerca doble.

Figure 49 shows how to obtain the approximate curve for the elastic deformation of a double nut system.

- 1.- Dibujar las curvas de la deformación elástica de ambas tuercas igual que en la figura 48.
- 2.- Determinar los puntos C y D en este orden.
- 3.- Unir mediante una línea recta los puntos O y D, y esta será la curva de la deformada elástica de la tuerca precargada. A partir del punto D, la deformada seguirá una trayectoria paralela a la curva de la tuerca simple.

1. Draw the elastic deformation curves of both nuts, same as figure 48.
2. Determine points C and D in that order.
3. Join points O and D with a straight line. This will be the elastic deformation curve for the preloaded nut and from point D on, it will be parallel to the curve for the single nut.

Si la curva de una tuerca precargada para  $F_e < 2,83 F_{pr}$  es una recta, entonces la rigidez será una constante:

If the curve of a preloaded nut for  $F_e < 2.83 F_{pr}$  is a straight line, then rigidity is a constant:

$$R_{b/t} = \frac{d(F_e)}{d(\Delta l_{b/t})} = \frac{F_e}{\Delta l_{b/t}} = \frac{F_{e0}}{\Delta l_{b/tp}} \quad (28)$$

De la curva de la tuerca A y de la fórmula 21 sabemos,

From the elastic deformation curve for nut A and from formula 21, it appears:

$$\Delta l_{b/tp} = 3 \sqrt{\left(\frac{F_{pr}}{i k}\right)^2} \quad [\mu\text{m}] \quad (29)$$

$$R_{b/t(O-D)} = 2,83^3 \sqrt{F_{pr} (i k)^2} \quad (30)$$

Para una fuerza  $F_e > 2,83 F_{pr}$  se deberá utilizar la formulación utilizada en el apartado de las tuercas simples.

If  $F_e > 2.83 F_{pr}$ , then the formulas used in the single nut section apply.

La rigidez de la zona de contacto  $R_{b/t}$  de una tuerca doble es siempre mayor que el de una tuerca simple.

Rigidity in the bearing area of a double nut ( $R_{b/t}$ ) is always greater than that of a single nut.

## 4 Rigidez total de la tuerca (R<sub>nu</sub>) Total Rigidity of the Nut (R<sub>nu</sub>)

Debido a las tolerancias de fabricación hay que contar con unas desviaciones entre los valores reales y teóricos calculados, por medio de un factor de corrección ( $f_{ar}$ ). Este factor tiene en cuenta el efecto en la rigidez de los errores dimensionales, acabados superficiales y errores de acoplamiento entre la tuerca y el husillo.

*Owing to manufacturing tolerances, possible deviations between actual and calculated values have to be compensated for, by using a correction factor ( $f_{ar}$ ). This factor will cover the effects that dimensional errors, surface finish grades and nut-to-shaft assembly errors may have on rigidity.*

$$\frac{1}{R_{nu}} = \left( \frac{1}{R_{b/t}} + \frac{1}{R_{n/s}} \right) \frac{1}{f_{ar}} \quad (9)$$

Los valores de  $f_{ar}$  para las distintas tolerancias se muestran en la tabla 22:

*$f_{ar}$  values for each standard tolerance grade are specified in table 22.*

Tolerancia Tolerance	IT1	IT3	IT5	IT7
$f_{ar}$	0,6	0,55	0,5	0,4

Tab.22

En las tablas dimensionales los valores de  $R_{nu}$  están dados para husillos a bolas de calidad IT5. Para husillos a bolas de otra calidad, el  $R_{nu2}$  se puede calcular mediante la siguiente fórmula:

*In the enclosed dimensional tables,  $R_{nu}$  values apply to IT5 quality ball screws. When other quality grades are used,  $R_{nu2}$  will be derived from the following formula:*

$$R_{nu2} = R_{nu} \cdot f_{ar}/0,5$$

Los valores de  $R_{nu}$  dados para las tuercas dobles, son las correspondientes a un  $R_{b/t}$  de una tuerca con una precarga del 6% de la capacidad de carga dinámica del husillo a bolas. Para las tuercas simples, sus valores están dados para un  $R_{b/t}$  de una tuerca que soporta una carga axial del 30% de la capacidad de carga dinámica del husillo a bolas.

*The  $R_{nu}$  values specified for double nuts are those corresponding to the  $R_{b/t}$  of a nut preloaded to 6% of the dynamic load rating of the ball screw. In the case of single nuts, the values are given for the  $R_{b/t}$  of a nut supporting an axial load equal to 30% of the dynamic load rating of the ball screw.*

En las tablas dimensionales se puede observar que la rigidez del eje  $R_s$  para husillos a bolas largos es mucho menor que la rigidez de la tuerca  $R_{nu}$ , por lo que es el valor de  $R_s$  el que delimita la rigidez del conjunto del husillo. Por ejemplo, para un husillo a bolas EDDBS-4010 de 2m de largo, el valor de  $R_s$  es 5 veces menor que el valor de  $R_{nu}$ .

*From the dimensional tables, it will be seen that the shaft rigidity  $R_s$  for long ball screws is far less than the nut rigidity  $R_{nu}$ . Therefore, it is the  $R_s$  value which determines the rigidity of the entire ball screw. In the case of a 2m long EDDBS-4010 ball screw, for instance, the  $R_s$  value is 5 times less than the  $R_{nu}$  value.*



## Cálculos de diseño. Cálculo a pandeo Design Calculations. Column Strength (Buckling)

Al aplicar cargas de compresión sobre un husillo a bolas, puede ocurrir que falle a pandeo con un valor de carga aplicada menor que la capacidad de carga estática  $C_0$ .

La carga de compresión a la que puede ser sometido un conjunto de husillo a bolas está en función del diámetro del propio husillo, de la longitud de pandeo y del tipo de arriostramientos que vaya a tener en el montaje.

En la figura 50, se muestran los tipos de montaje más usuales que se dan en los husillos a bolas, y los diferentes coeficientes de corrección que se aplican en cada caso.

La carga máxima de compresión aplicable sobre un husillo sería:

*When applying compressive loads to a ball screw, a buckling fracture may occur at any applied load smaller than the static load rating  $C_0$ .*

*The compressive load a ball screw is likely to support is a function of the ball screw shaft diameter, the unsupported length and the mounting method.*

*Figure 50 shows the most common types of ball screw mountings and the respective applicable correction coefficients.*

*The maximum compressive load that can be applied to a ball screw would be:*

$$F_{ad} = F_k \cdot f_c \cdot C \quad (31)$$

$F_{ad}$ = máxima carga permitida, que será menor o igual que  $C_0$  capacidad de carga estática (N).

$f_c$ = factor de corrección según tipo de montaje (ver figura 50).  
 $C$ = factor de seguridad. Se recomienda utilizar un valor de 0,5 y como máximo 0,8.

$F_k$ = carga de columna (N). Se obtiene del gráfico 51 ó de la fórmula de Euler (32).

$F_{ad}$  =maximum admissible load, which will be less than or equal to  $C_0$ , the static load rating (N).

$f_c$  =correction factor according to the type of mounting used (see fig. 50).

$C$  =Safety factor. Preferably 0.5 and maximum 0.8.

$F_k$  =column strength (N). It is obtained from figure 51 or using Euler's formula (32).

Tipo de montaje Type of mounting	$f_c$
	0,25
	1
	2
	4

$L$  ← ←  $F_k$

Fig. 50 Factor de corrección  
Correction factor

Mediante el gráfico de la figura 51, se obtiene la carga de columna en función de su diámetro y longitud de pandeo.

From the graph in figure 51, it is possible to determine the column strength a ball screw is able to support according to its diameter and unsupported length.

La carga de columna mediante la fórmula Euler:

Calculation of the admissible column strength with Euler's formula:

$$F_k = \frac{\pi^2 E I 10}{L^2} \quad (32)$$

$F_k$ = carga de columna (N).

$F_k$ =column strength (N).

$E$ = módulo de elasticidad del material ( $2,1 \cdot 10^4$  daN/mm<sup>2</sup>).

$E$ =material modulus of elasticity ( $2.1 \cdot 10^4$  daN/mm<sup>2</sup>).

$I$ = momento de inercia de la sección del husillo.

$I$ =moment of inertia of the ball screw shaft section.

$$I = \frac{\pi}{64} d_2^4 \text{ (mm}^4\text{)}$$

$$I = \frac{\pi}{64} d_2^4 \text{ (mm}^4\text{)}$$

$d_2$ = diámetro interior o de fondo de la rosca del husillo (mm).

$d_2$ =inside or root diameter of the ball screw shaft (mm).

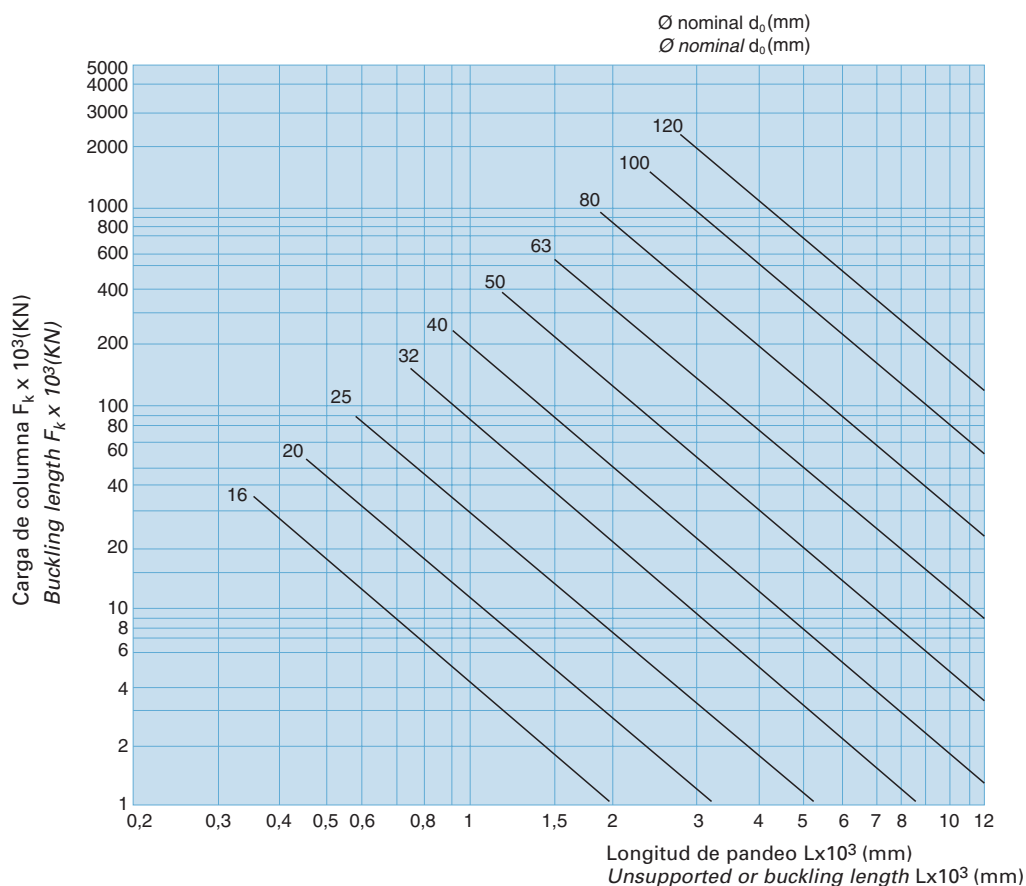


Fig. 51. Diagramas de carga de columnas  
Diagram of column strength

# Cálculos de diseño. Velocidad crítica

## Design Calculations. Critical speed

Para el buen funcionamiento de los husillos a bolas es recomendable trabajar lo más alejadamente posible de su frecuencia natural de vibración, con el fin de evitar la entrada en resonancia del husillo y por tanto, los desequilibrios o perjuicios debidos a este fenómeno.

La frecuencia natural de vibración de un husillo depende de su diámetro, de la longitud entre apoyos y del tipo de éstos.

Mediante las figuras 52 y 53 se obtiene la máxima velocidad admisible para los distintos husillos a bolas.

La figura 53, muestra la obtención mediante el gráfico, de la velocidad crítica en función del diámetro del husillo y de la longitud entre apoyos.

La figura 52, determina el coeficiente de corrección que se debe asignar en función del tipo de montaje que se vaya a aplicar a los husillos.

Velocidad máxima aplicable:

*In order that the ball screw functions correctly, it is advisable to operate it at a speed as far from its natural vibration frequency as possible. In this way, resonance of the ball screw shaft will be avoided and so will any imbalances and damages linked to this condition.*

*The critical speed of a ball screw depends on its diameter, unsupported length and the type of supports to be used.*

*Figures 52 and 53 enable to determine the maximum admissible speed for a selection of ball screws.*

*Curves of critical speed related to shaft diameter and to unsupported length are reproduced in figure 53.*

*Correction coefficients according to the type of intended supports are given in figure 52.*

Maximum applicable speed:

$$N_{c1} = n_{cr} f_{cr} C \quad (33)$$

$N_{c1}$ = velocidad máxima permitida (rpm).  
 $n_{cr}$ = velocidad crítica (rpm)(figura 53).  
 $f_{cr}$ = factor de corrección según tipo de montaje deducido de la figura 52.  
 $C$ = coeficiente de seguridad (máx. 0,8).

$N_{c1}$  = maximum admissible speed (rpm).  
 $n_{cr}$  =critical speed (rpm) (see fig. 53).  
 $f_{cr}$  =correction factor according to the type of supports, obtained from fig. 52.  
 $C$  =Safety factor (max. 0.8).

Otra forma de hallar la velocidad máxima permisible de un husillo  $N_{c1}$ , sería mediante formulación analítica:

*Another way to work out the maximum permissible speed ( $N_{c1}$ ) of a ball screw is through the analytical formula:*

$$N_{c1} = \frac{30\lambda^2}{\pi L^2} \sqrt{\frac{gEI}{\gamma A}} C \quad (34)$$

$N_{c1}$ = velocidad crítica (rpm).  
 $g$ = aceleración de la gravedad, ( $9,8 \cdot 10^3$  mm /s<sup>2</sup>).  
 $\gamma$ = peso específico del material, ( $7,8 \cdot 10^{-6}$  daN/mm<sup>3</sup>).  
 $A$ = área de la sección del husillo roscado.  
 $d_2$ = diámetro interior o de fondo de la rosca del husillo.  
 $\lambda$ = coeficiente de corrección aplicado según el tipo de montaje del husillo a bolas (ver figura 52).

$N_{c1}$  = critical speed (rpm).  
 $g$  =gravity acceleration, ( $9.8 \cdot 10^3$  mm/s<sup>2</sup>).  
 $\gamma$  =specific gravity of material, ( $7.8 \cdot 10^{-6}$  daN/mm<sup>3</sup>).  
 $A$  =sectional area of threaded shaft.  
 $d_2$  =inside or root diameter of the ball screw shaft.  
 $\lambda$  =correction factor applied according to the type of the ball screw mounting used, (see figure 52).




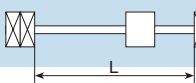
Tipo de montaje Type of mounting	K1	$\lambda$	fcr
	40	1,9	0,35
	120	$\pi$	1
	180	3,95	1,45
	270	4,75	2,25

Fig. 52 Factor de corrección  
Correction factor

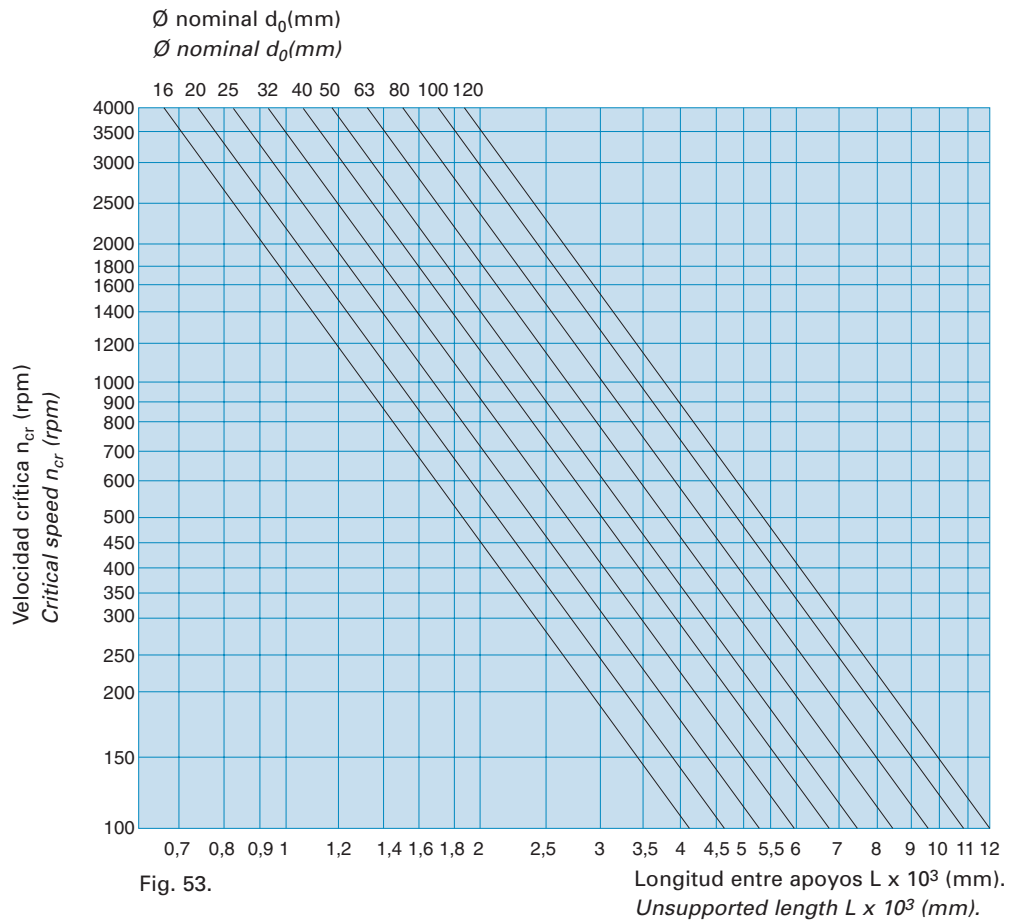


Fig. 53.

Desarrollando la anterior expresión (34),

$$N_{c1} = d_2 \cdot C \cdot K_1 \cdot 10^6 / L^2 \quad (35)$$

$K_1$ =factor de velocidad que depende del tipo de montaje (ver figura 52).

$K_1$  =speed factor which depends on the type of supports (see fig. 52).

La segunda limitación se debe a la velocidad máxima que pueden llevar las bolas en el interior de la tuerca (5 m/s).

There is a second limitation to the maximum operational speed: the maximum rotational speed of the balls inside the nut (5 m/s).

$$V_p = \pi \cdot D_{pw} \cdot N / 60$$

La segunda velocidad máxima permisible ( $N_{c2}$ ):

The second maximum permissible speed ( $N_{c2}$ ):

$$N_{c2} = F_{DN} / D_{pw} \quad (36)$$

# Cálculos de diseño. Capacidad de carga

## Design Calculations. Load ratings

**Capacidad de carga estática  $C_0$ :** se define como un esfuerzo axial con efecto céntrico, que se aplica a todo el conjunto en régimen de reposo y origina una deformación constante total de  $0,0001 \times$  diámetro de la bola, entre la bola y las pistas de rodadura (DIN 69051/4).

**Capacidad de carga dinámica  $C_A$ :** se define como el esfuerzo axial céntrico, de magnitud y dirección invariables, en el cual un número suficientemente grande de husillos a bolas obtienen una duración de vida nominal de un millón de revoluciones (DIN 69051/4).

Pero como es lógico la capacidad de carga estática ( $C_0$ ) y dinámica ( $C_A$ ) están dadas para ciertas condiciones de funcionamiento. Por lo tanto si tuviéramos unas condiciones distintas, sus valores no serían válidos. Por ello se definen la capacidad de carga estática modificada ( $C_{0M}$ ) y la capacidad de carga dinámica modificada ( $C_{AM}$ ) que dependen de las condiciones de funcionamiento (ver fórmulas 37 y 38).

**Static load rating  $C_0$ :** is the central axial stress that, applied to the entire ball screw system at rest, generates a total permanent deformation of 0.0001 times the ball diameter, between the ball and the ball track (DIN 69051/4).

**Dynamic load rating  $C_A$ :** is the central axial stress of invariable magnitude and direction, that a fairly large number of ball screws are able to endure for a rated life of one million revolutions (DIN 69051/4).

But, of course, the static load rating ( $C_0$ ) and the dynamic load rating ( $C_A$ ) are given for concrete operating conditions. Where operating conditions are different, the load values are no longer valid. This is why use is made of the modified static load rating ( $C_{0M}$ ) and the modified dynamic load rating ( $C_{AM}$ ), which take account of the operating conditions (see formulas 37 and 38).

$$C_{0M} = C_0 f_{h0} f_{ac} \quad (37)$$

$$C_{AM} = C_A f_h f_{ac} f_M \quad (38)$$

$f_{h0}$  y  $f_h$  son los factores de dureza que tienen en cuenta las variaciones de dureza superficial del eje del husillo. En el gráfico 54 se representan los valores que toman estos coeficientes en función de las diversas durezas, dadas en unidades de Rockwell C.

$f_{ac}$  es el factor que tiene en cuenta las variaciones de la tolerancia de fabricación (ver tabla 23).

$f_{h0}$  and  $f_h$  are hardness factors corresponding to variations in the surface hardness of the ball screw shaft. The values of these factors related to the Rockwell C hardness of the shaft are obtained from the graph in figure 54.

$f_{ac}$  is a factor needed to consider different manufacturing tolerances. Its values are shown in table 23.

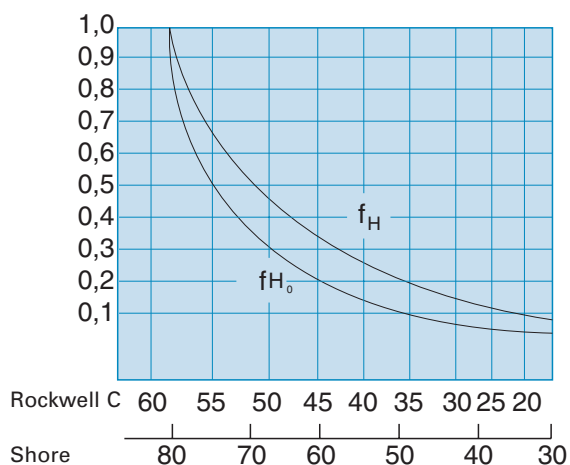


Fig. 54. Coeficiente de dureza  
Hardness coefficient

clase de tolerancia tolerance grade	1-5	7	10
$f_{ac}$	1	0,9	0,7

Tab. 23

$f_M$  es el factor que tiene en cuenta los diferentes métodos de fusión de acero. En la tabla 24 se muestran sus valores.

$f_M$  is the factor used to take into account the different steel melting processes. Its values are indicated in table 24.

Acero de fusión normal Ordinary cast steel	$f_M=1$
Acero de fusión con desgasificación al vacío Vacuum degasified cast steel	$f_M=1,25$
Acero refundido bajo escoria Slag-arc remelted steel	$f_M=1,44$
Acero refundido dos veces al vacío Double-vacuum-remelted steel	$f_M=1,71$

Tab. 24

Si la velocidad de operación está por debajo de 10 rpm, se tendrá que elegir el husillo a bolas de manera que la capacidad de carga estática supere la máxima carga aplicada  $F_{max}$ .

If the working speed is less than 10 rpm, the ball screw must be so selected that the static load rating is largely in excess of the maximum load applied  $F_{max}$ .

Se define por tanto, el factor  $f_s$ .

Thus, the static safety factor  $f_s$  may be defined as follows:

$$f_s = \frac{C_{0M}}{F_{m\acute{a}x.}} \quad (39)$$

Los valores que generalmente se toman para  $f_s$  son los siguientes:

Usual  $f_s$  values are:

- para operaciones normales  $f_s = 1 \div 2$ .
- para operaciones bajo impactos o vibraciones  $f_s = 2 \div 3$ .
- para operaciones bruscas  $f_s > 3$ .

- for normal operations:  $f_s = 1 \div 2$ .
- for operations subject to shocks or vibrations:  $f_s = 2 \div 3$ .
- for severe operating conditions:  $f_s > 3$ .



# Cálculos de diseño. Duración de vida

## Design Calculations. Life expectancy

### Duración de vida de un husillo a bolas

#### Life Expectancy of a Ball Screw

Para determinar la duración de un husillo a bolas, hay que tener muy en consideración las condiciones de fatiga a las que puede estar sometido debido a los esfuerzos, y también, el posible deterioro debido al desgaste, tanto de bolas como de pistas de rodadura, con la consiguiente pérdida de precisión que ello produce. En cuanto a esta segunda deficiencia, influyen enormemente las condiciones de lubricación, conservación, limpieza, etc., en las que opera el conjunto husillo-tuerca.

**Duración nominal de vida:** Se expresa como el número de revoluciones (o el número de horas de trabajo a un número invariable de revoluciones), las cuales alcanzan o sobrepasan el 90% de un número suficientemente grande de husillos a bolas idénticos, antes de que se produzcan los primeros indicios de fatiga del material. La duración nominal se expresa por  $L$  en caso de indicarse en revoluciones, o bien por  $L_h$  si se indica en horas.

*When determining the life expectancy of a ball screw, it is essential to consider the fatigue conditions resulting from the stress to which the ball screw may be submitted as well as any damage caused by wear to balls and ball tracks, together with the subsequent reduction in accuracy. Wear and damage are greatly influenced by the ball screw operating conditions, lubrication, maintenance, cleanliness, etc.*

**Nominal life expectancy:** this is the number of revolutions (or the number of operating hours at a constant number of revolutions) which is attained by 90% or more of a considerably high number of identical ball screws before the first evidence of fatigue develops in the material.  $L$  represents the nominal life expectancy if indicated in revolutions and  $L_h$  stands for it when expressed in hours.

#### Tuerca simple

##### Single Nut

$$L = (C_{AM}/F_M)^3 \cdot 10^6 \quad (40)$$

$C_{AM}$ = capacidad de carga dinámica modificada.(N).  
 $L$ = duración de vida (revoluciones).  
 $F_M$ = carga media equivalente (N)(50).

$C_{AM}$ = modified dynamic load rating (N).  
 $L$ = life expectancy (revolutions).  
 $F_M$ = equivalent mean load(N)(50).

#### Tuerca doble simétricamente precargada

##### Double Symmetrically Preloaded Nut

Por una tuerca simétricamente cargada se entiende un sistema en el que un número igual de circuitos de bolas están cargadas unos contra otros en dos medias tuercas. La carga axial media equivalente que soportan las dos tuercas,  $F_{ma1}$  y  $F_{ma2}$ , depende de la precarga ( $F_{pr}$ ) y la carga media equivalente ( $F_M$ ).

*A symmetrically preloaded nut refers to a system in which an identical number of ball tracks in each half nut are loaded one against another. The equivalent mean axial load supported by the two nuts,  $F_{ma1}$  and  $F_{ma2}$ , depends on the preload ( $F_{pr}$ ) and the equivalent mean load ( $F_M$ ).*

$$F_{ma2} = F_{pr} \left(1 + \frac{F_M}{3 F_{pr}}\right)^{3/2} \quad (41)$$

$$F_{ma1} = F_{ma2} - F_M \quad (42)$$

(Ver figura 48 con  $F_{ma1} = F_1$  y  $F_M = F_{pe}$ ).

*(See figure 48 where  $F_{ma1} = F_1$  and  $F_M = F_{pe}$ ).*

La determinación de la duración de vida nominal de las dos mitades de la tuerca se realizará como si fueran simples,

$$L_1 = (C_{AM1}/F_{ma1})^3 \cdot 10^6$$

En una disposición simétrica de las mitades de la tuerca, se cumple que  $C_{AM1} = C_{AM2}$ , y por tanto la duración nominal para una tuerca simétricamente precargada resulta ser,

*The nominal life expectancy of the two halves of the nut will be determined as if they were single nuts,*

$$L_2 = (C_{AM2}/F_{ma2})^3 \cdot 10^6$$

*Where both halves of the nut are arranged symmetrically,  $C_{AM1} = C_{AM2}$ . Consequently, the nominal life expectancy of a symmetrically preloaded nut is:*

$$L = ((L_1)^{-10/9} + (L_2)^{-10/9})^{-9/10} \quad (43)$$

Cuando  $F_{ma1} < 0,1 * C_A$ , se puede realizar el cálculo de la duración de vida de toda la tuerca como si se tratara de una tuerca simple (fórmula 40).

*If  $F_{ma1} < 0.1 * C_A$ , it is possible to calculate the life expectancy of the entire nut, as if this were a single nut (formula 40).*

### Duración de vida (en horas) Life Expectancy (hours)

$$L_h = \frac{L}{60 N_m} \quad (44)$$

$L_h$  = duración de vida (horas).  
 $N_m$  = velocidad media (rpm).

$$C_{AM} = 0,01 F_M (60 N_m L_h)^{1/3} \quad (45)$$

$L_h$  = life expectancy (hours).  
 $N_m$  = average speed (rpm).

La duración de vida obtenida a partir de las fórmulas 40,43 y 44 ha sido definida con una fiabilidad del 90%. Para calcular los valores de la vida para distintas fiabilidades se utiliza el factor de corrección estadística (ver tabla 25).

*The life expectancy (L or  $L_h$ ) referred to above has been established with a 90% probability of achieving it. To determine the life expectancy with other probabilities, the statistical correction factor is used (see table 25).*

$$L_m = f_r \cdot L \quad (46)$$

% fiabilidad % probability	90	95	96	97	98	99
$f_r$	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Tab. 25

Debido a que los ciclos de trabajo u operación son variables, tanto en velocidades como en cargas, se utilizan para los cálculos cargas medias y velocidades medias. Por ejemplo, si aplicamos un conjunto de cargas variables  $F_1$ ,  $F_2$  y  $F_3$  a una velocidad siempre constante y en unos tiempos de aplicación  $t_1$ ,  $t_2$  y  $t_3$  se utiliza la fórmula 47.

*As duty or operating cycles tend to vary with regard to both speeds and loads, calculations are based on average speeds and mean loads. For instance, if various loads  $F_1$ ,  $F_2$  and  $F_3$  are applied at a constant speed and for application times  $t_1$ ,  $t_2$  and  $t_3$  respectively, then use formula 47.*

# Cálculos de diseño. Duración de vida

## Design Calculations. Life expectancy

Si por el contrario aplicamos una carga constante a un número de revoluciones variable  $N_1, N_2$  y  $N_3$ , en unos tiempos  $t_1, t_2$  y  $t_3$  se utiliza la fórmula 48.

However, if a constant load is applied at varying numbers of revolutions  $N_1, N_2$  and  $N_3$  and for times  $t_1, t_2$  and  $t_3$  respectively, then use formula 48.

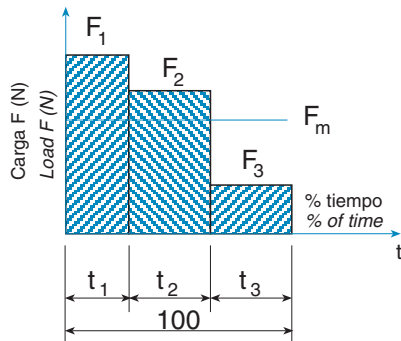


Fig. 55 Cargas variables  
Varying loads

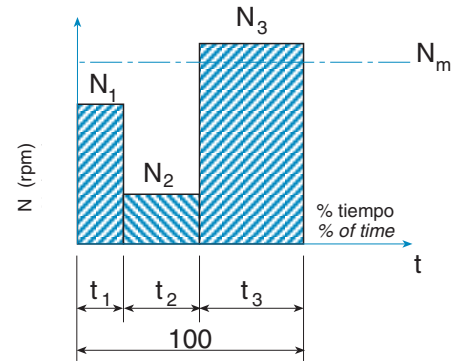


Fig. 56 Revoluciones variables  
Varying revolutions

$$F_m = (F_1^3 \frac{t_1}{100} + F_2^3 \frac{t_2}{100} + F_3^3 \frac{t_3}{100})^{1/3} \quad (47)$$

$$N_m = \frac{t_1}{100} N_1 + \frac{t_2}{100} N_2 + \frac{t_3}{100} N_3 \quad (48)$$

Si actúan cargas y revoluciones variables, la carga  $F_m$  sería:

If both load and speed values are variable, the mean load  $F_m$  is:

$$F_m = (F_1^3 \frac{N_1}{N_m} \frac{t_1}{100} + F_2^3 \frac{N_2}{N_m} \frac{t_2}{100} + F_3^3 \frac{N_3}{N_m} \frac{t_3}{100})^{1/3} \quad (49)$$

Para otros regímenes de carga,

For other working conditions,

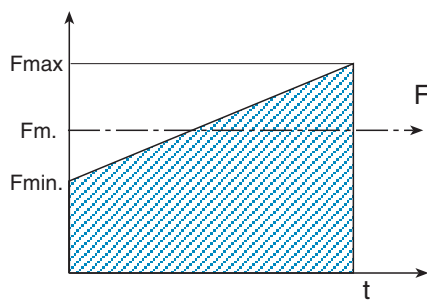


Fig. 57

$$F_m = \frac{F_{\min} + 2F_{\max}}{3}$$

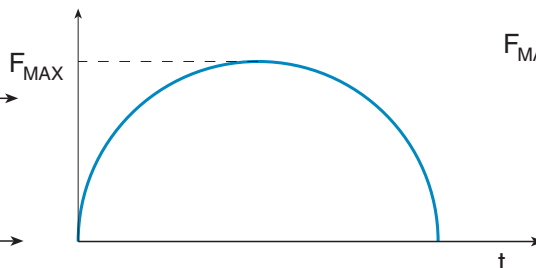


Fig. 58

$$F_m = 0,75 F_{\text{MAX}}$$

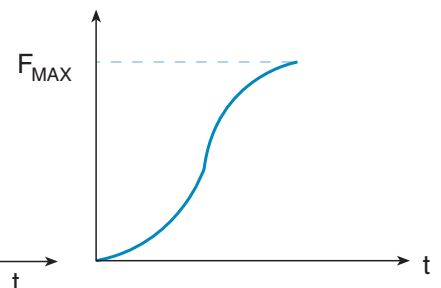


Fig. 59

$$F_m = 0,65 F_{\text{MAX}}$$

Una vez obtenido el valor medio de la fuerza ( $F_m$ ) por uno de estos métodos, no queda más que calcular la fuerza media equivalente ( $F_M$ ) que es aquella que varía con las condiciones de trabajo. Este valor será el que se usará en la ecuación de la duración de vida del husillo.

After finding out the load mean value ( $F_m$ ) through any of these two methods, there is one more thing to do: to determine the equivalent mean load ( $F_M$ ) which is the load that varies according to the working conditions. It is this value which is used in the equation giving the ball screw life expectancy.

$$F_M = 2 \cdot F_M / (f_1 + f_2) \quad (50)$$

Siendo  $f_1$  el coeficiente que tiene en cuenta las condiciones en las que esté trabajando el husillo a bolas (tabla 26).

Where,  $f_1$  is the coefficient corresponding to the ball screw operating conditions (table 26).

Siendo  $f_2$  el coeficiente que tiene en cuenta la velocidad y el tipo de movimiento del husillo a bolas ( tabla 27).

Where,  $f_2$  is the coefficient used to take account of the ball screw speed and motion (table 27).

Condiciones de trabajo <i>Operating Conditions</i>	$f_1$
Masas pequeñas, golpes suaves <i>Light mass, small shocks</i>	1-0,8
Masas medias, pequeñas vibraciones <i>Medium mass, small vibrations</i>	0,8-0,5
Masas grandes, golpes duros <i>Heavymass, great shocks</i>	0,5-0,3

Tab.26

Tipo de movimiento <i>Ball screw motion, speed</i>	$f_2$
Movimiento continuo, bajas velocidades (<15m/min) <i>Continuous motion, low speed (&lt;15m/min.)</i>	1-0,8
Movimiento irregular, velocidades medias (<60m/min) <i>Irregular motion, medium speed (&lt;60m/min.)</i>	0,8-0,5
Movimiento oscilante, velocidades altas (>60m/min) <i>Oscillating movement, high speed (&gt;60m/min.)</i>	0,5-0,3

Tab. 27

Se puede tomar como referencia la duración de los husillos a bolas de los equipos que se describen en la tabla 28.

The table 28 may be used as a guide to ball screw life expectancy.

	horas/hours
- Equipo médico, instrumentos <i>- Medical equipment, instruments</i>	2.000
- Maquinaria que opera cortos períodos de tiempo <i>- Machinery due to work for short periods of time</i>	5.000
- Maquinaria que opera cortos períodos de tiempo con gran fiabilidad de operación <i>- Machinery due to work for short periods of time at high levels of operational reliability</i>	10.000
- Maquinaria y herramientas que operan 8 horas al día con ciclos de trabajo no continuos <i>- Machinery and tools due to run 8 hours/day on an intermittent cycle basis</i>	18.000
- Maquinaria y herramientas que operan 8 horas al día con ciclos de trabajo continuos <i>- Machinery and tools due to run 8 hours/day on a continuous cycle basis</i>	25.000
- Maquinaria y herramientas que operan 16 horas al día a plena carga <i>- Machinery and tools due to operate 16 hours/day at full load</i>	40.000
- Maquinaria y herramientas que operan 24 horas al día <i>- Machinery and tools due to operate 24 hours/day</i>	50.000
- Maquinaria y herramientas que operan 24 horas al día con gran fiabilidad de operación <i>- Machinery and tools due to operate 24 hours/day at high levels of operational reliability</i>	80.000

Tab. 28

# Cálculos de diseño

## Design Calculations

### Flexión del eje del husillo debido a su propio peso

### Deflection of Ball Screw Shaft under its own Weight

En aplicaciones horizontales, el peso del eje del husillo produce una flexión en sí mismo que afecta al error de paso acumulativo y al funcionamiento de la tuerca. Suponiendo una distribución lineal del peso a largo de toda la longitud del eje del husillo, la desviación radial máxima  $d_{rad}$  será:

$$d_{rad} = K_p P L^4 / E I \quad (\text{ver figura 61} / \text{see figure 61}) \quad (51)$$

$K_p$  = Factor de flexión que depende del tipo de montaje (ver figura 60).

$P$  = Peso distribuido (daN/mm).

When used in a horizontal position, the ball screw shaft experiences some deflection due to its own weight and the amount of deflection influences the cumulative lead error and the performance of the nut. Assuming the weight distribution along the ball screw shaft is linear, the maximum radial deviation  $d_{rad}$  is given by:

$K_p$  = deflection factor according to the type of mounting used (see figure 60).

$P$  = distributed weight (daN/mm).

En casos de husillos a bolas de gran longitud, para compensar esta flexión, se deberá apoyar al eje del husillo a bolas en varios puntos intermedios.

In order to counteract deflection in very long ball screws, the shaft need be supported at intermediate intervals.

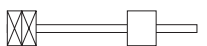



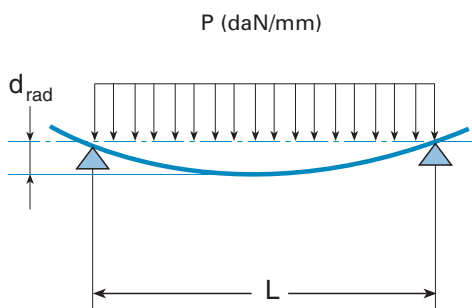
Tipo de montaje Type of mounting	$K_p$	$d_{rad}$
	1/8	en el extremo libre / at free end
	5/384	en la mitad / in the middle
	1/185	de E a 0,42L / 0,42L away from E
	1/384	en la mitad / in the middle

Fig. 60.



Desviación radial máxima  $d_{rad}$   
Maximum radial deviation  $d_{rad}$

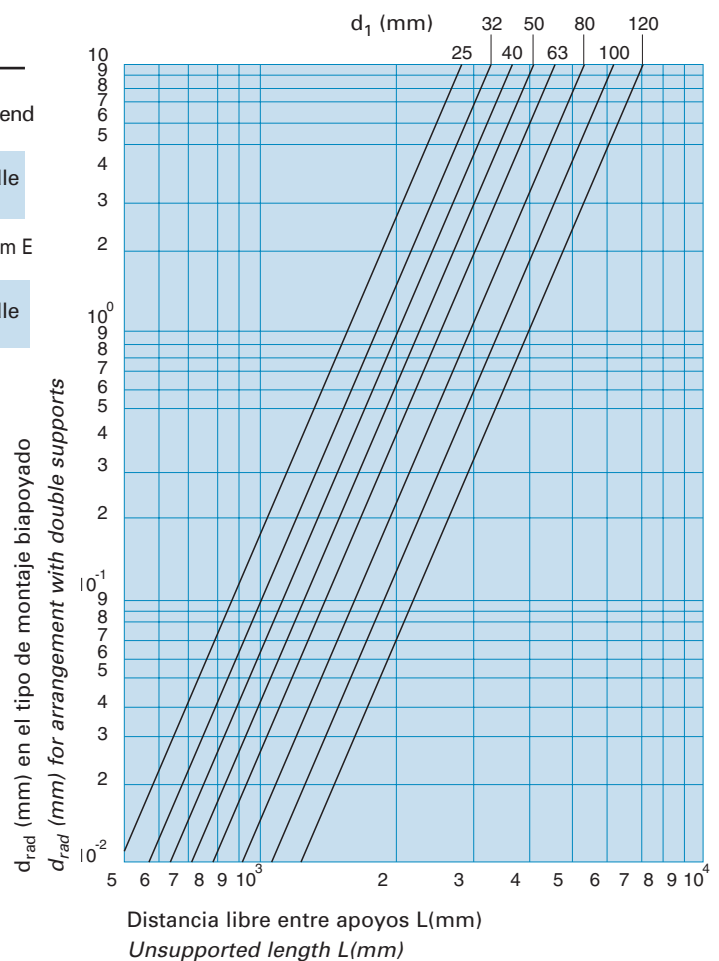


Fig. 61.

## Deformación térmica del eje del husillo a bolas

### Thermal Deformation of Ball Screw Shaft

La elongación axial resultante del aumento de temperatura  $\Delta T$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) viene dada por:

$$\Delta L = K_a \Delta T L \text{ (mm)} \quad (52)$$

$K_a$  = coeficiente de dilatación térmica ( $11,6 \cdot 10^{-6} / ^{\circ}\text{C}$ ).

*The axial elongation resulting from an increase in temperature  $\Delta T$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) is given by:*

*$K_a$  = thermal expansion coefficient ( $11.6 \cdot 10^{-6} / ^{\circ}\text{C}$ ).*

Dicha dilatación debe de tenerse en cuenta cuando se seleccione la precarga y la compensación de paso con el objeto de obtener las condiciones óptimas de trabajo.

*It is essential to consider thermal deformation when selecting the preload and the lead compensation, if optimum operating conditions are to be guaranteed.*

## Torsión en el eje del husillo a bolas

### Torsion of the ball screw shaft

La aplicación de un par al eje del husillo genera una deformación angular a torsión ( $\theta$ ), que se puede obtener de la siguiente fórmula:

$$\theta = \frac{T_E \cdot 10^2 L_{\theta}}{G I_p} \text{ (rad)} \quad (53)$$

$T_E$  = par de torsión aplicado al husillo a bolas (Nm).

$G$  = módulo de elasticidad transversal del acero ( $8,1 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$ ).

$I_p$  = momento de inercia polar de la sección del eje del husillo a bolas.

*$T_E$  = torque applied to the ball screw (Nm)*

*$G$  = steel modulus of crosswise elasticity ( $8.1 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$ ).*

*$I_p$  = polar moment of inertia of the ball screw shaft cross-section.*

$$I_p = 2 \cdot I = \pi (d_2)^4 / 32 \text{ (mm}^4\text{)} \quad (54)$$

$L_{\theta}$  = longitud de la parte del husillo sometido a la torsión (mm).

$$I_p = 2 \cdot I = \pi (d_2)^4 / 32 \text{ (mm}^4\text{)} \quad (54)$$

*$L_{\theta}$  = length of the ball screw shaft subjected to twist (mm).*

El ángulo de torsión  $\theta$  genera un retraso en el movimiento axial ( $\Delta l_{\theta}$ ):

*The angle of torsion  $\theta$  produces axial lagging ( $\Delta l_{\theta}$ ):*

$$\Delta l_{\theta} = P_h \theta / 2\pi \text{ (mm)} \quad (55)$$

Esta deformación normalmente es despreciable en comparación a la deformación producida por la carga axial (12)(ver apartado 1.1 de la rigidez, página 37).

*This kind of deformation usually is negligible compared to the amount of deformation due to the axial load (12)(refer to paragraph 1.1 under Rigidity, page 37).*



# Cálculos de diseño. Par e inercia

## Design Calculations. Driving torque and inertia

### Par de funcionamiento e inercia del sistema

#### Driving Torque and System Inertia

El par total que deberá proporcionar el motor que acciona el husillo a bolas es:

*The total torque to be supplied by the ball screw driving motor is:*

<b>Par total</b> <b>Total torque</b>	$T_{tot} = r \cdot T_E + T_D$	(56)
---	-------------------------------	------

$T_E$ = Par estático (Nm).  
*Static torque (Nm).*  
 $T_D$ = Par dinámico (Nm).  
*Dynamic torque (Nm).*  
 $r$ = Relación de poleas.  
*Pulley reduction ratio.*

<b>Par estático</b> <b>Static torque</b>	$T_E = T_{pr} + T_L + T_{rod}$	(57)
---	--------------------------------	------

$T_{pr}$ =Par de precarga.  
*Preload drag torque.*  
 $T_{rod}$ = Par de fricción en los rodamientos de apoyo.  
*Bearing friction torque.*  
 $T_L$ = Par que deberá soportar el motor debido a la carga.  
*Torque motor must resist due to the load.*

$$T_L = \frac{F_A P_h 10^{-3}}{2 \pi \eta_l} \quad (58)$$

$F_A$  = Carga axial soportada por el husillo(N)  
*Axial load supported by the ball screw (N):*

$$F_A = F_L + \mu_s (F_v + F_p) \quad (59)$$

$F_L$ = Carga en la dirección del eje del husillo soportada por la mesa (fuerzas de corte...)  
*Load in the ball screw shaft direction, supported by the table (shear forces,...).*

$F_v$ = Carga vertical soportada por la mesa (pesos, fuerzas de corte...)  
*Vertical load supported by the table (weights, shear forces,...).*

$F_p$ = Carga en la dirección perpendicular al movimiento soportada por la mesa.  
*Load perpendicular to the motion, which is supported by the table.*

$\mu_s$ = Coeficiente de rozamiento (de las guías) .  
*Friction coefficient (of slides).*

<b>Par dinámico</b> <b>Dynamic torque</b>	$T_D = T_M + J_s (\ddot{\omega}/9,8)$	(60)
--	---------------------------------------	------

$T_M$ = par de fricción del motor(Nm).  
*Motor friction torque (Nm).*  
 $\ddot{\omega}$ = Aceleración angular del eje del motor (rad/s<sup>2</sup>).  
*Angular acceleration of the motor shaft (rad/s<sup>2</sup>).*

$J_s$  = Momento de inercia de todo el sistema respecto al eje del motor (kg·m<sup>2</sup>).  
*Moment of inertia of the entire system in relation to the motor shaft (kg·m<sup>2</sup>).*

$$J_s = J_M + r^2 (J_R + J_T + J_p) \quad (61)$$

$J_M$  = Momento de inercia de los elementos unidos al eje del motor (motor, engranajes...).  
*Moment of inertia of elements coupled to the motor shaft (motor, gears,...).*

$J_p$  = Momento de inercia de los elementos unidos al eje del husillo.  
*Moment of inertia of elements coupled to the ball screw shaft.*

$J_R$  = Momento de inercia del eje del husillo.  
*Moment of inertia of the ball screw shaft.*

$$J_R = \pi L \rho (d_2)^4 / 32 \quad (62)$$

$\rho$  = densidad del material del eje del husillo a bolas (Kg/m<sup>2</sup>)  
*density of the ball screw shaft (Kg/m<sup>2</sup>)*

$J_T$  = Momento de inercia producido por la mesa en su traslación.  
*Moment of inertia produced by the table during its travel.*

$$J_T = m (P_H/2\pi)^2 10^{-6}/\eta_1 \quad (63)$$

$m$  = masa de la mesa (Kg).  
*mass of the table (Kg).*

Ejemplo de mesa de mecanizado:  
*Example based on a machining table:*

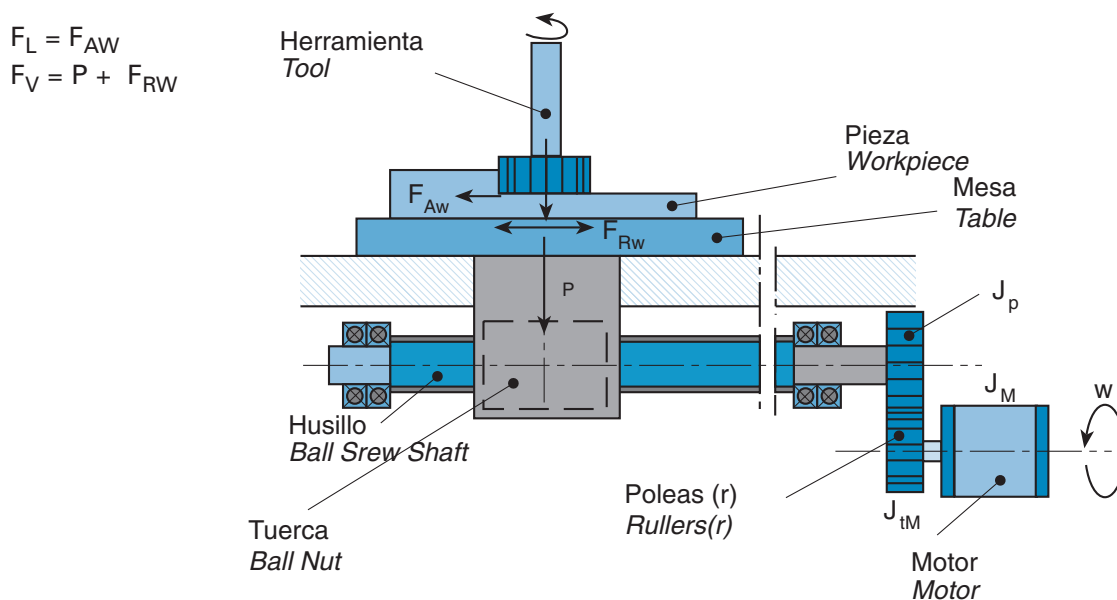


Fig. 62.

# Cálculos de diseño. Rendimiento y potencia

## Design Calculations. Efficiency and power

El rendimiento de los husillos a bolas se obtiene mediante las ecuaciones que se indican a continuación.

Normalmente, el accionamiento mediante husillo a bolas se utiliza para convertir un par de giro en desplazamiento lineal. En este caso el rendimiento es  $\eta_1$ .

Si el accionamiento se utiliza para transformar una fuerza lineal en par de giro, el rendimiento es  $\eta_2$ .

$$\eta_1 = \frac{1 - f \operatorname{tg} \varphi}{1 + \frac{f}{\operatorname{tg} \varphi}} \quad (64)$$

$\varphi$  = ángulo de hélice de la rosca del husillo (fórmula 3).  
 $f$  = coeficiente de fricción o rozamiento a la rodadura,  $0,003 \div 0,01 = \operatorname{tg} \mu$ .

En la figura 5 se muestran los valores que toman  $\eta_1$  y  $\eta_2$  para los distintos coeficientes de rozamiento y ángulos de hélice.

Por lo tanto los husillos permiten la transmisión de potencia giratoria, en potencia lineal o viceversa.

$$P_m = T_L n$$

Cuando se transforma el par de giro en desplazamiento lineal, el par que se debe aplicar en el husillo y la potencia necesaria valen,

$$T_L = F P_h 10^{-3} / (2\pi \eta_1) \quad (58)$$

Cuando se quiere convertir el desplazamiento lineal en par de giro, el par generado y la potencia obtenida, valen,

$$T_E = F P_h 10^{-3} \eta_2 / 2\pi \quad (67)$$

$F$  = carga lineal aplicada (N).  
 $P_h$  = paso de rosca (mm).  
 $N$  = número de revoluciones (rpm).  
 $T_L$  = par que se debe aplicar (Nm).  
 $T_E$  = par de giro generado (Nm).  
 $P_L$  = potencia necesaria para el accionamiento del husillo (Kw).  
 $P_E$  = potencia generada (Kw).

The efficiency of a ball screw may be measured using the following equations.

A ball screw is normally used to convert a turning torque into a linear motion. In this event, efficiency is given by  $\eta_1$ .

If the drive is used to convert linear force into torque, then efficiency is given by  $\eta_2$ .

$$\eta_2 = \frac{1 - \frac{f}{\operatorname{tg} \varphi}}{1 + f \operatorname{tg} \varphi} \quad (65)$$

$\varphi$  = lead angle of the ball screw shaft (formula 3).  
 $f$  = friction or rolling coefficient,  $0.003 \div 0.01 = \operatorname{tg} \mu$ .

Figure 5 shows the values of  $\eta_1$  and  $\eta_2$  for different friction coefficients and lead angles.

Therefore, a ball nut permits the transmission of rotative power into linear power and vice versa.

$$P_b = F V$$

When a turning torque is converted into a linear displacement, the driving moment to be applied to the ball screw shaft and the input power necessary :

$$P_L = T_L N 2\pi / 60000 \quad (\text{Kw}) \quad (66)$$

When linear displacement is transformed into a turning torque, the torque generated and the output power:

$$P_E = T_E N 2\pi / 60000 \quad (\text{Kw}) \quad (68)$$

$F$  = linear load applied (N).  
 $P_h$  = lead (mm).  
 $N$  = speed (rpm).  
 $T_L$  = driving moment to be applied (Nm).  
 $T_E$  = turning torque generated (Nm).  
 $P_L$  = Input power to the ball screw (kw).  
 $P_E$  = Output power (kw).

# Cálculos de diseño. Ejemplo de cálculo

## Design Calculations. Example of Calculation

### Ejemplo de cálculo de un husillo a bolas

#### Example of Ball Screw Calculation

Seleccionar el conjunto de husillo a bolas necesario, con todas las características que lo definen, para el accionamiento de una máquina con las siguientes condiciones de trabajo:

*Specify the ball screw and all its identifying characteristics, as is required for a machine drive, bearing in mind the following operating conditions:*

Carga máxima Maximum load	Velocidad speed	tiempo time
28000 N	0,4 m/min	18%
18000 N	1 m/min	52%
5000 N	4,5 m/min	30%

Vida estimada para el husillo 5000 horas de trabajo.  
 Coeficientes  $f_1 = 1$ ;  $f_2 = 1$ .  
 Longitud entre apoyos 1900 mm.; Máxima longitud de pandeo 1750 mm.  
 Tipo de apoyos: Los dos fijos.  
 Juego axial cero, en consecuencia, el husillo llevará tuerca doble.  
 Se piensa en un husillo EDBS de diámetro nominal  $d_0 = 40 \div 63$  mm. y paso = 10 mm.  
 Dureza superficial del eje del husillo a bolas de 60 HRC ( $f_h = 1$ ).  
 Clase de precisión IT5 ( $f_{ac} = 1$ ,  $f_{ar} = 0,5$ ).  
 Tipo de acero del eje del husillo ( $f_M = 1,25$ ).

*Estimated life expectancy of the ball screw: 5000 operating hours.  
 Coefficients:  $f_1 = 1$ ;  $f_2 = 1$ .  
 Unsupported length: 1900 mm; maximum buckling length: 1750 mm  
 Type of supports: both fixed.  
 Backlash = zero; accordingly, the ball screw will comprise a double nut. EDBS ball screw of a nominal diameter  $d_0 = 40 \div 63$  mm and lead = 10 mm.  
 Surface hardness of ball screw shaft: 60 HRC ( $f_h = 1$ ).  
 Tolerance grade: IT5 ( $f_{ac} = 1$ ;  $f_{ar} = 0.5$ ).  
 Factor for ball screw shaft material: ( $f_M = 1.25$ ).*

CALCULOS:

• **Velocidad media:**

CALCULATIONS:

• **Mean Speed:**

$$N_1 = (0,4/10) 1000 = 40 \text{ rpm}$$

$$N_2 = (1/10) 1000 = 100 \text{ rpm}$$

$$N_3 = (4,5/10) 1000 = 450 \text{ rpm}$$

$$N_m = \frac{t_1}{100} N_1 + \frac{t_2}{100} N_2 + \frac{t_3}{100} N_3 = \frac{18}{100} 40 + \frac{52}{100} 100 + \frac{30}{100} 450 = 194 \text{ rpm} \quad (48)$$

• **Carga media:**

• **Mean Load:**

$$F_m = \left( F_1^3 \frac{N_1}{N_m} \frac{t_1}{100} + F_2^3 \frac{N_2}{N_m} \frac{t_2}{100} + F_3^3 \frac{N_3}{N_m} \frac{t_3}{100} \right)^{1/3} = \left( 28000^3 \frac{40}{194} \frac{18}{100} + 18000^3 \frac{100}{194} \frac{52}{100} + 5000^3 \frac{450}{194} \frac{30}{100} \right)^{1/3} = 13510 \text{ N} \quad (49)$$

Teniendo en cuenta que se cumplirá:  $F_{ma} < 0,1 \cdot C_A$   
 se necesita una capacidad de carga:

*Assuming:  $F_{ma} < 0,1 \cdot C_A$   
 the following load rating is required:*

$$C_{AM} = 0,01 F_M (60 N_m L_h)^{1/3} = 0,01 \cdot 13510 (60 \cdot 194 \cdot 5000)^{1/3} = 52355 \text{ N} \quad (46)$$

$$C_A = C_{AM} / (f_h f_{ac} f_M) = 52355 \text{ N} / 1,25 = 41884 \text{ N} \quad (38)$$

# Cálculos de diseño. Ejemplo de cálculo

## Design Calculations. Example of Calculation

De las tablas dimensionales seleccionamos un husillo a bolas de  $d_0=40\text{mm}$ ., paso=10mm y 4 circuitos en cada tuerca cuya capacidad de carga dinámica es  $C_A=41641\text{ N}$  ( $C_{AM}=52051\text{ N}$ ), valores equivalentes a los obtenidos.

Se comprueba la duración de vida con la capacidad de carga media real obtenida.

• **Duración de vida en vueltas:**

$$L = (C_{AM}/F_M)^3 \cdot 10^6 = (52051/13510)^3 \cdot 10^6 = 5,72 \cdot 10^7 \text{ vueltas/revolutions} \quad (40)$$

• **Duración de vida en horas:**

$$L_h = \frac{L}{60 N_m} = \frac{5,72 \cdot 10^7}{60 \cdot 194} = 4913 \text{ horas/hours} \quad (44)$$

Se obtiene una duración de vida cercana a la vida deseada del husillo.

• **Carga de columna o pandeo:**

Del gráfico de la figura 51, obtenemos para una longitud de pandeo de 1750 mm, y  $d_0=40\text{ mm}$ ., una carga de columna aproximada  $F_k=60000\text{ N}$ .

Si se obtiene  $F_k$  analíticamente

$$F_k = \frac{\pi^2 E I 10}{L^2} = \pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot 10 \cdot 80181,5 / 1750^2 = 54264\text{ N} \quad (32)$$

La máxima carga de compresión aplicable sería:

$$F_{ad} = F_k \cdot f_c \cdot C = 60 \cdot 4 \cdot 0,8 \cdot 10^3 = 192000\text{ N} \quad (31)$$

Carga que está muy por encima de la máxima aplicada.

• **Velocidad crítica:**

Del gráfico de la figura 53, obtenemos para un diámetro nominal de 40 mm y una longitud entre apoyos de 1900 mm, un valor aproximado de la velocidad crítica  $n_{cr}=1300\text{ rpm}$ . La velocidad crítica admisible sería:

$$N_{c1} = n_{cr} \cdot f_{cr} \cdot C = 1300 \cdot 2,25 \cdot 0,8 = 2340\text{ rpm} \quad (33)$$

$$N_{c2} = 100000 / D_{pw} = 100000 / 42,1 = 2375,3\text{ rpm} \quad (36)$$

Velocidades muy superiores a las de funcionamiento.

*From the enclosed dimension tables, select a ball screw of  $d_0 = 40\text{ mm}$ , lead = 10 mm, with 4 circuits in each nut, and whose dynamic load rating is  $C_A = 41641\text{ N}$  ( $C_{AM} = 52051\text{ N}$ ), equivalent to required ratings.*

*Then, check for the life expectancy against the actual mean load rating obtained.*

• **Life Expectancy in Revolutions:**

• **Life expectancy in hours:**

*This is close to the estimated life expectancy.*

• **Column Strength (Buckling):**

*For a buckling length of 1750 mm and  $d_0 = 40\text{ mm}$ , the graph in figure 51 provides an approximate column strength  $F_k = 60,000\text{ N}$ .*

*If  $F_k$  is calculated by the analytical method, then*

*The maximum allowable compressive load is:*

*which is much more than the maximum load applied.*

• **Critical Speed:**

*Based on the graph in figure 53, for a nominal diameter of 40 mm and an unsupported length of 1900 mm, the approximate critical speed  $n_{cr}$  is 1300 rpm. The permissible critical speed would be:*

*All these values are much higher than the intended operating speed.*

• **Rigidez total del conjunto:**

• Rigidez del husillo  $R_s$ :

$$R_s = \frac{\pi d_c^2 E 10^{-3}}{l_s} = \frac{\pi 37,6^2 \cdot 21000 \cdot 10^{-3}}{1900} = 49,1 \text{ daN}/\mu\text{m} = 491 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (17)$$

De las tablas de dimensiones directamente, se obtiene la rigidez para 1m de un eje fijado sólo en un extremo ( $R_{s1}=233,3 \text{ N}/\mu\text{m}$ ).

Para este caso:

$$R_s = 233,3 \cdot 4 / 1,9 \text{ m} = 491,1 \text{ N}/\mu\text{m}$$

• **Total Rigidity of the System:**

• Rigidity of the shaft  $R_s$ :

According to the dimension tables attached, rigidity for 1m of a ball screw shaft supported at one end is ( $R_{s1} = 233.3 \text{ N}/\mu\text{m}$ ).

In this example:

La rigidez del conjunto de la tuerca:

Rigidity of the nut assembly:

$$R_{n/s} = \frac{2E \operatorname{tg}^2 \alpha \pi i P_h \cdot 1,546}{(1 + \frac{D^2 + D_c^2}{D^2 - D_c^2}) 10^3} = \frac{2 \cdot 21000 \cdot 1 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 10 \cdot 1,546}{(1 + 3,416) 10^3} = 1847,6 \text{ daN}/\mu\text{m} \quad (19)$$

$$R_{b/t(O-D)} = 2,83 \sqrt[3]{F_{pr} (i k)^2} \quad (30)$$

$$k = \frac{4,2045 z_1 (\cos \varphi)^{5/2}}{(C_k)^{3/2}} \quad (24)$$

con:

$C_k=1,248$  (tab. 21)

$z_1=16$

$F_{pr}=0,06 \cdot C_A=0,06 \cdot 41641=2500 \text{ N}$

where:

$$\operatorname{tg} \varphi = P_h / (\pi \cdot D_{pw}) = 10 / (\pi \cdot 42,1) \quad (3)$$

$\varphi = 4,32^\circ$

Rigidity in the contact area of the balls:

$$R_{b/t} = 2,83 \sqrt[3]{2500 (4 \cdot 47,91)^2} = 1276 \text{ N}/\mu\text{m}$$

$f_{ar}=0,5$  (tab. 22)

$$\frac{1}{R_{nu}} = \left( \frac{1}{R_{b/t}} + \frac{1}{R_{n/s}} \right) \frac{1}{f_{ar}} \quad (9)$$

$R_{nu}=596,7 \text{ N}/\mu\text{m}$

La rigidez en la zona de contacto de las bolas: (coincide con el valor de las tablas dimensionales).  
La rigidez total será,

(this coincides with the value in the dimension tables.)  
Total rigidity is then:

$$R_{tot}=269,3 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (8)$$

Pero como se cumple que

Whereas,

$$F_m (13510 \text{ N}) > 2,83 F_{pr} (7075 \text{ N})$$

se tendrá que realizar el cálculo de  $R_{b/t}$  como si se tratara de una tuerca simple.

the calculation of  $R_{b/t}$  has to be made as if the nut were a single one.

$$R_{b/t} = 1,5 \sqrt[3]{F_e (i k)^2} = 1,5 \sqrt[3]{13510 (4 \cdot 47,863)^2} = 1345 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (22)$$

La rigidez total será,

Total rigidity finally is:

$R_{nu}=626,86 \text{ N}/\mu\text{m}$

y/and

$R_{tot}=275,34 \text{ N}/\mu\text{m}$



# Cálculos de diseño. Ejemplo de cálculo

## Design Calculations. Example of Calculation

• **Rendimiento  $\eta_1$ :**

Tomamos aproximadamente  $\mu=0,005$

$$\eta_1 = \frac{1 - f \operatorname{tg} \varphi}{1 + \frac{f}{\operatorname{tg} \varphi}} = \frac{1 - 0,005 \operatorname{tg} 4,32^\circ}{1 + \frac{0,005}{\operatorname{tg} 4,32^\circ}} = 0,94 \quad (64)$$

• **Efficiency  $\eta_1$ :**

Suppose  $\mu = 0.005$  approximately. Then,

• **Par motor y potencia necesarias en el eje:**

$$T_L = \frac{F P_h}{2000 \pi \eta_1} \quad (58)$$

• **Driving Torque and Input Power to the shaft:**

$$P_L = \frac{T_L N}{9550} \quad (66)$$

• En el primer caso (carga máxima):

$$T_L = \frac{28000 \cdot 10}{2000 \pi \cdot 0,94} = 47,4 \text{ Nm}$$

• *For maximum load (1st):*

$$P_L = \frac{47,4 \cdot 40}{9550} = 0,2 \text{ Kw}$$

• En el segundo caso (carga intermedia):

$$T_L = \frac{18000 \cdot 10}{2000 \pi \cdot 0,94} = 30,5 \text{ Nm}$$

• *For normal load (2cd):*

$$P_L = \frac{30,5 \cdot 100}{9550} = 0,32 \text{ Kw}$$

• En el tercer caso (carga mínima):

$$T_L = \frac{5000 \cdot 10}{2000 \pi \cdot 0,94} = 8,5 \text{ Nm}$$

• *For minimum load (3rd):*

$$P_L = \frac{8,5 \cdot 450}{9550} = 0,4 \text{ Kw}$$

• Par motor medio y Potencia media:

• *Mean driving torque and mean power requirements:*

$$T_{Lm} = \frac{18}{100} 47,4 + \frac{52}{100} 30,5 + \frac{30}{100} 8,5 = 27 \text{ Nm}$$

$$P_{Lm} = (47,4 \cdot 40 \frac{18}{100} + 30,5 \cdot 100 \frac{52}{100} + 8,5 \cdot 450 \frac{30}{100}) / 9550 = 0,322 \text{ Kw}$$

• **Flexión del eje:** del gráfico de la figura 61, obtenemos para una longitud entre apoyos de 1900 mm, un valor aproximado de la máxima desviación radial para una configuración biapoyada ( $d_{rad}=0,8$  mm).

• **Shaft Deflection:** For an unsupported length of 1900 mm, the graph in figure 61 gives the approximate value of maximum radial deviation for an arrangement with double supports as  $d_{rad} = 0.8$  mm.

Para una configuración doblemente fijada se deberá de tener en cuenta la relación entre los factores de flexión ( $K_p$ ) para ambas configuraciones.

For a two-end fixed double support arrangement, it is essential to take account of the deflection factor ( $K_p$ ) ratio of both arrange-

$$d_{rad} = 0,8 \frac{1/384}{5/384} = 0,16 \text{ mm}$$

• **Torsión del eje:**

*ments:*

$$\theta = \frac{T_E 10^2 L_\theta}{G I_p} \text{ (rad)} \quad (53)$$

• **Par de precarga:**

$$K = 1/\eta_1 - \eta_2 = 1/0,94 - 0,937 = 0,127$$

• **Shaft Torsion:**

• **Preload torque:** (7)

$$T_{pr} = F_{pr} P_h K 10^{-3}/2\pi = 3010 \cdot 10 \cdot 0,127 \cdot 10^{-3}/2\pi = 0,6 \text{ Nm} \quad (6)$$

• **Para la carga máxima:**

• **For the maximum load:**

$$T_E = T_{Lmax} + T_{pr} = 47,4 \text{ Nm} + 0,6 \text{ Nm} = 48 \text{ Nm} \quad (57)$$

$$d_2 = D_{pw} - D_w = 42,1 - 6,35 = 35,75 \text{ mm}$$

$$I_p = 160363 \text{ mm}^4 \quad (54)$$

• La deformación angular:

• *Angular deformation:*

$$\theta = \frac{48 \text{ Nm} \cdot 10^2 \cdot 1900 \text{ mm}}{8,1 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2 \cdot 160363 \text{ mm}^4} = 7 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \quad (53)$$

• Retraso en el movimiento axial:

• *Axial lagging:*

$$\Delta l_\theta = P_h \cdot \theta / 2\pi = 10 \cdot 7 \cdot 10^{-4} / 2\pi = 0,001 \text{ mm} = 1 \mu\text{m} \quad (55)$$

• **Para la carga media:**

• **For the mean load:**

$$T_E = T_{Lm} + T_{pr} = 27 \text{ Nm} + 0,6 \text{ Nm} = 27,6 \text{ Nm} \quad (57)$$

$$\theta = \frac{27,6 \text{ Nm} \cdot 10^2 \cdot 1900 \text{ mm}}{8,1 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2 \cdot 160363 \text{ mm}^4} = 4,04 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \quad (53)$$

$$\Delta l_\theta = P_h \cdot \theta / 2\pi = 10 \cdot 4,04 \cdot 10^{-4} / 2\pi = 0,6425 \mu\text{m} \quad (55)$$

Si se calcula la deformación debido a la carga axial, se puede observar que es mucho mayor.

*A much higher value is obtained for the calculated deformation due to axial load.*

$$\Delta l_s = F_m / R_s = 13510 / 491 = 27,5 \mu\text{m}$$

• La rigidez del husillo a bolas teniendo en cuenta la deformación debida a la torsión.

• *Rigidity of ball screw if provision is made for torsion deformation:*

$$\Delta l_s = 27,5 + 0,6425 = 28,1425 \mu\text{m}$$

$$R_s = 480,05 \text{ N}/\mu\text{m}$$

$$R_{tot} = 271,9 \text{ N}/\mu\text{m}$$

El error cometido al no tener en cuenta la deformación debida a la torsión es sólo del 1%.

*If no provision were made for torsion deformation, the resultant error would be 1% only.*

### Tipos de punta y ejemplos de montaje Types of Shaft Ends and Typical Mounting

Los tipos de punta más usuales en los husillos a bolas son los que se muestran en la figura 63.

*The types of normal and usual ball screw shaft ends are as shown in figure 63.*

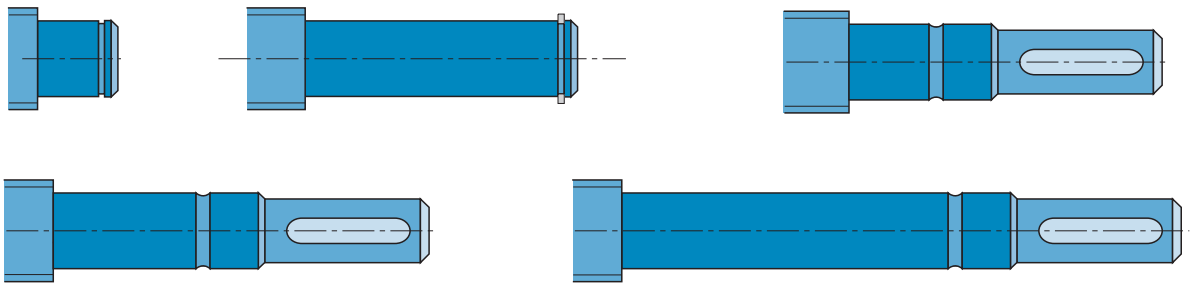


Fig. 63.

En la figura 64 se muestran los tipos de montaje que más se utilizan en las aplicaciones de los husillos a bolas.

*Figure 64 illustrates the typical mounting methods of ball screws for their different applications.*

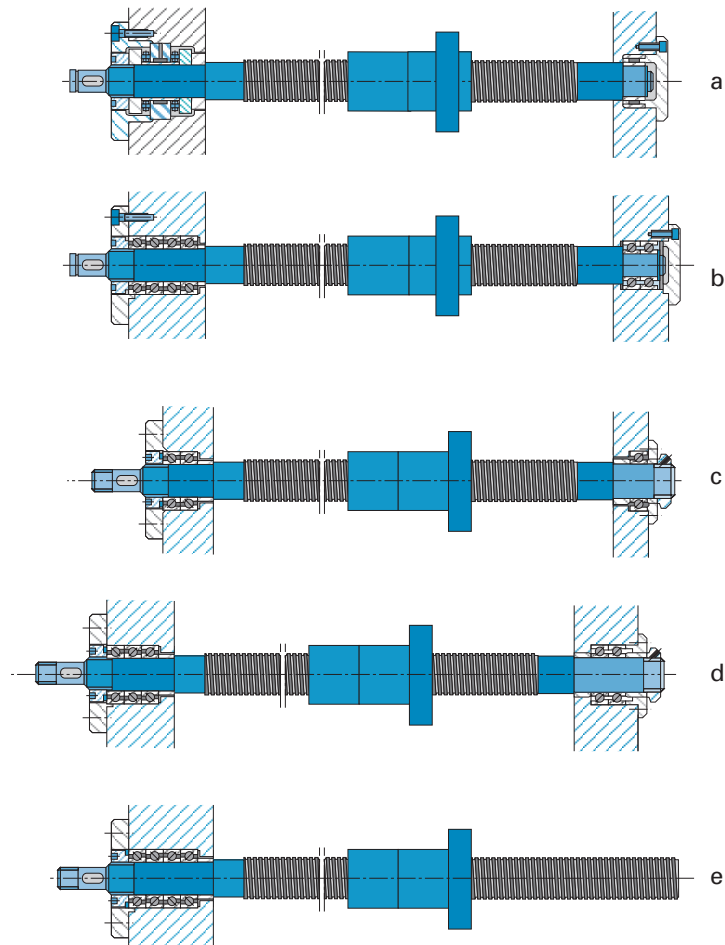


Fig. 64.

## Almacenaje y transporte Storage and Transport

Los husillos a bolas son sensibles a los choques, pandeos y agentes corrosivos externos. Por tanto, es evidente que a la hora del transporte y posterior almacenaje, ha de tenerse extremado cuidado para que no sufran deterioros, que, pueden influir negativamente en las prestaciones de dichos husillos.

**Korta**, cuida con rigor este aspecto, suministrando aditivos adecuados de protección contra la corrosión, para posteriormente envolverlos en una red de malla plástica y finalmente en un plástico termosellado para asegurar su limpieza, proteger de golpes y garantizar así su buena conservación desde el punto de vista corrosivo durante por lo menos cinco o seis meses.

En cuanto al embalaje, se hace mediante cajas de madera en las que los husillos se calzan en posición horizontal apoyándose en varios puntos, garantizando de esta forma su rectitud.

Una vez que los husillos llegan a su destino, se recomienda no desembalarlos en caso de que no vayan a ser montados, con el fin de evitar posibles deterioros.

*Ball screws are very sensitive to shocks, buckling and external corrosive agents. It is therefore essential that extreme care should be taken during transport and subsequent storage, in order to protect the ball screws against any damage that would later have a negative influence on the performance of the ball screws.*

***Korta** is very careful in this respect. After giving a coat of adequate rust-preventer, we wrap the ball screw by a plastic mesh net and finally by a thermowelded plastic, which keep them perfectly clean, prevent from shocks and ensures protection against corrosion for at least five or six months.*

*As regards packaging, the ball screws are packed in wooden boxes in a horizontal position and on various supports along their length in order that they retain their straightness.*

*On their arrival at destination, the ball screws should not be unpacked until they are mounted on the equipment, in order to prevent any damage.*

## Temperatura de funcionamiento Working Temperature

Los husillos a bolas funcionan correctamente bajo temperaturas que se encuentren entre -20°C y +100°C. Para la utilización fuera de este rango consultar con el departamento técnico de **Korta**.

*Ball screws will perform correctly at any temperature from -20°C to +100°C. For operations beyond this range, please contact **Korta**'s Engineering Department.*

# Información general

## General Information

### Protección

### Protection

Para la buena conservación del husillo a bolas, es primordial que sea protegido de todo tipo de suciedad y agentes externos nocivos, como pudieran ser por ejemplo, agentes de tipo corrosivo.

**Korta** suministra los husillos a bolas con protectores de PTFE adaptados al perfil de rosca del husillo, y acoplados en los extremos de las tuercas, tal como se indica en la figura 65.

La fijación del protector se consigue mediante espárragos del tipo DIN 913.

Estos protectores no consiguen una estanqueidad total, por ejemplo, en lugares donde el ambiente es corrosivo. En estos casos se recomienda utilizar protectores telescópicos o de fuelle.

*In order to ensure the long life of a ball screw, it is essential that it be protected against dirt and impurities, e.g. corrosive agents.*

*Korta supplies the ball screws with PTFE seals which match the shaft thread profile and are attached to the nut ends as shown in fig. 65.*

*Those seals are fixed by means of DIN 913 grub-screws.*

*Because these seals do not provide total tightness, e.g. in corrosive atmospheres, the use of bellows or telescopic covers is recommended for those applications where total protection is required.*

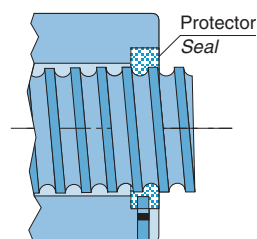


Fig. 65. Protector de P.T.F.E.  
PTFE seal

### Husillos a bolas huecos

### Hollow Shaft Ball Screws

**Korta** también fabrica husillos a bolas con el eje hueco, que son muy utilizados en aplicaciones de altas velocidades y cargas pequeñas, debido a que se consigue una menor inercia del eje y una mejor refrigeración del husillo a bolas.

*Korta also makes hollow shafted ball screws that are often used for high speed and low load applications, because shaft inertia is lower and cooling of the ball screw is more effective.*

## Materiales Materials

1.- Los materiales que utiliza **Korta** en la fabricación de husillos a bolas, son aceros especiales templados. Normalmente, al husillo se le da una dureza superficial en toda la longitud rosca, dejando las zonas finales del eje con la dureza original del material base. La tuerca se temple en su totalidad, al igual que las bolas.

Los materiales que se utilizan usualmente en la fabricación de los husillos a bolas **Korta** se muestran en la tabla 28.

1. **Korta** ball screws are made from special hardened steels. Normally, the threaded section of the ball screw shaft is treated to the adequate surface hardness, while the shaft ends retain the original hardness of the base material. The entire nut and the balls are also hardened.

Table 28 shows the materials **Korta** usually employs in the manufacturing of ball screws.

	MATERIAL S/DIN MATERIAL S/DIN	TRATAMIENTO TREATMENT	DUREZA HARDNESS
Husillo Shaft	CF53	Temple por inducción y revenido Induction-hardening and tempering	58 - 64 HRc
	42CrMo4		
	CK55		57 - 59 HRc
	X45CrMoV15		
Tuerca Nut	17CrNiMo6	Cementación, temple y revenido Carburizing, hardening and tempering	58 - 62 HRc
	X46Cr13		58 - 60 HRc
	X155CrVMo121	Temple y revenido en vacío + nitrocarburoción Vacuum temper and tempering + nitriding	68 - 70 HRc
Bolas Ball	100Cr6	Temple total Overall hardening	60 - 66 HRc
	X105CrMo17		58 - 62 HRc
Recirculación Recirculation	CK45	Ninguno None	
	X6CrNiMoTi17122		
	X46Cr13		
	PA6		

Tab. 29

2.- **Korta** también fabrica bajo demanda husillos a bolas con materiales inoxidables muy utilizados en ambientes corrosivos y en maquinaria del sector alimentario, farmacéutico y nuclear.

2. **Korta**, on request, makes ball screws from stainless materials for use in corroding environments and on machinery for the food, pharmaceutical and nuclear industries.

## Lubricación Lubrication

### • Aceite

Además de cuidar la protección contra la suciedad, es importante para la correcta conservación y mantenimiento del husillo, lubricarlo adecuadamente.

Mediante la lubricación se evita la oxidación del husillo, protegiéndolo contra el envejecimiento y reduciéndose además el coeficiente de fricción de rodadura, lo cual disminuye el desgaste del conjunto.

Los lubricantes que se emplean para los rodamientos a bolas, son adecuados para los husillos a bolas. Su viscosidad dependerá de la velocidad de funcionamiento del husillo, así como de la carga, temperatura, etc. En la figura 66 se pueden obtener las viscosidades en función de la velocidad media (rpm) y la temperatura de funcionamiento de la correspondiente aplicación. El grado de viscosidad está dado según ISO VG (mm<sup>2</sup>/s ó Cs<sub>t</sub> a 40°C) de acuerdo a la norma DIN 51519.

### • Oil

For a long, trouble-free operating life of ball screws, correct lubrication is as much important as protecting them from dirt.

Lubrication prevents rust, protects the ball screw against ageing, limits the rolling friction coefficient and reduces wear on the entire system.

Those lubricants used for ball bearings are suitable for the lubrication of ball screws. Their viscosity grade will depend on the operating speed of the ball screw, load applied, working temperature, etc. Figure 66 enables to find out the viscosity grade required for a specified mean speed (rpm) and working temperature. Viscosity grades are given as ISO VG (mm<sup>2</sup>/s or Cs<sub>t</sub> at 40°C) in accordance with DIN 51519.



# Información general

## General Information

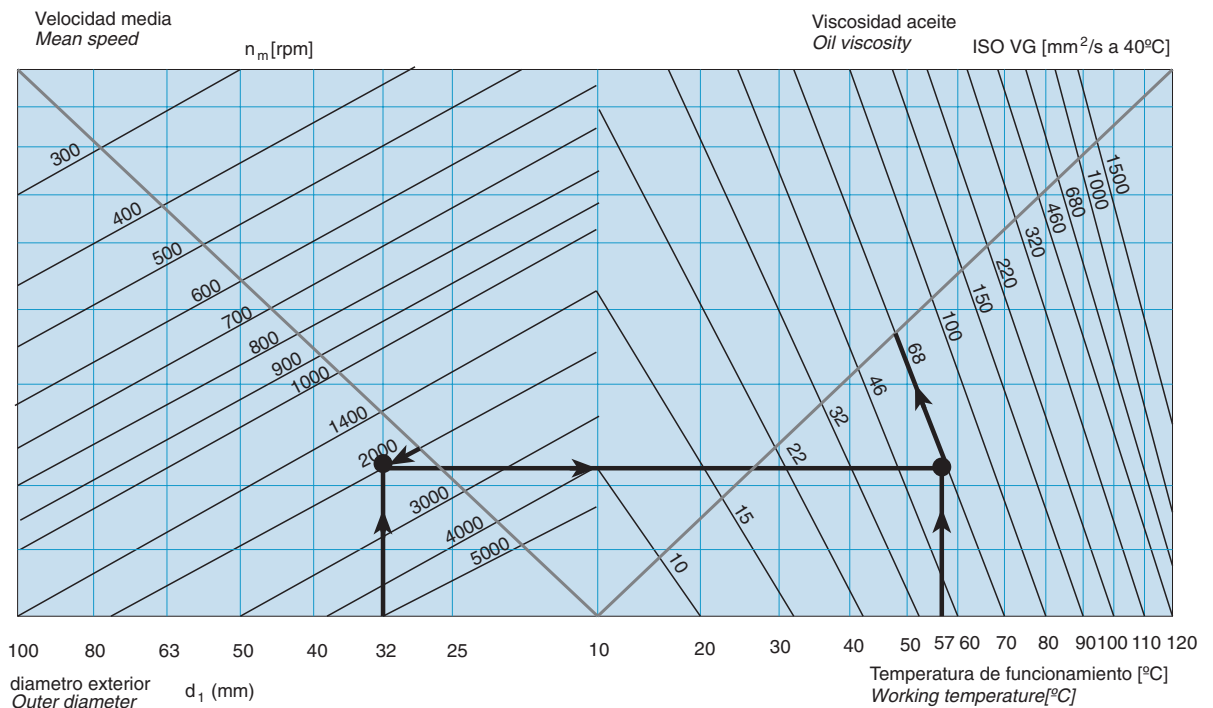


Fig. 66. Selección de la viscosidad del aceite  
Selection of oil viscosity

### • Grasa

La ventaja de la utilización de la grasa es que el husillo a bolas puede funcionar entre 500 y 1000 horas antes de tener que volver a ser engrasado. Debido a ello, en muchos casos no se requiere sistema de lubricación.

La grasa, debe comportarse adecuadamente en presencia del agua o humedad, así como ser buen obturador de agentes externos.

Se recomienda la utilización de las siguientes grasas para distintas condiciones de trabajo:

- N.L.G.I. para condiciones extremas, altas velocidades.
- 2 N.L.G.I. para condiciones normales.
- 3 N.L.G.I. para bajas velocidades con cargas elevadas.

Estos valores de consistencia están de acuerdo con la norma DIN 51818 standard.

Evitar el engrase excesivo, pues origina un aumento de temperatura debido al aumento de presiones en la pista de rodadura.

### • Grease

*The advantage of grease over oil lubrication is that grease enables the ball screw to operate between 500 and 1000 hours before regreasing. As a result, in many applications, no lubrication system is needed.*

*The grease should remain unaffected by the presence of water or damp and it should be resistant to foreign matters.*

*We recommend the following consistencies for the following working conditions:*

- N.G.L.I. extreme operating conditions, high speeds
- 2 N.G.L.I. for normal operating conditions
- 3 N.G.L.I. at low speeds and high loads.

*All these consistencies are in accordance with the DIN 51818 standard.*

*Because excess grease may lead to an increase in temperature caused by higher pressures on the ball tracks, it should be avoided.*

## Montaje y desmontaje de la tuerca Mounting and Dismatling of the Nut

El montaje y desmontaje de la tuerca sobre el husillo, resulta ser una de las operaciones más críticas en la manipulación del husillo a bolas.

Cada vez que se realice esta operación se deben comprobar minuciosamente las tolerancias dimensionales indicadas en el apartado 3.1.2 de la sección de las condiciones de recepción, pues de lo contrario se reduciría la vida del conjunto husillo-tuerca.

Se recomienda no desmontar la tuerca del husillo, y en caso de posibles deficiencias, enviar todo el conjunto a **Korta**. No obstante, si por algún motivo es imprescindible el desmontaje de la tuerca, a continuación se indica esta operación en la figura 67.

*The mounting of the ball nut is one of the critical operations in the assembly of ball screws.*

*During this operation, it is necessary to check the dimensional tolerances rigorously for conformity with the Acceptance Test conditions (see paragraph 3.1.2. of the relevant section). Failing to do so may result in a reduced operational life of the ball screw.*

*It is advisable not to dismantle the nut from the shaft. In case of failure, the whole system should be sent to **Korta**. However, should it be absolutely necessary to dismantle the nut, the following steps must be taken, with reference to figure 67.*

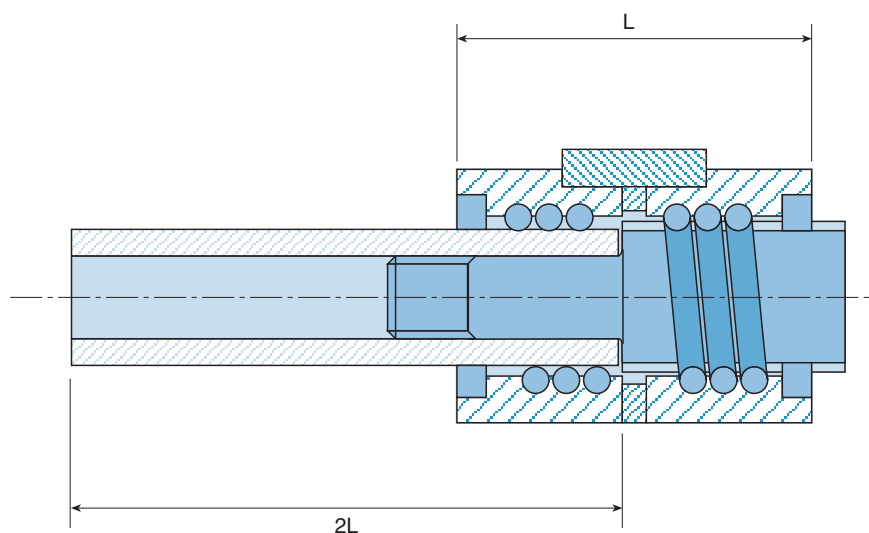


Fig. 67. Desmontaje de la tuerca  
Dismatling of the nut

Primeramente hay que mecanizar un tubo cuya longitud sea aproximadamente dos veces la longitud de la tuerca y su diámetro exterior sea algo menor que el diámetro de fondo de rosca ( $d_2$ ) (alrededor de 0,3 mm). Por otro lado, el diámetro interior de este tubo deberá ajustarse al diámetro de la parte final del husillo, tal y como se aprecia en la figura 67. Acto seguido, se hace girar la tuerca sobre el husillo hasta que quede totalmente montada sobre el tubo. Posteriormente, se puede proceder a la extracción del tubo montado en el husillo, quedando la tuerca con las bolas sobre el tubo. Para el montaje de la tuerca sobre el husillo se procedería de manera inversa.

*First, machine a tube whose length is about twice as big as the nut length and the outer diameter of which is slightly less (approximately 0.3 mm) than the root diameter ( $d_2$ ). However the inside diameter of this tube must fit the shaft end diameter, as shown in figure 67. Next, rotate the nut onto the ball screw shaft until the nut is completely on the tube. Finally, remove the tube from the ball screw shaft, making sure the nut and the balls remain on the tube.*

*For re-assembly of the nut on the shaft, proceed in reverse order.*

# Precauciones a adoptar. Problemas y soluciones

## Preventive Measures. Problems and Solutions

### Precauciones a adoptar

#### Preventive Measures

- Evitar que el husillo a bolas trabaje en ambientes corrosivos y en contacto con elementos dañinos para el mismo.

- Procurar que la tuerca no soporte ningún tipo de carga en su dirección radial, ni tampoco ningún esfuerzo que origine momentos sobre el conjunto. La aplicación de cualquiera de estas dos fuerzas conllevaría una enorme disminución de la duración de vida del husillo a bolas.

- No sacar nunca la tuerca fuera del eje del husillo.

- No golpear nunca ni la tuerca, ni el husillo.

- Se recomienda que la máquina incluya unos topes para evitar la salida de la tuerca del eje del husillo.

- *Avoid operating ball screws in corrosive atmospheres and in contact with elements harmful to them.*

- *Take care that the nut supports neither radial loads of any sort nor any stress which may cause a moment in the complete system. Should any of these two forces be applied, the ball screw life expectancy would be shortened considerably.*

- *Never remove the nut from the ball screw shaft.*

- *Never hit the nut or the shaft.*

- *We recommend that the machine should be provided with travel stops to prevent the nut from falling off the ball screw shaft.*

### Precauciones para el mecanizado de los extremos

#### Remarks for Reworking of Shaft Ends

**Korta** recomienda mecanizar los extremos del husillo en sus talleres. En caso de que el cliente opte por mecanizarlos por sí mismo:

- 1.- No desmontar nunca la tuerca. Fijar la tuerca en el mecanizado.

- 2.- Centrar y apoyar firmemente el husillo. Prestar la máxima atención a la concentricidad entre extremos y tuerca.

- 3.- Prevenir la entrada de taladrina y viruta en la tuerca.

- 4.- En el caso de que la tuerca salga del husillo contactar con **Korta**.

- 5.- Una vez finalizada la operación de mecanizado proceder a una limpieza exhaustiva del husillo y posterior lubricación adecuada.

**Korta** recommends the ballscrew ends to be machined in our workshop. In the event that the customer decides to machine the ends by its own, should take note of the following:

- 1.- *Never remove the nut. Block the nut during the machining.*

- 2.- *Center the ballscrew and fix it firmly. Mind specially the concentricity between ends and nut.*

- 3.- *Make sure that coolant or metal chips do not penetrate into the nut.*

- 4.- *Should the nut come out of the screw, call on **Korta**.*

- 5.- *After machining, clean the ballscrew thoroughly and grease it correctly.*

## Problemas y sus posibles causas

### Problems and possible reasons

Presentamos una relación de problemas que frecuentemente aparecen en el montaje y/o funcionamiento del husillo a bolas. Las posibles causas que motivan este funcionamiento defectuoso se enumeran a continuación.

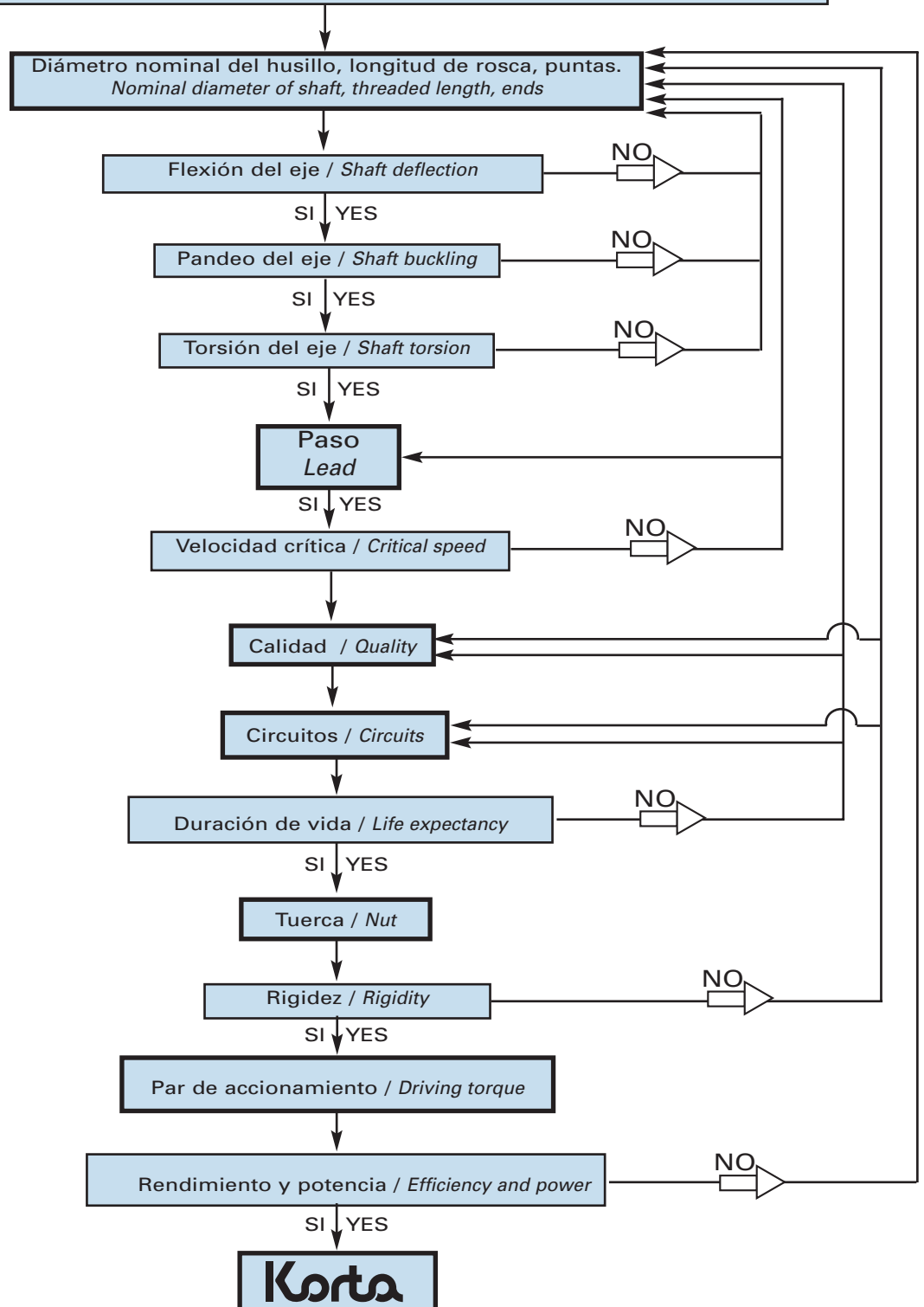
*Find a list of problems that frequently appear when assembling and / or operation of a ball screw. Usual reasons motivating faulty functioning of a ball screw are given as follows.*

PROBLEMAS <i>PROBLEMS</i>	CAUSAS POSIBLES <i>POSSIBLE CAUSES</i>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Juego excesivo</li> <li>• <i>Excessive backlash</i></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Precarga insuficiente</li> <li>• <i>Insufficient preloading.</i></li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Torsión excesiva</li> <li>• <i>Excessive torsion</i></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rodamientos inapropiados</li> <li>• <i>Inadequate bearings.</i></li> <li>• Instalación inapropiada de los rodamientos</li> <li>• <i>Incorrect installation of the bearings.</i></li> <li>• Rigidez de los alojamientos de rodamientos ó tuerca insuficiente.</li> <li>• <i>Insufficient rigidity of either the nut or the bearing housings.</i></li> <li>• Montaje inapropiado de la tuerca ó los rodamientos</li> <li>• <i>Improper mounting of nut or bearings.</i></li> <li>• Fallo de paralelismo de los alojamientos.</li> <li>• <i>Bearing housing parallelism error.</i></li> <li>• Mal ensamblaje del motor y el husillo</li> <li>• <i>Faulty coupling of motor and ball screw shaft.</i></li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Funcionamiento discontinuo</li> <li>• <i>On/off functioning</i></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Objetos extraños en la rosca del husillo</li> <li>• <i>Clogging of shaft thread by foreign matters.</i></li> <li>• Salida de la tuerca de su recorrido</li> <li>• <i>Nut out of its travel.</i></li> <li>• Circuito de recirculación dañado</li> <li>• <i>Recirculating circuit damaged</i></li> <li>• Flexión del eje del husillo</li> <li>• <i>Bending of ball screw shaft</i></li> <li>• Montaje inapropiado de la tuerca</li> <li>• <i>Improper nut assembly.</i></li> <li>• Husillo a bolas dañado durante el transporte</li> <li>• <i>Damage to the ball screw during its transport.</i></li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Agarroamiento</li> <li>• <i>Sticking</i></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rotura de bola</li> <li>• <i>Ball fracture</i></li> <li>• Circuito de bolas colapsado ó roto.</li> <li>• <i>Ball circuit collapsed or broken</i></li> </ul>

Tab. 30

## Procedimiento de selección de un husillo a bolas Selection of Korta Ball Screws

Condiciones de carga, velocidad de funcionamiento, vida requerida, precisión de posicionamiento, máxima longitud de carrera, impactos y vibraciones, lubricación, atmósferas corrosivas, temperatura de funcionamiento, condiciones de montaje.  
 Load conditions, operating speed, operational life requirements, positioning accuracy, max. travel, shocks and vibrations, lubrication, corroding environments, working temperature, type of mounting.



EMPRESA/COMPANY.....TLFNO./TEL.:.....FECHA/DATE:.....  
 DIRECCION/ADDRESS.....TELEFAX/TELEFAX:.....  
 SOLICITADO POR/REQUESTED BY:.....SERVICIO DE/DEPT.....  
 Tipo de aplicación/Type of application.....Máquina/Machine.....  
 N° de plano/Drawing #.....

### CONDICIONES DE TRABAJO/OPERATING CONDITIONS

Cargas dinámicas y velocidades de funcionamiento/Dynamic loads and operating speeds:

Máx.  $F_1$ .....N  $V_1$ .....m/min  $t_1$ .....% del tiempo/of the time  
 Normal.  $F_2$ .....N  $V_2$ .....m/min  $t_2$ .....% del tiempo/of the time  
 Mín.  $F_3$ .....N  $V_3$ .....m/min  $t_3$ .....% del tiempo/of the time

Máx. carga estática/Max. static load:..... N. A tracción/Tensile  A compresión/Compressive

Carga radial, si existe / Radial load, if any:.....N.

Máx. longitud de pandeo/Max. buckling length:.....mm. Longitud entre cojinetes de apoyo/Unsupported length:.....mm.

Frecuencia de operación: /Operating mode: Continua/Continuous .....Frecuente/Frequent .....  
 Ocasional/Occasional .....Emergencia/Emergent.....

Par máximo de accionamiento necesario/Max. driving torque required: .....Nm.

Par mínimo de accionamiento necesario/Min. driving torque required:.....Nm.

### DURACION DE VIDA/LIFE EXPECTANCY

Horas de trabajo del husillo/Operating hours of ball screw:.....

### CONDICIONES DE MONTAJE/MOUNTING CONDITIONS

Horizontal/Horizontal  Vertical/Vertical  Husillo giratorio/Rotating Screw  Tuerca giratoria/Rotating Nut

Tipo de soporte o arriostramiento de cojinetes/Type of supports or bearings:.....



### DIMENSIONES DE HUSILLO-TUERCA/SHAFT AND NUT DIMENSIONS

Diámetro nominal del husillo/Shaft nominal diameter:.....mm. , Paso/Lead:.....mm., A derecha/ RH thread  A izquierda/ LH thread

Longitud total del husillo/ Total shaft length: .....mm. Longitud total de la rosca/Total threaded length:.....mm.

Tuerca tipo (según catálogo) / Nut type (as per catalogue):.....

Orificio de engrase, /Oiling port: Si/ YES  NO/ NO  Tamaño / Size:.....

Tuerca especial /Special nut: diámetro máximo / max. diameter:.....mm. Longitud máxima / Max. length:.....mm.

¿Existe alguna limitación de dimensiones? / Is there any limitation to the system dimensions?.....



# Questionario

## Questionnaire

### PRECISION/ACCURACY

Clase de precisión deseada según / Required tolerance grade acc. to  
ISO 286/2:1988 (IT1, IT3, IT5, IT7, IT10):.....

Husillo de posicionamiento/Positioning Ball Screw  Husillo de transporte/Transport Ball Screw

• Tolerancias para el control de recepción distintas a las dadas por la norma / Acceptance Test Tolerances, if different from the standard specifications.

Límite de la oscilación del recorrido en 300 mm  $v_{300}$  / Limit travel variation  $v_{300}$  within 300mm:..... $\mu\text{m}$ .

Límite de la oscilación del recorrido a lo largo del recorrido  $v_{vu}$  / Limit travel variation  $v_{vu}$  within useful travel:..... $\mu\text{m}$ .

Límite de la desviación media del recorrido  $e_p$  / Permissible error over mean travel  $e_p$ :..... $\mu\text{m}$ .

Juego axial máximo en caso de tuerca simple / Maximum backlash, if single nut:.....mm.

### PRECARGA/PRELOAD

Fuerza de precarga / Preload:.....N.  % de la carga dinámica / of dynamic load:.....%.

Par de precarga / Preload torque:.....Nm.

### RIGIDEZ/RIGIDITY

Rigidez total ( $R_{tot}$ ) / Total rigidity ( $R_{tot}$ ):.....N/ $\mu\text{m}$ .

Rigidez de la tuerca ( $R_{nu}$ ) / Nut rigidity ( $R_{nu}$ ):.....N/ $\mu\text{m}$ .

### LUBRICACION Y PROTECCION/ LUBRICATION AND PROTECTION

Grasa / Grease , Aceite / Oil , Continua / Continuous , Intermitente / Intermittent

Temperatura de funcionamiento normal / Normal operating temperature:..... $^{\circ}\text{C}$ , Máxima / Maximum:..... $^{\circ}\text{C}$

Ambiente de funcionamiento / Operating environment: Corrosivo / Corroding , Abrasivo / Abrasive ,

Polvo / Dust , Arena / Sand

Tipo de protector:/ Type of protection: Telescopio / Telescopic , Fuelle / Bellows , Otros / Others:.....

### CANTIDAD/QUANTITY

Nº de unidades a suministrar / No. of units to be supplied:.....

### OBSERVACIONES/OBSERVATIONS

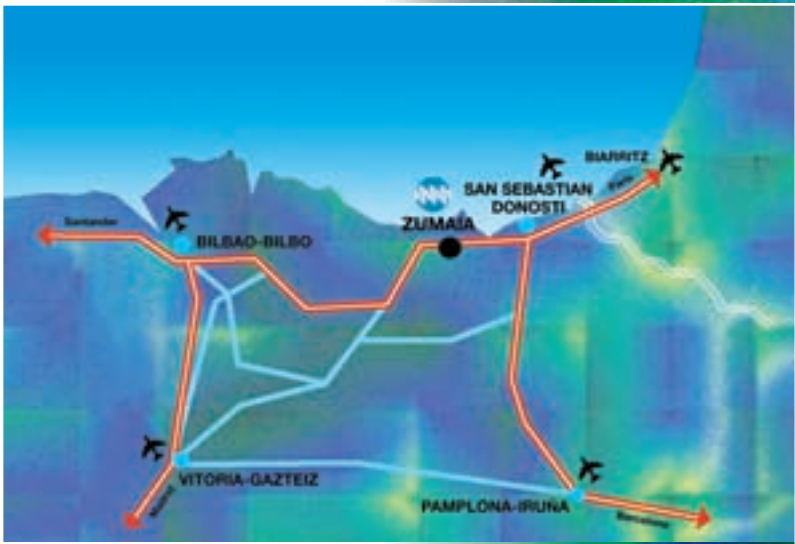
.....  
.....  
.....  
.....



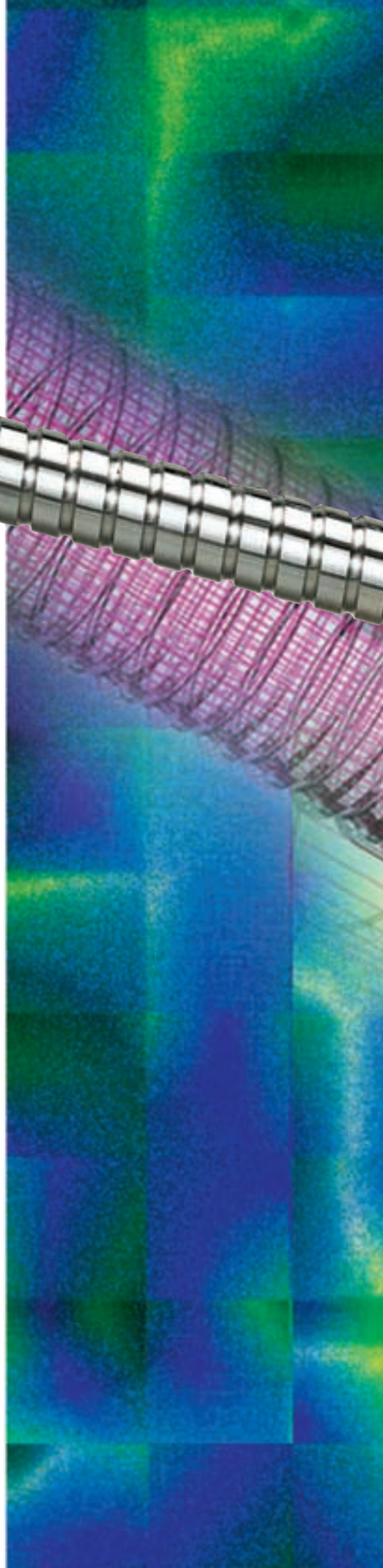




# SITUACION LOCATION







**Korta**

Joxe Mari Korta Industriegunea, 2  
Apdo. 6  
**E-20750 ZUMAIA** (Gipuzkoa - Spain)  
Tfnos. (0034) 943 860362/66  
Fax (0034) 943 860142  
E-mail: [info@korta.com](mailto:info@korta.com)  
<http://www.korta.com>