

DISEÑO DE MÁQUINA RECTIFICADORA EN ENTORNO AUTOMATIZADO

Máster en Ingeniería Industrial – Sistemas de Fabricación Automatizados y Robótica Industrial



GRUPO 5

Coro Celigüeta
Maite Gárate
Iñigo Martínez
Jesús Paredes

Contenido

1. Introducción	3
2. Características de la máquina.....	3
3. Proceso de rectificado.....	4
4. Ideas de diseño previas.....	5
5. Diseño conceptual basándose en los 11+1 principios de la precisión.....	6
a. Estructura.....	6
i. Simetría estructural	6
ii. Rigidez, amortiguamiento y comportamiento térmico	8
iii. Apoyos, fundación y aislamiento	8
b. Apoyos y contactos	8
c. Principio de Abbé	8
d. Medición directa	9
e. Marco metrológico.....	9
f. Guiados de precisión	9
i. Imágenes del guiado.....	9
g. Efectos térmicos.....	11
h. Drivers, regulación y control CNC	11
i. Compensación de errores mediante CNC.....	11
j. Eficiencia energética	11
k. Error Budgeting	12
6. Velocidades.....	13
a. Cálculo de velocidades.....	13
b. Diagrama de velocidades.....	13
7. Fuerzas	16
a. Cálculo de fuerzas	16
b. Diagramas de fuerzas	17
8. Selección de guías	18
a. Guías para el desplazamiento longitudinal a lo largo del eje	18
b. Guías de aproximación al eje	20
9. Selección de husillos	22
a. Husillo para el desplazamiento longitudinal a lo largo del eje	22

b.	Husillo de aproximación al eje.....	23
10.	Servomotores.....	24
11.	Encoders.....	26
a.	Encoders lineales.....	26
b.	Encoders rotativos.....	26
12.	Lazo de control.....	26
13.	Selección de motores.....	26
14.	Carenado y estructura final.....	27
a.	Vista general.....	27
b.	Puente grúa.....	27
c.	Carenado.....	28
15.	Estructura de costes.....	29
16.	Bibliografía.....	29
	Anexo 1.....	30
	Anexo 2.....	31
	Anexo 3. Guía x.....	32
	Anexo 4. Guía z.....	39
	Anexo 5. Husillo en x.....	48
	Anexo 6. Husillo en z.....	57

1. Introducción

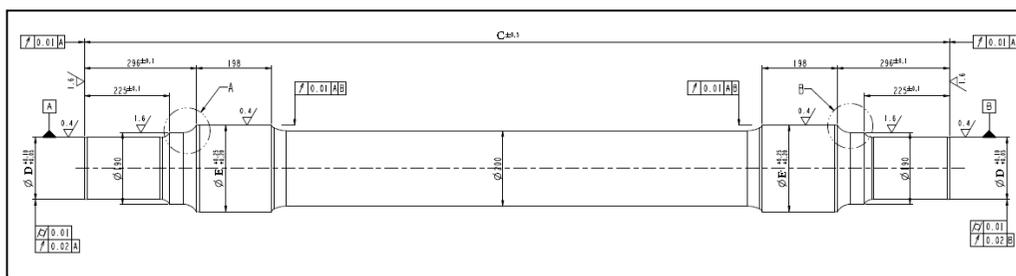
El presente trabajo se ha realizado para la asignatura de Sistemas de Fabricación Automatizados y Robótica Industrial en conjunto con la empresa Danobat Group. Ha sido desarrollado por el grupo 5, formado por Coro Celigüeta, Maite Gárate, Iñigo Martínez y Jesús Paredes.

El objetivo principal consiste en la concepción, dimensionamiento y presentación de un centro de rectificado de ejes de tren de diversas geometrías situado en un entorno robotizado, cuyo plano fue proporcionado por la empresa Danobat Group. A lo largo del trabajo se explica la metodología empleada para el desarrollo del diseño teniendo en cuenta los 11 principios de la precisión de la ingeniería.

2. Características de la máquina

Se trata de una máquina que tendrá una producción de 10.000 ejes/años, con creces de mecanizado de 0,2 mm radiales en cada una de las características a rectificar. Cabe mencionar que a lo largo del diseño se ha intentado reducir el coste lo máximo posible utilizando elementos comerciales. Además, debido a su diseño, se ha querido diseñar una máquina versátil, pudiendo ser utilizado para rectificar distintos tamaños de ejes.

El eje a mecanizar se muestra en la siguiente imagen:



Se trata de un eje de acero al carbono con un peso de 525 kg. En el plano presentado en el anexo 1 se puede ver en mayor detalle las dimensiones y tolerancias de los distintos ejes.

El eje llega a la línea de fabricación con la calidad propia de la fundición y forja, por ello es necesario someterlo a operaciones de refrentado y torneado antes de llegar al proceso de rectificado. Dado el elevado peso de los ejes se hace necesario emplear un puente grúa para moverlos, por ello los distintos puestos de trabajo estarán dispuestos de forma lineal. A continuación se muestra un esquema de dicha línea.

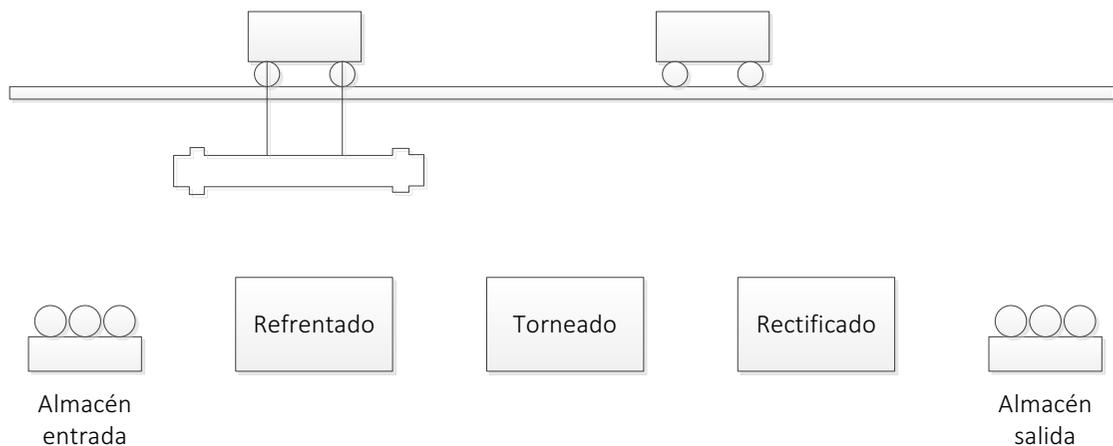


Ilustración 1 Esquema de la línea.

El sistema podría disponer de dos carros para poder realizar operaciones en dos puestos de trabajo de forma simultánea. De esta forma, por ejemplo, podría alimentarse cualquier puesto de trabajo desde el almacén de entrada con uno de los carros mientras que con el otro carro se podría finalizar la línea hasta el almacén de salida.

3. Proceso de rectificado

Se explica a continuación el proceso de rectificado. Se considera importante conocer el proceso de cara a obtener un diseño óptimo de la máquina.

El rectificado es un proceso en el cual se mejora tolerancia dimensional y el acabado superficial del producto en función de su aplicación posterior. La herramienta que se emplea es una muela abrasiva, constituida por granos de cuarzo, carburo de silicio, carborundum o corindón y un aglutinante, los cuales arrancan una pequeña cantidad de material de la pieza, de forma análoga a como lo haría un filo de corte en una fresa.

El rectificado es un proceso realizado en piezas que requieren medidas y tolerancias exigentes, ya sea dimensionales, geométricas o de acabado superficial.

Las máquinas en las que se lleva a cabo la operación de rectificado se llaman rectificadoras. Existen distintos tipos de rectificadoras: (1)

- Planeadoras.
- Rectificadoras cilíndricas de exteriores, de interiores y sin centros.
- Rectificadoras para la producción de herramientas de corte.
- Rectificadoras de engranajes.

La rectificadora que se desarrolla en este documento es cilíndrica de exteriores. Si bien las rectificadoras cilíndricas pueden tener varios funcionamientos, todas deben tener un eje central de rotación. Al ser externa, el rectificado se realiza en la superficie externa de una pieza entre centros, los cuales permiten la rotación de la misma. (2)

Las características de las rectificadoras de exteriores son las siguientes:

- Pieza amarrada por los extremos usando punto y perro de amarre.
- Altas velocidades de rotación de muela.
- Muela trabajando en voladizo.
- Dificultad de amarre de pieza y de suministro de fluido de corte.

A continuación se muestra una rectificadora cilíndrica de exteriores de Danobat Group.



Ilustración 2 Rectificadora cilíndrica de exteriores de Danobat Group. (3)

4. Ideas de diseño previas

En un comienzo se tuvieron en cuenta dos posibilidades distintas de diseño de la máquina.

Por un lado, el rectificado pasante, con una máquina de rectificado versátil, con muela recta, la cual permitiría la utilización de elementos comerciales. En este caso, por la máquina pasa una sucesión continua de piezas de trabajo con el mismo diámetro a rectificar. Por otro lado, se pensó en una rectificadora cilíndrica en Plogée. En este caso, tanto la muela presenta el perfil negativo del contorno a rectificar. De esta forma, en la pieza de trabajo pueden mecanizarse al mismo tiempo todos los diámetros a rectificar.

Una vez analizadas las dos opciones, se decidió desarrollar la primera opción debido a la versatilidad de la misma, ya que se puede emplear para distintos diseños y tamaños de ejes.

Se muestra en el anexo 2 el boceto realizado del diseño de la máquina rectificadora.

5. Diseño conceptual basándose en los 11+1 principios de la precisión

a. Estructura

i. Simetría estructural

La sujeción del eje, así como la transmisión de par, se realizará a través de los puntos ya empleados para el mecanizado. Ambos apoyos serán cinemáticos y simples, ya que el conocimiento de las deformaciones es más sencillo en este caso. La configuración es similar a la mostrada en la siguiente imagen.



Ilustración 3 Configuración del eje.

Se muestra una imagen detallada de la sujeción del eje y apoyos del diseño final.

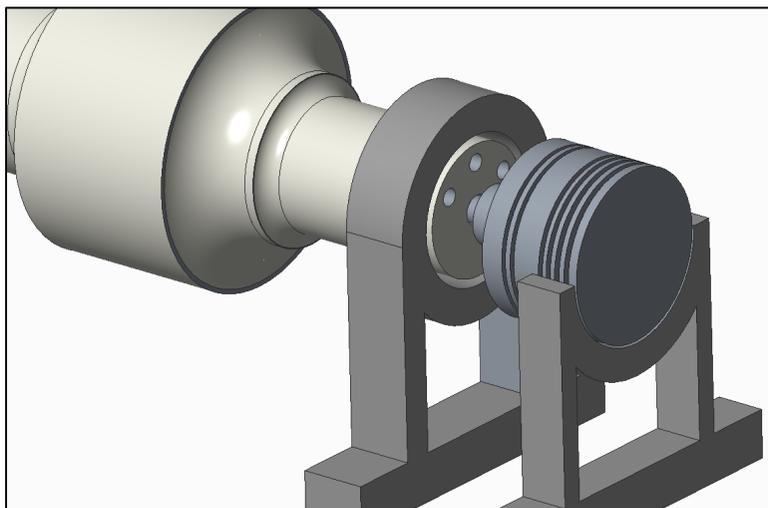


Ilustración 4 Sujeción del eje y apoyos del diseño final.

Se dispone de un eje con una muela. Si bien no se tiene simetría de fuerza en el eje, el hecho de tener una única muela reduce el coste del control. Esta es la razón por la que se ha seleccionado la estructura de eje que se muestra en la siguiente figura. (4)

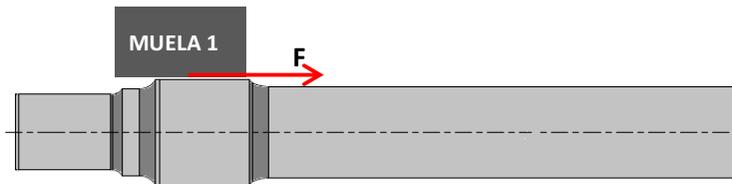


Ilustración 5 Esquema del eje.

De esta forma, se obtiene un diseño más simple que uno simétrico, con mayor sencillez de acceso para cargas y descargas y un menor ratio de volumen de trabajo vs espacio en planta. Cabe mencionar que la simetría de fuerzas, al prescindir de una muela, se dará con el apoyo.

Si fuera necesario, se añadiría un apoyo o luneta en el lado opuesto a la muela, de tal forma que se contrarreste el esfuerzo en la dirección perpendicular al eje, tal como se muestra en la siguiente figura. No obstante, dado que el amarre del eje se encuentra a una distancia de unos 500 mm, y es suficientemente rígido, no sería estrictamente necesario.

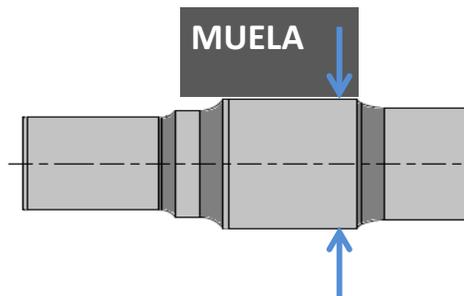


Ilustración 6 Esquema para contrarrestar fuerzas.

Se muestra a continuación la muela en el diseño final de la máquina junto al eje.

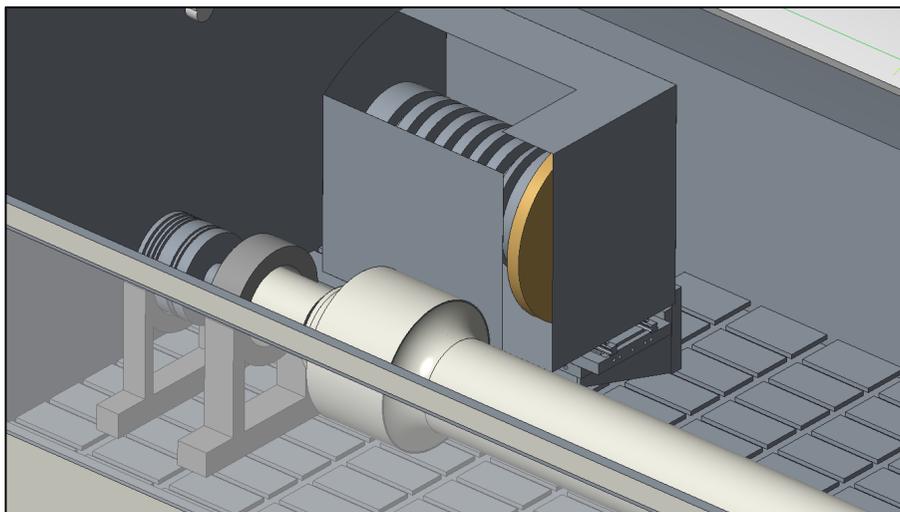


Ilustración 7 Muela del diseño final.

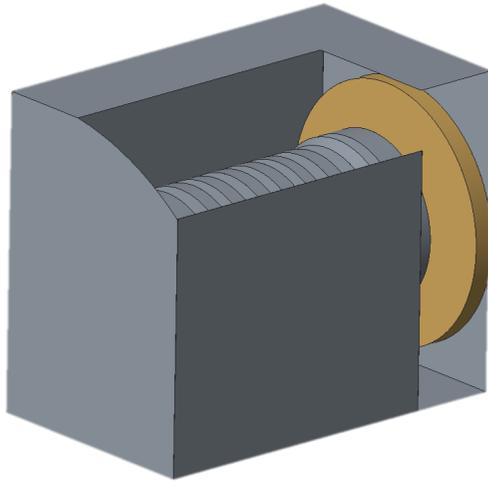


Ilustración 8 Detalle de la muela.

ii. Rigidez, amortiguamiento y comportamiento térmico

La estructura de la máquina será de granito, dada su elevada estabilidad dimensional (siempre que se controle la humedad absorbida), su elevada rigidez y una buena absorción de las vibraciones.

Además, su comportamiento frente a temperaturas es muy estable.

iii. Apoyos, fundación y aislamiento

Dada la elevada rigidez intrínseca de la máquina, la fundación no es estructural, es decir, que no forma parte de la cadena de rigidez y por tanto la precisión de la máquina es invariante del suelo. Por tanto, el apoyo de la máquina al suelo será hiperestático con el fin de dar una mayor estabilidad a la máquina. Aunque las vibraciones del suelo no son importantes, la unión al suelo se realizará mediante apoyos aislantes dado que no supone un coste importante. La precisión de máquina es invariante al suelo.

b. Apoyos y contactos

Para garantizar la máxima precisión sería necesario el uso de apoyos cinemáticos o isoestáticos. Sin embargo esto no siempre es sencillo, puesto que tienen una rigidez y capacidad de carga menor. Para el diseño de esta máquina se emplearán apoyos hiperestáticos o semi-cinemáticos. Estos apoyos son por ejemplo, las guías de posicionamiento de la muela o los amarres del eje en sus extremos en la operación de perfilado.

c. Principio de Abbé

El error de Abbé amplifica, en forma de error de medida de longitud, los errores angulares inherentes al movimiento de traslación de algunos instrumentos o sistemas de medida.

Para minimizar el error de Abbe se empleará un sistema de medición láser. Este sistema se empleará para medir las dimensiones del eje, así como su posición de forma precisa. Se propone el láser Faroarm (5) utilizado para medición en equipo industrial. (4)



Ilustración 9 Láser FaroArm de Faro.

d. Medición directa

El control de posición se realizará mediante medición directa, es decir, que no se realizará un control de posición mediante un lazo de velocidad, sino que se implementarán reglas lineales de medida para una medición más precisa de la posición. Para el control de la velocidad se implementará un encoder óptico rotativo en los husillos para cerrar el lazo de control de velocidad. Dichas reglas serán encoders lineales ópticos estancos, o de otras tecnologías que no se vean afectados por el aceite lubricante y el material arrancado (LVDT, encoders magnéticos, etc.).

e. Marco metrológico

Con el fin de evitar errores en la medición de la posición de la muela, las reglas deben estar isostáticamente unidas a la estructura, es decir, que el sistema de medición debe estar aislado de la cadena de fuerza. De esta forma se evita que deformaciones en la estructura afecten al sistema de referencia y a la medida.

f. Guiados de precisión

Los movimientos dentro de la máquina serán mediante guías. En la medida de lo posible se seleccionarán guidos de precisión muy rígidos para optimizar el movimiento. No obstante como se verá posteriormente se dispondrá de un sistema CNC por lo que los guidos no son un elemento crucial, ya que los errores que introducen pueden ser compensados mediante CNC.

i. Imágenes del guiado

Se muestra a continuación el sistema de guiado del diseño final de la máquina.

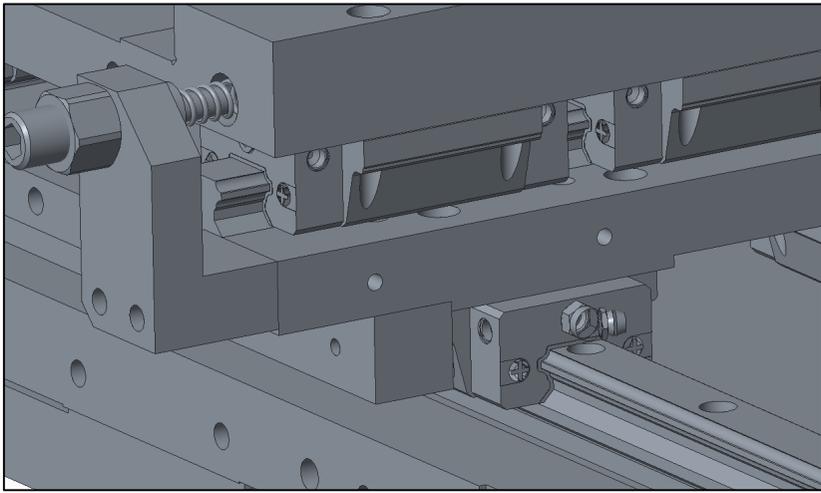


Ilustración 10 Detalle del sistema de guiado I.

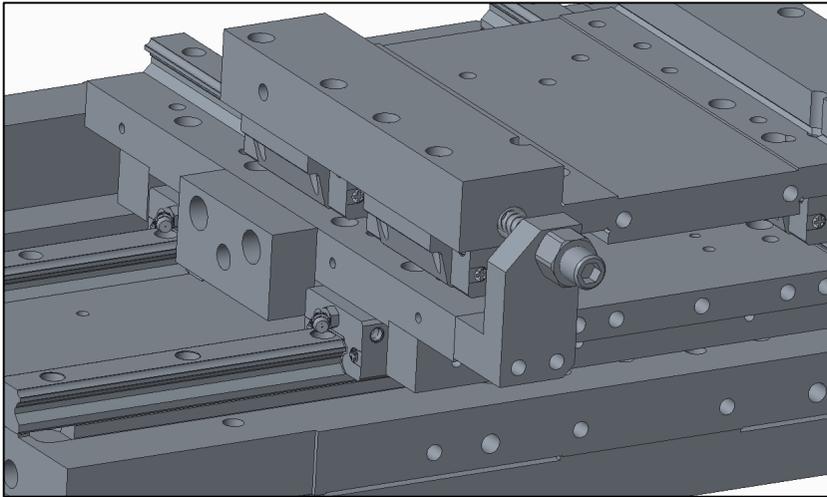


Ilustración 11 Detalle del sistema de guiado II.

g. Efectos térmicos

Durante el proceso de rectificado existen diversos focos de calor: contacto eje-muela, guías, etc. Estos focos de calor producen deformaciones en los materiales por lo que es importante controlar los flujos de calor.

En primer lugar el calor provocado en el arranque de material se evacuará mediante el empleo de aceites, que además de lubricar y arrastrar el material arrancado, evacúa el calor de la pieza y de la muela. La temperatura del aceite lubricante debe estar monitorizada y controlada para mantenerla lo más estable posible.

Por otra parte debe evitarse que la máquina se encuentre en zonas con grandes variaciones térmicas, es decir, cerca de las puertas de la nave donde se vaya a situar la máquina, apartada de la luz solar directa, etc.

Finalmente se deben de compensar las deformaciones mediante CNC si en algún caso no es controlable la generación de calor, o si estas deformaciones no están compensadas mediante la simetría estructural.

h. Drivers, regulación y control CNC

Es necesaria la implantación de un control CNC para la generación sincronizada de trayectorias y control de posición mediante los sistemas de medida y los actuadores. Las dos muelas deben realizar el rectificado de forma simétrica para garantizar la cilindridad y concentricidad de ejes exigidas. (4)

Para el control de los motores será necesaria la implantación de drivers y reguladores, que conviertan las consignas comandadas por el CNC en potencia mecánica mediante un lazo de control.

i. Compensación de errores mediante CNC

El sistema CNC también se usará para la compensación de errores medidos, originados principalmente por faltas de precisión y ortogonalidad en los guiados. También puede compensar errores de carácter dinámico o errores provocados por dilataciones producidas en la estructura y en la pieza.

j. Eficiencia energética

Como ya se ha comentado anteriormente los focos de calor son un problema, puesto que hay que gestionarlos. Por ello, la selección de accionamientos y elementos con elevado rendimiento disminuirá este problema. Es por tanto vital, seleccionar los distintos elementos adecuadamente, de forma que trabajen la mayor parte del tiempo posible en el punto óptimo de funcionamiento.

k. Error Budgeting

El Error Budgeting proporciona una estimación de los errores potenciales en una máquina de mecanizado, los cuales pueden llevar a desviaciones respecto al movimiento deseado. Los errores predominantes en una máquina son debidos a los giros. Esta herramienta permite estimar los errores debidos a esto y diseñar los sistemas de medida en posiciones favorables. Se muestra a continuación una tabla donde se muestran los resultados de haber considerado el error budgeting para este diseño de máquina:

Axis	Feature	Error de desplazamiento esperado		Dist. Max. Abbé	Máximo brazo de Roll			Error máximo		
		arc sec	mm		mm	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	X (mm)	Y (mm)
X	Error de posición							5		
	Pitch (rot. Y)	4		520				2,08		
	Yaw (rot. Z)	4		300				1,2		
	Roll (rot. X)	4				1200	1645,6		4,8	6,5824
	Rectitud								6	6
Z	Error de posición									5
	Pitch (rot. X)	4		300						1,2
	Roll (rot. Z)	4			1200	1240		4,8	4,96	
	Yaw (rot. Y)	4		520						2,08
	Rectitud							6	6	
Máximo error de desplazamiento esperado por eje								9,476	10,938	10,492

6. Velocidades

a. Cálculo de velocidades

Se empleará una muela de 400 mm de diámetro, 30 mm de ancho y tamaño de grano 600 (diámetro mínimo de grano 0,0408 mm). La profundidad de pasada recomendada debe ser del orden de 10 veces menor que el diámetro del grano más pequeño, por lo que se empleará una profundidad de pasada de 0,005 mm. Por tanto, sabiendo que las creces son de 0,2 mm en radio, se puede calcular el número de dobles carreras necesarias tal como se muestra a continuación.

$$a_p \cdot N_{dc} = 0,2 \text{ mm}$$

$$N_{dc} = 4$$

Siendo a_p la profundidad de pasada y N_{dc} el número de dobles carreras.

La producción anual estimada es de 10.000 ejes, por lo que suponiendo 2000 horas de trabajo al año (excluidas horas de mantenimiento), resulta un tiempo de 15 minutos por eje. En este tiempo está incluida la colocación y extracción de la pieza y el proceso para darle la vuelta, por lo que se estima un tiempo para rectificar todo el eje de 5 minutos

Suponiendo un tiempo de apagado de chispa t_{ap} de 1 minuto, y sabiendo que la longitud total de pasada en cada lado del eje es de 550 mm (considerando una trayectoria recta) se puede calcular la velocidad de avance necesaria mediante la siguiente ecuación:

$$t_{op} = 2 \cdot \left[\frac{L_m + 2 \cdot \Delta + L_p}{V_z} \right] \cdot N_{dc} + t_{ap}$$

siendo L_m la longitud de la muela, Δ es el margen que se deja a ambos lados de la longitud a rectificar, L_p es la longitud que hay que rectificar y N_{dc} el número de dobles carreras. Teniendo en cuenta esto se obtiene que la velocidad de avance debe ser al menos 2,2 m/min.

b. Diagrama de velocidades

Para el rectificado se seguirá una trayectoria como la que se muestra en la siguiente imagen en color rojo y línea discontinua:

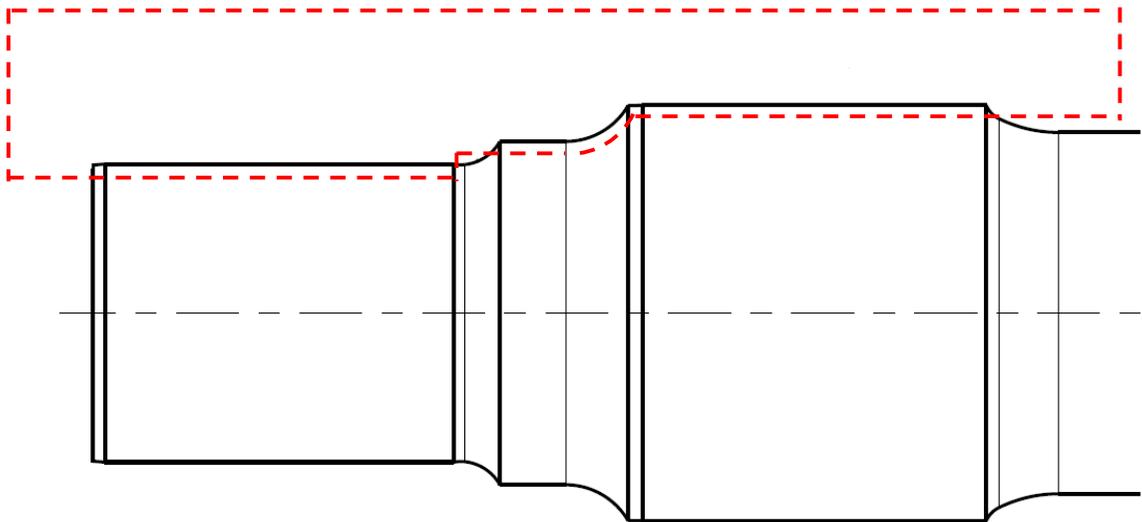


Ilustración 12 Trayectoria de rectificado.

La imagen anterior se muestra ahora ampliada y se indican una serie de puntos que definirán los distintos tramos en los diagramas de velocidades.

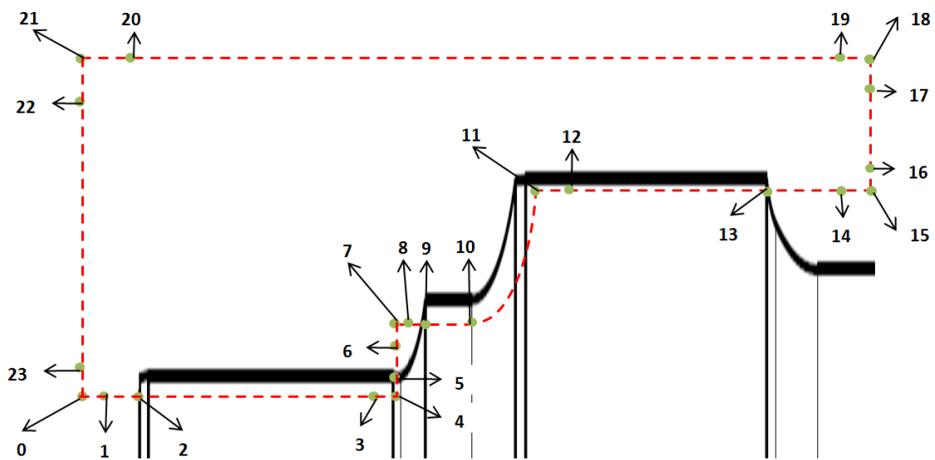


Ilustración 13 Detalle de trayectoria de rectificado.

A partir de estos datos se puede definir las velocidades en la dirección X y Z, que se muestran en las siguientes gráficas.



Diagrama 1 Velocidad en la dirección X.



Diagrama 2 Velocidad en la dirección Z.

El tramo que se encuentra entre el punto 10 y el punto 11 se corresponde con el rectificado de la curva de radio 40 mm. Aunque las velocidades en X y Z se corresponden con un seno y un coseno respectivamente, se han aproximado de forma lineal, puesto que para el cálculo de guías y husillos afecta muy poco. El punto 24 se corresponde con el punto 0. Estos tramos se han definido de esta forma para poder definir las fuerzas.

7. Fuerzas

a. Cálculo de fuerzas

El avance por revolución f_z debe ser menor que un tercio de la anchura de la muela, por lo que se ha elegido un valor de 8 mm/rev. La velocidad de avance es igual al producto de las revoluciones por unidad de tiempo de la pieza por el avance por revolución de la pieza, tal como se muestra en la siguiente ecuación:

$$V_z = N_p \cdot f_z$$

De este modo resulta que la velocidad de giro de la pieza debe ser 275 rpm. La velocidad de corte se puede calcular empleando la siguiente ecuación:

$$V_c(m/s) = \frac{N_p(rpm) \cdot \pi \cdot D_m(m)}{60}$$

Donde N_p es la velocidad de giro de la pieza, D_m el diámetro de la muela y V_c la velocidad de corte que resulta 6 m/s.

La fuerza de corte es proporcional al área de corte tal como se muestra en la siguiente ecuación:

$$F_c = K_s \cdot A_s = K_s \cdot a_p \cdot f_z$$

Donde K_s es la presión de corte específica que depende del material, y que de acuerdo con la bibliografía se ha estimado en 3000 N/mm². De aquí se concluye que la fuerza de corte es 120 N.

Se define Z como el eje del eje de tren y X como el eje perpendicular contenido en el plano que contiene al eje de la muela y del eje de tren. Las fuerzas de corte en esas direcciones se estiman del siguiente modo:

$$F_x = K_x \cdot F_c \quad \text{con } K_x > 1$$

$$F_z = K_z \cdot F_c \quad \text{con } K_z < 1$$

Los valores que se han estimado de las constantes de proporcionalidad son $K_x = 2$ y $K_z = 0,5$. Los valores de las fuerzas son por tanto $F_x = 240 \text{ N}$ y $F_z = 60 \text{ N}$.

b. Diagramas de fuerzas

Las fuerzas que se transmiten a la muela son las siguientes:

Fuerza en el eje Z

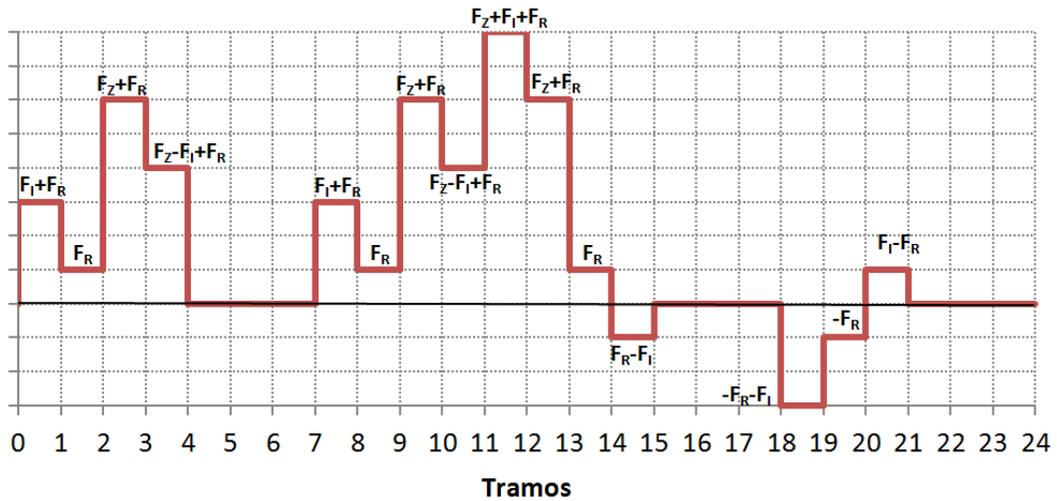


Diagrama 3 Fuerza en el eje Z.

Fuerza en el eje X

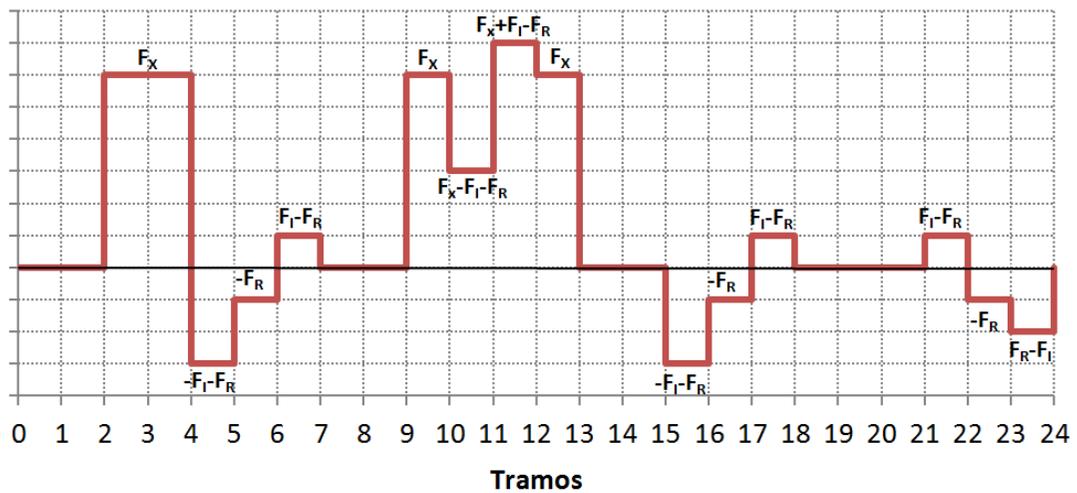
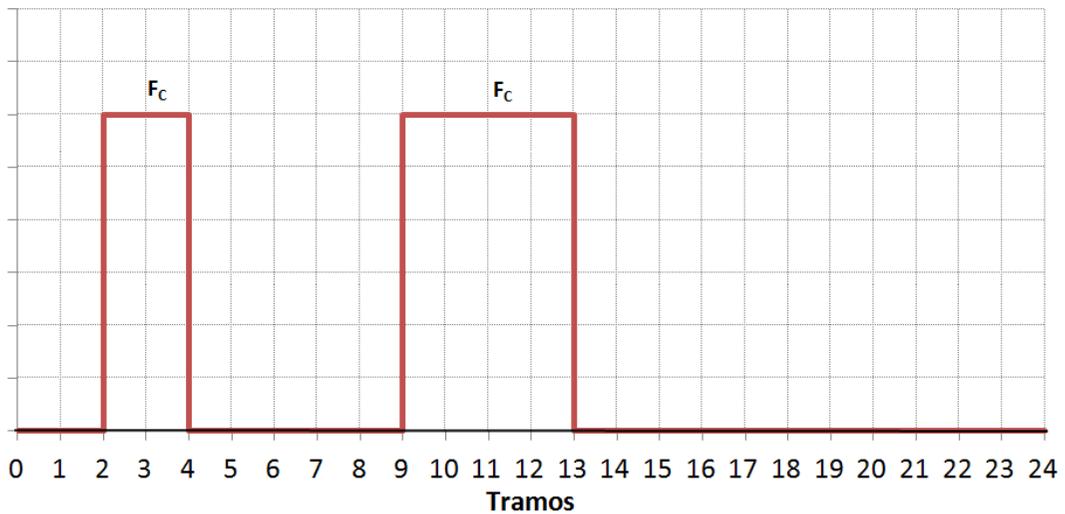


Diagrama 4 Fuerza en el eje X.

Fuerza en el eje Y



La fuerza en el eje Y se puede estimar que es igual que la fuerza de corte.

8. Selección de guías

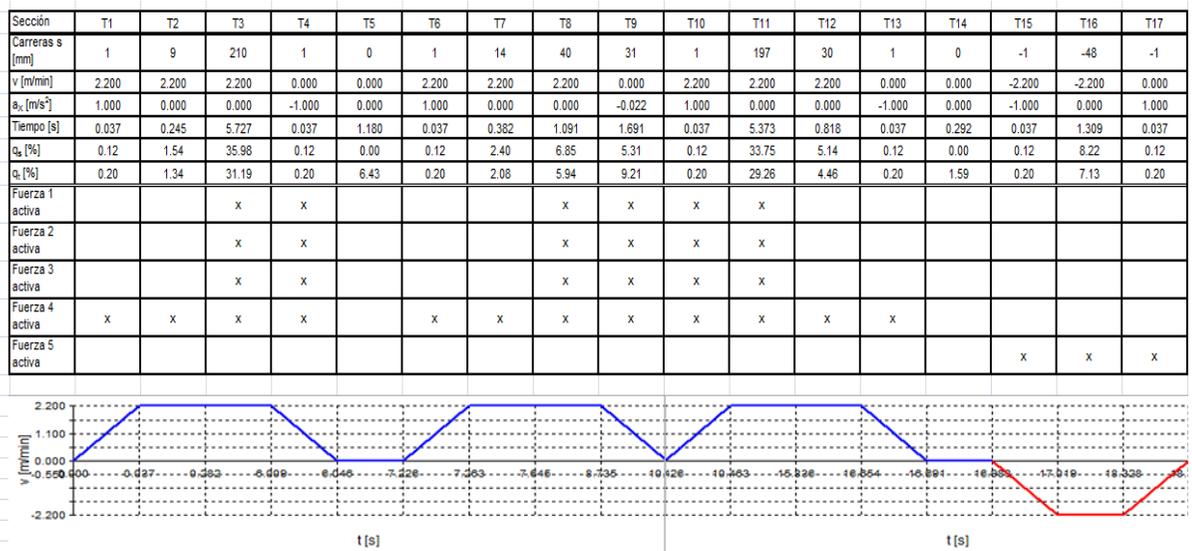
Para seleccionar las guías se ha empleado el software Linear Motion Designer de la empresa Rexroth (Bosch Group).

a. Guías para el desplazamiento longitudinal a lo largo del eje

Los perfiles de velocidades, las masas y las fuerzas introducidos en el programa se muestran en las siguientes tablas.

	Designación del masa	Masa [kg]	Coordenadas		
			X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Masa 1	Motor	100.000	-50	0	200
Masa 2	Mesa	20.000	0	0	0

	Designación del fuerza	Fuerzas			Coordenadas		
		Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Fuerza 1	Fuerza Corte Z eje	-60.0	0.0	0.0	50	-20	200
Fuerza 2	Fuerza Corte X eje	0.0	240.0	0.0	50	-20	200
Fuerza 3	Fuerza Corte Y eje	0.0	0.0	120.0	50	-20	200
Fuerza 4	Fuerza Rozamiento Eje -Z	-10.0	0.0	0.0	0	0	0
Fuerza 5	Fuerza Rozamiento Eje +Z	10.0	0.0	0.0	0	0	0



A partir de estos datos, el programa calcula las cargas sobre cada uno de los patines.

Sistema de guiado seleccionado	Símbolos	Valor	Unidad
Tipo de guiado lineal	Sistema de raíles a rodillos		
Tamaño de patín		65	
Clase de precarga		C2	
Referencia de patín*		R1822 629 2x	
Clase de precarga	k_f	1.0	
Capacidad de carga seleccionada	C	237200.0	[N]
Capacidad estática de carga seleccionada	C_0	456300.0	[N]
Momento dinámico permitido seleccionado	M_t	8430.00	[Nm]
Momento dinámico permitido seleccionado	M_L	5260.00	[Nm]
Velocidad máxima admisible	$v_{max,perm.}$	4.000	[m/s]
Aceleración máxima admisible	$a_{max,perm.}$	150.000	[m/s ²]
Reducción de capacidad de carga debido a reducida distancia entre patines		x	
Reducción de la capacidad de carga	f_s	1	

b. Guías de aproximación al eje

Los perfiles de velocidades, las masas y las fuerzas introducidos en el programa se muestran en las siguientes tablas.

Coordenadas de la masa

	Designación del masa	Masa [kg]	Coordenadas		
			X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Masa 1	Motor	100.000	0	-20	0
Masa 2	Mesa	20.000	0	0	0

Puntos de aplicación de la fuerza

	Designación del fuerza	Fuerzas			Coordenadas		
		Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Fuerza 1	Fuerza Corte Z eje	0	60	0.0	0	20	200
Fuerza 2	Fuerza Corte X eje	-240	0	0.0	0	20	200
Fuerza 3	Fuerza Corte Y eje	0.0	0.0	120.0	0	20	200
Fuerza 4	Fuerza Rozamiento Eje -Z	-10.0	0.0	0.0	0	0	0
Fuerza 5	Fuerza Rozamiento Eje +Z	10.0	0.0	0.0	0	0	0

Sección	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15
Carreras s [mm]	1	38	1	0	40	1	0	1	8	1	0	-1	-8	-1	0
v [m/min]	2.200	2.200	0.000	0.000	2.200	0.000	0.000	2.200	2.200	0.000	0.000	-2.200	-2.200	0.000	0.000
ax [m/s ²]	1.000	0.000	-1.000	0.000	0.017	-1.000	0.000	1.000	0.000	-1.000	0.000	-1.000	0.000	1.000	0.000
Tiempo [s]	0.037	1.036	0.037	6.000	2.182	0.037	6.000	0.037	0.218	0.037	6.000	0.037	0.218	0.037	2.000
qa [%]	0.68	38.50	0.68	0.00	40.52	0.68	0.00	0.68	8.10	0.68	0.00	0.68	8.10	0.68	0.00
qr [%]	0.15	4.33	0.15	25.09	9.12	0.15	25.09	0.15	0.91	0.15	25.09	0.15	0.91	0.15	8.36
Fuerza 1 activa				x	x	x	x								x
Fuerza 2 activa				x	x	x	x								x
Fuerza 3 activa				x	x	x	x								x
Fuerza 4 activa	x	x	x		x	x		x	x	x					
Fuerza 5 activa												x	x	x	



A partir de estos datos, el programa calcula las cargas sobre cada uno de los patines.

Sistema de guiado seleccionado	Símbolos	Valor	Unidad
Tipo de guiado lineal	Sistema de raíles a rodillos		
Tamaño de patín		65	
Clase de precarga		C2	
Referencia de patín*		R1822 629 2x	
Clase de precarga	k_f	1.0	
Capacidad de carga seleccionada	C	237200.0	[N]
Capacidad estática de carga seleccionada	C_0	456300.0	[N]
Momento dinámico permitido seleccionado	M_t	8430.00	[Nm]
Momento dinámico permitido seleccionado	M_L	5260.00	[Nm]
Velocidad máxima admisible	$v_{max,perm.}$	4.000	[m/s]
Aceleración máxima admisible	$a_{max,perm.}$	150.000	[m/s ²]
Reducción de capacidad de carga debido a reducida distancia entre patines		x	
Reducción de la capacidad de carga	f_s	0.95	

9. Selección de husillos

A partir de los mismos ciclos de velocidades y fuerzas, el programa permite calcular directamente los husillos al definir su longitud y el paso. Se ha elegido para ambos que ambos extremos de los husillos estén fijos para dotarlos de mayor rigidez.

a. Husillo para el desplazamiento longitudinal a lo largo del eje

Este husillo tiene una longitud de 800 mm. Los parámetros que definen el husillo seleccionado están recogidos en la siguiente tabla.

Sistema de tuerca seleccionado	Símbolo	Valor	Unidad
Tipo de husillo	BSA estándar		
Tipo de husillo a bolas-Tuerca		ZEM-E-S	
Dirección de la rotación		R	
Referencia del conjunto husillo*		R1512 740 12	
Clase de precarga		C3	
Fuerza de precarga de la tuerca	$F_{prec.}$	2168	[N]
Factor de operación seleccionado	k_f	1.0	
Diámetro del husillo seleccionado	D_0	80.0	[mm]
Diámetro menor del husillo	D_2	73.3	[mm]
Paso del husillo	P	10.0	[mm]
Diámetro de la bola	D_w	6.5	[mm]
Número de hileras de bolas en carga x número de roscas del husillo en carga	I	6x1	
capacidad dinámica de carga	C	108400	[N]
capacidad estática de carga	C_0	291700	[N]
espec. momento de la inercia del husillo	J_{Huso}	0.025686	[kgm ² /m]
Par de accionamiento total del husillo*		3.1	[Nm]
velocidad máxima permitida**	$v_{máx,per}$	0.3	[m/s]
Reducción de carga	f_s	1	

b. Husillo de aproximación al eje

Este husillo tiene una longitud de 200 mm. Los parámetros que definen el husillo seleccionado están recogidos en la siguiente tabla.

Sistema de tuerca seleccionado	Símbolo	Valor	Unidad
Tipo de husillo		BSA estándar	
Tipo de husillo a bolas-Tuerca		ZEV-E-S	
Dirección de la rotación		R	
Referencia del conjunto husillo*		R2542 300 05	
Clase de precarga		C0	
Fuerza de precarga de la tuerca	$F_{prec.}$	0	[N]
Factor de operación seleccionado	k_f	1.0	
Diámetro del husillo seleccionado	D_0	32.0	[mm]
Diámetro menor del husillo	D_2	28.4	[mm]
Paso del husillo	P	5.0	[mm]
Diámetro de la bola	D_W	3.5	[mm]
Número de hileras de bolas en carga x número de roscas del husillo en carga	I	5x1	
capacidad dinámica de carga	C	26400	[N]
capacidad estática de carga	C_0	50600	[N]
espec. momento de la inercia del husillo	J_{Huso}	0.000605	[kgm ² /m]
Par de accionamiento total del husillo*		0.3	[Nm]
velocidad máxima permitida**	$v_{máx,per}$	0.3	[m/s]
Reducción de carga	f_s	0.7	

10. Servomotores

El par que el motor debe suministrar se puede calcular tal como se muestra en las siguientes ecuaciones:

$$T_M = T_A + T_f + T_{av}$$

$$T_A = \left\{ J_M + J_A + \frac{J_P}{\eta_A} + \frac{1}{\eta_A \cdot \eta_r} \cdot \frac{(J_C + J_h)}{r^2} + \frac{1}{\eta_A \cdot \eta_r \cdot \eta_h} \cdot m \cdot \left(\frac{p}{2\pi r} \right)^2 \right\} \cdot \alpha_M$$

$$T_f = \frac{1}{\eta_A \cdot \eta_r \cdot \eta_h} \cdot \mu \cdot m \cdot g \cdot \frac{p}{2\pi r}$$

$$T_{av} = \frac{1}{\eta_A \cdot \eta_r \cdot \eta_h} \cdot F_{av} \cdot \frac{p}{2\pi r}$$

Donde T_A es el par que hay que suministrar para vencer la aceleración, T_f es el par necesario para vencer la fricción y T_{av} el par necesario para vencer las fuerzas que se oponen al avance. Las inercias del motor, del acoplamiento, del piñón, de la corona y del husillo son J_M , J_A , J_P , J_C y J_h respectivamente. Los rendimientos mecánicos del acoplamiento, de la reductora y del husillo son η_A , η_r y η_h . El paso del husillo en mm por revolución se define como p , y r es la reducción del piñón-corona. El coeficiente de rozamiento estático es μ , m es la masa que hay que mover y g es la aceleración de la gravedad.

Las inercias del acoplamiento, del piñón y de la corona se van a despreciar. La inercia del motor tampoco se conoce inicialmente, pero se estima a partir de datos de un motor comercial en $0,016 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Una vez seleccionado el motor habrá que comprobar si con su inercia se siguen cumpliendo los requisitos. La inercia del husillo es conocida puesto que ya se ha seleccionado $0,0205488 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Se supone un rendimiento de acoplamiento, de reductora y de husillo del 95%. Los cálculos de los pares sobre el motor se muestran en la siguiente tabla:

Aceleración (m/s)	Tiempo (s)	T _{aceleración} (Nm)	T _{fricción} (Nm)	T _{avance} (Nm)	T _{Motor} (Nm)
1	0,037	66,50	0,0364	0	66,54
0	0,245	0	0,0364	0	0,036
0	6	0	0,0364	0,00185	0,038
-1	0,037	-66,50	0,0364	0,00185	-66,47
1	1	66,50	0,0364	0	66,54
1	0,037	66,50	0,0364	0	66,54
0	0,382	0	0,0364	0	0,036
0	1	0	0,0364	0,00185	0,038
-0,022	2	-1,46	0,0364	0,00185	-1,424
1	0,037	66,50	0,0364	0,00185	66,548
0	5	0	0,0364	0,00185	0,0382
0	0,818	0	0,0364	0	0,0364
-1	0,037	-66,50	0,0364	0	-66,473
0	0,292	0	0,0364	0	0,0364
-1	0,037	-66,50	0,0364	0	-66,473
0	1	0	0,0364	0	0,0364
1	0,037	66,50	0,0364	0	66,546

Para calcular el valor cuadrático medio del par se emplea la siguiente ecuación:

$$T_{Mrms} = \sqrt{\frac{T_{M1}^2 \cdot t_1 + T_{M2}^2 \cdot t_2 + \dots + T_{M17}^2 \cdot t_{17}}{t_{ciclo}}}$$

El motor debe tener una velocidad de 1320 rpm y debe ser capaz de suministrar un par máximo de 66,47 Nm. El par RMS debe ser mayor que 18.63 Nm. Por ello se ha seleccionado servomotor de la gama UnimotorFm de Emerson Industrial Automation de 25 Nm de par nominal y 74,9 Nm de par máximo y 1500 rpm de velocidad nominal.

Se colocará el mismo servomotor para ambos ejes puesto que se ha calculado para el peor de los casos.

11. Encoders

a. Encoders lineales

Se colocarán encoders lineales absolutos para proveer de información al lazo de velocidad. Para ello se ha seleccionado un encoder lineal absoluto de la serie SA del fabricante Fagor (Fagor Automation) con una resolución lineal de de 0,1 μm , que permite velocidades lineales de hasta 180 m/min y una aceleración máxima de 10g en la dirección medida, con protección IP64.

b. Encoders rotativos

Se colocarán encoders rotativos suministrar información al lazo de velocidad. Por ello se acoplará al motor un encoder incremental de tipo flecha hueca E80H-30-1024-3-N-24 del fabricante Autonics. Este encoder tiene 10 bits.

12. Lazo de control

Para controlar la posición en cada eje se empleará un doble lazo de control en posición y velocidad. Un ejemplo de diagrama de bloques podría ser el de la siguiente figura.

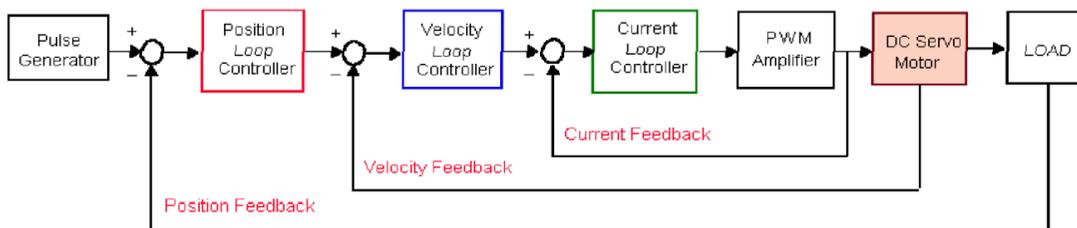


Ilustración 14 Ejemplo de diagrama de bloques.

13. Selección de motores

El par necesario para realizar el corte se obtiene como el producto de la fuerza por el radio. Por tanto, el par necesario para realizar el rectificado es de 13,8 Nm en el eje y de 48 Nm en la muela.

La potencia se puede calcular como el producto del par por la velocidad angular. La velocidad periférica máxima de la muela es de 50 m/s, por lo que debe girar a una velocidad de 2300 rpm. De aquí se concluye que la potencia necesaria para arrastrar el eje y la muela debe ser 1 kW y 6 kW respectivamente.

Para arrastrar la muela se empleará un motor de ABB tipo M3BP 132SMC de 2 polos, con 7,5 kW de potencia nominal y par nominal de 24,9 Nm a 3000 rpm. Este motor trabajará entre el 75 y el 100 % de la carga nominal, por lo que su rendimiento estará entre 88,2% y 88,5%.

Para arrastrar el eje se empleará un motor de ABB tipo M3BP 132SMC de 4 polos, con 1,1 kW de potencia nominal y par nominal de 7,3 Nm a 1500 rpm. Este motor trabajará entre el 75 y el 100 % de la carga nominal, por lo que su rendimiento estará entre 83,6% y 84,4%.

14. Carenado y estructura final

Se muestran a continuación una selección de las imágenes del diseño final de la máquina.

a. Vista general

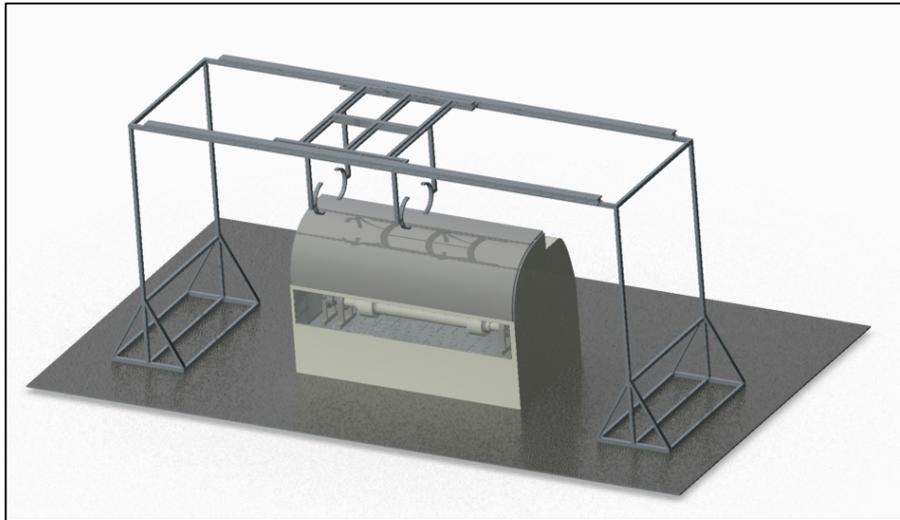


Ilustración 15 Diseño final – Vista general

b. Puente grúa



Ilustración 16 Puente grúa.



Ilustración 17 Amarres del puente grúa.

c. Carenado

Tal y como se puede comprobar en las siguientes imágenes, el carenado contiene una cubierta móvil que permite introducir las piezas desde arriba con ayuda del puente grúa. Esta cubierta está diseñada de forma que su apertura y cierre se efectúe de forma sencilla.

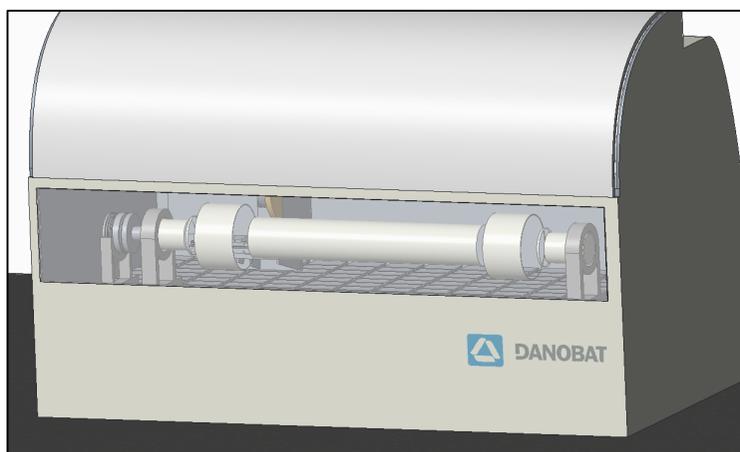


Ilustración 18 Cubierta del carenado.



Ilustración 19 Cubierta semi-abierta



Ilustración 20 Cubierta totalmente abierta

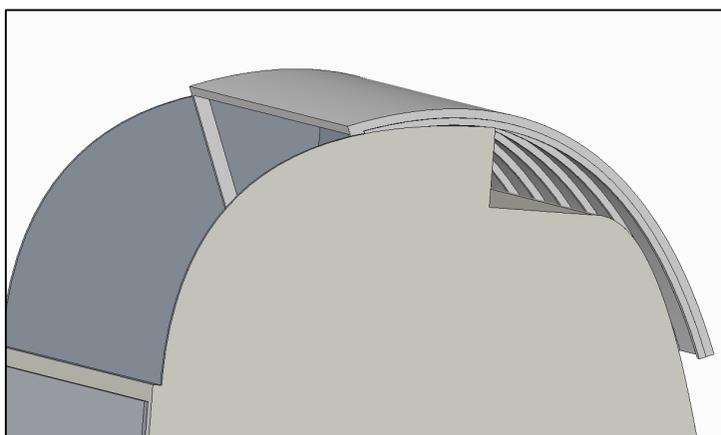


Ilustración 21 Vista lateral del carenado y cubierta.

15. Estructura de costes

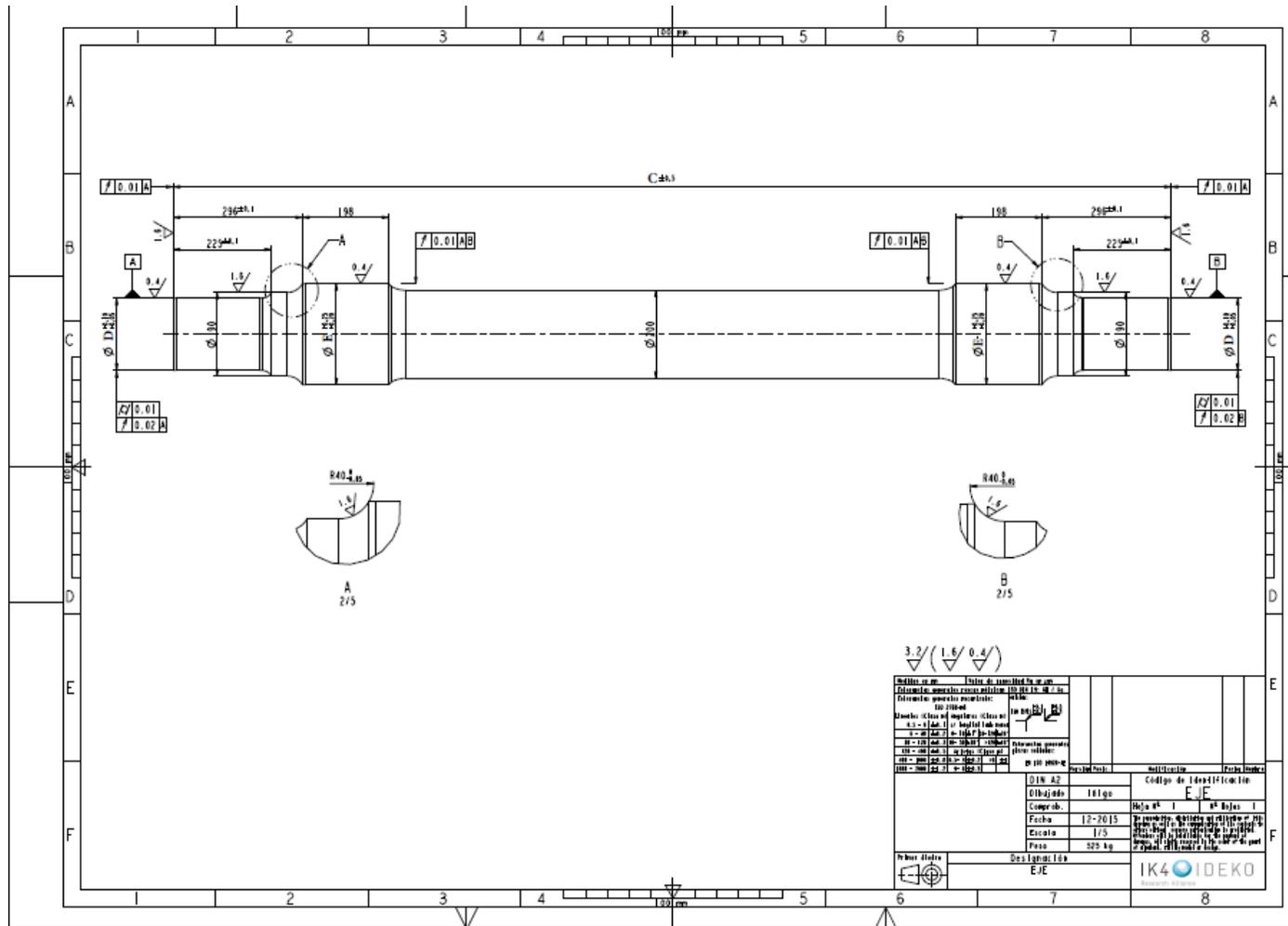
Elemento	Coste
Muela	400 €
Diamantador	2000 €
Mesa granito	10000 €
Motor eje	400 €
Motor muela	4000 €
Motores husillos	2200 €
Guías	1000 €
Husillo	1000 €
Mano de obra (montaje y puesta a punto)	200 h * 50 € = 10000 €
Ingeniería - Diseño	250 h * 100 € = 25000€
Carenado	3000 €
Sistema de aceite	10000 €
Resto materiales (carcasas, tornillería)	500
CNC	15000 €
Sistemas de medida	2000
TOTAL	86.500 €

Ilustración 22 Estructura de costes.

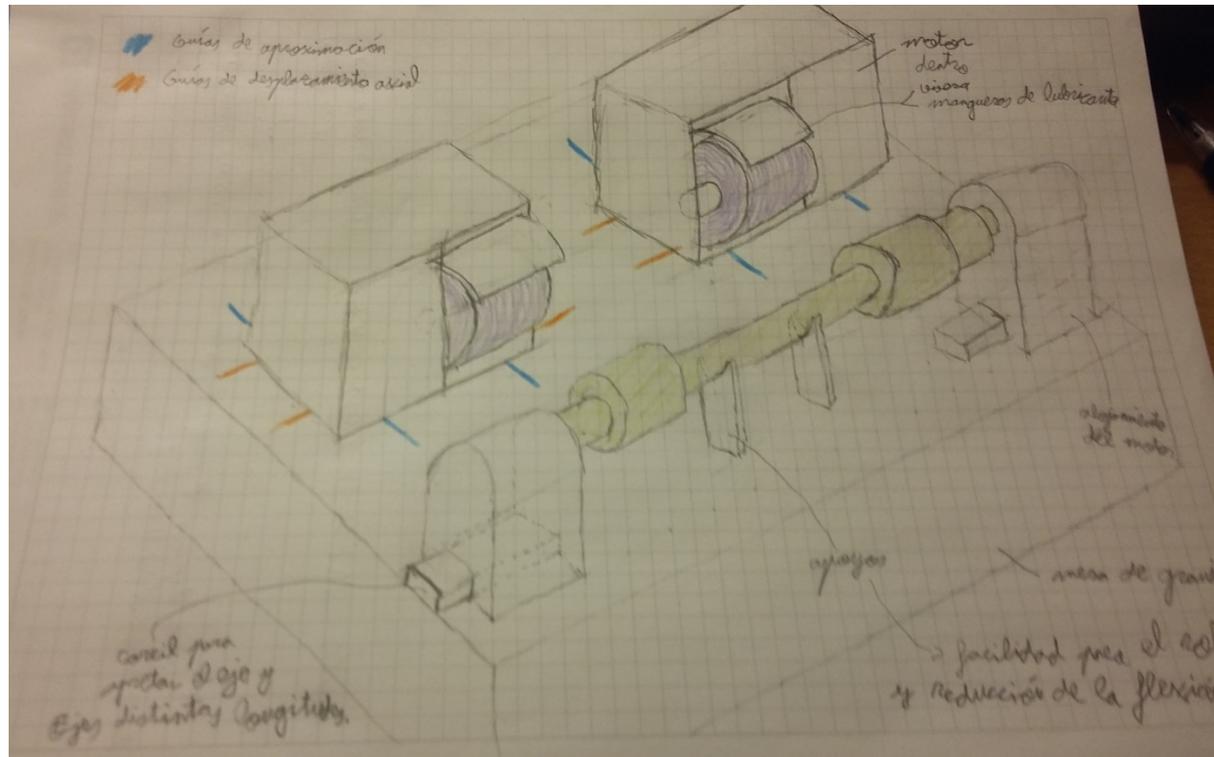
16. Bibliografía

1. EHU. [En línea] http://www.ehu.eus/manufacturing/docencia/729_ca.pdf.
2. [En línea] www.demaquinasyherramientas.com.
3. Danobat Group. [En línea] www.danobatgroup.com.
4. Iniciación a la Ingeniería de Precisión - 11+1 Principios de la precisión. Urreta, Harkaitz.
5. [En línea] <http://www.faro.com/es-es/productos/metrologia/brazo-de-medicion-faroarm/informacion>.

Anexo 1



Anexo 2



Anexo 3. Guía x

Programa de cálculo para sistemas de raíles

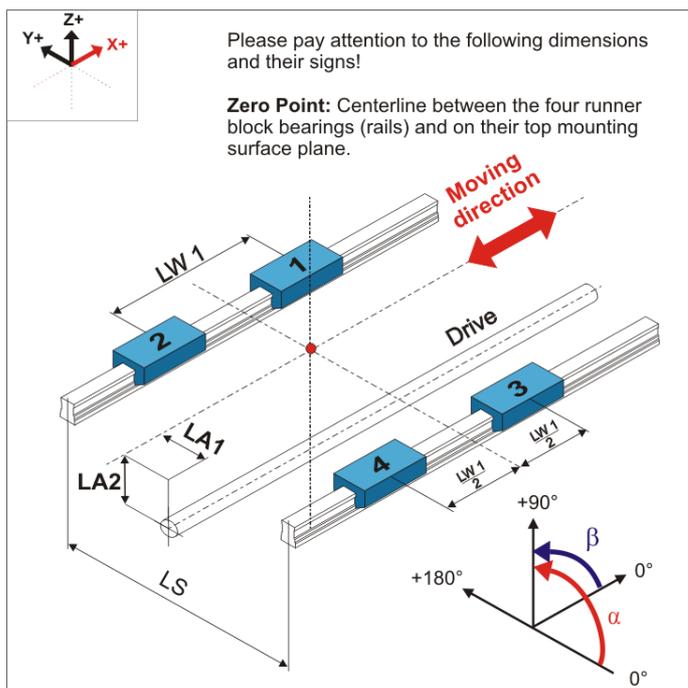
		Símbolos	Valor	Unidad
Dimensiones del sistema				
Distancia entre centros de patines		LW1	100	[mm]
Distancia entre centros de patines		LW2	/	[mm]
Distancia entre centros de raíles		LS	50	[mm]
Distancia del accionamiento	in Y-direction	LA1	0	[mm]
Distancia del accionamiento	in Z-direction	LA2	0	[mm]
Rigidez del accioanemitno	in X-direction		1.0e+015	[N/μm]

Ángulos de operación

Ángulo Alpha (Rotación sobre eje X-axis) 0 [°]

Ángulo Beta (Rotación sobre eje Y-axis) 0 [°]

Explicación: En caso de rotación del sistema, los ejes de coordenadas también rotan



Los ejes de coordenadas X, Y, Z corresponden a los indicados en la representación de arriba.

El cálculo resultante basa en las condiciones siguientes:

- La base de montaje es idealmente rígida.
- Los raíles y patines se montan de forma segura (por ejemplo utilizando áreas de referencia o bordes de referencia en ambos lados) para soportar las cargas. No se contemplan deslizamientos entre las superficies de montaje y los componentes de guiado.
- La resistencia del tornillo se ha de analizar separadamente. Eso significa que en el programa de cálculo, no hay control de la carga admisible en la unión del tornillo (Ver página de la resistencia del tornillo).
- La fricción del patín es muy baja y no se considera en el cálculo.
- Los parámetros de ambiente como la suciedad, la temperatura y las vibraciones no son consideradas
- Los raíles se consideran fijos y los patines moviéndose. En aquellos casos en los que es el raíl el que se mueve y el patín el elemento fijo, por favor consultenos.
- La precarga del husillo a bolas es considerado en el cálculo de la carga total.

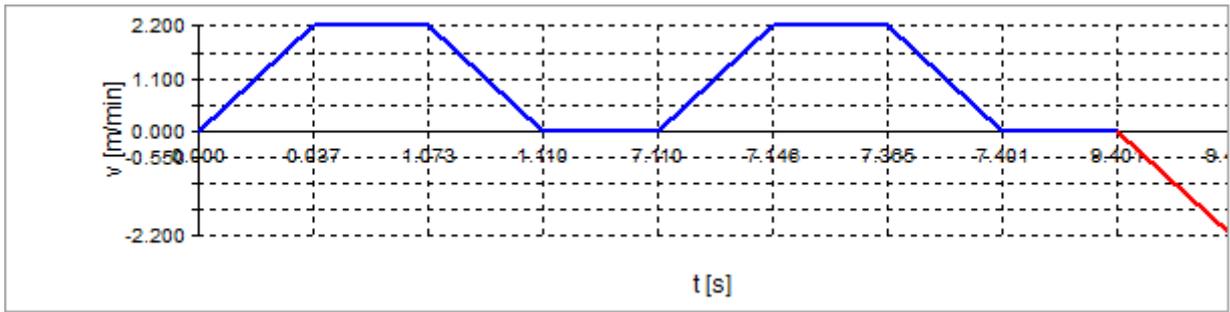
Puntos de aplicación de la fuerza

	Designación del fuerza	Fuerzas			Coordenadas		
		Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Fuerza 1	Fuerzas corte	-240.0	60.0	120.0	0	20	400

	Símbolo	Valor	Unidad
Carga adicional para cada patín debidi a tolerancias de construcción	$F_{\text{additional}}$	100.0	[N]

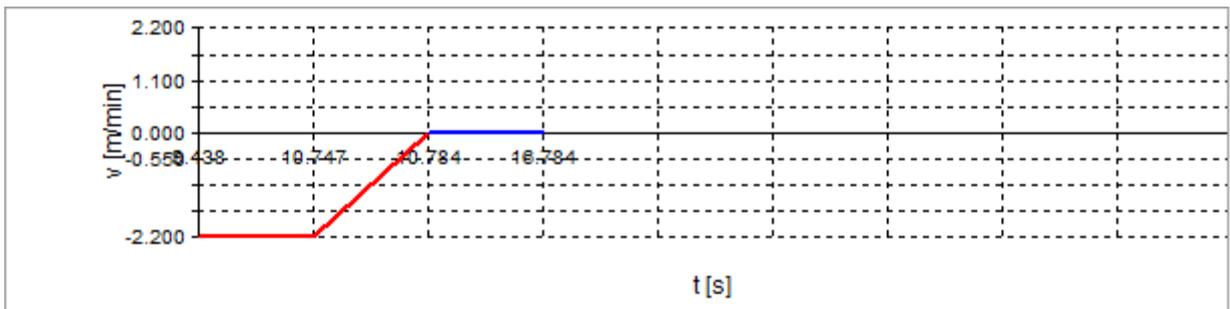
Dinámica (fase 1 - fase 9)

Sección	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
Carreras s [mm]	1	38	1	0	1	8	1	0	-1
v [m/min]	2.200	2.200	0.000	0.000	2.200	2.200	0.000	0.000	-2.200
a_x [m/s ²]	1.000	0.000	-1.000	0.000	1.000	0.000	-1.000	0.000	-1.000
Tiempo [s]	0.037	1.036	0.037	6.000	0.037	0.218	0.037	2.000	0.037
q_s [%]	0.69	38.76	0.69	0.00	0.69	8.16	0.69	0.00	0.69
q_t [%]	0.22	6.17	0.22	35.75	0.22	1.30	0.22	11.92	0.22



Dinámica (fase 10 - fase 18)

Sección	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17	T18
Carreras s [mm]	-48	-1	0						
v [m/min]	-2.200	0.000	0.000						
a_x [m/s ²]	0.000	1.000	0.000						
Tiempo [s]	1.309	0.037	6.000						
q_s [%]	48.96	0.69	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
q_t [%]	7.80	0.22	35.75	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00



Sistema de guiado seleccionado

Símbolos

Valor

Unidad

Tipo de guiado lineal

Sistema de raíles a rodillos

Tamaño de patín

55

Clase de precarga

C2

Referencia de patín

R1821 529 2x

Clase de precarga

k_f

1.0

Capacidad de carga seleccionada

C

140400.0

[N]

Capacidad estática de carga seleccionada

C_0

284700.0

[N]

Momento dinámico permitido seleccionado

M_t

4120.00

[Nm]

Momento dinámico permitido seleccionado

M_L

2610.00

[Nm]

Velocidad máxima admisible

$V_{max,perm.}$

4.000

[m/s]

Aceleración máxima admisible	$a_{\max,perm.}$	150.000	[m/s ²]
Reducción de capacidad de carga debido a reducida distancia entre patines		x	
Reducción de la capacidad de carga	f_s	0.94	

* Ejecución según el estándar con respecto al conjunto de juntas y las condiciones de lubricación

i. Resultados calculados

Parámetro dinámico			
Velocidad máxima	v_{\max}	2.200	[m/min]
Velocidad media de las fases	v_m	0.350	[m/min]
Aceleración máxima	a_{\max}	1.000	[m/s ²]
Duración cíclica del árbol		16.6	[%]

ii. Carga máxima dentro del ciclo del desplazamiento total

Carga máxima en los patines 2 en fase 7	F_{\max}	10862	[N]
Factor de seguridad estático	$C_{0,red}/F_{\max}$	20.0	
Factor de seguridad dinámico	C_{red}/F_{\max}	9.9	

iii. Carga equivalente dinámica total y/o relación del carga en cada patín

	Carga dinámica equivalente total F_q [N]	C_{red} [N]	Relación de carga C_{red}/F_q
Patín 1	10489	107198	10.2
Patín 2	10514	107198	10.2
Patín 3	10685	107198	10.0
Patín 4	10699	107198	10.0

Recomendaciones especiales

- Distancia LW1 del patín es demasiado pequeña
- La distancia LS entre raíles es demasiado corta
- Reducción de carga dinámica debido a la necesidad de distancia reducida entre patines

- ¡Carrera corta! Se redujo la capacidad de carga. Por favor considere las instrucciones de lubricación del catálogo.

Por favor considere los consejos para los accinamientos:

- Fuerzas de atracción , e.g. con motor linear
- Fuerzas transversales, e.g. con accionamientos pñon cremallera

Para la consideración de cargas adicionales resultantes, éstas se deben introducir y activar en la máscara de entrada de fuerzas

Notas de construcción / Examinar los valores por favor

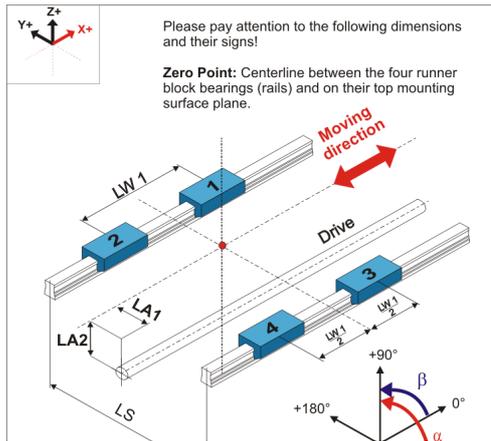
- C_0/F_{max}
- Resistencia de los tornillos
- Precarga en procesos dinámicos elevados
- Ajuste lateral adicional
- En caso de montaje sobre pared y carreras cortas (Movimiento $<2 \times$ Longitud del patín) requisitos especiales para la lubricación necesarios
- Velocidad máxima permitida
- Aceleración máxima permitida

Pedimos que usted examine los parámetros usados en el cómputo cuidadosamente. Si se desvían éstos de los parámetros de su construcción, un nuevo cómputo es compellingly necesario. Por sus esfuerzos le agradecemos absolutamente cordialmente. Con preguntas estamos a usted alegre en la disposición.

Evaluaciones/añadidos

Se ha tomado especial cuidado en la realización de este programa para asegurar que toda la información contenida es precisa, sin embargo, no podemos aceptar ninguna responsabilidad por daños resultados de la incorrect a o incomplete información contenida.

Cargas en los patines 1-4 en los distintos periodos



Patín 1

Secció	$F_{1, y}$ [N]	$F_{1, z}$ [N]	$F_{\text{additional}}$ [N]	F_{prel} [N]	Total [N]
T1	-10.0	-49.1	100	10400	10485
T2	0	-49.1	100	10400	10479
T3	10	-49.1	100	10400	10485
T4	39	215			10588
T5	-10.0	-49.1	100	10400	10485
T6	39	215	100	10400	10588
T7	49	215	100	10400	10593
T8	0	-49.1			10479
T9	10	-49.1	100	10400	10485
T10	0	-49.1	100	10400	10479
T11	-10.0	-49.1	100	10400	10485
T12	0	-49.1			10479

Patín 3

Secció	$F_{3, y}$ [N]	$F_{3, z}$ [N]	$F_{\text{additional}}$ [N]	F_{prel} [N]	Total [N]
T1	-10.0	-441.4	100	10400	10694
T2	0	-441.4	100	10400	10689
T3	10	-441.4	100	10400	10694
T4	39	315			10642
T5	-10.0	-441.4	100	10400	10694
T6	39	315	100	10400	10642
T7	49	315	100	10400	10647
T8	0	-441.4			10689
T9	10	-441.4	100	10400	10694
T10	0	-441.4	100	10400	10689
T11	-10.0	-441.4	100	10400	10694
T12	0	-441.4			10689

Patín 2

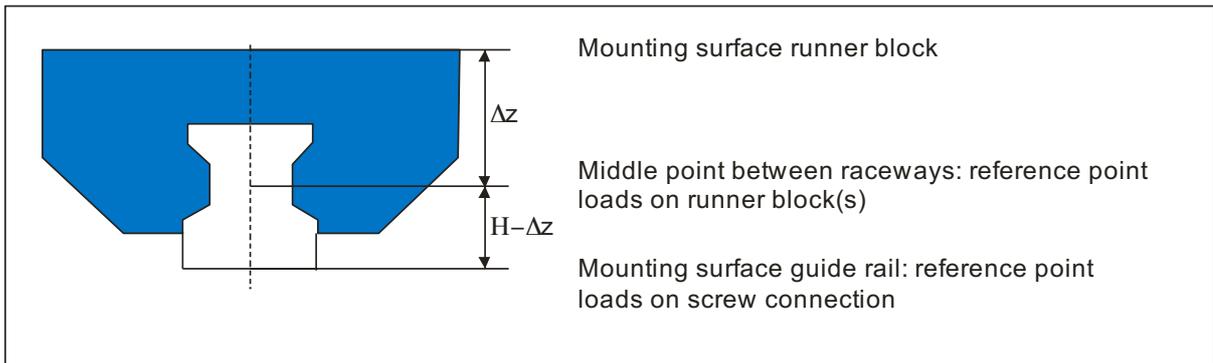
$F_{2, y}$ [N]	$F_{2, z}$ [N]	$F_{\text{additional}}$ [N]	F_{prel} [N]	Total [N]
10	-49.1	100	10400	10485
0	-49.1	100	10400	10479
-10.0	-49.1	100	10400	10485
-9.0	-745.5			10857
10	-49.1	100	10400	10485
-9.0	-745.5	100	10400	10857
-19.0	-745.5	100	10400	10862
0	-49.1			10479
-10.0	-49.1	100	10400	10485
0	-49.1	100	10400	10479
10	-49.1	100	10400	10485
0	-49.1			10479

Patín 4

$F_{4, y}$ [N]	$F_{4, z}$ [N]	$F_{\text{additional}}$ [N]	F_{prel} [N]	Total [N]
10	-441.4	100	10400	10694
0	-441.4	100	10400	10689
-10.0	-441.4	100	10400	10694
-9.0	-645.0			10803
10	-441.4	100	10400	10694
-9.0	-645.0	100	10400	10803
-19.0	-645.0	100	10400	10808
0	-441.4			10689
-10.0	-441.4	100	10400	10694
0	-441.4	100	10400	10689
10	-441.4	100	10400	10694
0	-441.4			10689

Resistencia de los tornillos

El programa de cálculo no hace análisis de las cargas admisibles en los tornillos de sujeción. Además se asume que tanto los patines como los raíles se soportan a ambos lados con algún tipo de retención lateral. De esta forma no puede darse ningún deslizamiento entre patín y rail, eliminándose el riesgo de daño del tornillo debido al efecto cizalla. Por favor tener en cuenta que la carga lateral en el tornillo de sujeción puede ser distinta de la carga lateral en el patín. El punto de referencia de las cargas en el patín, es el punto medio entre raíles, mientras que el punto de referencia de las cargas en el tornillo es la superficie de montaje de los raíles.



Dibujo: El punto de referencia de las cargas actuando en los patines y el punto de referencia de las cargas que actúan en los tornillos de sujeción

Altura total (Patín y raíl) 80.0 [mm]
 La diferencia de altura Height Δz entre la superficie del patín y el centro de los raíles 50.8 [mm]

Las fijaciones con tornillos de sujeción, según DIN 645-1, pueden ser superadas debido a la alta capacidad de rendimiento del sistema de raíles. En la mayoría de los casos la unión entre raíl y la bancada es más crítica que la unión entre patín y carro. Los tornillos de unión deben ser analizados por separado. En la siguiente tabla se indican los valores máximos de carga hacia arriba (F) y los momentos máximos (M_t , M_L). (En este caso, la información que concierne al momento M_L se refiere a las cargas hacia arriba actuando sobre los raíles).

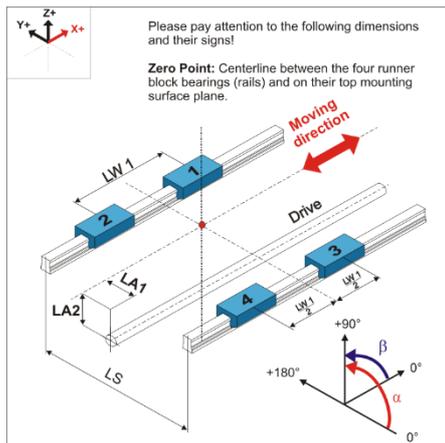
Los valores estimados se basan en las siguientes condiciones:

- Clase de Resistencia de los tornillos 12.9 (para tornillos clase 8.8 se puede utilizar un factor de 0.6).
- Los tornillos se fijan con una llave dinamométrica alcanzando el par de apriete correspondiente.
- Los tornillos se cubren ligeramente con aceite.
- Los tornillos se fijan sobre acero o hierro fundido.
- La profundidad mínima de rosca es 2 x diámetro de rosca.
- No se contemplan ni factores de seguridad ni de operación.
- Carga estática (para cargas dinámicas los valores de la resistencia del tornillo son más bajas).

El valor exacto de la resistencia del tornillo debe ser definido por el proveedor de tornillos.

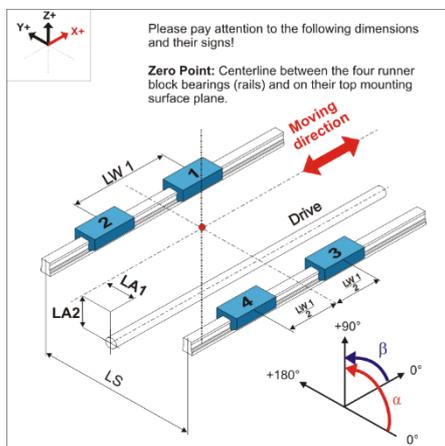
Patín		R1821 529 2x	
Raíles montados de la parte superior			
F [N]	M_t [Nm]	M_L [Nm]	
216800.0	5400.00	1200.00	
Raíles montados de la parte inferior			
F [N]	M_t [Nm]	M_L [Nm]	
216800.0	5400.00	1200.00	

Deflexión de los puntos de aplicación de la fuerza (fuerza 1 – fuerza 6) en los distintos periodos



Se considera la condición sin carga como la situación inicial para el cálculo de la deflexión en el punto de aplicación de las fuerzas. En las condiciones sin carga, ni el peso ni las fuerzas afectan a las guías. Eso supone que los valores de deflexión indican la diferencia con respecto a la condición sin carga.

Deflexión de los puntos de aplicación de la fuerza (fuerza 7 – fuerza 12) en los distintos periodos



Se considera la condición sin carga como la situación inicial para el cálculo de la deflexión en el punto de aplicación de las fuerzas. En las condiciones sin carga, ni el peso ni las fuerzas afectan a las guías. Eso supone que los valores de deflexión indican la diferencia con respecto a la condición sin carga.

Anexo 4. Guía z

Programa de cálculo para sistemas de raíles

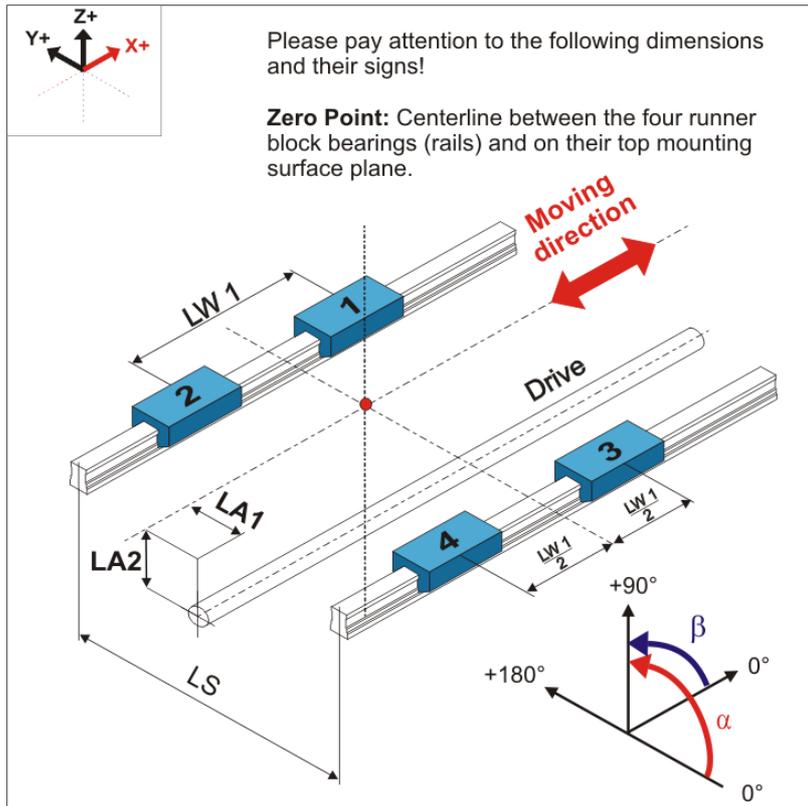
		Símbolos	Valor	Unidad
Dimensiones del sistema				
Distancia entre centros de patines		LW1	400	[mm]
Distancia entre centros de patines		LW2	/	[mm]
Distancia entre centros de raíles		LS	200	[mm]
Distancia del accionamiento	in Y-direction	LA1	0	[mm]
Distancia del accionamiento	in Z-direction	LA2	0	[mm]
Rigidez del accioanemitno	in X-direction		1.0e+015	[N/μm]

Ángulos de operación

Ángulo Alpha (Rotación sobre eje X-axis) 0 [°]

Ángulo Beta (Rotación sobre eje Y-axis) 0 [°]

Explicación: En caso de rotación del sistema, los ejes de coordenadas también rotan



Los ejes de coordenadas X, Y, Z corresponden a los indicados en la representación de arriba.

El cálculo resultante basa en las condiciones siguientes:

- La base de montaje es idealmente rígida.
- Los raíles y patines se montan de forma segura (por ejemplo utilizando áreas de referencia o bordes de referencia en ambos lados) para soportar las cargas. No se contemplan deslizamientos entre las superficies de montaje y los componentes de guiado.
- La resistencia del tornillo se ha de analizar separadamente. Eso significa que en el programa de cálculo, no hay control de la carga admisible en la union del tornillo (Ver página de la resistencia del tornillo).
- La fricción del patín es muy baja y no se considera en el cálculo.
- Los parámetros de ambiente como la suciedad, la temperatura y las vibraciones no son consideradas
- Los raíles se consideran fijos y los patines moviéndose. En aquellos casos en los que es el raíl el que se mueve y el patín el elemento fijo, por favor consultenos.

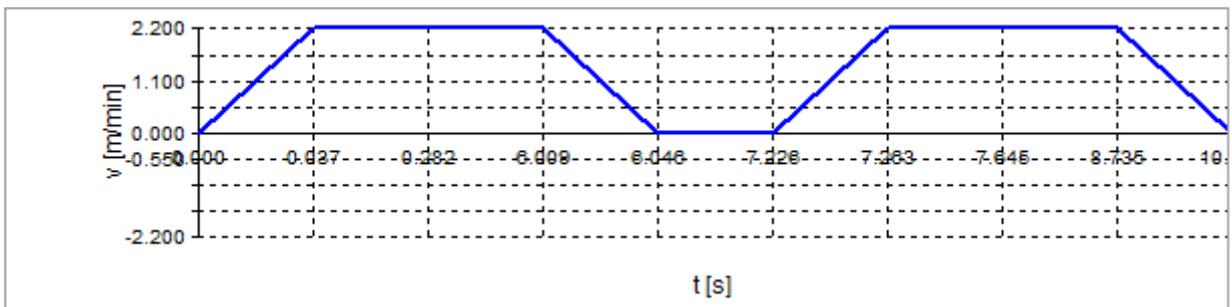
- La precarga del husillo a bolas es considerado en el cálculo de la carga total.

Coordenadas de la masa

	Símbolo	Valor	Unidad
Carga adicional para cada patín debidi a tolerancias de construcción	$F_{\text{additional}}$	100.0	[N]

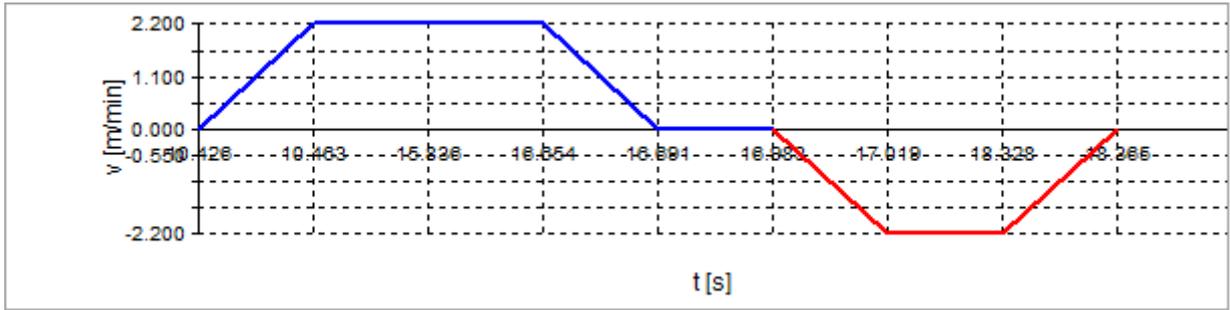
Dinámica (fase 1 - fase 9)

Sección	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
Carreras s [mm]	1	9	210	1	0	1	14	40	31
v [m/min]	2.200	2.200	2.200	0.000	0.000	2.200	2.200	2.200	0.000
a_x [m/s ²]	1.000	0.000	0.000	-1.000	0.000	1.000	0.000	0.000	-0.022
Tiempo [s]	0.037	0.245	5.727	0.037	1.180	0.037	0.382	1.091	1.691
q_s [%]	0.12	1.54	35.98	0.12	0.00	0.12	2.40	6.85	5.31
q_t [%]	0.20	1.34	31.19	0.20	6.43	0.20	2.08	5.94	9.21



Dinámica (fase 10 - fase 18)

Sección	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17
Carreras s [mm]	1	197	30	1	0	-1	-48	-1
v [m/min]	2.200	2.200	2.200	0.000	0.000	-2.200	-2.200	0.000
a_x [m/s ²]	1.000	0.000	0.000	-1.000	0.000	-1.000	0.000	1.000
Tiempo [s]	0.037	5.373	0.818	0.037	0.292	0.037	1.309	0.037
q_s [%]	0.12	33.75	5.14	0.12	0.00	0.12	8.22	0.12
q_t [%]	0.20	29.26	4.46	0.20	1.59	0.20	7.13	0.20



Sistema de guiado seleccionado	Símbolos	Valor	Unidad
Tipo de guiado lineal		Sistema de raíles a rodillos	
Tamaño de patín		65	
Clase de precarga		C2	
Referencia de patín*		R1822 629 2x	
Clase de precarga	k_f	1.0	
Capacidad de carga seleccionada	C	237200.0	[N]
Capacidad estática de carga seleccionada	C_0	456300.0	[N]
Momento dinámico permitido seleccionado	M_t	8430.00	[Nm]
Momento dinámico permitido seleccionado	M_L	5260.00	[Nm]
Velocidad máxima admisible	$V_{max,perm.}$	4.000	[m/s]
Aceleración máxima admisible	$a_{max,perm.}$	150.000	[m/s ²]
Reducción de capacidad de carga debido a reducida distancia entre patines		x	
Reducción de la capacidad de carga	f_s	1	

* Ejecución según el estándar con respecto al conjunto de juntas y las condiciones de lubricación

iv. Resultados calculados

Parámetro dinámico			
Velocidad máxima	V_{max}	2.200	[m/min]
Velocidad media de las fases	V_m	1.907	[m/min]
Aceleración máxima	a_{max}	1.000	[m/s ²]

Duración cíclica del árbol 92.0 [%]

v. Carga máxima dentro del ciclo del desplazamiento total

Carga máxima en los patines 2 en fase 10	F_{max}	17950	[N]
Factor de seguridad estático	C_0/F_{max}	25.4	
Factor de seguridad dinámico	C/F_{max}	13.2	

vi. Carga equivalente dinámica total y/o relación del carga en cada patín

	Carga dinámica equivalente total F_q [N]	C [N]	Relación de carga C/F_q
Patín 1	17856	237200	13.3
Patín 2	17929	237200	13.2
Patín 3	17717	237200	13.4
Patín 4	17790	237200	13.3

Duración de vida nominal

	Vida teórica	
	L_{10} [km]	$L_{h,10}$ [h]
Patín 1	5.55e+005	4.85e+006
Patín 2	5.48e+005	4.79e+006
Patín 3	5.70e+005	4.98e+006
Patín 4	5.62e+005	4.91e+006

Recomendaciones especiales

- Ninguno
-

Por favor considere los consejos para los accinamientos:

- Fuerzas de atracción , e.g. con motor lineal
- Fuerzas transversales, e.g. con accionamientos pñon cremallera

Para la consideración de cargas adicionales resultantes, éstas se deben introducir y activar en la máscara de entrada de fuerzas

Notas de construcción / Examinar los valores por favor

- C_0/F_{max}
- Resistencia de los tornillos
- Precarga en procesos dinámicos elevados
- Ajuste lateral adicional

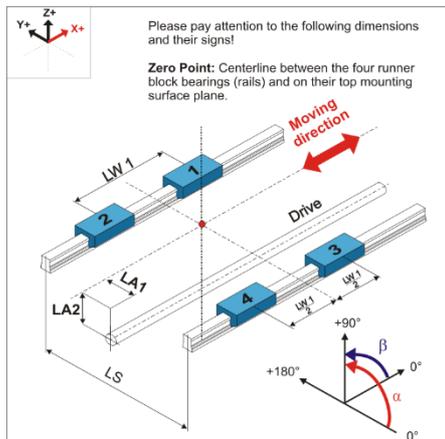
- En caso de montaje sobre pared y carreras cortas (Movimiento $< 2 \times$ Longitud del patín) requisitos especiales para la lubricación necesarios
- Velocidad máxima permitida
- Aceleración máxima permitida

Pedimos que usted examine los parámetros usados en el cómputo cuidadosamente. Si se desvían éstos de los parámetros de su construcción, un nuevo cómputo es compellingly necesario. Por sus esfuerzos le agradecemos absolutamente cordialmente. Con preguntas estamos a usted alegre en la disposición.

Evaluaciones/añadidos

Se ha tomado especial cuidado en la realización de este programa para asegurar que toda la información contenida es precisa, sin embargo, no podemos aceptar ninguna responsabilidad por daños resultados de la incorrect a o incomplete información contenida.

Cargas en los patines 1-4 en los distintos periodos



Patín 1

Secció	$F_{1, y}$ [N]	$F_{1, z}$ [N]	$F_{\text{additional}}$ [N]	F_{prel} [N]	Total [N]
T1	0	-228.0	100	17600	17774
T2	0	-233.0	100	17600	17777
T3	74	-339.5	100	17600	17873
T4	74	-344.5	100	17600	17876
T5	0	-233.0			17777
T6	0	-228.0	100	17600	17774
T7	0	-233.0	100	17600	17777
T8	74	-339.5	100	17600	17873
T9	74	-339.6	100	17600	17873
T10	74	-334.5	100	17600	17870
T11	74	-339.5	100	17600	17873
T12	0	-233.0	100	17600	17777
T13	0	-238.0	100	17600	17780
T14	0	-233.0			17777
T15	0	-238.0	100	17600	17780
T16	0	-233.0	100	17600	17777
T17	0	-228.0	100	17600	17774

Patín 3

Secció	$F_{3, y}$ [N]	$F_{3, z}$ [N]	$F_{\text{additional}}$ [N]	F_{prel} [N]	Total [N]
T1	0	-228.0	100	17600	17774
T2	0	-233.0	100	17600	17777
T3	74	-21.5	100	17600	17704
T4	74	-26.5	100	17600	17706
T5	0	-233.0			17777
T6	0	-228.0	100	17600	17774
T7	0	-233.0	100	17600	17777
T8	74	-21.5	100	17600	17704
T9	74	-21.6	100	17600	17704
T10	74	-16.5	100	17600	17701
T11	74	-21.5	100	17600	17704
T12	0	-233.0	100	17600	17777
T13	0	-238.0	100	17600	17780
T14	0	-233.0			17777
T15	0	-238.0	100	17600	17780
T16	0	-233.0	100	17600	17777
T17	0	-228.0	100	17600	17774

Patín 2

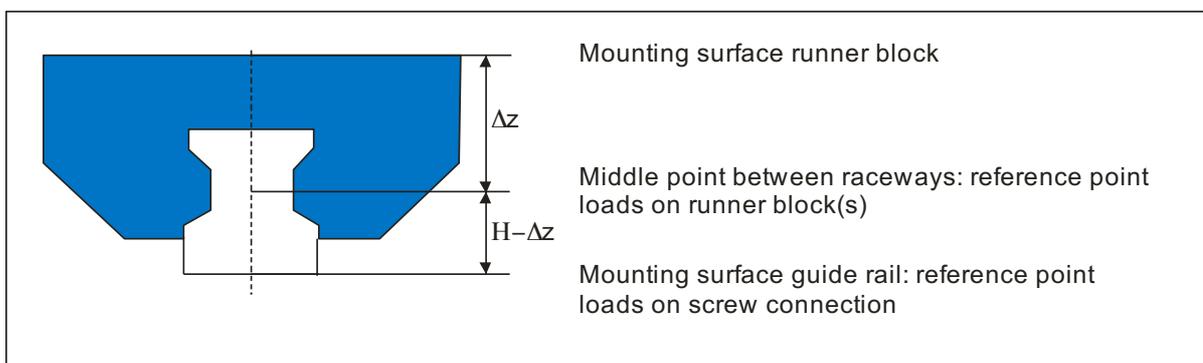
$F_{2, y}$ [N]	$F_{2, z}$ [N]	$F_{\text{additional}}$ [N]	F_{prel} [N]	Total [N]
0	-360.6	100	17600	17845
0	-355.6	100	17600	17842
47	-507.1	100	17600	17948
47	-502.1	100	17600	17945
0	-355.6			17842
0	-360.6	100	17600	17845
0	-355.6	100	17600	17842
47	-507.1	100	17600	17948
47	-507.0	100	17600	17948
47	-512.1	100	17600	17951
47	-507.1	100	17600	17948
0	-355.6	100	17600	17842
0	-350.6	100	17600	17840
0	-355.6			17842
0	-350.6	100	17600	17840
0	-355.6	100	17600	17842
0	-360.6	100	17600	17845

Patín 4

$F_{4, y}$ [N]	$F_{4, z}$ [N]	$F_{\text{additional}}$ [N]	F_{prel} [N]	Total [N]
0	-360.6	100	17600	17845
0	-355.6	100	17600	17842
47	-189.1	100	17600	17778
47	-184.1	100	17600	17776
0	-355.6			17842
0	-360.6	100	17600	17845
0	-355.6	100	17600	17842
47	-189.1	100	17600	17778
47	-189.0	100	17600	17778
47	-194.1	100	17600	17781
47	-189.1	100	17600	17778
0	-355.6	100	17600	17842
0	-350.6	100	17600	17840
0	-355.6			17842
0	-350.6	100	17600	17840
0	-355.6	100	17600	17842
0	-360.6	100	17600	17845

Resistencia de los tornillos

El programa de cálculo no hace análisis de las cargas admisibles en los tornillos de sujeción. Además se asume que tanto los patines como los raíles se soportan a ambos lados con algún tipo de retención lateral. De esta forma no puede darse ningún deslizamiento entre patín y rail, eliminándose el riesgo de daño del tornillo debido al efecto cizalla. Por favor tener en cuenta que la carga lateral en el tornillo de sujeción puede ser distinta de la carga lateral en el patín. El punto de referencia de las cargas en el patín, es el punto medio entre raíles, mientras que el punto de referencia de las cargas en el tornillo es la superficie de montaje de los raíles.



Dibujo: El punto de referencia de las cargas actuando en los patines y el punto de referencia de las cargas que actúan en los tornillos de sujeción

Altura total (Patín y raíl)	90.0	[mm]
La diferencia de altura Height Δz entre la superficie del patín y el centro de los raíles [mm]	55.0	

Las fijaciones con tornillos de sujeción, según DIN 645-1, pueden ser superadas debido a la alta capacidad de rendimiento del sistema de raíles. En la mayoría de los casos la unión entre raíl y la bancada es más crítica que la unión entre patín y carro. Los tornillos de unión deben ser analizados por separado. En la siguiente tabla se indican los valores máximos de carga hacia arriba (F) y los momentos máximos (M_t , M_L). (En este caso, la información que concierne al momento M_L se refiere a las cargas hacia arriba actuando sobre los raíles).

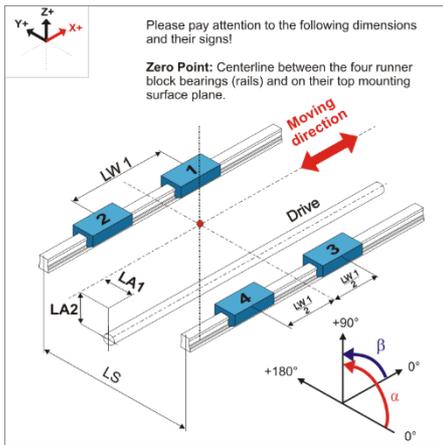
Los valores estimados se basan en las siguientes condiciones:

- Clase de Resistencia de los tornillos 12.9 (para tornillos clase 8.8 se puede utilizar un factor de 0.6).
- Los tornillos se fijan con una llave dinamométrica alcanzando el par de apriete correspondiente.
- Los tornillos se cubren ligeramente con aceite.
- Los tornillos se fijan sobre acero o hierro fundido.
- La profundidad mínima de rosca es 2 x diámetro de rosca.
- No se contemplan ni factores de seguridad ni de operación.
- Carga estática (para cargas dinámicas los valores de la resistencia del tornillo son más bajas).

El valor exacto de la resistencia del tornillo debe ser definido por el proveedor de tornillos.

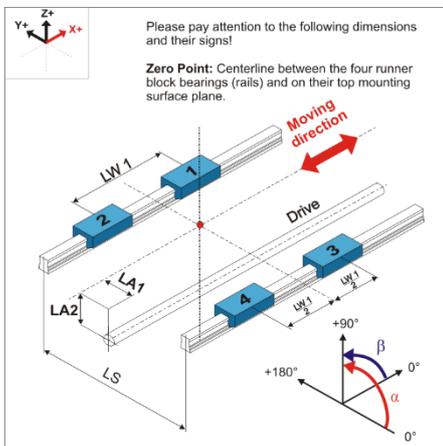
Patín R1822 629 2x		
Raíles montados de la parte superior		
F [N]	M_t [Nm]	M_L [Nm]
296000.0	8900.00	2295.00
Raíles montados de la parte inferior		
F [N]	M_t [Nm]	M_L [Nm]
296000.0	8900.00	2295.00

Deflexión de los puntos de aplicación de la fuerza (fuerza 1 – fuerza 6) en los distintos periodos



¡El cálculo de la deflexión no es posible! ¡No se representan diagramas de deformación!

Deflexión de los puntos de aplicación de la fuerza (fuerza 7 – fuerza 12) en los distintos periodos



¡El cálculo de la deflexión no es posible! ¡No se representan diagramas de deformación!

Anexo 5. Husillo en x

Programa de cálculo LMD de husillos

Cojinete del eje del husillo

Tipo de montaje: fijo - fijo

*** Image Error! ***

Dimensiones del sistema	Símbolo	Valor	Unidad
Distancia entre centros de cojinetes	L_1	150	[mm]
lado alojamiento1: Longitud no utilizable del husillo	L_{S1}	5	[mm]
Posición inicial de la tuerca durante el movimiento	Δx	5	[mm]
lado cojinete 2: Longitud no utilizable del husillo*	L_{S2}	5	[mm]

*El Longitud no utilizable del husillo es debido a e.g. es. Cojinete de rotación, extremo mecanizado o carrera de seguridad rotación, la forma del extremo del huso y las causas del desbordamiento.

Cálculo de la aplicación sinsoporte de husillo Rexroth

No se consideran soportes de husillo en el cálculo de la aplicación. Aunque para esta aplicación no es necesario soporte para los husillos, de informamos brevemente sobre los soportes de husillo Rexroth en la unidad AGK. Con dicho innovador sistema (también disponible con reenvío y motor) se pueden obtener elevados avances también para largas carreras en aplicaciones horizontales

Condición para el soporte de husillo Rexroth (SPU):

- Posición horizontal de montaje e instalación

Ventajas del soporte de husillo Rexroth:

- Elevada velocidad para largas carreras
- Solución económica por diseño compacto y/o coste de fabricación, montaje fácil de la unidad de accionamiento mecánico y eléctrico

En caso de consulta no dude en contactarnos

Telefono: +49 9721 937 0

Fax: +49 9721 937 288

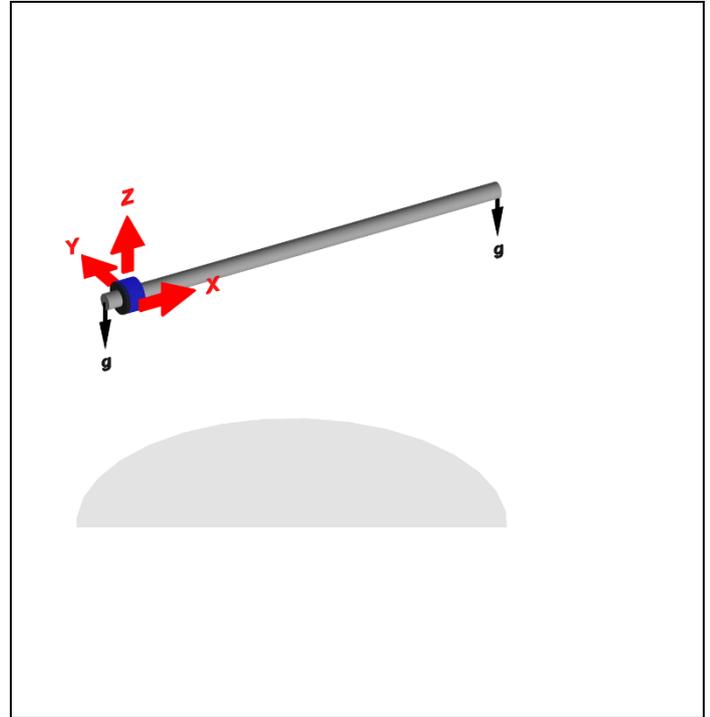
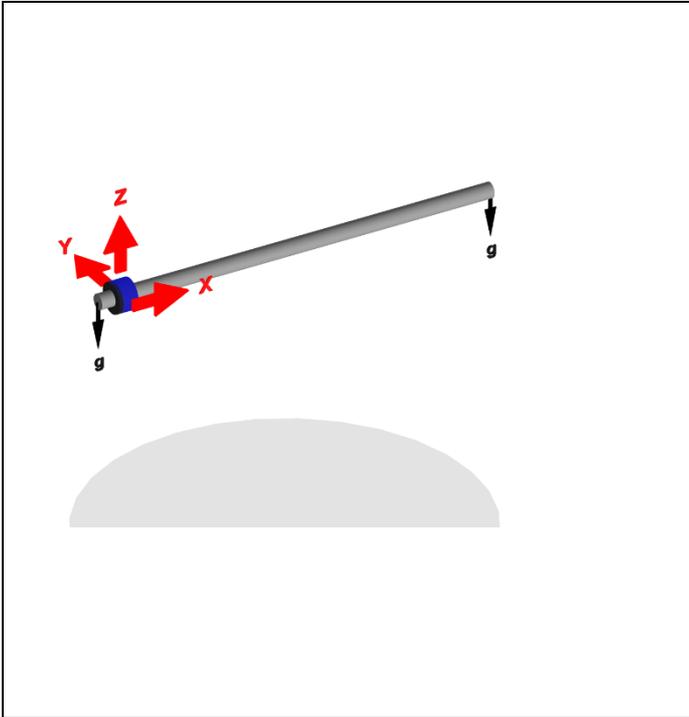
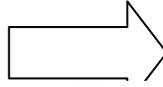
email: DC-IASPF5.Gruppenbriefkasten@de.bosch.com

Situación del husillo

Posición inicial del husillo
previa entrada del dato del
ángulo

Ángulo de giro introducid

Posición de montaje del
husillo después de la entrada
del ángulo



El husillo se hace girar con el siguiente ángulo respecto a la posición inicial.

Ángulo		Valor	Unidad
Ángulo de rotación α	Rotación sobre eje X	0	[°]
Ángulo de rotación β	Rotación sobre eje Y	0	[°]
Ángulo de opion γ	Roatción sobre gravitación	0	[°]

El cálculo resultante basa en las condiciones siguientes:

- En la importación de datos desde el programa de cálculo "Sistemas de raíles", la masa y la fricción de los elementos de guiado se consideran despreciables y no se han considerado.
- Las fuerzas radiales y excéntricas que afectan al husillo deben ser evitadas, puesto que afectan la vida y la función negativamente. Por lo tanto el empleo de elementos de guiado es necesario para todas las aplicaciones.
- Los momentos de la fricción del conjunto husillo tuerca, que son ajustados con el par de accionamiento necesario, son valores medios. Es decir, en ocasiones es necesario considerar pares de accionamiento más elevados.

- Cargas en el conjunto husillo tuerca debidas a la flexión del husillo no son consideradas.
- La influencia de los factores de la suciedad, de la temperatura y de la oscilación no se consideran.
- Se considera la precarga del conjunto husillo tuerca en la carga total
- En el caso de soportar el husillo en los dos extremos con cojinetes fijos, no se consideran las fuerzas de tracción y compresión debidas a la dilatación.
- Para la selección de un husillo accionado: La inercia de masas de los extremos mecanizados de los husillos se consideran despreciables y no son considerados en el cálculo.

Masas

Se pueden incorporar hasta 9 masas en programa. En el caso de que en el cálculo de la aplicación se contemplen menos masas no es necesario rellenar el resto de las celdas

	Designación de la masa	Masa [kg]
Masa 1		100.000
Masa 2		
Masa 3		
Masa 4		
Masa 5		
Masa 6		
Masa 7		
Masa 8		
Masa 9		
	Peso muerto movido por el husillo	0.58

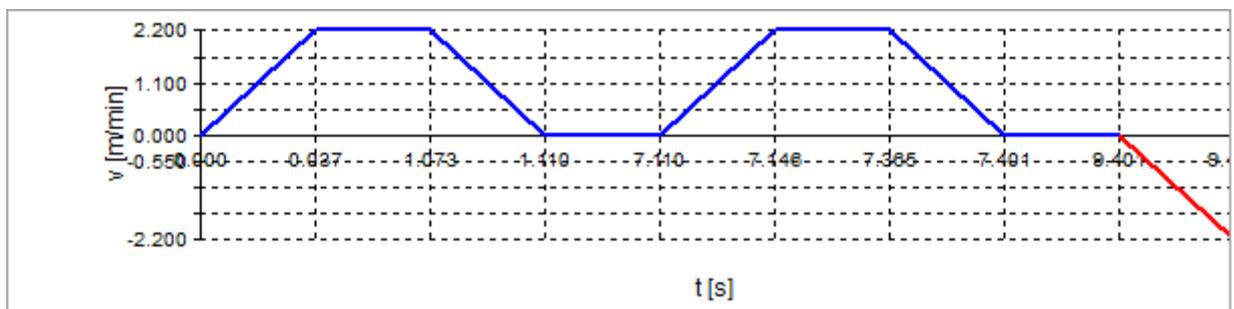
Fuerzas

Se pueden incorporar hasta 9 fuerzas en programa. En el caso de que en el cálculo de la aplicación se contemplen menos fuerzas no es necesario rellenar el resto de las celdas

	Designación de fuerza	Fuerza F_x
		[N]
Fuerza 1	Fuerzas corte	-240

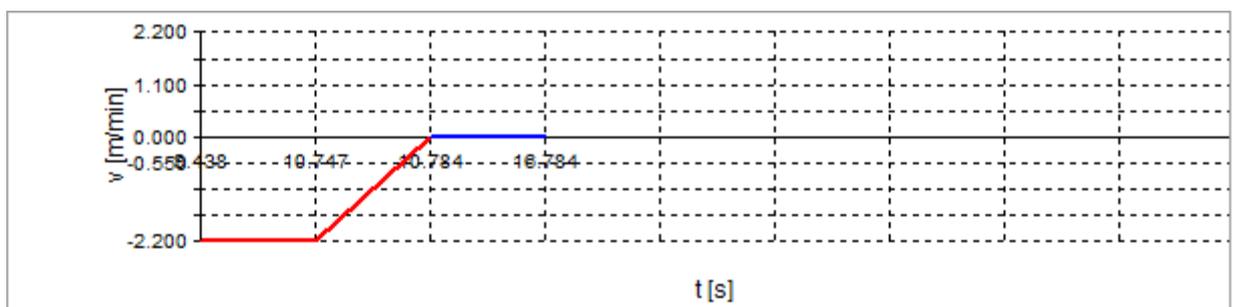
Dinámica (fase 1 - fase 9)

Sección		T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
Carreras	[mm]	1	38	1	0	1	8	1	0	-1
v	[m/min]	2.200	2.200	0.000	0.000	2.200	2.200	0.000	0.000	-2.200
n	[1/min]	440	440	0	0	440	440	0	0	-440
a	[m/s]	1.000	0.000	-1.000	0.000	1.000	0.000	-1.000	0.000	-1.000
Tiempo	[s]	0.037	1.036	0.037	6.000	0.037	0.218	0.037	2.000	0.037
q _i	[%]	0.69	38.76	0.69	0.00	0.69	8.16	0.69	0.00	0.69
q _e	[%]	0.22	6.17	0.22	35.75	0.22	1.30	0.22	11.92	0.22



Dinámica (fase 10 - fase 18)

Sección		T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17	T18
Carreras	[mm]	-48	-1	0						
v	[m/min]	-2.200	0.000	0.000						
n	[1/min]	-440	0	0						
a	[m/s]	0.000	1.000	0.000						
Zeit	[s]	1.309	0.037	6.000						
q _i	[%]	48.96	0.69	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
q _e	[%]	7.80	0.22	35.75	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00



Sistema de tuerca seleccionado	Símbolo	Valor	Unidad
Tipo de husillo		BSA estándar	
Tipo de husillo a bolas-Tuerca		ZEV-E-S	
Dirección de la rotación		R	
Referencia del conjunto husillo*		R2542 300 05	
Clase de precarga		C0	
Fuerza de precarga de la tuerca	$F_{prec.}$	0	[N]
Factor de operación seleccionado	k_f	1.0	
Diámetro del husillo seleccionado	D_0	32.0	[mm]
Diámetro menor del husillo	D_2	28.4	[mm]
Paso del husillo	P	5.0	[mm]
Diámetro de la bola	D_w	3.5	[mm]
Número de hileras de bolas en carga x número de roscas del husillo en carga	l	5x1	
capacidad dinámica de carga	C	26400	[N]
capacidad estática de carga	C_0	50600	[N]
espec. momento de la inercia del husillo	J_{Huso}	0.000605	[kgm ² /m]
Par de accionamiento total del husillo*		0.3	[Nm]
velocidad máxima permitida**	$v_{máx,per}$	0.3	[m/s]
Reducción de carga	f_s	0.7	

*Ejecución según el estándar con respecto al conjunto de juntas y las condiciones de lubricación:

**debido al valor del coeficiente de revoluciones $d_0 \cdot n$; En el caso de seleccionar una tuerca accionada FAR se considera también la velocidad de giro máxima del cojinete de rotación:

Resultados calculados

Parámetro dinámico

velocidad máxima	v_{max}		[m/min]
número máximo de revoluciones	n_{max}	440	[min ⁻¹]
velocidad media de las fases	v_m	0.350	[m/min]

número medio de revoluciones		n_m	70	[min ⁻¹]
aceleración máxima		a_{max}		[m/s ²]
Duración cíclica del árbol			16.6	[%]
Carga máxima en las fases				
carga máxima	en fase T4	F_{max}	240	[N]
factor de seguridad estático		$C_{0,red}/F_{max}$	210.8	
factor de seguridad dinámico		C_{red}/F_{max}	110.0	
momento máximo	en fase T7	M_{max}	0.5	[Nm]
Velocidad crítica y carga axial admisible				
Factor (velocidad crítica)		f_{nk}	27.4	
Velocidad de funcionamiento permitida (0,8 de n_k)*		n_{kper}	276679	[min ⁻¹]
Factor (Pandeo)		f_{Fk}	40.6	
Carga axial permitida(0,5 de F_k)		F_{kper}	9899322	[N]

Rigidez mínima del husillo sin accesorios adicionales, e.g. cojinetes de rotación

Rigidez de la tuerca	R_{Tuerca}	0.0	[N/μm]
Rigidez del husillo	$R_{Husillo}$	3833.0	[N/μm]
Rigidez del husillo sin componentes adicionales*	$R_{Conjunto\ de\ husillo}$	0.0	[N/μm]

*Considere por favor la rigidez del husillo con componentes adicionales: Debido a la flexibilidad de los componentes adicionales del husillo(e.g. cojinetes de rotación), la rigidez total del accionamiento se verá reducida.

Carga dinámica equivalente total sobre el conjunto husillo tuerca

Carga total dinámico F_q [N]	C_{red}	Relación de carga C_{red}/F_q
106	26400	174.8

Vida de servicio nominal de la tuerca

Vida teórica*		
L_{10} [km]	$L_{h,10}$ [h]	L_{10} [Revoluciones]
2.67e+007	1.27e+009	5.34e+012

Si la condición de seguridad del husillo ha sido excedida no se indica la duración de vida

Notas especiales para el conjunto husillo

- ¡Carrera corta! Se redujo la capacidad de carga. Por favor considere las instrucciones de lubricación del catálogo.

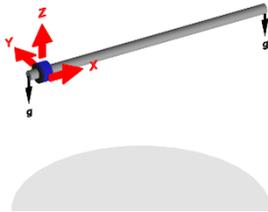
Recomendaciones de construcción / Por favor chequee los valores

- Los mecanismos en términos de seguridad necesarios para la aplicación no se contemplan en el cálculo. Deben ser instalados antes del start-up de la operación por el usuario y ser examinados para la función.
- Para usos críticos en aplicaciones verticales recomendamos la instalación de las tuercas de seguridad. Por favor consultar .
- Las tuercas de husillo no son autobloqueantes. En aplicaciones verticales es necesario especificar el motor con el freno de retención adecuado
- C_0/F_{max} -valores (Por favor considerar los valores específicos de seguridad)
- Examine por favor la tensión máxima y el número máximo de revoluciones de los cojinetes de rotación utilizados
- Examine por favor la tensión máxima en cada extremo de husillo separadamente
- Si el husillo es construido por más de una pieza, es necesario examinar las piezas separadamente para determinar si la unión permite transferir el par de accionamiento.
- En procesos dinámicos exigentes el conjunto husillo tuerca no debiera convertirse en libre de precarga.
- Por favor examinar la máxima carrera disponible.
- En carreras cortas (Movimiento = < Longitud total de la tuerca) requisitos especiales de lubricación
- Por favor examine si posible la carrera máxima con la longitud de husillo útil seleccionada y considere la carrera no utilizable (Exceso de carrera).
- Considere la velocidad y/o la aceleración máxima permitida
- Por favor considere las recomendaciones en el catálogo, entre otros los puntos siguientes: Carreras cortas (Movimiento = < Longitud total de la tuerca), longitud máxima del husillo, ajuste de montaje, lubricación, máxima carga y fuerza, carrera máxima, máxima temperatura permitida etc. . En caso de no seguir las recomendaciones y se produzcan cargos adicionales, éstas no serán consideradas en el cálculo.

Pedimos que usted examine los parámetros usados en el cómputo cuidadosamente. Si se desvían éstos de los parámetros de su construcción, un nuevo cómputo es compellingly necesario. Por sus esfuerzos le agradecemos absolutamente cordialmente. Con preguntas estamos a usted alegre en la disposición.

Evaluaciones/añadidos

Cargas para la tuerca/husillo Par de accionamiento calculado M_{Mutter}^* en las fases individuales



En el cálculo del programa se puede incorporar hasta 18 fases. Si la aplicación requiere de menor nº de fases, no introducir datos en los campos innecesarios

Phase	$F_{total,x}$ [N]	$F_{prec.}$ [N]	Total [N]	M_{Tuerca} [Nm]	$n_{Tuerca/madre}$ [1/m]
T1	-101	No	101.0	0.5	440
T2	0.0	No	0.0	0.3	440
T3	101.0	No	101.0	0.5	0
T4	-240	No	240.0	0.5	0
T5	-101	No	101.0	0.5	440
T6	-240	No	240.0	0.5	440
T7	-139	No	139.0	0.5	0
T8	0.0	No	0.0	0.3	0
T9	101.0	No	101.0	0.5	-440
T10	0.0	No	0.0	0.3	-440
T11	-101	No	101.0	0.5	0
T12	0.0	No	0.0	0.3	0
T13					
T14					
T15					
T16					
T17					
T18					

$F_{total,x}$ [N] Carga axial total externa (masas, aceleración, reposo y las fuerzas de proceso) sobre husillo - tuerca

$F_{prec.}$ [N]. Información si el husillo - tuerca permanece recargado

Total [N] Carga total sobre el husillo - tuerca con la consideración de precarga

M_{Tuerca} [Nm] Par total de accionamiento calculado sobre el husillo en la fase respectiva - para simplificar se ajusta un par de accionamiento en cada fase para calcular el par total M_{Tuerca} (sin par de salida). Además se parte del supuesto de que los momentos individuales debidos fuerzas externas, las debidas a la fricción y las debidas a la inercia de los elementos giratorios, son siempre independientes de la dirección

$n_{Tuerca/madre}$ [1/min] Número de las revoluciones del husillo en el final de cada fase

η

Eficiencia del husillo (aproximadamente. 0,9); PLSA (aproximadamente. 0,8)

Anexo 6. Husillo en z

Programa de cálculo LMD de husillos

Ciente	Ingeniero de diseño
Contacto	Contacto
Designación del proyecto	Representante responsable
Datos para cálculo 18.01.16 Referencia del conjunto husillo R1512 740 12	

Cojinete del eje del husillo

Tipo de montaje: fijo - fijo

*** Image Error! ***

Dimensiones del sistema	Símbolo	Valor	Unidad
Distancia entre centros de cojinetes	L_1	800	[mm]
lado alojamiento1: Longitud no utilizable del husillo	L_{S1}	5	[mm]

Posición inicial de la tuerca durante el movimiento	Δx	5	[mm]
lado cojinete 2: Longitud no utilizable del husillo*	L_{s2}	5	[mm]

*El Longitud no utilizable del husillo es debido a e.g. es. Cojinete de rotación, extremo mecanizado o carrera de seguridad rotación, la forma del extremo del huso y las causas del desbordamiento.

Cálculo de la aplicación sinsoporte de husillo Rexroth

No se consideran soportes de husillo en el cálculo de la aplicación. Aunque para esta aplicación no es necesario soporte para los husillos, de informamos brevemente sobre los soportes de husillo Rexroth en la unidad AGK. Con dicho innovador sistema (también disponible con reenvío y motor) se pueden obtener elevados avances también para largas carreras en aplicaciones horizontales

Condición para el soporte de husillo Rexroth (SPU):

- Posición horizontal de montaje e instalación

Ventajas del soporte de husillo Rexroth:

- Elevada velocidad para largas carreras
- Solución económica por diseño compacto y/o coste de fabricación, montaje fácil de la unidad de accionamiento mecánico y eléctrico

En caso de consulta no dude en contactarnos

Telefono: +49 9721 937 0

Fax: +49 9721 937 288

email: DC-IASPF5.Gruppenbriefkasten@de.bosch.com

Sisituación del husillo

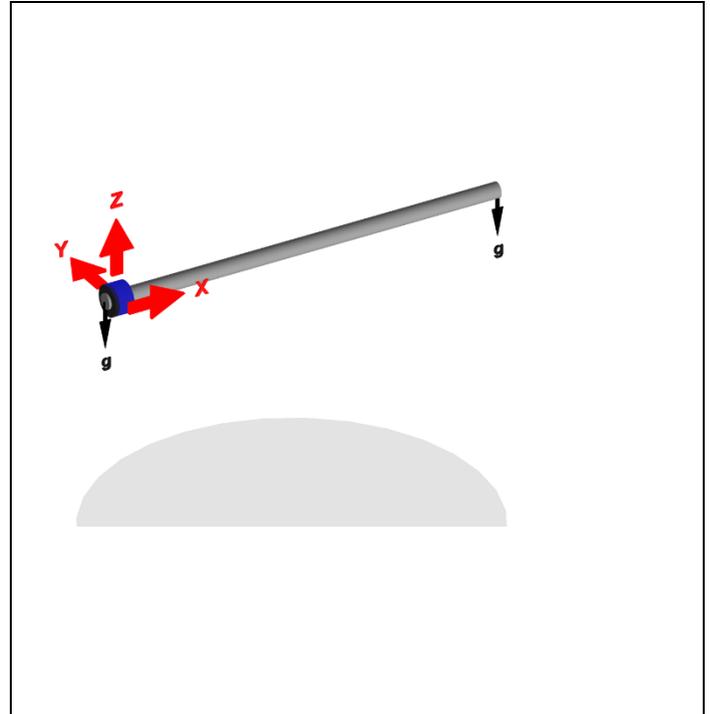
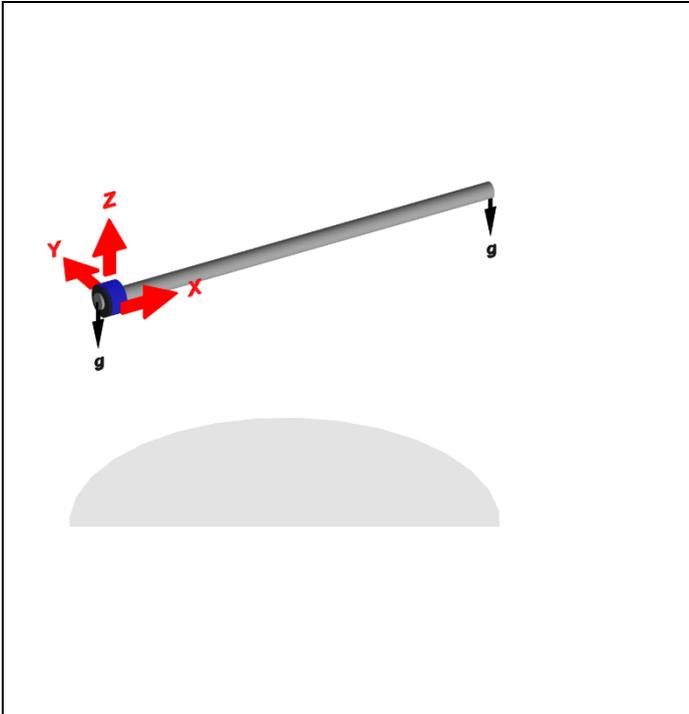
Posición inicial del husillo
previa entrada del dato del
ángulo

Ángulo de giro introducid



Posición de montaje del
husillo después de la entrada
del ángulo

El husillo se hace girar con el siguiente ángulo respecto a la posición inicial.



Ángulo		Valor	Unidad
Ángulo de rotación α	Rotación sobre eje X	0	[°]
Ángulo de rotación β	Rotación sobre eje Y	0	[°]
Ángulo de inclinación γ	Rotación sobre gravitación	0	[°]

El cálculo resultante basa en las condiciones siguientes:

- En la importación de datos desde el programa de cálculo "Sistemas de raíles", la masa y la fricción de los elementos de guiado se consideran despreciables y no se han considerado.
- Las fuerzas radiales y excéntricas que afectan al husillo deben ser evitadas, puesto que afectan la vida y la función negativamente. Por lo tanto el empleo de elementos de guiado es necesario para todas las aplicaciones.
- Los momentos de la fricción del conjunto husillo tuerca, que son ajustados con el par de accionamiento necesario, son valores medios. Es decir, en ocasiones es necesario considerar pares de accionamiento más elevados.
- Cargas en el conjunto husillo tuerca debidas a la flexión del husillo no son consideradas.
- La influencia de los factores de la suciedad, de la temperatura y de la oscilación no se consideran.

- Se considera la precarga del conjunto husillo tuerca en la carga total
- En el caso de soportar el husillo en los dos extremos con cojinetes fijos, no se consideran las fuerzas de tracción y compresión debidas a la dilatación.
- Para la selección de un husillo accionado: La inercia de masas de los extremos mecanizados de los husillos se consideran despreciables y no son considerados en el cálculo.

Masas

Se pueden incorporar hasta 9 masas en programa. En el caso de que en el cálculo de la aplicación se contemplen menos masas no es necesario rellenar el resto de las celdas

	Designación de la masa	Masa [kg]
Masa 1	Motor	100.000
Masa 2	Mesa	20.000
	Peso muerto movido por el husillo	2.23

Fuerzas

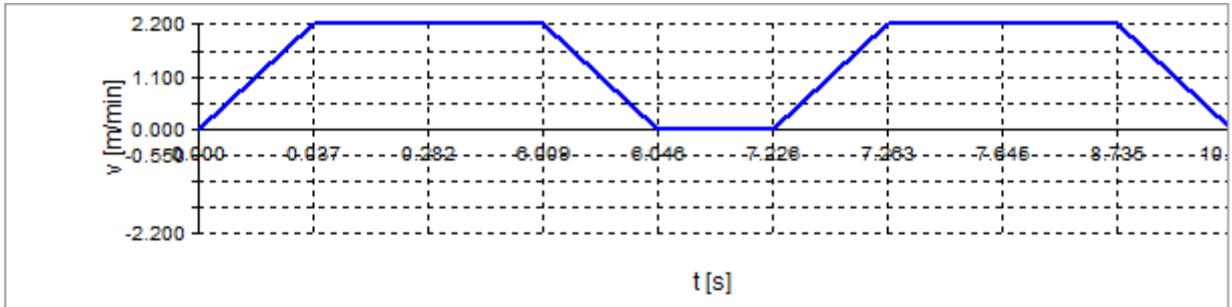
Se pueden incorporar hasta 9 fuerzas en programa. En el caso de que en el cálculo de la aplicación se contemplen menos fuerzas no es necesario rellenar el resto de las celdas

	Designación de fuerza	Fuerza F_x
		[N]
Fuerza 1	Fuerza Corte Z eje	-60
Fuerza 2	Fuerza Corte X eje	0
Fuerza 3	Fuerza Corte Y eje	0
Fuerza 4	Fuerza Rozamiento Eje -Z	-10
Fuerza 5	Fuerza Rozamiento Eje +Z	10
Fuerza 6		0
Fuerza 7		0
Fuerza 8		0
Fuerza 9		0
Fuerza 10		0
Fuerza 11		0
Fuerza 12		0

Dinámica (fase 1 - fase 9)

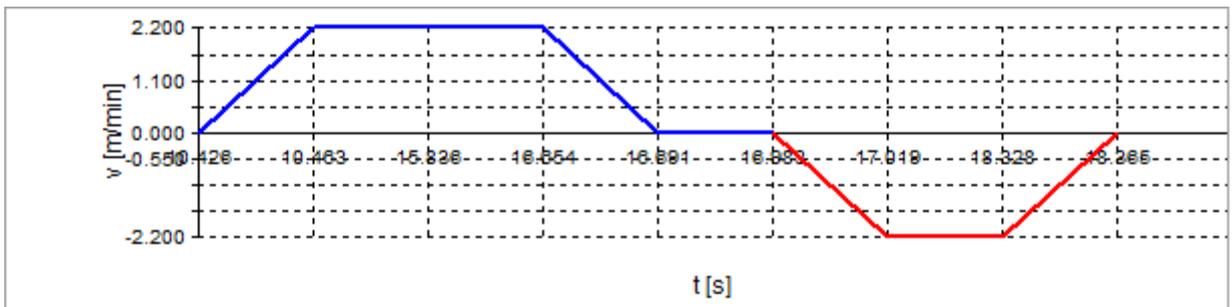
Sección		T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
Carreras	[mm]	1	9	210	1	0	1	14	40	31
v	[m/min]	2.200	2.200	2.200	0.000	0.000	2.200	2.200	2.200	0.000
n	[1/min]	220	220	220	0	0	220	220	220	0
a	[m/s]	1.000	0.000	0.000	-1.000	0.000	1.000	0.000	0.000	-0.022

Tiempo	[s]	0.037	0.245	5.727	0.037	1.180	0.037	0.382	1.091	1.691
q ₁	[%]	0.12	1.54	35.98	0.12	0.00	0.12	2.40	6.85	5.31
q ₂	[%]	0.20	1.34	31.19	0.20	6.43	0.20	2.08	5.94	9.21



Dinámica (fase 10 - fase 18)

Sección		T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17	T18
Carreras	[mm]	1	197	30	1	0	-1	-48	-1	
v	[m/min]	2.200	2.200	2.200	0.000	0.000	-2.200	-2.200	0.000	
n	[1/min]	220	220	220	0	0	-220	-220	0	
a	[m/s]	1.000	0.000	0.000	-1.000	0.000	-1.000	0.000	1.000	
Zeit	[s]	0.037	5.373	0.818	0.037	0.292	0.037	1.309	0.037	
q ₁	[%]	0.12	33.75	5.14	0.12	0.00	0.12	8.22	0.12	0.00
q ₂	[%]	0.20	29.26	4.46	0.20	1.59	0.20	7.13	0.20	0.00



Sistema de tuerca seleccionado

Símbolo

Valor

Unidad

Tipo de husillo

BSA estándar

Tipo de husillo a bolas-Tuerca

ZEM-E-S

Dirección de la rotación

R

Referencia del conjunto husillo*

R1512 740 12

Clase de precarga

C3

Fuerza de precarga de la tuerca	$F_{prec.}$	2168	[N]
Factor de operación seleccionado	k_f	1.0	
Diámetro del husillo seleccionado	D_0	80.0	[mm]
Diámetro menor del husillo	D_2	73.3	[mm]
Paso del husillo	P	10.0	[mm]
Diámetro de la bola	D_w	6.5	[mm]
Número de hileras de bolas en carga x numero de roscas del husillo en carga	l	6x1	
capacidad dinámica de carga	C	108400	[N]
capacidad estática de carga	C_0	291700	[N]
espec. momento de la inercia del husillo	J_{Huso}	0.025686	[kgm ² /m]
Par de accionamiento total del husillo*		3.1	[Nm]
velocidad máxima permitida**	$v_{m\acute{a}x,per}$	0.3	[m/s]
Reducción de carga	f_s	1	

*Ejecución según el estándar con respecto al conjunto de juntas y las condiciones de lubricación:

**debido al valor del coeficiente de revoluciones $d_0 \cdot n$; En el caso de seleccionar una tuerca accionada FAR se considera también la velocidad de giro máxima del cojinete de rotación:

Resultados calculados

Parámetro dinámico

velocidad máxima	v_{max}	2.200	[m/min]
número máximo de revoluciones	n_{max}	220	[min ⁻¹]
velocidad media de las fases	v_m	1.907	[m/min]
número medio de revoluciones	n_m	191	[min ⁻¹]
aceleración máxima	a_{max}	1.0	[m/s ²]
Duración cíclica del árbol		92.0	[%]

Carga máxima en las fases

carga máxima	en fase T10	F_{max}	2271	[N]
--------------	-------------	-----------	------	-----

factor de seguridad estático		C_0/F_{max}	128.5	
factor de seguridad dinámico		C/F_{max}	47.7	
momento máximo	en fase T10	M_{max}	16.4	[Nm]
Velocidad crítica y carga axial admisible				
Factor (velocidad crítica)		f_{nk}	27.4	
Velocidad de funcionamiento permitida (0,8 de n_k)*		n_{kper}	28375	[min ⁻¹]
Factor (Pandeo)		f_{Fk}	40.6	
Carga axial permitida(0,5 de F_k)		F_{kper}	10349013	[N]

*Dos cojinetes de rotación en el lado flotante, es decir. ¡para el cálculo del número de revoluciones críticas el tipo de cojinete aceptado es fijo-fijo! Por favor que se cumpla dicha condición. ¡Si no la velocidad de funcionamiento permitida debe ser reducida!

Rigidez mínima del husillo sin accesorios adicionales, e.g. cojinetes de rotación

Rigidez de la tuerca		R_{Tuerca}	1240.0	[N/μm]
Rigidez del husillo		$R_{Husillo}$	4688.4	[N/μm]
Rigidez del husillo sin componentes adicionales*		$R_{Conjunto\ de\ husillo}$	980.6	[N/μm]

*Considere por favor la rigidez del husillo con componentes adicionales: Debido a la flexibilidad de los componentes adicionales del husillo(e.g. cojinetes de rotación), la rigidez total del accionamiento se verá reducida.

Carga dinámica equivalente total sobre el conjunto husillo tuerca

Carga total dinámico F_q [N]	C[N]	Relación de carga C/F_q
2200	108400	49.3

Vida de servicio nominal de la tuerca

Vida teórica*		
L_{10} [km]	$L_{h,10}$ [h]	L_{10} [Revoluciones]
1.20e+006	1.05e+007	1.20e+011

Si la condición de seguridad del husillo ha sido excedida no se indica la duración de vida

Notas especiales para el conjunto husillo

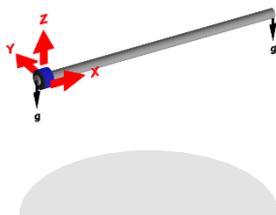
Recomendaciones de construcción / Por favor chequee los valores

- Los mecanismos en términos de seguridad necesarios para la aplicación no se contemplan en el cálculo. Deben ser instalados antes del start-up de la operación por el usuario y ser examinados para la función.
- Para usos críticos en aplicaciones verticales recomendamos la instalación de las tuercas de seguridad. Por favor consultar .
- Las tuercas de husillo no son autobloqueantes. En aplicaciones verticales es necesario especificar el motor con el freno de retención adecuado
- C_0/F_{max} -valores (Por favor considerar los valores específicos de seguridad)
- Examine por favor la tensión máxima y el número máximo de revoluciones de los cojinetes de rotación utilizados
- Examine por favor la tensión máxima en cada extremo de husillo separadamente
- Si el husillo es construido por más de una pieza, es necesario examinar las piezas separadamente para determinar si la unión permite transferir el par de accionamiento.
- En procesos dinámicos exigentes el conjunto husillo tuerca no debiera convertirse en libre de precarga.
- Por favor examinar la máxima carrera disponible.
- En carreras cortas (Movimiento = < Longitud total de la tuerca) requisitos especiales de lubricación
- Por favor examine si posible la carrera máxima con la longitud de husillo útil seleccionada y considere la carrera no utilizable (Exceso de carrera).
- Considere la velocidad y/o la aceleración máxima permitida
- Por favor considere las recomendaciones en el catálogo, entre otros los puntos siguientes: Carreras cortas (Movimiento =< Longitud total de la tuerca), longitud máxima del husillo, ajuste de montaje, lubricación, máxima carga y fuerza, carrera máxima, máxima temperatura permitida etc. . En caso de no seguir las recomendaciones y se produzcan cargos adicionales, éstas no serán consideradas en el cálculo.

Pedimos que usted examine los parámetros usados en el cómputo cuidadosamente. Si se desvían éstos de los parámetros de su construcción, un nuevo cómputo es compellingly necesario. Por sus esfuerzos le agradecemos absolutamente cordialmente. Con preguntas estamos a usted alegre en la disposición.

Evaluaciones/añadidos

Cargas para la tuerca/husillo Par de accionamiento calculado M_{Mutter}^* en las fases individuales



En el cálculo del programa se puede incorporar hasta 18 fases. Si la aplicación requiere de menor nº de fases, no introducir datos en los campos innecesarios

Phase	$F_{total,x}$ [N]	$F_{prec.}$ [N]	Total [N]	M_{Tuerca} [Nm]	$n_{Tuerca/madre}$ [1/m]
T1	-132	Sí	2239.0	16.3	220
T2	-10	Sí	2173.0	3.1	220
T3	-70	Sí	2205.0	3.3	220
T4	52.0	Sí	2196.0	16.1	0
T5	0.0	Sí	2168.0	3.1	0
T6	-132	Sí	2239.0	16.3	220
T7	-10	Sí	2173.0	3.1	220
T8	-70	Sí	2205.0	3.3	220
T9	-67	Sí	2204.0	3.5	0
T10	-192	Sí	2271.0	16.4	220
T11	-70	Sí	2205.0	3.3	220
T12	-10	Sí	2173.0	3.1	220
T13	112.0	Sí	2228.0	16.2	0
T14	0.0	Sí	2168.0	3.1	0
T15	132.0	Sí	2239.0	16.3	-220
T16	10.0	Sí	2173.0	3.1	-220
T17	-112	Sí	2228.0	16.2	0
T18					

$F_{total,x}$ [N] Carga axial total externa (masas, aceleración, reposo y las fuerzas de proceso) sobre husillo - tuerca

$F_{prec.}$ [N]. Información si el husillo - tuerca permanece recargado

Total [N] Carga total sobre el husillo - tuerca con la consideración de precarga

M_{Tuerca} [Nm] Par total de accionamiento calculado sobre el husillo en la fase respectiva - para simplificar se ajusta un par de accionamiento en cada fase para calcular el par total M_{Tuerca} (sin par de salida). Además se parte del supuesto de que los momentos individuales debidos a fuerzas externas, las debidas a la fricción y las debidas a la inercia de los elementos giratorios, son siempre independientes de la dirección

$n_{Tuerca/madre}$ [1/min] Número de las revoluciones del husillo en el final de cada fase

η Eficiencia del husillo (aproximadamente. 0,9); PLSA (aproximadamente. 0,8)