

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES

Grado en ingeniería en Tecnologías Industriales



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

“Diseño mecánico y control de un reductor de velocidad para séptimo eje en aplicación robótica para mecanizado”

TRABAJO DE FIN DE GRADO

Autor:

Francisco Gómez Piqueras

Tutor:

Ana María Pedrosa Sánchez

Valencia, 2015

Resumen

El objetivo de este trabajo, radica en el diseño, montaje y control de un reductor de velocidad para ser utilizado como eje externo (séptimo eje) en una aplicación robótica para mecanizado de poliestireno.

La aplicación práctica de este dispositivo se basa en poder girar las piezas de poliestireno garantizando una gran precisión de posicionado y poder así realizar un mecanizado en 360° para cumplir las especificaciones del cliente.

Al partir de una aplicación real, en funcionamiento, el trabajo comienza con una primera parte donde se realizan los cálculos mecánicos de la etapa de reducción epicicloidal, así como de la vida de los rodamientos para comprobar que trabajamos con un factor de seguridad adecuado y la reducción de velocidades que se produce.

Las dimensiones geométricas y características resistentes de los materiales se han obtenido empíricamente mediante ensayos y mediciones sobre los componentes reales.

En una segunda parte, se aborda la parte de control del mecanismo, que está trabajando como un eje adicional del robot KUKA KR 150, que es la máquina principal de la instalación. El reductor de velocidad que aquí se estudia, está servocontrolado desde el robot, lo que permite una correcta sincronización entre los movimientos del robot generados a través del software CAM elegido y el posicionamiento de las piezas de trabajo.

Índice

| | |
|---|----|
| 1. Memoria..... | 1 |
| 1.1 Antecedentes y justificación..... | 1 |
| 1.2 Descripción de la instalación..... | 2 |
| 2. Cálculo mecánico de la primera etapa de reducción..... | 3 |
| 2.1 Mediciones y datos de partida..... | 3 |
| 2.2 Modelado 3D de los componentes del reductor..... | 6 |
| 2.3 Cálculo de engranajes..... | 8 |
| 3. Cálculo de la etapa cicloide..... | 17 |
| 3.1 Cálculo de la Tensión de Hertz en levas..... | 17 |
| 3.2 Cálculo de vida de rodamientos de rodillos cónicos..... | 19 |
| 3.3 Descripción de la etapa cicloide..... | 22 |
| 4. Cálculo de solicitaciones en la estructura..... | 26 |
| 5. Sistema de control..... | 32 |
| 5.1 Conexión del eje externo..... | 32 |
| 5.2 Cableado del eje externo..... | 35 |
| 5.3 Configuración del eje externo..... | 37 |
| 5.4 Calibración de ejes KUKA..... | 39 |
| 5.5 Calibración del eje externo..... | 42 |
| 5.6 Parametrización de la instalación en el software CAM..... | 42 |
| 6. Presupuesto..... | 45 |
| 7. Conclusiones..... | 52 |
| 8. Bibliografía..... | 55 |
| 9. Anexo I: Planos | |

1. Memoria

1.1 Antecedentes y justificación

El presente trabajo está basado en una instalación robótica que por requerimientos de uso ha tenido que ser modificada. Dicha modificación consiste en la instalación de un eje externo (séptimo eje) para la manipulación y posicionado de piezas para mecanizar con el robot. El objetivo de este trabajo es determinar si las condiciones de funcionamiento son adecuadas. Para la construcción del eje externo, se emplean un servomotor y un reductor de velocidad del eje 3 de un robot usado KUKA, que ha sido utilizado para despiece y recambios. A partir de estos componentes se construye el eje externo que aquí se detalla.

Por disponibilidad de componentes, se utilizan estos a sabiendas de que el conjunto estará sobredimensionado, lo cual se comprobará al calcular el factor de seguridad en los distintos componentes.

El enfoque que se le ha querido dar a este trabajo es el de analizar las condiciones de trabajo de una instalación real, que funciona y cumple el cometido que se le exige, por considerar que este hecho añade interés al conjunto y le dota de un componente práctico y realista.

1.2 Descripción de la instalación

El eje externo que aquí se analiza, forma parte de una instalación de mecanizado formada por un robot KUKA KR 150 de 6 ejes, una bancada de trabajo y el propio reductor de velocidad o eje externo que es el encargado de girar y posicionar las piezas de trabajo.

Al robot se acopla un cabezal de mecanizado de alta frecuencia de la marca italiana Elte de 3,3 kW de potencia y velocidad de giro 18.000 rpm, controlado por un variador. En dicho cabezal se montan fresas de mecanizado. La instalación en su conjunto está preparada para trabajar con materiales relativamente blandos como puedan ser la madera, el nylon o en su mayoría diferentes tipos de poliestireno expandido.

La función principal del eje externo consiste en dotar al robot de la posibilidad de realizar mecanizados en todas las caras de la pieza de trabajo.

En la siguiente imagen se observa una visión general del conjunto de la instalación de mecanizado:

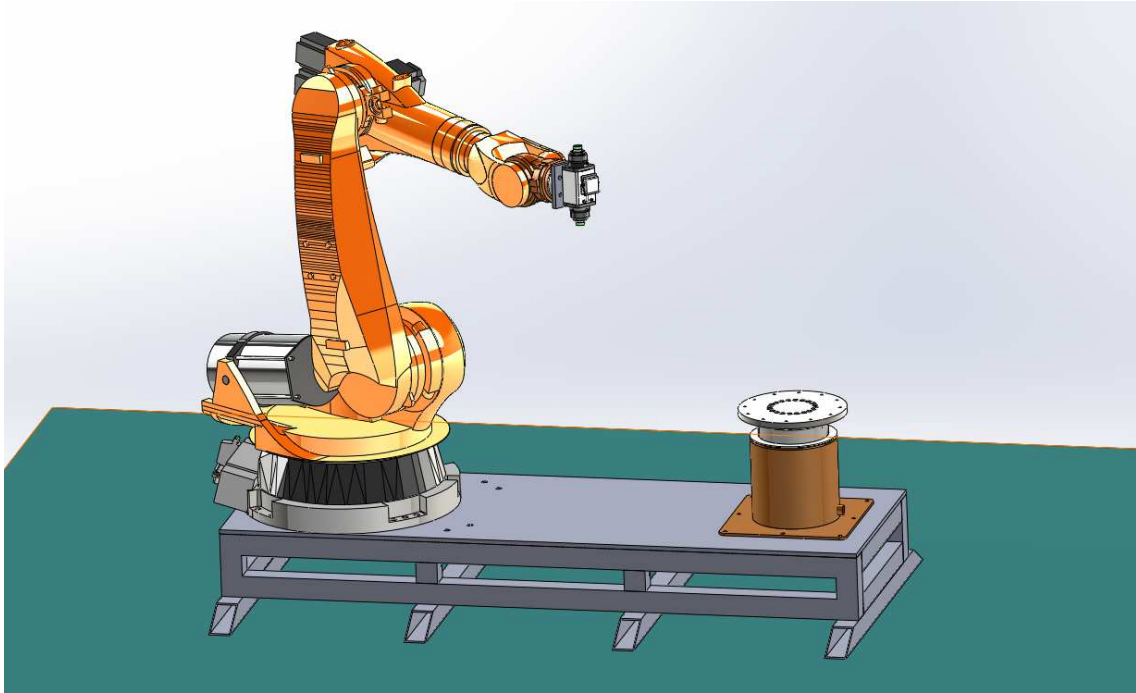


Figura 1.1. Vista general de la instalación

El presente trabajo, se centra en el diseño del eje externo, en concreto del reductor de velocidad que lleva acoplado. A este reductor se le acopla un servomotor, idéntico al que monta el robot en su eje 3. Ambos componentes se han extraído de un robot fuera de servicio. Estos se ensamblan en una base mecánica de acero estructural y sobre ellos se monta un plato giratorio, que sirve de base para el material a mecanizar, en este caso poliestireno expandido de alta densidad para la fabricación de modelos y prototipos para fundición. Ocasionalmente, está prevista la utilización de otros materiales como puedan ser madera, plásticos, etc.

En la figura 1.2 se muestra un despiece del conjunto del eje externo con todas sus partes identificadas.



Figura 1.2. Despiece del eje externo

El servomotor de este eje externo se conecta directamente al armario de control del robot y trabaja como un eje propio. Desde el robot se puede controlar la posición angular exacta del eje externo (parámetro crítico para el proceso de mecanizado) así como su velocidad de giro (no crítico) a través del resolver del servo y la tarjeta Resolver Digital Wandling (RDW).

Una vez tenemos el conjunto de la instalación funcionando como un robot de 7 ejes (los seis propios más el eje externo), se procede a su parametrización en un programa de CAM (Sprutcam en el caso que nos ocupa) y se puede comenzar a generar trayectorias de mecanizado que más tarde serán postprocesadas para convertir al lenguaje del robot y que estas puedan ser ejecutadas por el mismo.

2. Cálculo mecánico de la primera etapa de reducción

2.1 Mediciones y datos de partida

En este apartado se describirán los componentes del reductor de velocidad de dos etapas, que supone el componente principal del eje externo. En una primera etapa, el piñón de ataque, accionado directamente por el servomotor, se encarga de engranar con tres planetas. Cada uno de los planetas lleva montada en su eje una leva circular excéntrica, que son las encargadas de girar el cicloide respecto del anillo exterior. Estas levas son las encargadas de llevar a cabo la segunda etapa de reducción de velocidad, que será descrita más adelante. En la figura 2.1, se observa una vista de un eje con una leva y un rodamiento de rodillos cónicos.

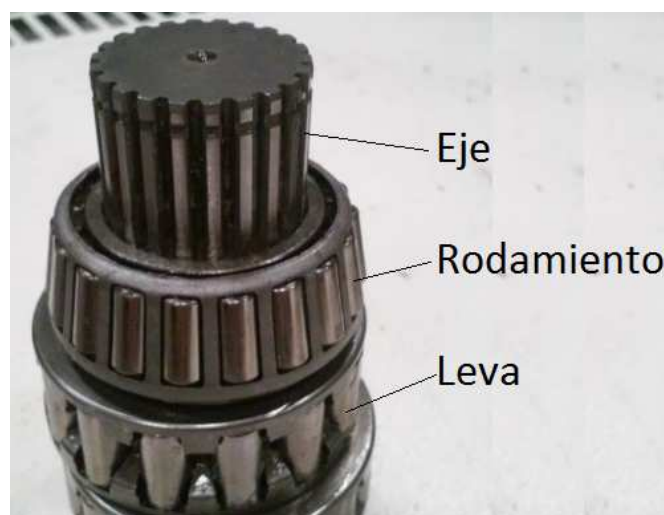


Figura 2.1. Eje con rodamiento y leva

Para poder modelar en 3D los componentes, se han tomado medidas reales de los mismos. Para ello se ha empleado un calibre digital. En concreto se ha medido el

diámetro, la altura del diente y el ancho de los planetas y el piñón. Dichas medidas han permitido obtener las características del perfil de los engranajes, datos de crucial importancia ya que determinan el procedimiento a seguir a la hora de realizar los cálculos mecánicos.

En particular, para los cálculos del coeficiente de seguridad de los engranajes, se comienza por identificar el perfil de los mismos. Se ha supuesto que son de perfil de evolvente y el uso de plantillas ha permitido la confirmación de tal hipótesis. La primera etapa está formada por un piñón de 16 dientes y 3 planetas de 47 dientes de perfil de evolvente. Además, tras tomar medidas de los mismos con la ayuda de un calibre digital se ha comprobado que las dimensiones del diente verifican el perfil de evolvente. En concreto, la circunferencia exterior de 96mm cumple con la relación dada por las ecuaciones 2.1 y 2.2.

$$D_{ext} = D_{primitivo} + m \rightarrow D_{primitivo} = 96 - 2 = 94 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

$$D_{primitivo} = m * z \rightarrow 94 \text{ mm} = 2 * 47 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Así, se da por buena la hipótesis de partida.



Figura 2.2. Medición con calibre digital

Otro parámetro que es necesario conocer para llevar a cabo la comprobación de la resistencia mecánica del conjunto, es la determinación del material con el que están contruidos los engranajes. Al no disponer de datos concretos, se opta por realizar un ensayo de dureza que permita arrojar algo de luz acerca de las propiedades constructivas de los mismos.

Para realizar el ensayo de dureza, se llevan a cabo una serie de medidas con un durómetro similar al mostrado en la figura 2.3. En las mismas, se determina que la dureza media tanto en los dientes del piñón como de los planetas es de 59,4 HRC.



Figura 2.3. Durómetro Rockwell

A partir de la medida de la dureza HRC, se ha empleado la tabla 2.1 de equivalencia entre diferentes durezas para la caracterización del material, ya que en la bibliografía consultada se utiliza usualmente la medida de dureza Vickers.

| Dureza | |
|--------|-----|
| HRC | HV |
| | |
| 52 | 550 |
| 53 | 560 |
| 54 | 580 |
| 55 | 600 |
| 56 | 620 |
| 57 | 640 |
| 58 | 655 |
| 59 | 675 |
| 60 | 698 |

Tabla 2.1. Equivalencia entre distintos ensayos de dureza (Fuente: "Heat treatment: principles and techniques" TV Rajan, CP Sharma, A Sharma - 2011)

2.2 Modelado 3D de los componentes del reductor

Para la realización del modelado 3D con Solidworks y la caracterización de los parámetros propios se parte de los componentes reales y las mediciones sobre estos.

En primer lugar se muestra el modelo 3D de los engranajes planetarios y el piñón de la primera etapa de reducción, como puede verse en las figuras 2.4 y 2.5.

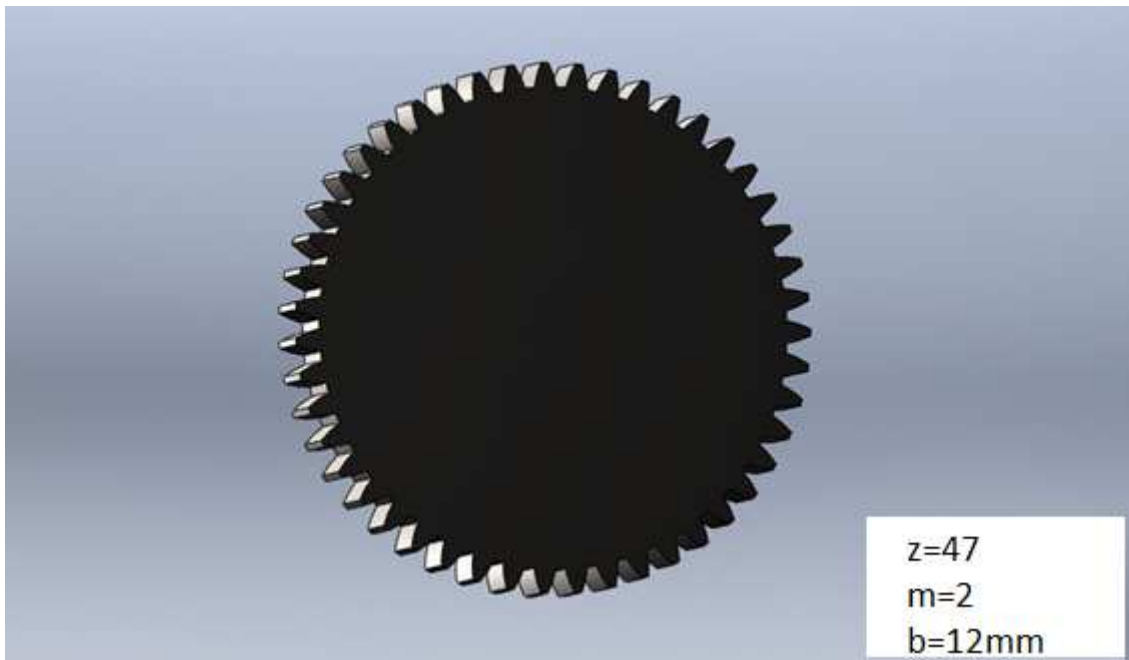


Figura 2.4. Engranaje planetario, $Z=47$, $m=2$

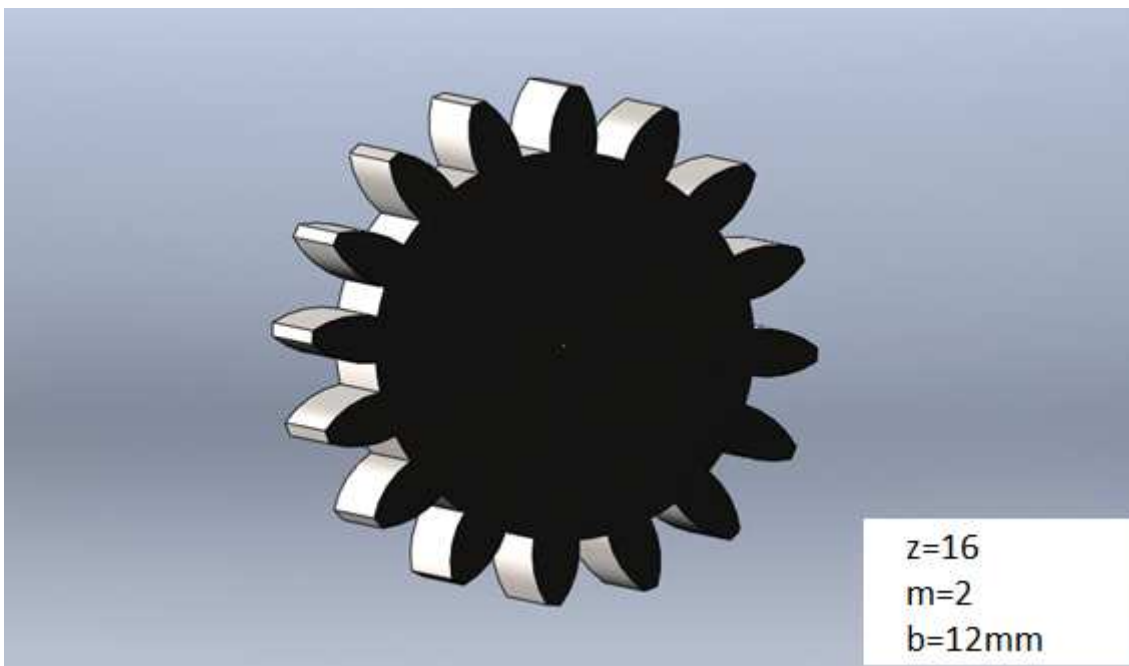


Figura 2.5. Piñón de ataque, $Z=16$, $m=2$

La forma en la que engranan los engranajes planetarios y el piñón puede verse en la figura 2.6.

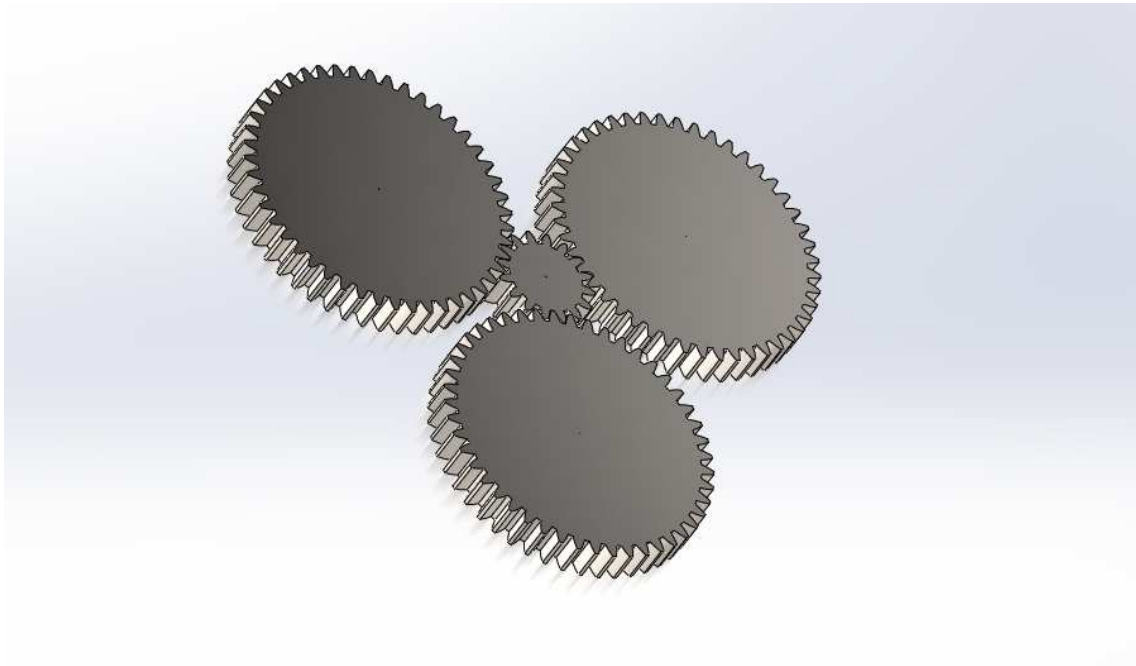


Figura 2.6. Ensamblaje piñón + planetas

En las figuras 2.7 y 2.8, respectivamente, se pueden observar los modelos de las dos partes fundamentales de la segunda etapa de reducción, el cicloide y el anillo exterior sobre el que engrana

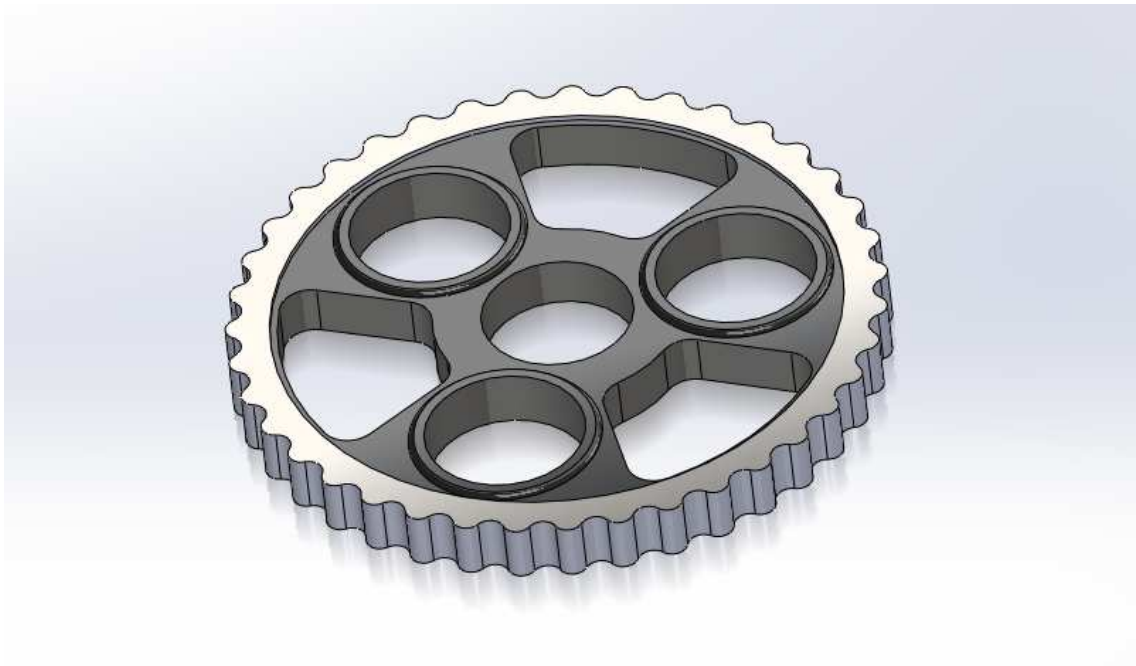


Figura 2.7. Cicloide

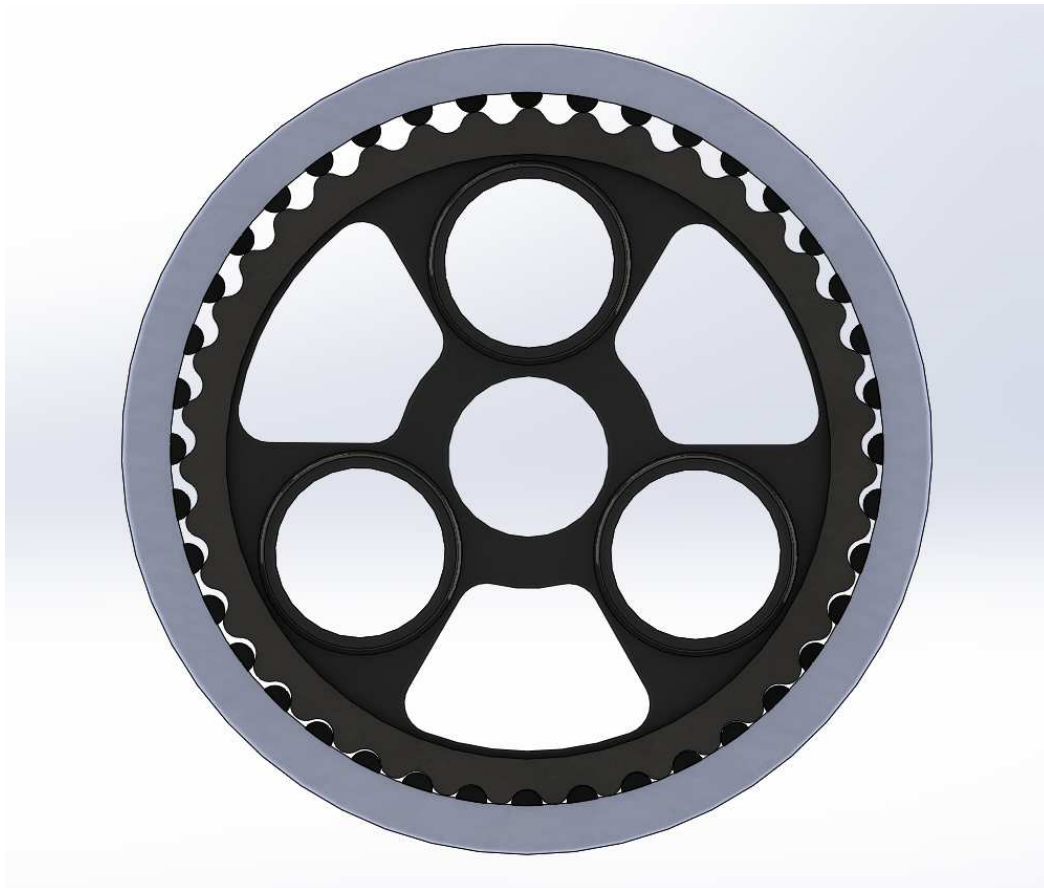


Figura 2.8. Ensamblaje cicloide + anillo exterior

2.3 Cálculo de engranajes

En este apartado se procede a cálculo del factor de seguridad de la etapa epicicloidal, tanto a fallo superficial como a flexión.

La forma de proceder usual en este tipo de cálculos comienza fijando un factor de seguridad en base a normativa o a requerimientos de proceso y definiendo la geometría de los engranajes, para finalmente determinar el ancho necesario del piñón y los planetas.

En el caso estudiado, el objetivo será calcular el factor de seguridad para las distintas sollicitaciones y analizar la idoneidad de las condiciones de trabajo.

Es decir, el problema planteado se afronta desde el punto de vista de validar las condiciones de trabajo de la máquina real y tratar de determinar si el sistema, o mejor dicho sus componentes, se encuentran sobredimensionados o por el contrario presentan deficiencias que puedan derivar en fallos y averías futuras.

Los datos de partida, que se obtuvieron en el apartado anterior de mediciones son los que se muestran en la tabla 2.2.

| | Número de dientes (z) | Diámetro primitivo (Dp) |
|----------|-----------------------|-------------------------|
| Piñón | 16 | 32mm |
| Planetas | 47 | 94mm |

Tabla 2.2. Características de los engranajes

De la placa de características del servomotor, se obtiene que:

$$P = 3770 \text{ W};$$

$$\omega_1 = 1500 \text{ rpm};$$

Del número de dientes del piñón y los planetas se verifica que no existe interferencia, como se muestra en la tabla 2.3, en la que se muestra el número máximo de dientes del planeta en función del número de dientes del piñón.

| Z1 | Z2 (máximo) |
|----|-------------|
| 13 | 16 |
| 14 | 26 |
| 15 | 45 |
| 16 | 101 |

Tabla 2.3. Condición de interferencia

En primer lugar se calculan, en base a los datos de potencia y velocidad angular, las fuerzas tangenciales y normales que se dan en los dientes:

$$P = T \cdot \omega \quad (\text{Ec. 2.3})$$

$$T = F_t \cdot r \rightarrow F_t = \frac{P}{\omega \cdot r} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

La velocidad de entrada es conocida ($\omega_1 = 1500 \text{ rpm} = 157,079 \text{ rad/s}$), por lo que aplicando Ec. 2.3 y Ec. 2.4 se obtiene:

$$F_t = 3770/3 (157.0796 \cdot 0.016) = 500.012 \text{ N} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

$$F_n = F_t / \cos 20 = 532.21 \text{ N} \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Las fuerzas actuantes sobre el diente se han representado en la figura 2.9.

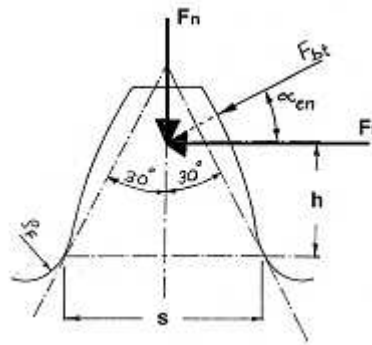


Figura 2.9. Fuerzas actuantes sobre los dientes

Nótese que para la fuerza tangencial en el diente, la resultante se ha dividido por 3, al estar repartida entre 3 planetas.

A continuación se calculan los radios de curvatura correspondientes a un ángulo de presión, $\alpha = 20$ grados:

$$\rho_1 = r_1 \cdot \sin 20 = 0.016 \cdot \sin 20 = 5.47 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

$$\rho_2 = r_2 \cdot \sin 20 = 0.047 \cdot \sin 20 = 16.07 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 2.8})$$

Fallo a por tensión superficial. Tensión de Hertz

En virtud del comportamiento elástico de los materiales que componen los engranajes, se generan fuerzas debido a las superficies de los dientes en contacto. Para cuantificar las sollicitaciones en los puntos de contacto, se calculará la Tensión de Hertz en los mismos.

Para el cálculo de la tensión de Hertz, se utiliza la siguiente expresión:

$$\sigma_{HO} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i}} \quad (\text{Ec. 2.9})$$

Dónde:

$b = 12 \text{ mm}$, medido en los engranajes

$i = Z_2 / Z_1 = 47 / 16 = 2.9375$

$F_t = 500.012$, calculada anteriormente mediante la ecuación 2.5

$d_1=0.032$ m

Cálculo de coeficientes

A la tensión calculada hay que aplicarle una serie de coeficientes. Su cálculo se detalla a continuación:

- Z_H , coeficiente geométrico:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\operatorname{sen} \alpha_t \cdot \cos \alpha_t}} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Con $\beta=0$ y $\alpha=20$, por lo que $Z_H= 2.495$ y $Z_\beta=1$

- Z_E , coeficiente elástico:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (\text{Ec. 2.11})$$

Utilizando valores recogidos en la bibliografía consultada, para acero con valores $E=2.06e05$ N/mm² y coeficiente de Poisson $\nu=0.3$, se obtiene $Z_E = 189,81$ (N/mm²)^{1/2}.

| | Módulo de Young E (N/mm ²) | Coeficiente de Poisson ν |
|-----------------------|--|------------------------------|
| Acero | 206000 | 0,3 |
| Fundición gris | 118000 | 0,26 |
| F. maleable | 173000 | 0,28 |
| F. Grafito esferoidal | 173000 | 0,28 |

Tabla 2.4 Valores característicos para Módulo de Young y coeficiente de Poisson

- Z_ε , coeficiente de conducción:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad (\text{Ec. 2.12})$$

Siendo:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cos \alpha_t} \left[\sqrt{\frac{z_1^2}{4} \sin^2 \alpha_t + y_1^2 + z_1 y_1} + \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \sin^2 \alpha_t + y_2^2 + z_2 y_2} - \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) \sin \alpha_t \right] \quad (\text{Ec. 2.13})$$

De la anterior ecuación se obtiene, $\varepsilon_\alpha = 1.6212 \rightarrow Z_\varepsilon = 0.8904$

Así, aplicando la ecuación

$$\sigma_{HO} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i}} \quad (\text{Ec. 2.14})$$

Se llega a $\rightarrow \sigma_{HO} = 562.34 \text{ N/mm}^2$

Hay que añadir también ciertos coeficientes debidos al comportamiento real de las máquinas o instalaciones donde van montados y operan normalmente:

- K_a , factor de aplicación

Este factor depende de las características de la máquina motriz/arrastrada.

| Características de la máquina motriz | Características de la máquina arrastrada | | | |
|--------------------------------------|--|-----------------|-------------------|-----------------|
| | Uniforme | Choques ligeros | Choques moderados | Choques fuertes |
| Uniforme | 1,00 | 1,25 | 1,50 | 1,75 |
| Choques ligeros | 1,10 | 1,35 | 1,60 | 1,85 |
| Choques moderados | 1,25 | 1,50 | 1,75 | 2,00 |
| Choques fuertes | 1,50 | 1,75 | 2,00 | 2,25 o mayor |

Tabla 2.5 Características de la aplicación

De la tabla 2.5, se seleccionan las características Uniforme/Uniforme.

| Características de la máquina motriz | Máquina |
|--------------------------------------|--|
| Uniforme | Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas con trabajo continuo |

| Características de la máquina arrastrada | Máquina |
|--|--|
| Uniforme | Altemador, elevadores ligeros, mecanismos de avance de máquinas herramienta, ventiladores, turbo compresores |

Tabla 2.6. Selección de características de la aplicación

Por lo que $K_a = 1$

- K_v , coeficiente dinámico

Para su cálculo, se emplea la siguiente ecuación

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{K_4 \cdot \frac{F_1}{b}} + K_2 \right) \frac{V \cdot z_1 \cdot K_3}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} \quad (\text{Ec. 2.15})$$

Donde tomamos $i = 2.9375$, $V = 2.5132 \text{ m/s}$, $k_3 = 1.93$. El valor de K_1 se obtiene de la tabla 2.7 tomando $Q_{iso} 5$, un valor usual para este tipo de elementos.

| Q_{iso} | 10 | 9 | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 |
|--------------------|------|------|------|------|------|-----|-----|-----|
| K_1 rectos | 76,6 | 52,8 | 39,1 | 26,8 | 14,9 | 7,5 | 3,9 | 2,1 |
| K_1 helicoidales | 68,2 | 47 | 34,8 | 23,9 | 13,3 | 6,7 | 3,5 | 1,9 |

Tabla 2.7. Valores de K_1 para diferentes calidades ISO

De la ecuación 2.15 se concluye que $K_v = 1.054$

- $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$, coeficientes de distribución de carga transversal

Para índices de calidad $Q_{iso} 6$ o mejor, $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$

- $K_{H\beta} = 1.08$

Aplicando todos estos factores, se obtiene $\rightarrow \sigma_H = 640.17 \text{ N/mm}^2$

Coeficientes correctores

Tras consultar a varios proveedores de engranajes y transmisiones, se formula la hipótesis de que el material con el que están contruidos los mismos es un acero de nitruración forjado. Tras la prueba de dureza HRC se determina que la dureza media del material es de 59,4 HRC. Volviendo a la tabla 2.1, se obtiene el equivalente de dureza HV, que resulta 690 aproximadamente, valor coherente para la hipótesis formulada según la tabla 2.8.

| Fallo superficial S_{HL} | | | | | |
|--------------------------------|---------|---|------|-------------|-------------|
| Material | Calidad | A | B | Dureza max. | Dureza min. |
| Aceros de nitruración forjados | ML | 0 | 1125 | HV 650 | HV 650 |
| | MQ | 0 | 1250 | HV 650 | HV 650 |
| | ME | 0 | 1450 | HV 650 | HV 650 |

Tabla 2.8. Parámetros para el cálculo de S_{HL} en función del material

Una vez seleccionada la opción Aceros de nitruración forjados con calidad media de fabricación se tiene que $A=0$ y $B=1450$.

Con estos valores se obtiene mediante la expresión $S_{HL} = Ax+B \rightarrow S_{HL} = 1450 \text{ N/mm}^2$

Además,

- $Z_N = 1$, suponemos esto ya que el fabricante garantiza los engranajes a vida infinita.
- Z_L , coeficiente de influencia de la película de lubricante.

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2} \quad (\text{EC. 2.16})$$

Como $S_{HL} > 1200 \text{ N/mm}^2$, se toma el valor $C_{ZL} = 0,91$ e introduciéndolo en la ecuación 2.16 se obtiene $\rightarrow Z_L = 0.9458$

- Z_R , coeficiente de rugosidad.

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}}\right)^{C_{ZR}} \quad (\text{EC. 2.17})$$

Introduciendo los valores $C_{ZR} = 0.08$, $\rho_1 = 5,47\text{mm}$, $\rho_2 = 16,07\text{mm}$ y Qiso 5 en la ecuación 2.17, se obtiene $\rightarrow Z_R = 0.1038$

- Z_v , coeficiente de velocidad.

Con $V = \omega \cdot r = 157.079 \cdot 0.016 = 2.5132$ (los valores de ω y fueron obtenidos con anterioridad) y $C_{Zv} = 0.93$, se obtiene $\rightarrow Z_v = 0,9680$

- Z_w , coeficiente de durezas.

Se tiene que $Z_w=1$, ya que $HB1/HB2 < 1,2$

- Z_x , coeficiente de tamaño.

Generalmente se toma $Z_x = 1$

Así, obtenemos mediante la siguiente ecuación:

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X$$

$$S_{HP} = 1450 \cdot \sum Z_i = 1377.97 \text{ N/mm}^2$$

Por lo que:

$$X_H = \left(\frac{S_{HP}}{\sigma_H} \right)^2 \quad (\text{Ec. 2.18})$$

$$X_H = (1377.97/640.17) = 4.63$$

Cálculo del coef. de seguridad a flexión

Para el cálculo de este coeficiente de seguridad, se parte del cálculo de la tensión a flexión, mediante la ecuación 2.19.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} Y_{Fa} Y_\epsilon Y_{sa} Y_\beta Y_B K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (\text{Ec. 2.19})$$

En primer lugar, conocidos el ancho y el módulo se obtiene la fuerza tangencia, que fue calculada con anterioridad mediante la ecuación 2.5.

$$F_t = 500.012 \text{ N}$$

A continuación se aplican los coeficientes correctores.

- Y_ϵ , coeficiente de conducción

Con $\epsilon_\alpha = 1.6212$, se obtiene $\rightarrow Y_\epsilon = 0.72$

- Y_{Fa} , coeficiente de forma

Con $Z=16$, se obtiene $\rightarrow Y_{Fa}=3.18$ (para el piñón)

- Y_{Sa} , coeficiente de concentración de tensiones

Se utiliza la expresión

$$Y_{Sa} = 0.96 + 0.54 \cdot \log(z_v) \quad (\text{Ec. 2.19})$$

Se obtiene $\rightarrow Y_{Sa} = 1.61$ (para el piñón)

- Y_B , factor de espesor de aro

Como $s_R/h_t > 1.2 \rightarrow Y_B = 1$

- $K_A=1$
- De la ecuación 2.15 se obtuvo $\rightarrow K_v = 1.054$
- $K_{F\beta}$, coeficiente de distribución de carga longitudinal

Para su cálculo se emplea la ecuación 2.20.

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F} \quad \text{con} \quad N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2} \quad (\text{Ec. 2.20})$$

Con los valores ya conocidos de $h = 4.5\text{mm}$, $b = 12\text{mm}$, $K_{H\beta} = 1.08$, se obtiene $\rightarrow K_{F\beta} = 1.052$

- $K_{F\alpha}$, coeficiente de distribución de carga transversal

Para Q iso menor o igual a 6 $\rightarrow K_{F\alpha} = 1$

Con todos los coeficientes calculados, se obtiene de la ecuación 2.19 el valor de

$$\sigma_F = 84.52 \text{ N/mm}^2$$

Procediendo para S_{FL} igual que se hizo para S_{HL} , se tiene que para Aceros de nitruración forjados, $A=0$ y $B= 468$.

Se obtiene un valor de $S_{FL} = 468 \text{ N/mm}^2$.

Y según la ecuación 2.21 se calcula S_{FP} .

$$S_{FP} = S_{Fl} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\sigma T} \cdot Y_{R-T} \cdot Y_X \quad (\text{Ec. 2.21})$$

Cálculo de Y_i

- Y_{st} , coeficiente de concentración de tensiones del engranaje de referencia ($YST = 2.1$)
- Y_{Nt} , coeficiente de duración (función del tipo de material y de la duración deseada)
 $Y_{Nt} = Yx=1$ (por ser $m < 5$)
- Y_{Rrt} , coeficiente de rugosidad relativa, considera el efecto de la diferencia de rugosidad entre el engranaje de prueba y el que se calcula = 1,025
- $Y_{\sigma T}$, coeficiente de sensibilidad a la entalla relativo, considera las posibles diferencias entre el concentrador de tensiones del engranaje de referencia y el estudiado

Se calcula mediante la ecuación 2.22

$$Y_{\sigma T} = 0,6 + 0,2Ysa = 0.9725 \quad (\text{Ec.2.22})$$

Introduciendo los valores anteriores en la ecuación 2.21, se obtiene

$$\rightarrow S_{FP} = 946.52 \text{ N/mm}^2$$

Con lo que $X_F = S_{FP} / \sigma_F = 946.52 / 84.52 = 11,19$

3. Cálculo de la etapa cicloide

3.1 Cálculo de la Tensión de Hertz en levas

Los ejes sobre los que montan los planetas, y que giran solidarios a estos, arrastran en la segunda etapa de reducción un conjunto de tres levas (una por eje) que son las que generan el desplazamiento de la rueda interior de etapa cicloide contra el anillo exterior.

Para el cálculo de la tensión que se produce en estas levas, se utiliza la expresión de la Tensión de Hertz:

$$\sigma = \sqrt{\frac{F_n \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}{\pi \cdot b \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Para la elección de los valores del módulo de Young y del coeficiente de Poisson, se usa la tabla 3.1.

| | Módulo de Young E (N/mm ²) | Coefficiente de Poisson ν |
|-----------------------|--|-------------------------------|
| Acero | 206000 | 0,3 |
| Fundición gris | 118000 | 0,26 |
| F. maleable | 173000 | 0,28 |
| F. Grafito esferoidal | 173000 | 0,28 |

Tabla 3.1 Valores característicos para Módulo de Young y coeficiente de Poisson

Siendo acero el material de construcción de los rodillos de las levas y fundición el de la rueda cicloide.

Por otra parte, ρ_1 y ρ_2 en este caso coinciden con los radios de los alojamientos de las levas y los rodillos de estas y toman valores de 27 y 4 mm respectivamente.

Así, para un valor de ancho, $b= 20\text{mm}$, los radios de curvatura que son 27mm y 4mm respectivamente y valores de módulo de Young y coeficiente de Poisson extraídos de la tabla 3.1, se obtiene, sustituyendo en la Ec. 3.1:

$$\sigma = 234.72 \text{ N/mm}^2$$

Para el cálculo de la F_n se ha utilizado la expresión:

$$F_n = P / 3 \omega r \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Donde F_n es la fuerza normal que incide en el perfil, $P/3$ es la potencia de entrada repartida entre los 3 planetas y $\omega = \omega_{\text{planeta}} = \omega_{\text{piñón}} / i_1$;

En la ecuación 3.2 se utiliza el radio de los rodillos empujadores de la leva, por ser este el caso más desfavorable. Con estos datos se obtiene un valor de $F_n = 5.94 \text{ N}$.

El nivel de tensiones aceptable, ya que $\sigma = 234.72 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{max admisible}}$, que para un acero endurecido tipo es del orden de 600-700 N/ mm²



Figura 3.1. Eje con rodamiento de rodillos cónico y leva excéntrica con rodillos cilíndricos ($r=4\text{mm}$)

3.2 Cálculo de vida de rodamientos de rodillos cónicos

Para el cálculo de la vida de los rodamientos se parte de la estimación de las fuerzas actuantes. Para ello se plantea el diagrama de fuerzas en el eje que aloja los dos rodamientos en la figura 3.2.

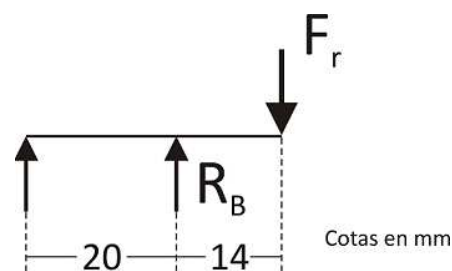


Figura 3.2 Diagrama de fuerzas

El resto de datos necesarios son consultados en el catálogo del fabricante, FAG.

| Referencia | Ø int (mm) | Capacidad de carga dinámica (kN) |
|----------------|------------|----------------------------------|
| 30302 | 15 | 22.4 |
| 30203 | 17 | 19 |
| 30303 | 17 | 28.1 |
| 32303 | 17 | 34.7 |
| 32004 X | 20 | 24.2 |
| 30204 | 20 | 27.5 |
| 30304 | 20 | 34.1 |
| 32304 | 20 | 44 |
| 320/22 X | 22 | 25.1 |
| T2CC 022 | 22 | 34.1 |
| 32005 X | 25 | 27 |
| 30205 | 25 | 30.8 |
| 32205 B | 25 | 35.8 |
| 33205 | 25 | 47.3 |
| 30305 | 25 | 44.6 |
| 31305 | 25 | 38 |
| 32305 | 25 | 60.5 |
| 320/28 X | 28 | 31.9 |
| 322/28 B | 28 | 41.8 |
| 32006 X | 30 | 35.8 |

Figura 3.3. Características de los rodamientos extraídas del catálogo del fabricante

La capacidad de carga dinámica del rodamiento es $C=35.8$ kN, por lo que a partir del diagrama y planteando el equilibrio de fuerzas y momentos se procede al cálculo de la reacción R_B para el rodamiento con cargas más desfavorables.

Operando se obtiene que $R_B= 1.7 * Fr$

La F_{eq} se calcula como $F_{eq} = Fr$, ya que $F_a/F_r < 0,43$ ($e=0,43$ según tablas fabricante)

Con $F_a=0,5*Fr/Y$ ($Y=1,39$ según fabric.)= 95.68 N, así $F_a/F_r= 0,35$ y $Fr = 273.37$ N. De donde se concluye que $R_B = 1.7 * Fr = 464.72$ N.

En la tabla 3.2 se observa un resumen de los principales parámetros del rodamiento.

| Rodamiento de rodillos cónicos | | | | |
|--------------------------------|----------|------|-----------|-----------|
| C | γ | e | d_{int} | d_{ext} |
| 35,8 | 1,39 | 0,43 | 30 | 55 |

Tabla 3.2. Características del rodamiento de rodillos cónicos

Queda:

$$L_{10} = 10^6 \left(\frac{C}{F} \right)^q \quad (\text{Ec 3.3})$$

$$L_{10} = 1,94 * 10^{12} \text{ rev}$$

A esto habría que aplicar los factores correctores a_1 y a_{iso} , que son el factor de confiabilidad y el de lubricación respectivamente. Para el cálculo de a_1 seleccionamos un valor de la tabla 3.3.

| Confiabilidad | a_1 |
|---------------|-------|
| 90 | 1 |
| 95 | 0,64 |
| 96 | 0,55 |
| 97 | 0,47 |
| 98 | 0,37 |
| 99 | 0,25 |
| 99,2 | 0,22 |
| 99,4 | 0,19 |
| 99,6 | 0,16 |
| 99,8 | 0,12 |
| 99,9 | 0,093 |
| 99,93 | 0,087 |
| 99,94 | 0,08 |
| 99,95 | 0,077 |

Tabla 3.3. Factor de confiabilidad

Un valor apropiado para la aplicación que se describe sería una confiabilidad del 95%.

Para el cálculo del factor a_{iso} hay que acudir a la gráfica mostrada en la figura 3.4 y entrar en ella con los valores del factor de contaminación-carga y con la relación de viscosidades, k .

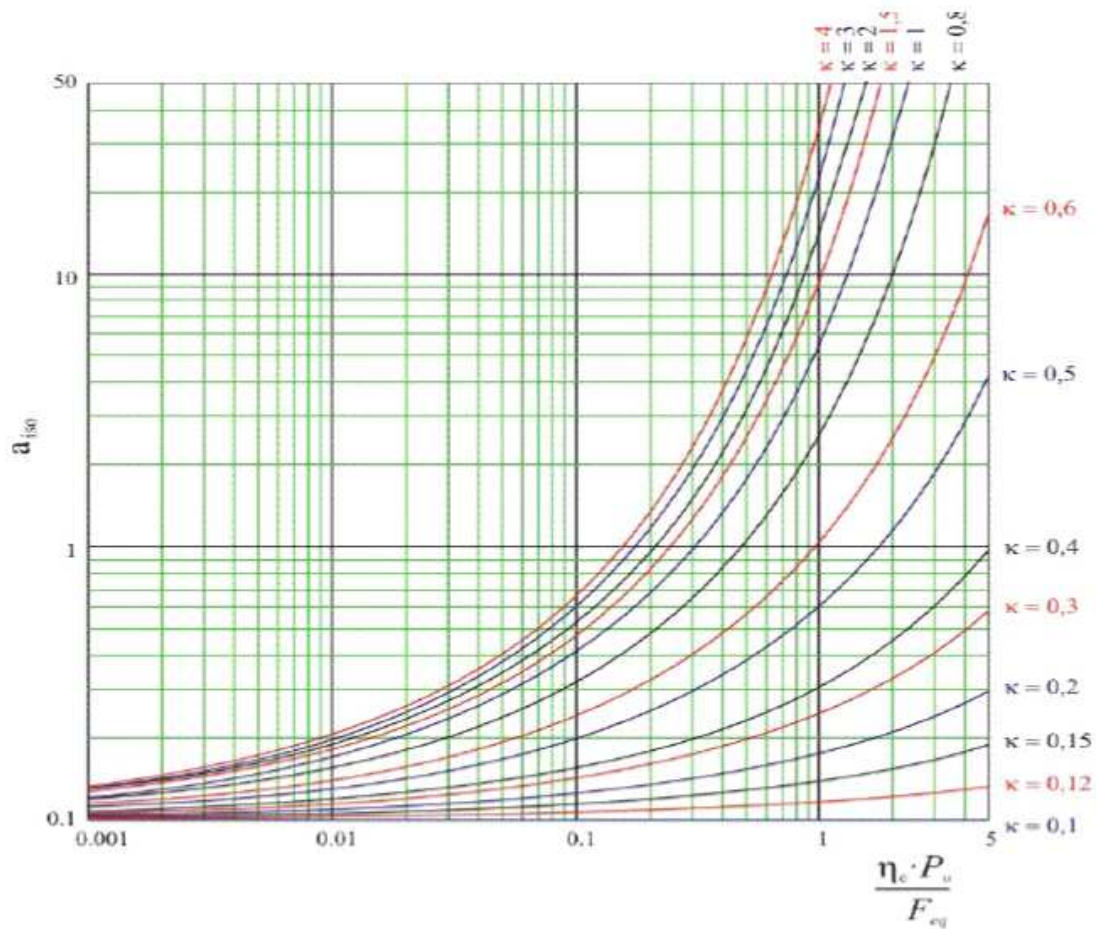


Figura 3.4. Cálculo del factor a_{iso}

El factor k se obtiene a través de la ecuación 3.4.

$$k = v/v_1 \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Donde v es la viscosidad del lubricante y v_1 la viscosidad relativa, obtenida de la gráfica de la figura 3.5.

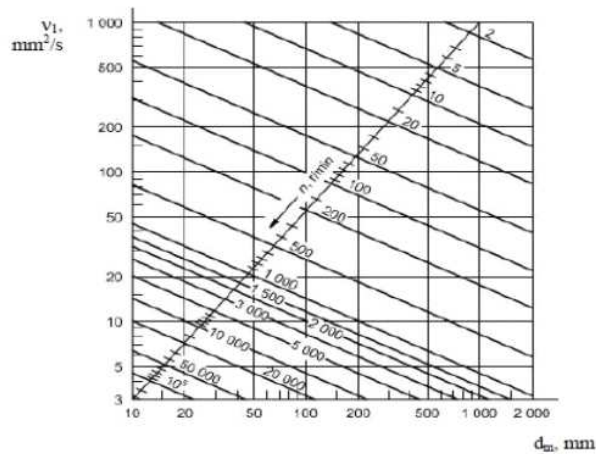


Figura 3.5. Viscosidad relativa en función de la velocidad de giro y el diámetro

El factor de contaminación-carga se obtiene como el cociente entre la carga límite de fatiga del rodamiento y la fuerza equivalente que soporta. Ese cociente hay que multiplicarlo por el factor de contaminación del lubricante η_c . Los resultados se muestran en la tabla 3.4.

| η_c | n | v1 | v | diámetro medio | F_{eq} | a_{iso} |
|----------|---------|----------------------|----------------------|----------------|----------|-----------|
| 0,2 | 1500rpm | 18mm ² /s | 68mm ² /s | 42,5mm | 273,97N | 1.2 |

Tabla 3.4. Cálculo del factor a_{iso}

Finalmente, $L = L_{10} * a_1 * a_{iso}$ (Ec. 3.5)

$$\rightarrow L = 1.49 * 10^{12} \text{rev}$$

3.3 Descripción de la etapa cicloide

Para la comprensión y cálculo de la etapa cicloide, se incluye la siguiente figura, donde se muestra esquemáticamente la relación de transmisión a lo largo de las etapas del reductor de velocidad:

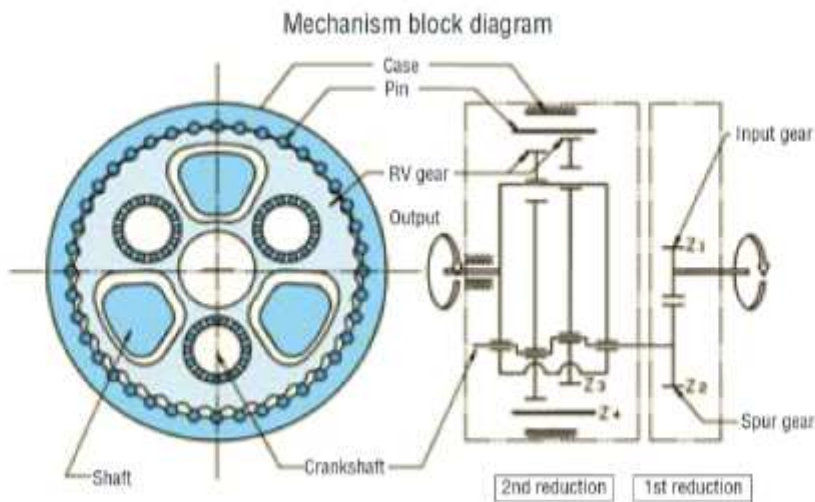


Figura 3.6. Esquema de la relación de transmisión

En la figura se observa como la primera etapa es la epicicloidial, en la que el piñón de ataque (número de dientes = z_1), movido directamente por el servo, es el que acciona el movimiento de los planetas (número de dientes = z_2). Estos son los encargados de mover las levas excéntricas que son las que de forma síncrona mueven la segunda etapa, la cicloide. En esta segunda etapa, la rueda (RV Gear en la figura 3.6) se

desplaza contra el anillo exterior impulsada por las levas solidarias a los planetas. El anillo exterior tiene 40 pernos en su interior y la rueda consta de 39 ranuras, tal y como se aprecia en la figura 3.7.

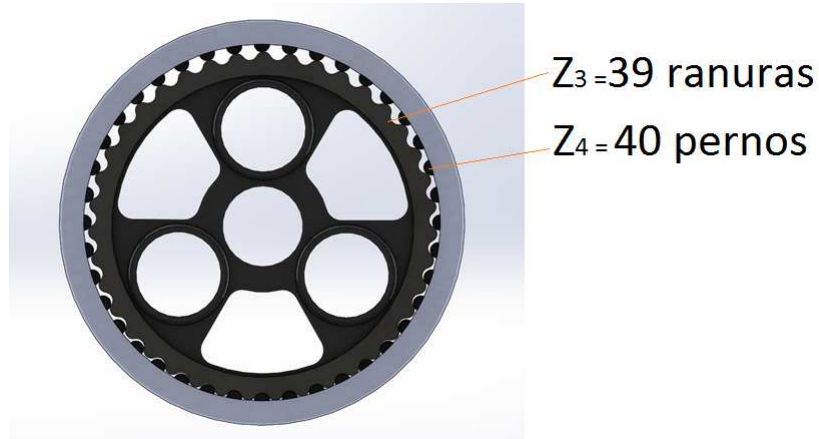


Figura 3.7. Cicloide y anillo exterior

Esto quiere decir que cuando los planetas dan un giro cada una de las ranuras de la misma se desplaza al perno que le precede, por lo que para que se produzca una vuelta completa de la rueda y cada ranura vuelva al perno que se encontraba al inicio de la rotación, necesita 39 vueltas de los planetas.

En las figuras 3.8, 3.9, y 3.10 se muestra esquemáticamente lo dicho anteriormente a través de la posición angular relativa entre perno y ranura:

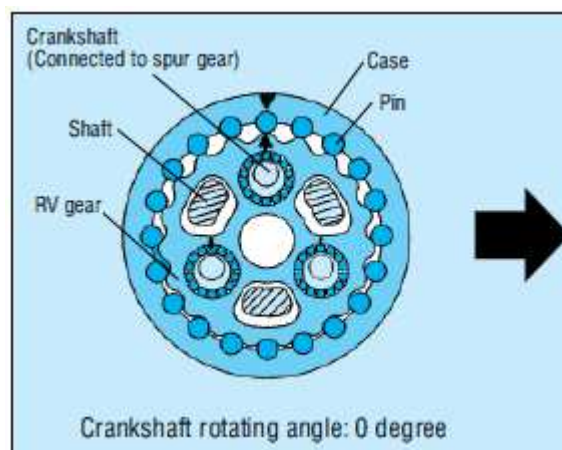


Figura 3.8. Posición de 0 grados

En primer lugar (figura 3.8), se observa como el perno superior está situado justo entre dos ranuras para una posición angular arbitraria que fijamos como origen (0 grados).

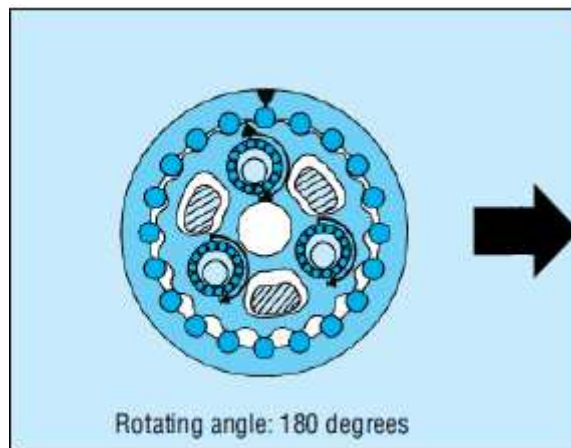


Figura 3.9. Posición de 180 grados

A continuación (figura 3.9), y para un giro de 180 grados de los planetas, se observa como el perno se desplaza hasta la ranura adyacente.

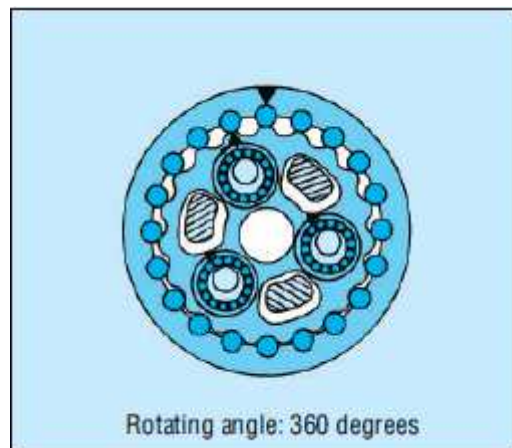


Figura 3.10. Posición de 360 grados

Por último, cuando los planetas han completado una vuelta de 360 grados, se observa que el perno ya se ha desplazado al punto medio entre las dos ranuras siguientes.

La relación de transmisión de la etapa cicloide, segunda etapa de reducción del conjunto, es:

$$i_1 = \frac{z_4 - z_3}{z_3}; \quad i_1 = 1:39 \quad (\text{Ec. 3.6})$$

La relación total de transmisión se calcula mediante la expresión:

$$i_{\text{total}} = i_{1^{\text{a etapa}}} * i_{2^{\text{a etapa}}} \quad (\text{Ec.})$$

Aplicando la ecuación al reductor estudiado, se obtiene una reducción total de

$$i_{\text{total}} = (1:2,9375) * (1:39) = 114,5625$$

Donde se tiene que la relación de transmisión total del conjunto es, $i = 114,5625$. Esto indica que para la velocidad de entrada establecida, $\omega = 1500$ rpm, se obtendrá a la salida del reductor una velocidad angular de, $\omega = 13.09$ rpm, o lo que es lo mismo, el plato giratorio que monta en el eje externo tardará aproximadamente 4,58s en dar una vuelta.

4. Cálculo de solicitaciones en la estructura

En este apartado se procede al cálculo de solicitaciones, desplazamientos y factor de seguridad en el tubo que hace las veces de base del eje externo. Se ha elegido para el cálculo este elemento por ser, a priori, el elemento crítico de la estructura.

Para la realización de los cálculos, se utiliza el programa de CAD/CAM Solidworks. Las cargas aplicadas que han sido consideradas para los cálculos son las derivadas del peso de los elementos que montan en la estructura más el peso máximo de la pieza de mayor tamaño para la cual ha sido diseñado el eje. En este caso, este peso es de 170 kg, calculado para posibles piezas mecanizadas en madera, siendo la densidad de la madera a emplear de 400 kg/m³ aprox.

Al peso máximo de esta pieza de trabajo se le añade el peso de los elementos soportados, que son el plato giratorio, la brida y el del reductor de velocidad. Todos estos pesos han sido medidos con una balanza. Los resultados se muestran en la siguiente tabla:

| Componente | Peso (kg) |
|------------------------|-----------|
| Plato giratorio | 48,73 |
| Brida | 31,19 |
| Reductor de velocidad | 56,92 |
| Pieza de trabajo | 170 |
| TOTAL | 306,84 |
| | |
| F aplicada = m * g (N) | 3007,032 |

Tabla 4.1. Pesos de los componentes del eje externo

Una vez obtenido el valor de la carga resultante vertical se procede a la introducción de datos en Solidworks y al análisis de los resultados que a continuación se muestran:

- Información del modelo

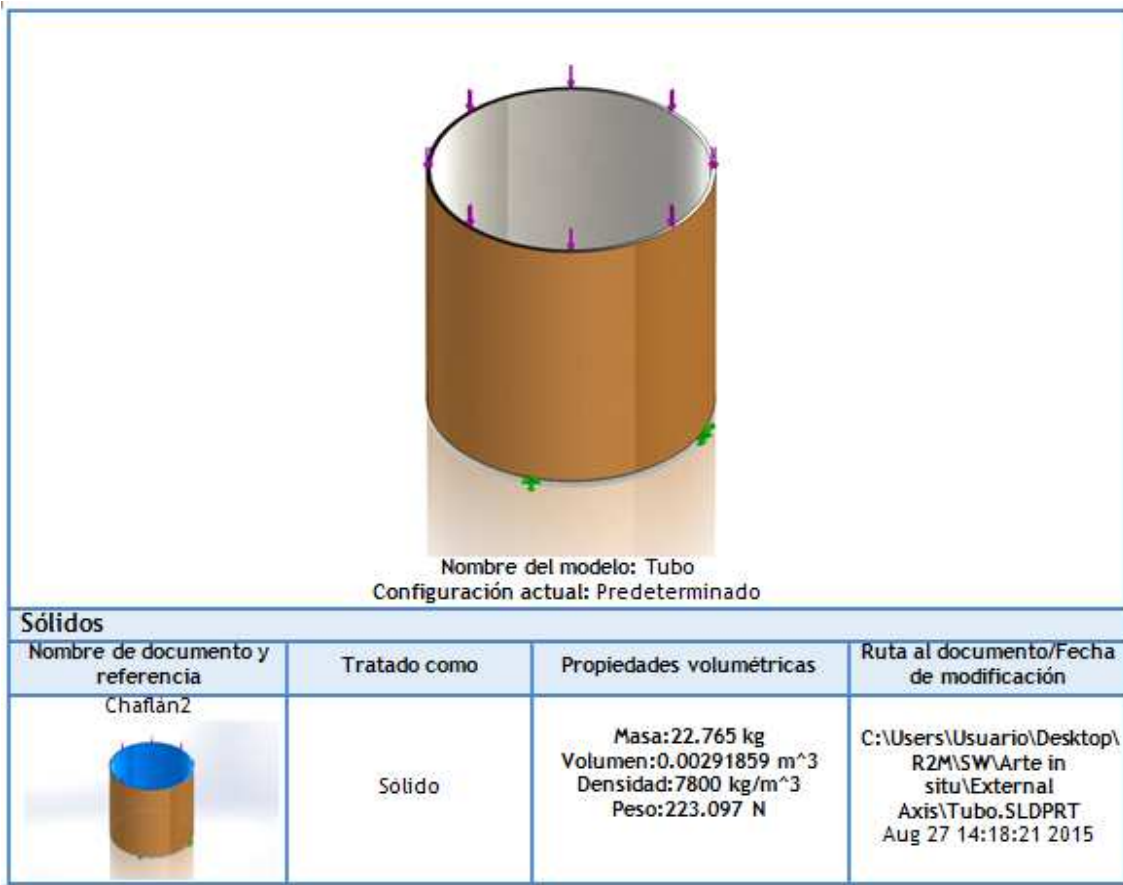


Figura 4.1. Descripción del modelo

- Propiedades del material


| Referencia de modelo | Propiedades | Componentes |
|---|--|---------------------------|
|  | Nombre: 1.0044 (S2/5JK) Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises Limite elástico: 2.75e+008 N/m ² Limite de tracción: 4.1e+008 N/m ² | Sólido 1 (Chafán2) (Tubo) |

Figura 4.2. Propiedades del material

- Cargas y sujeciones

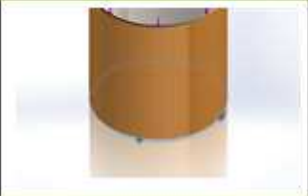
| Nombre de sujeción | Imagen de sujeción | Detalles de sujeción |
|--------------------|---|--|
| Fijo-3 |  | Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija |

Figura 4.3. Sujeciones del modelo

| Nombre de carga | Cargar imagen | Detalles de carga |
|-----------------|--|--|
| Fuerza-3 |  | Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 3007 N |

Figura 4.4. Cargas aplicadas

- Información de malla

| | |
|--------------------------------------|-------------------------------------|
| Tipo de malla | Malla sólida |
| Mallador utilizado: | Malla estándar |
| Transición automática: | Desactivar |
| Incluir bucles automáticos de malla: | Desactivar |
| Puntos jacobianos | 4 Puntos |
| Tamaño de elementos | 19.907 mm |
| Tolerancia | 0.995348 mm |
| Calidad de malla | Elementos cuadráticos de alto orden |

Figura 4.5. Información de malla

- Información de malla. Detalles

| | |
|---|----------|
| Número total de nodos | 14855 |
| Número total de elementos | 7237 |
| Cociente máximo de aspecto | 13.852 |
| % de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3 | 1.09 |
| % de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10 | 0.0553 |
| % de elementos distorsionados (Jacobiana) | 0 |
| Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss): | 00:00:05 |
| Nombre de computadora: | GRAFICO |




Figura 4.6. Detalles de la información de malla

En las figuras 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5 y 5.6, se muestra información relativa a las propiedades físicas del elemento estructural analizado. Además se definen las sujeciones que restringen el movimiento del elemento y se aplican las cargas que soporta. Para la determinación de las sujeciones se ha considerado que el extremo inferior del tubo es fijo. En la práctica este extremo está soldado a una base rectangular que a su vez es atornillada a la bancada de trabajo, por lo que se da por buena la hipótesis planteada. Una vez definidas las condiciones de trabajo del elemento, se procede al cálculo de los diferentes parámetros que definen el comportamiento del mismo.

A continuación se muestra un resumen de tales resultados:

- Tensión de Von Mises

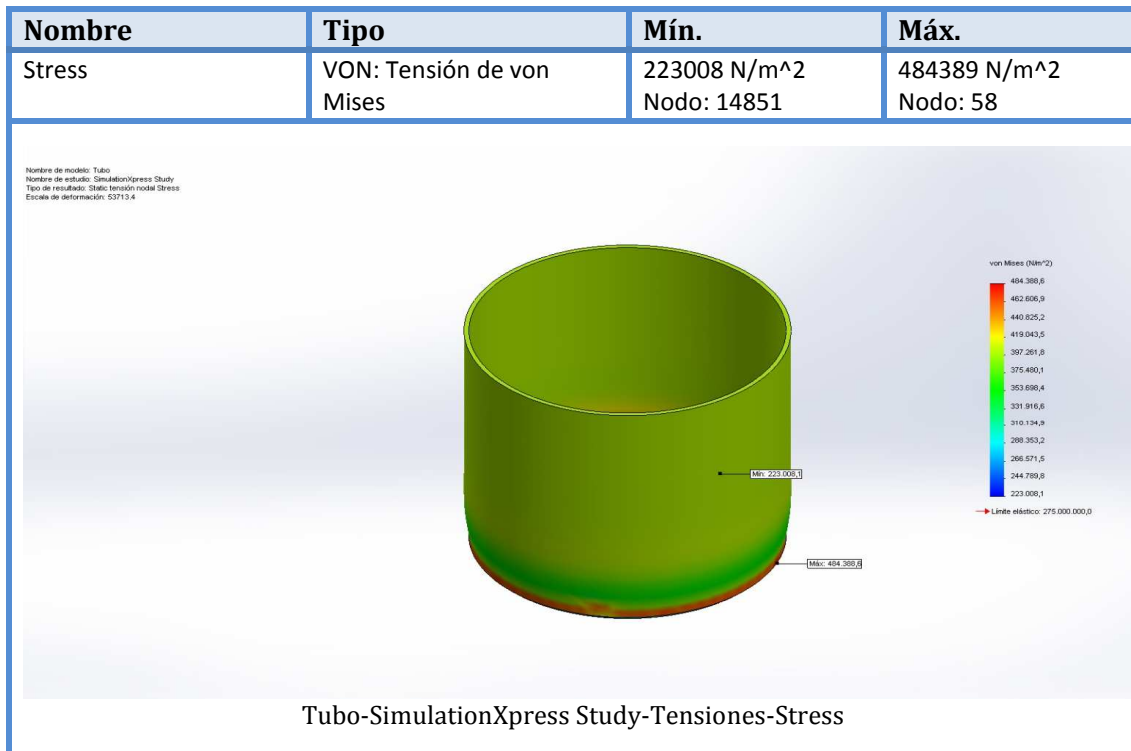


Figura 4.7. Tensión de Von Mises

- Desplazamientos

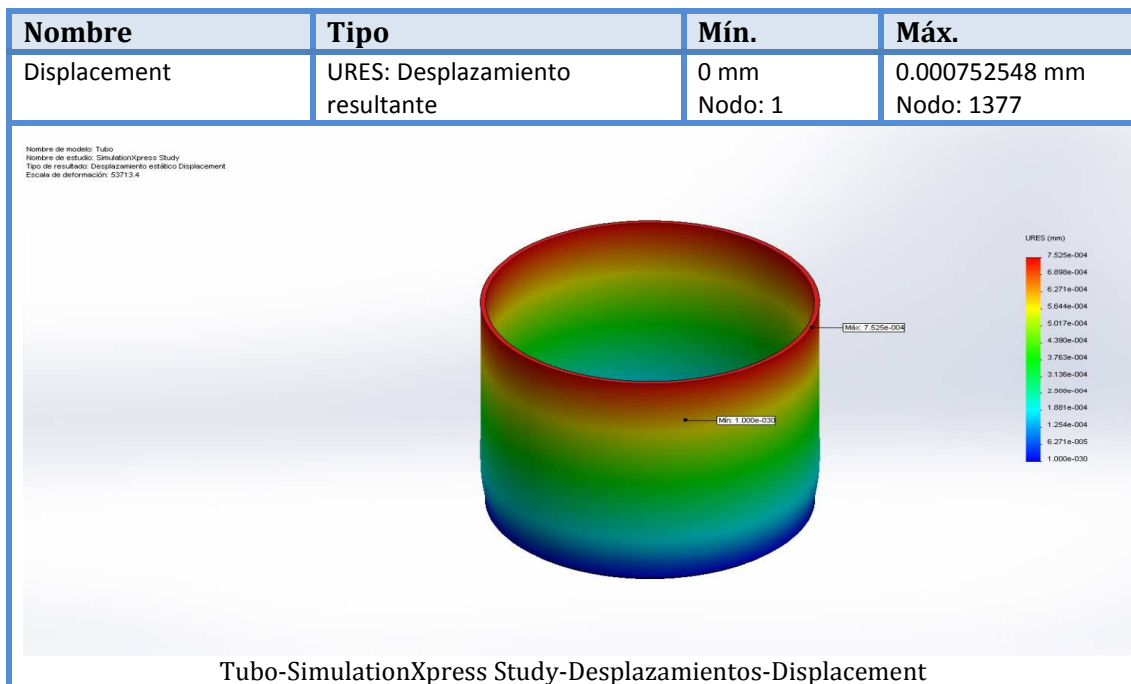


Figura 4.8. Desplazamientos

- Deformaciones en el material

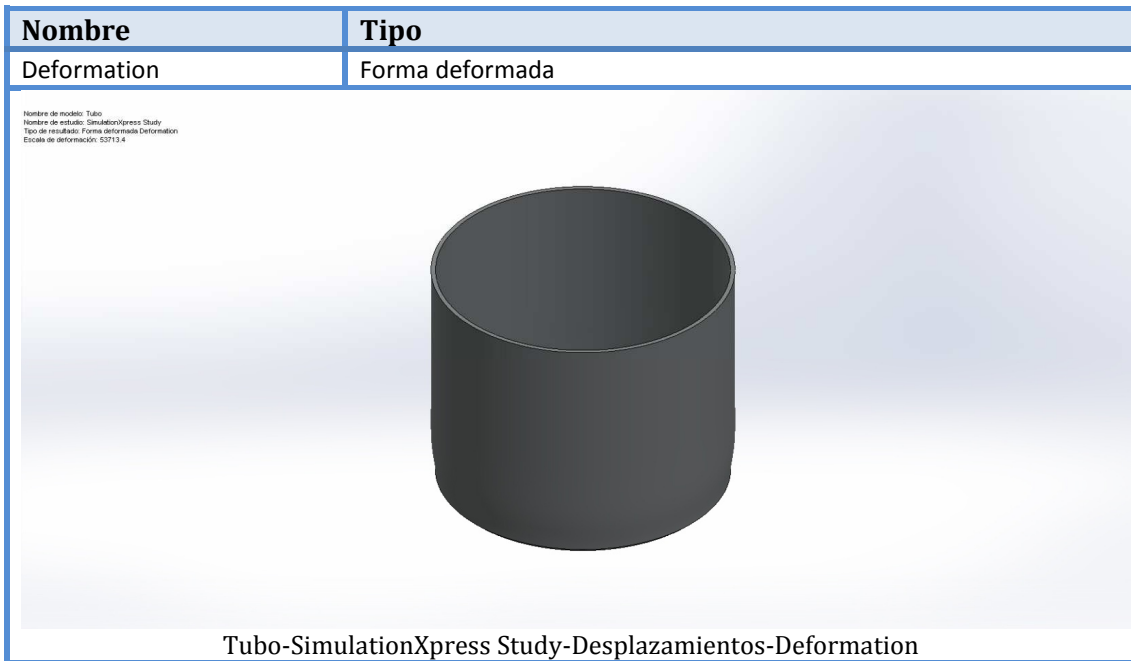


Figura 4.9. Análisis de deformaciones en el elemento

- Factor de seguridad

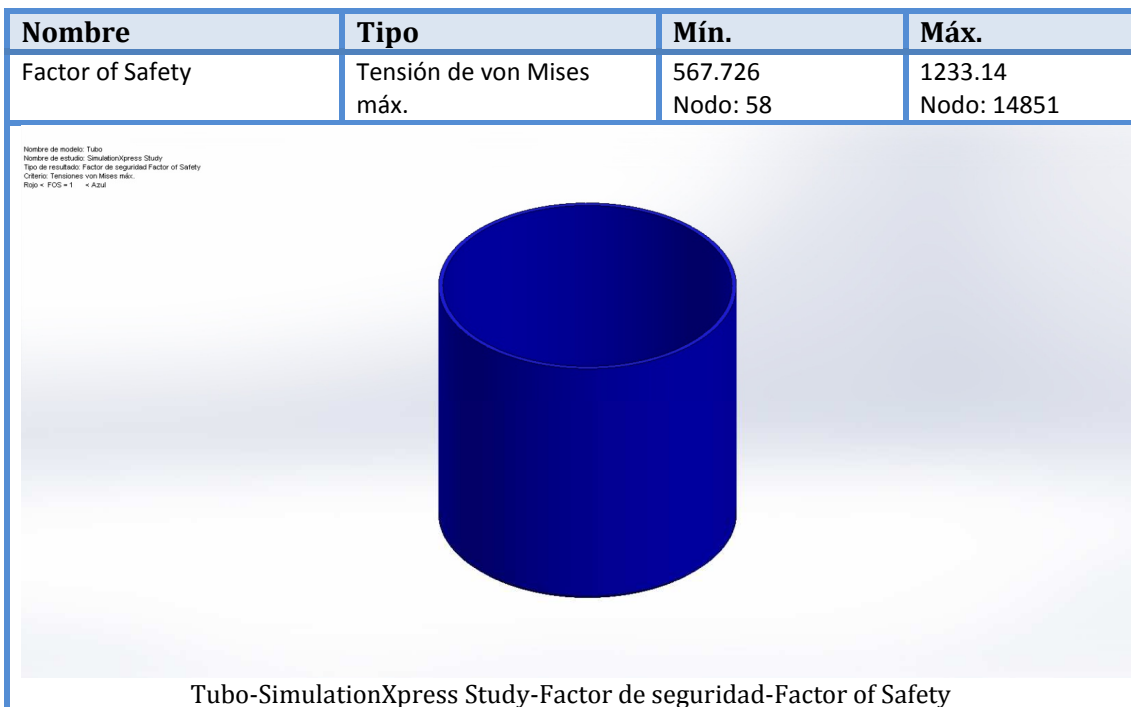


Figura 4.10. Cálculo del factor de seguridad

El factor de seguridad mínimo que se obtiene para cualquier punto del elemento toma un valor de 567,72, por lo que se puede afirmar que el soporte empleado cumple con holgura las especificaciones deseadas.

5. Sistema de control

5.1 Conexión del eje externo

Para la conexión del eje externo al robot, es necesario comunicar el servomotor con el armario de control. El armario de control KRC2 de KUKA, dispone de dos huecos libres extras para incluir dos KUKA Servo Drive (KSD) ex profeso para conexión de ejes externos. Como se ha expuesto en la introducción del trabajo, el reductor de velocidad se ha obtenido de otro robot KUKA destinado a la obtención de repuesto, por lo que este dispone de su propio KSD. El KSD es el encargado de alimentar los accionamientos del servomotor. A su vez, el KSD es alimentado por la KPS (KUKA Power Supply), que es la fuente de alimentación empleada por el fabricante.



Figura 5.1. KUKA Servo Drive (KSD 48)

El servomotor es de la marca Lenze GmbH, partner oficial de KUKA y principal proveedor de servos para la marca alemana. Este servo está dotado de un resolver interno que es el encargado de verificar y controlar la posición angular del eje en todo momento.

Un accionamiento permite establecer y comandar la posición, par y velocidad que el motor aplicará a un cierto sistema/proceso. Según su naturaleza, los accionamientos pueden clasificarse en accionamientos neumáticos, accionamientos hidráulicos y accionamientos eléctricos. El accionamiento utilizado en el sistema desarrollado es eléctrico, y dentro de esta familia, podemos diferenciar entre motores de inducción de corriente alterna, de corriente continua, paso a paso y servomotores. A continuación se muestra una pequeña tabla comparativa con las ventajas y desventajas inherentes a cada subgrupo.

| | Motor de Induction AC (Inverter or AC Drive) | Motor DC | Motor Paso a Paso | Servo Motor |
|-------------|--|--|--|--|
| VENTAJAS | <ul style="list-style-type: none"> Fácil de controlar Bajo costo Alta potencia | <ul style="list-style-type: none"> Sistema de bajo costo para control de velocidad y torque | <ul style="list-style-type: none"> Fácil de controlar Sistema de posicionamiento de bajo costo | <ul style="list-style-type: none"> Alta precisión Alto torque Varios modos de control Tamaño pequeño |
| DESVENTAJAS | <ul style="list-style-type: none"> Poco control para posición Bajo desempeño a velocidades bajas | <ul style="list-style-type: none"> Mantenimiento | <ul style="list-style-type: none"> Control a bajas velocidades Baja exactitud Alto ruido Baja potencia | <ul style="list-style-type: none"> Caro |

Figura 5.2 Tabla comparativa para accionamientos eléctricos (Fuente: Revista ElectroIndustria)

Para aplicaciones robóticas o en campos exigentes con procesos críticos como la automoción o la aeronáutica, lo más frecuente y usual es el uso de servomotores, que son capaces de suministrar óptimos resultados en cuanto a precisiones obtenidas. Son dispositivos compactos, robustos y fiables, aunque lógicamente esto repercute en el coste de los mismos.

En la aplicación que aquí se describe y que es objeto de este trabajo, la necesidad de precisión a la hora del posicionado de las piezas de trabajo, con tolerancias exigidas incluso por debajo de la décima de milímetro, es un punto crítico (no así la velocidad o el par alcanzados), por lo que la elección de este tipo de accionamiento está más que justificada.

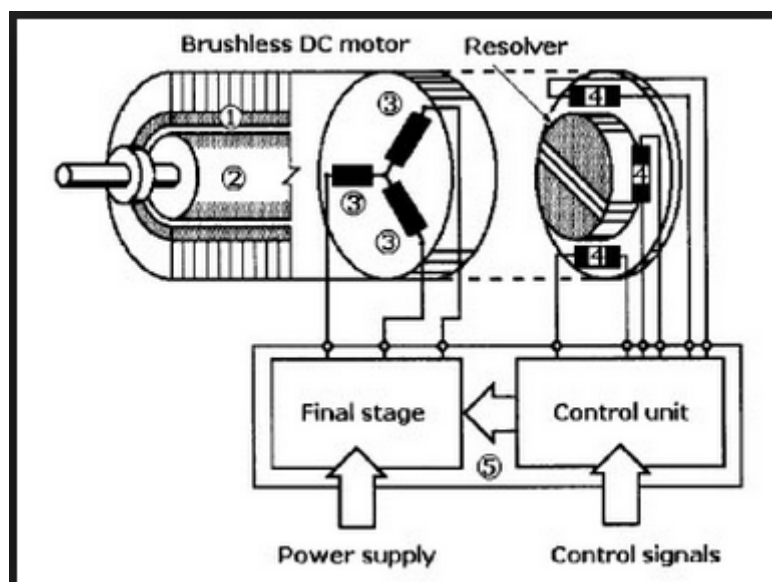


Figura 5.3. Esquema de accionamiento por servomotor



Figura 5.4. Servomotor Lenze

El servomotor elegido, como el que se aprecia en la figura 5.4, lleva incorporado un resolver de eje hueco, que es un determinador de la posición, medida en ángulo, del eje del servo. Este resolver (figura 5.5) implementa bobinas tanto en el estator (figura 5.6) como en el rotor y es capaz de interpretar la posición relativa entre ambos componentes, devolviendo una señal senoidal en función de la misma.



Figura 5.5. Resolver del servo

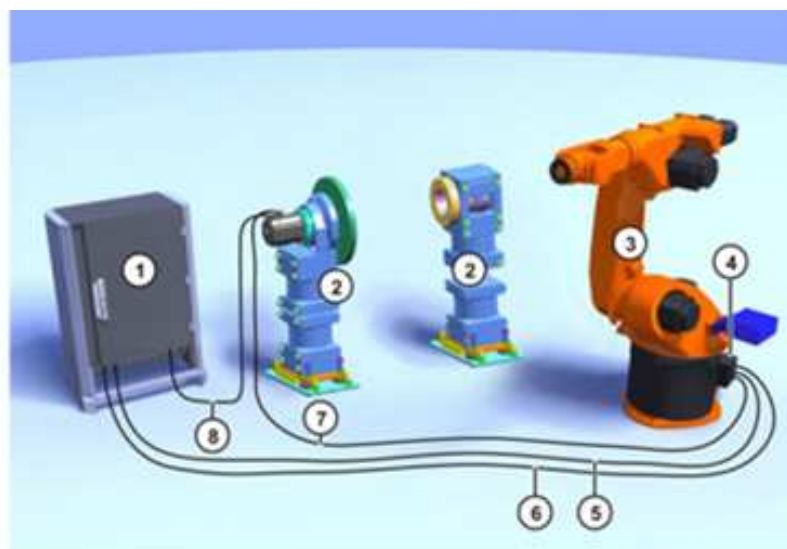


Figura 5.6. Servomotor (bobinado estator)

El resolver lee los impulsos generados por el servo y los transmite a la RDW (Resolver Digital Wandler) que no es más que un transductor digital de resolver. Se encuentra en la base del robot y está comunicada con la DSE (Servoeléctronica digital). Esta RDW se encarga de la alimentación del resolver, la conversión digital de las señales del resolver y, a su vez, asume el control de temperatura de los servos de la célula robótica.

5.2 Cableado del eje externo

La conexión entre el robot, el armario de control del robot y el eje externo se realiza mediante cables específicos de KUKA, que son estándar y son los que la marca suministra para todas sus aplicaciones. La conexión se realiza siguiendo el esquema genérico mostrado en la figura.



Conexión de la unidad de control del robot

- | | |
|--|----------------------------------|
| 1 Unidad de control del robot | 5 Cable de motor al robot |
| 2 Posicionador | 6 Cable de mando al robot |
| 3 Robot | 7 Cable de mando posicionador |
| 4 Caja de conexiones en el robot (RDW) | 8 Cable de motor al posicionador |

Figura 5.7. Esquema de cableado del eje externo (posicionador)

El eje externo se conecta mediante el cable de motor al armario de control KRC2 y mediante el cable de mando al robot, más concretamente a la RDW, cuya relación con el eje externo ha sido detallada en el apartado anterior. En la figura se muestran los conectores y el cableado en la parte del eje externo. Con un 1 está indicado el servomotor, con un 2 está indicado el conector para el cable de motor y con un 3 el conector para cable de mando.

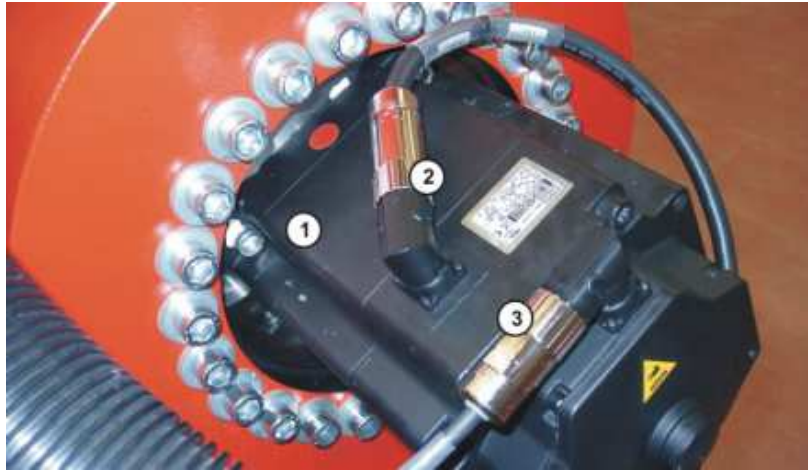


Figura 5.8. Conectores del servomotor

En cuanto al tipo de cable empleado, para el cable de mando se utiliza un cable redondo de señales de 17 polos, suministrado por KUKA con una longitud estándar de 7m, aunque para aplicaciones especiales que así lo requieran, pueden ser suministrados con longitudes de 15 y hasta 25m. En el extremo conectado al eje externo, el cable dispone de un conector tipo XP7 y en la parte que conecta con el armario de control de un conector X7, ambos mostrados en la figura 5.9.



Figura 5.9. Cable de mando KUKA

Para el cable de motor, se emplea un cable redondo de potencia de 6 polos suministrado por KUKA. En este caso, los conectores empleados son de tipo XM7 en el lado del eje externo o posicionador y de tipo X7.1 en la unidad de control. En la figura 5.10, se observa un resumen de las conexiones extraído de las especificaciones técnicas del fabricante.

| Denominación de los cables | Conector en el posicionador | Conector en la unidad de control del robot | Tipo de conector |
|-------------------------------------|-----------------------------|--|--|
| Cable de mando eje A7 ¹⁾ | XP7 | X7 | Cable redondo acople de señal 17 polos y conector de poste |
| Cable de motor eje A7 ¹⁾ | XM7 | X7.1 | Conector redondo de potencia, tamaño 1, 6 polos |

Figura 5.10. Conexiones y cableado eje externo-robot

5.3 Configuración del eje externo

Para la configuración del eje externo, hay que actuar directamente sobre el archivo *\$machine.dat*, que es un archivo interno del robot donde se determinan los parámetros de funcionamiento de la instalación. Este archivo se utiliza para decirle al robot el modo de funcionamiento que se requiere, así como para configurar el número de ejes activos, para establecer parámetros de velocidad y aceleración, para marcar los límites software de los ejes (el ángulo máximo y mínimo hasta donde se puede desplazar un eje), etc.

```

1 &PARAM VERSION = 10.3.1_2
2 &REL 38
3 DEFDAT $MACHINE PUBLIC
4 CHAR $V_R1MADA[32]
5 $V_R1MADA[]="V10.3.1_2/VW5.4" ;VERSIONSKENNUNG
6 INT $TECH_MAX=6 ;MAX. ANZAHL FUNKTIONSGENERATOREN
7 INT $NUM_AX=6 ;ACHSEN DES ROBOTERSYSTEMS
8 INT $AXIS_TYPE[12] ;ACHSENKENNUNG

```

Figura 5.11. Cabecera del programa archivo *\$machine.dat*

A la hora de configurar un séptimo eje o eje externo, como es el caso que ocupa este trabajo, en primer lugar hay que indicar en el archivo *\$machine.dat* la existencia de un eje externo, lo cual se lleva a cabo dando el valor 1 a la variable *\$ext_axis*. Esto se aprecia en la figura 5.12

```
6 INT $TECH_MAX=6 ;MAX. ANZAHL FUNKTIONSGENERATOREN
7 INT $NUM_AX=6 ;ACHSEN DES ROBOTERSYSTEMS
8 INT $AXIS_TYPE[12] ;ACHSENKENNUNG
9 $EXT_AXIS=1
10 $AXIS_TYPE[1]=3 ;1 = LINEAR, 2 = SPINDEL,
11 3 = ROTATORISCH, 4 = ENDLICH DREHEND, 5 = ENDLOS
```

Figura 5.12. Declaración de eje externo

A continuación hay que declarar el tipo de movimiento que se le quiere asociar al eje externo. El robot permite asociar a cada eje un determinado tipo de movimiento: lineal, rotatorio, rotatorio infinito...etc. En este caso se determina que lo más indicado es dotar al eje externo de un movimiento rotatorio infinito, que difiere del rotatorio simple en que no se imponen unos límites angulares y se puede dar infinitas vueltas en el mismo sentido. Para llevar a cabo esto hay que atacar la variable *\$AXIS_TYPE[7]*, que hace referencia al séptimo eje. A esa variable se le dará el valor 5=ENDLOS, que es el que hace referencia al movimiento rotatorio infinito.

```
10 $AXIS_TYPE[1]=3 ;1 = LINEAR, 2 = SPINDEL,
11 3 = ROTATORISCH, 4 = ENDLICH DREHEND, 5 = ENDLOS
12
13 $AXIS_TYPE[2]=3
14 $AXIS_TYPE[3]=3
15 $AXIS_TYPE[4]=5
16 $AXIS_TYPE[5]=3
17 $AXIS_TYPE[6]=5
18 $AXIS_TYPE[7]=5
```

Figura 5.13. Declaración del tipo de movimiento

Al declarar este tipo de movimiento no será necesario introducir unos límites software (figura 5.14) para el movimiento angular, ya se está indicando que el rango de movimiento del eje externo oscila entre $[-\infty, +\infty]$.

```

1177 REAL $SOFTN_END[12]
1178 ;SOFTWARE-ENDSCHALTER NEGATIV ACHSE[I] (I=1:A1,I=7:E1) [MM,GRAD]
1179
1180 $SOFTN_END[1]=-185.0    $SOFTP_END[1]=185.0
1181 $SOFTN_END[2]=-151.0    $SOFTP_END[2]=0.0
1182 $SOFTN_END[3]=-119.0    $SOFTP_END[3]=155.0
1183 $SOFTN_END[4]=-400.0    $SOFTP_END[4]=400.0
1184 $SOFTN_END[5]=-125.0    $SOFTP_END[5]=125.0
1185 $SOFTN_END[6]=-400.0    $SOFTP_END[6]=400.0

```

Figura 5.14. Declaración de límites software

El último parámetro reseñable para la correcta configuración del sistema, es el referente a la declaración del tipo de Servodrive que utiliza el eje externo, que tal y como se vio en el apartado 5.1, es un KSD 48, el que por defecto KUKA emplea en este tipo de servos.

Procediendo de forma análoga, se actúa sobre el archivo *\$machine.dat* y se declara la variable del Servodrive como se indica en la siguiente figura:

```

552 CHAR $SERVOFILE_CONFIG[16] ;SERVO-CONFIGURATIONSFILE
553 $SERVOFILE_CONFIG[]="DEFAULT"
554 CHAR $SERVOFILE1[16]
555 $SERVOFILE1[]="KSD_48_MG1_S"
556 CHAR $SERVOFILE2[16]
557 $SERVOFILE2[]="KSD_48_MI_S"
558 CHAR $SERVOFILE3[16]
559 $SERVOFILE3[]="KSD_48_MI_S"
560 CHAR $SERVOFILE4[16]
561 $SERVOFILE4[]="KSD_16_MH_A"
562 CHAR $SERVOFILE5[16]
563 $SERVOFILE5[]="KSD_16_MH_A"
564 CHAR $SERVOFILE6[16]
565 $SERVOFILE6[]="KSD_16_MH_A"
566 CHAR $SERVOFILE7[16]
567 $SERVOFILE7[]="KSD_48_MI_S"

```

Figura 5.15. Declaración del tipo de servodrive

Se observa como en la variable *\$SERVOFILE []* se declara el tipo de KSD requerido "KSD_48_MI_S".

5.4 Calibración de ejes KUKA

Para la calibración de los ejes del robot KUKA el propio software del robot dispone de un interfaz para tal efecto. La calibración de los ejes E1 a E6 se puede realizar de forma electrónica con una unidad de calibración específica o, en su defecto, de forma

mecánica con reloj comparador, como el mostrado en la figura 5.16, preparado correspondientemente para realizar esta función.



Figura 5.16. Calibrador mecánico de ejes

Cada eje dispone de una marca a modo de orientación que es donde se encuentra la posición de cero grados de cada uno de los ejes. Para proceder a calibrar uno de estos ejes hay que enroscar el calibrador en el punto de calibración (figura 5.17) del eje que se quiera calibrar y buscar (moviendo a muy baja velocidad el eje) el cero exacto con el comparador. El comparador, al mover el eje, pasará por encima del punto de calibración, que constructivamente consta de dos valles y un descenso intermedio. Mientras el calibrador (reloj comparador) pasa por encima de este punto, se ve como las variaciones en la medida nos indican la posición de los valles (la aguja no se mueve) y del descenso intermedio (la aguja del comparador sufre un descenso acusado en muy poco recorrido). Situando el eje en el punto donde el comparador detecta el descenso intermedio, se habrá encontrado la posición de cero grados, y en ese momento es cuando se debe dar la orden de calibrado del eje a través del interfaz de calibración (figuras 5.18 y 5.19) para que el robot guarde esa posición como correcta.



Figura 5.17. Punto de calibración

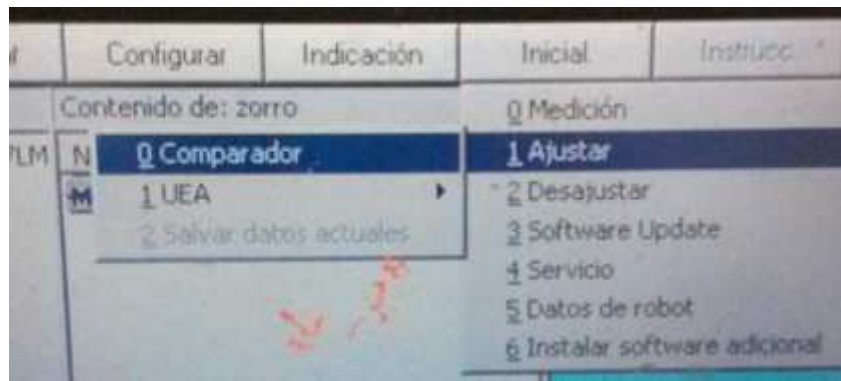


Figura 5.18. Interfaz de calibración

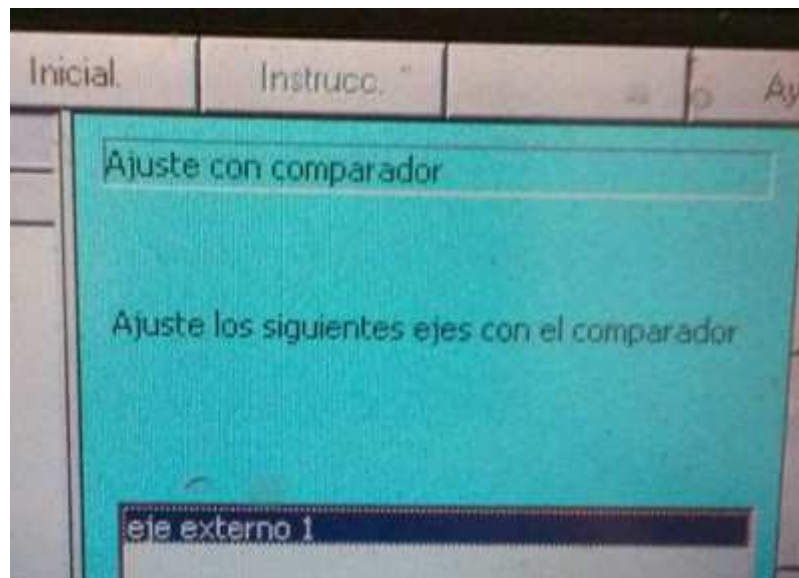


Figura 5.19. Interfaz de calibración

5.5 Calibración del eje externo

Un valor por defecto del resolver es 4096 pulsos de resolver. Se introduce un ratio en el archivo *\$machine.dat* y vemos empíricamente si cuando se gira 360º se produce una vuelta física real. Si se obtuviera cualquier otro valor, se debe modificar el ratio hasta que coincida. Para calibrar el eje externo, se tuvo que repetir el procedimiento hasta 10 veces.

5.6 Parametrización de la instalación en el software CAM

El programa de CAM elegido para la aplicación es Sprutcam, un software desarrollado en Rusia y cuyo distribuidor oficial en España es la empresa Mecdata. Sprutcam permite la implementación de trayectorias de mecanizado en base a modelos matemáticos basados en la cinemática del robot. Además, el programa permite la simulación de todas las operaciones de mecanizado y la detección de colisiones y singularidades.

El modelo específico para robots que incluye Sprutcam en su versión 8 y posteriores, permite la simulación de instalaciones con ejes externos, bancadas, utillajes, sujeciones, etc... Se trata de un software poco conocido pero que poco a poco está ganando presencia en la industria gracias a su potencia, manejo intuitivo y contenido coste. En la figura se muestra el interfaz de usuario del programa.

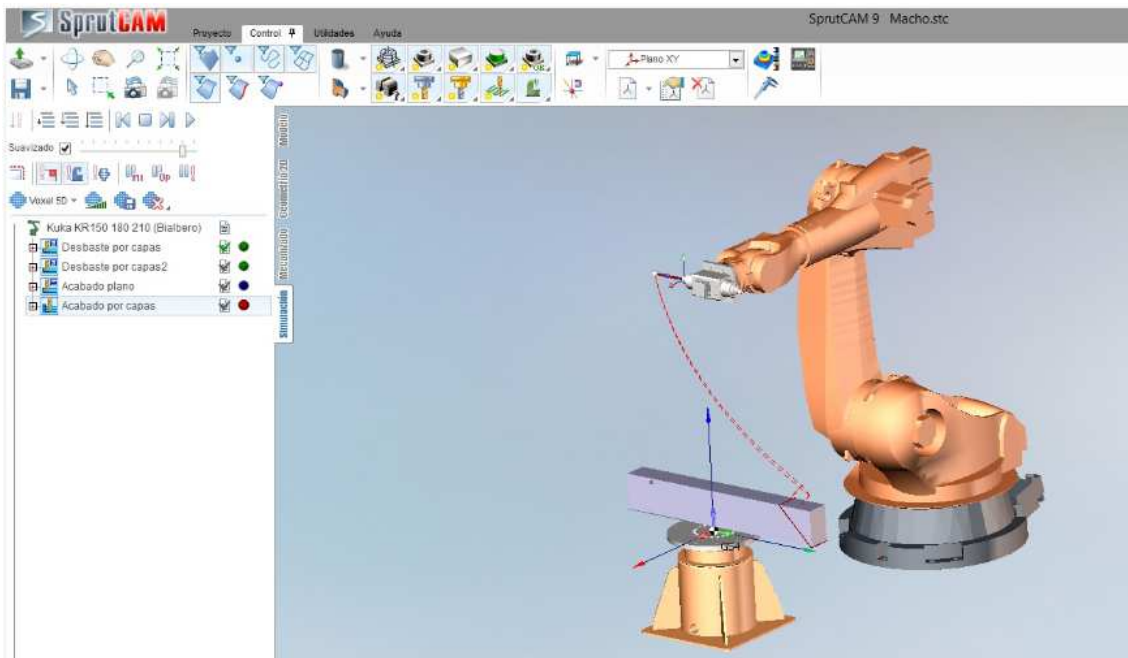


Figura 5.20. Interfaz de usuario de Sprutcam

Una vez se ha configurado el eje externo en el los archivos internos del robot, se debe parametrizar en Sprutcam. Para ello, una vez montado y fijado a la bancada de trabajo el eje externo, se procede con el propio robot a la medición de la posición del eje externo. A tal efecto, se utiliza una herramienta especial para mediciones que se monta en el cabezal. Dicha herramienta tiene el extremo final en forma cónica tal y como puede apreciarse en la figura 5.21.

Con el cabezal calibrado y la herramienta colocada, se toman medidas del punto central del plato superior (la base de trabajo) y trabajando en coordenadas World (las que tienen su origen en el punto central de la base del robot) se registran las coordenadas X, Y, Z de ese punto, que son las que nos determinan la posición del eje externo respecto al origen del robot. En el plato, previamente, se había mecanizado en una fresadora CNC el punto central (una pequeña muesca circular) para garantizar con precisión de centésimas la situación correcta del centro. Con esa misma herramienta se toman varias medidas sobre la superficie del plato para comprobar la coplanaridad entre el mismo y la base del robot, debiéndose corregir posibles discrepancias.



Figura 5.21. Herramienta de medición

Una vez obtenidas las coordenadas necesarias, hay que parametrizar el eje externo e importar el modelo 3D a Sprutcam. El programa permite controlar aspectos como la apariencia, dimensiones, posición, tipología...etc. Empíricamente, las medidas fueron tomadas por tres operarios distintos para intentar minimizar el error humano, llegando a los siguientes resultados:

| | Medida 1 | Medida 2 | Medida 3 | Media |
|---|----------|----------|----------|---------|
| X | 1849,04 | 1849,52 | 1848,5 | 1849,02 |
| Y | 6,6 | 6,8 | 6,85 | 6,75 |
| Z | 600,05 | 600,25 | 599,79 | 600,03 |

Tabla 5.1. Mediciones empíricas de la posición del eje externo

Dando por buenos los valores ($X= 1849\text{mm}$, $Y= 6.75\text{mm}$, $Z= 600\text{mm}$), se procede a su introducción en el software CAM. Así como su tipología y algunas propiedades visuales. Las figuras 5.22, 5.23, y 5. Ilustran los pasos del procedimiento descrito.



Figura 5.22. Introducción de la situación exacta del centro del eje externo

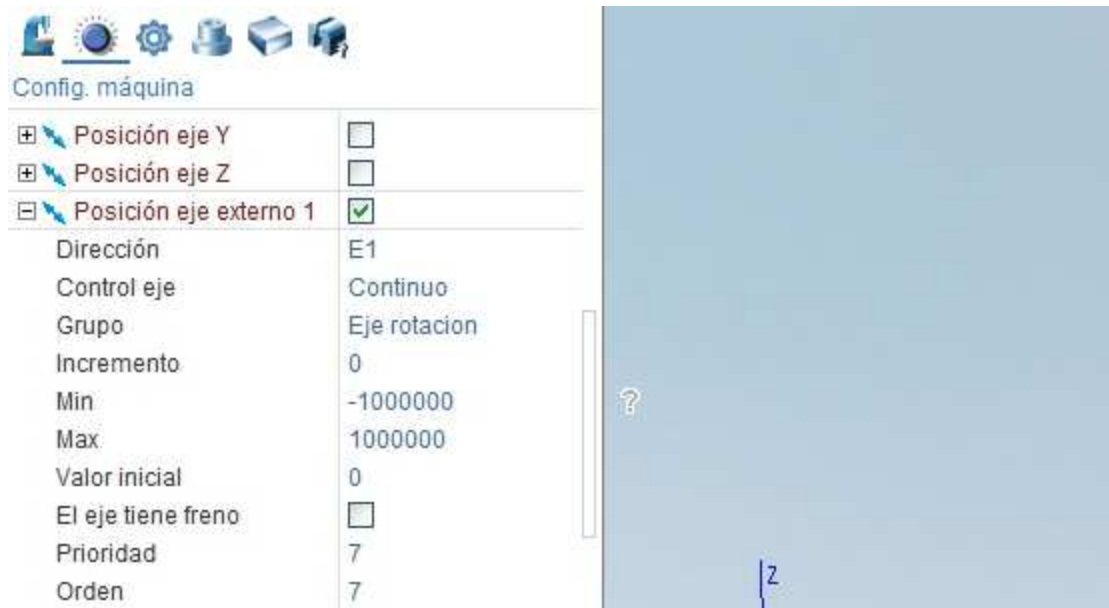


Figura 5.23. Determinación de la tipología de eje externo



Figura 5.24. Propiedades visuales del eje externo

6. Presupuesto para la construcción del reductor de velocidad

A continuación se detalla la partida de costes asociados a la construcción del eje externo en su conjunto. Para la elaboración del mismo, se han tenido en cuenta, para el caso del servomotor y del reductor de velocidad, los precios medios estimados dentro del mercado de segunda mano. Para la construcción del eje externo se utilizaron, como ya se mencionó con anterioridad, un servomotor y un reductor obtenidos de un robot fuera de servicio, por lo que la estimación del coste no es sencilla y por eso se ha optado por la forma de proceder indicada.

Los precios medios para este tipo de elementos en el mercado de segunda mano y tras consultar con varias fuentes son los que se han utilizado para la estimación de costes.

En cuanto a los costes de fabricación de los elementos estructurales que conforman el eje externo, se ha utilizado la herramienta de cálculo de costes que implementa Solidworks, Machining Cost Tool. Se ha creado para tal efecto una plantilla de trabajo donde se detallan los materiales utilizados así como su coste de mercado, el precio de la hora de taller de mecanizado, los costes de tratamientos superficiales aplicados, las operaciones de corte con plasma, chorro hidráulico, etc.

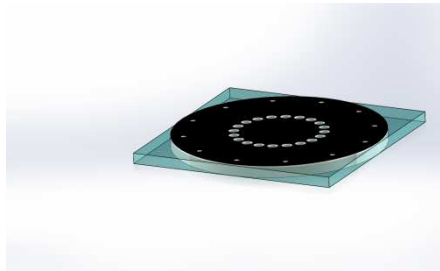
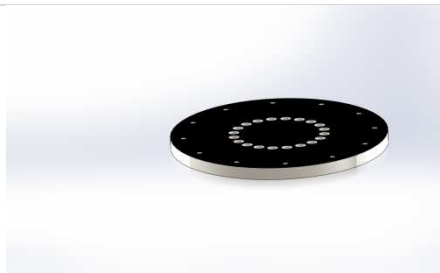
Se ha optado por esta forma de proceder al no contar con datos suficientes de los costes reales imputados a cada operación, aunque se ha tratado de reproducir de la forma más fidedigna la tipología de las operaciones realizadas así como los materiales empleados y las tarifas aplicadas relativas al coste de maquinaria, mano de obra y precio de los materiales.

A continuación se incluyen los informes obtenidos con la herramienta de costes de Solidworks (figura 5.25) para los elementos estructurales del eje externo, para más tarde adjuntar un resumen incluyendo ya los elementos o partes restantes.

| | Predeterminado | Máquinas | Coste de máquina (EUR/h) | Coste de mano de obra (EUR/h) |
|---|----------------------------------|------------------------|--------------------------|-------------------------------|
| 1 | <input checked="" type="radio"/> | Chorro hidráulico | 20,0000 | 25,0000 |
| 2 | <input type="radio"/> | Plasma | 10,0000 | 25,0000 |
| 3 | <input type="radio"/> | Láser | 20,0000 | 25,0000 |
| 4 | | Haga clic para agregar | | |

| | Clase | Material personalizado | Máquina | Grosor (mm) | Tiempo por longitud de corte (seg./mm) |
|---|------------------------|------------------------|-------------------|-------------|--|
| 1 | Aleaciones de aluminio | Aleación 6061 | Chorro hidráulico | 6,5000 | 0,20 |
| 2 | Aleaciones de aluminio | Aleación 6061 | Chorro hidráulico | 10,0000 | 0,33 |
| 3 | Aleaciones de aluminio | Aleación 6061 | Chorro hidráulico | 12,0000 | 0,45 |
| 4 | Aleaciones de aluminio | Aleación 6061 | Chorro hidráulico | 20,0000 | 0,72 |
| 5 | Aleaciones de aluminio | Aleación 6061 | Chorro hidráulico | 25,0000 | 1,00 |
| 6 | Aleaciones de aluminio | Aleación 6061 | Plasma | 6,5000 | 0,03 |

Figura 5.25. Herramienta de costes de Solidworks



Nombre del modelo: Plato giratorio

Fecha y hora del informe: 27/08/2015 17:19:24

Material: Plain Carbon Steel

Proceso de fabricación: Mecanizado

Peso: 48,73 kg

Tipo de material en bruto: Chapa

Grosor de la chapa: 28,00 mm

Coste del material: 3,35 EUR/kg

Tarifa de taller: 42,00 EUR

Cantidad para producir

N.º total de piezas: 1

Tamaño del lote: 1

Coste estimado por pieza: **313,47 EUR**

Desglose de costes

Material: 163,24 EUR

Fabricación: 150,23 EUR

Aumento: 0,00 EUR

Tiempo estimado por pieza: **02:55:11**

Configuraciones: 00:09:01

Operaciones: 02:46:09

| | | |
|---|---|---------------------|
|  | Nombre del modelo: Soporte Servo | |
| | Fecha y hora del informe: | 28/08/2015 11:09:33 |
|  | Material: | Plain Carbon Steel |
| | Proceso de fabricación: | Mecanizado |
| | Peso: | 23,35 kg |
| | Tipo de material en bruto: | Chapa |
| | Grosor de la chapa: | 20,00 mm |
| | Coste del material: | 4,50 EUR/kg |
| | Tarifa de taller: | 42,00 EUR |
| Cantidad para producir | | |
| N.º total de piezas: | 1 | |
| Tamaño del lote: | 1 | |
| Coste estimado por pieza: | 146,39 EUR | |
| Desglose de costes | | |
| Material: | 105,09 EUR | |
| Fabricación: | 41,03 EUR | |
| Aumento | 0,00 EUR | |
| Tiempo estimado por pieza: | 59:00:00 | |
| Configuraciones: | 00:08:58 | |
| Operaciones: | 00:58:02 | |

| | | |
|---|-----------------------------------|------------------------|
|  | Nombre del modelo: | Brida |
| | Fecha y hora del informe: | 28/08/2015 11:40:11 |
|  | Material: | Plain Carbon Steel |
| | Proceso de fabricación: | Mecanizado |
| | Peso: | 31,19 kg |
| | Tipo de material en bruto: | Bloque |
| | Tamaño de bloque: | 399,82x25,00x400,00 mm |
| | Coste del material: | 4,50 EUR/kg |
| | Tarifa de taller: | 42,00 EUR |

Cantidad para producir

| | |
|-----------------------------|---|
| N.º total de piezas: | 1 |
| Tamaño del lote: | 1 |

Coste estimado por pieza: **337,99 EUR**

Desglose de costes

| | |
|---------------------|------------|
| Material: | 140,34 EUR |
| Fabricación: | 197,65 EUR |
| Aumento | 0,00 EUR |

Tiempo estimado por pieza: **04:42:02**

| | |
|-------------------------|----------|
| Configuraciones: | 00:33:00 |
| Operaciones: | 04:09:02 |

| | | |
|---|--|---------------------|
|  | Nombre del modelo: Base soporte | |
| | Fecha y hora del informe: | 28/08/2015 11:50:20 |
|  | Material: | Plain Carbon Steel |
| | Proceso de fabricación: | Mecanizado |
| | Peso: | 33,70 kg |
| | Tipo de material en bruto: | Chapa |
| | Grosor de la chapa: | 12,00 mm |
| | Coste del material: | 3,35 EUR/kg |
| Tarifa de taller: | 42,00 EUR | |
| Cantidad para producir | | |
| N.º total de piezas: | 1 | |
| Tamaño del lote: | 1 | |
| Coste estimado por pieza: | | 239,88 EUR |
| Desglose de costes | | |
| Material: | 112,88 EUR | |
| Fabricación: | 127,00 EUR | |
| Aumento | 0,00 EUR | |
| Tiempo estimado por pieza: | | 03:01:40 |
| Configuraciones: | 00:21:01 | |
| Operaciones: | 02:40:39 | |

A continuación se adjunta un resumen del total de costes, incluyendo el resto de componentes junto a los costes de fabricación.

| | | Cantidad | Coste | Total |
|------------------------|---|-----------------|--------------|-----------------|
| Plato giratorio | | | | |
| | Material (acero F114) | 48,73kg | 163,24 € | 313,47 € |
| | Operaciones de mecanizado (Corte, planeado, Vaceado, taladrado, roscado, cajado) | 2:55:11 | 150,23 € | |
| | | | | |
| Tubo base | | | | |
| | Material (275JR) | 150 | 180,00 € | 232,00 € |
| | Operaciones de mecanizado (Corte, mecanizado, planeado) | 1:15:00 | 52,50 € | |
| | | | | |
| Brida | | | | |
| | Material | 31,19kg | 140,34 € | 337,99 € |
| | Operaciones de mecanizado (Corte, mecanizado, planeado, taladrado, chaflanado) | 4:42:02 | 197,65 € | |
| Base soporte | | | | |
| | Material (acero F114) | 33,70kg | 112,88 € | 239,88 € |
| | Operaciones de mecanizado | 3:01:40 | 127,00 € | |
| | | | | |

| | | | | |
|----------------------|--|--------------------|------------|-------------------|
| Soporte servo | | | | |
| | Material (acero F114) | 23,35kg | 105,09 € | 146,12 € |
| | Mecanizado (corte, taladrado, roscado, planeado) | 0:59:00 | 41,03 € | |
| | | | | |
| Servo | | 1 | 770,00 € | 770,00 € |
| | | | | |
| Reductor | | 1 | 1.400,00 € | 1.400,00 € |
| | | | | |
| Diseño 3D | | 12 | 35,00 € | 420,00 € |
| | | | | |
| Pintura | | | | |
| | Imprimación epoxi | 1l | 33,00 € | 330,50 € |
| | Pintura RAL 2004 | 1,5l | 57,50 € | |
| | Mano de obra | 8 | 240,00 € | |
| | | | | |
| | | COSTE TOTAL | | 4.189,96 € |

7. Conclusiones

A la vista de los resultados obtenidos se puede concluir que la hipótesis de partida, basada en la suposición de que la instalación está sobredimensionada, era correcta. Los resultados obtenidos en lo referente a los factores de seguridad de los engranajes ($X_H=4.63$ y $X_F=11.19$) indican que las condiciones de trabajo permiten al sistema trabajar con garantías más que sobradas frente al fallo.

En relación al cálculo levas y la determinación de la vida de los rodamientos, los resultados van por el mismo camino: se tiene un sistema robusto y sobredimensionado que asegura un funcionamiento correcto de la instalación.

La peculiaridad de este trabajo radica en el procedimiento seguido, ya que es un trabajo a posteriori. Se partía de unas necesidades de producción que debían ser resueltas lo más rápido posible y se optó por construir un diseño desde una posición conservadora, para más tarde llevar a cabo este estudio, necesario para confirmar lo que se suponía

Esta es una realidad presente en la industria y un modo de proceder, aunque no correcto, si frecuente.

El reto que se planteaba en la fase de desarrollo radicaba en la singularidad del diseño, ya que si bien es cierto que existen en el mercado ejes externos similares al descrito aquí, el hecho de tener que trabajar con elementos de despiece y adaptar todo el diseño a los mismos y a la vez integrar esta instalación dentro de otra (robot) y conseguir que funcionaran acopladas le confirió al proceso un plus de dificultad.

El resultado de este trabajo, en su parte dedicada al análisis de las condiciones de funcionamiento, y pese a haber sido desarrollado con la instalación terminada y operativa, es totalmente necesario para validar unas suposiciones que fueron asimiladas y tomadas como buenas en su momento con el fin de dar respuesta a unas necesidades reales. Cabe destacar la necesidad de buscar los resultados aquí obtenidos para reducir la incertidumbre del proceso y tener herramientas que permitan anticiparse a posibles condiciones de trabajo inadecuadas que pudieran resultar perjudiciales para la instalación.

En la parte relativa al control del sistema, el enfoque es distinto a la de los cálculos mecánicos. Esta parte es la descripción de todo el proceso de conexión, ajuste, calibración, medición, etc. que se ha llevado a cabo y que es necesaria en cualquier instalación real, y es aquí donde se pretende dotar al conjunto de un enfoque realista y práctico que pueda resultar diferenciador.

Esta parte real requiere entrar en contacto con equipos industriales y poner en práctica técnicas, procedimientos y ensayos durante la fase de investigación y recopilación de datos del trabajo, lo cual aporta una gran riqueza al mismo.

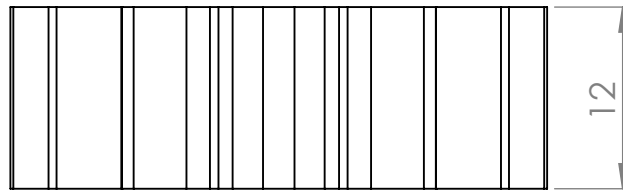
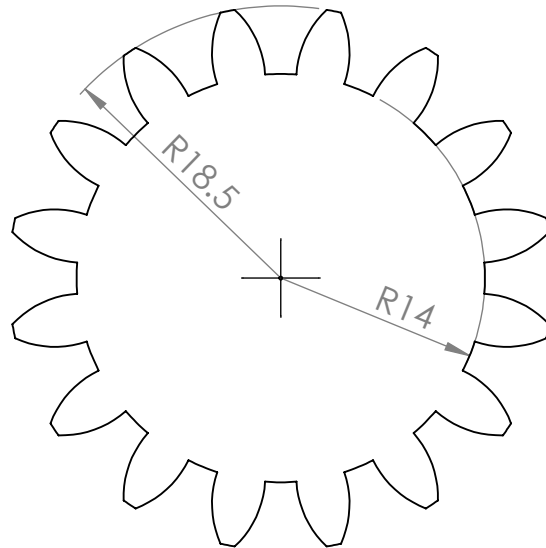
En definitiva se ha tratado de resolver un problema surgido de una necesidad industrial real y hacer un análisis desde un punto de vista académico a la vez que se describen procesos del día a día de cualquier empresa.

8. Bibliografía

- Budynas, Richard (2012): Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (9ª ed.), Ed.McGraw-Hill
- TV Rajan, CP Sharma, A Sharma (2011): Heat treatment: principles and techniques (2ª ed.), Ed.PHI
-
- Manual de programación KUKA KRC2. KUKA System Software (KSS) Release 4.1
- KUKA Positioner KP-1 Specifications
- Apuntes de la asignatura Tecnología de Máquinas del GITI (UPV)

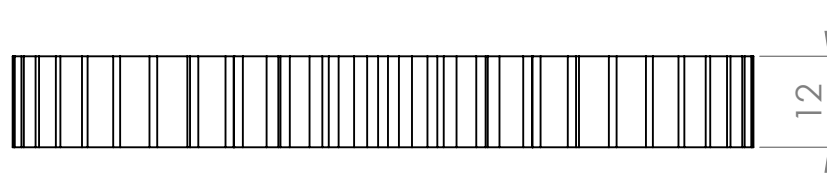
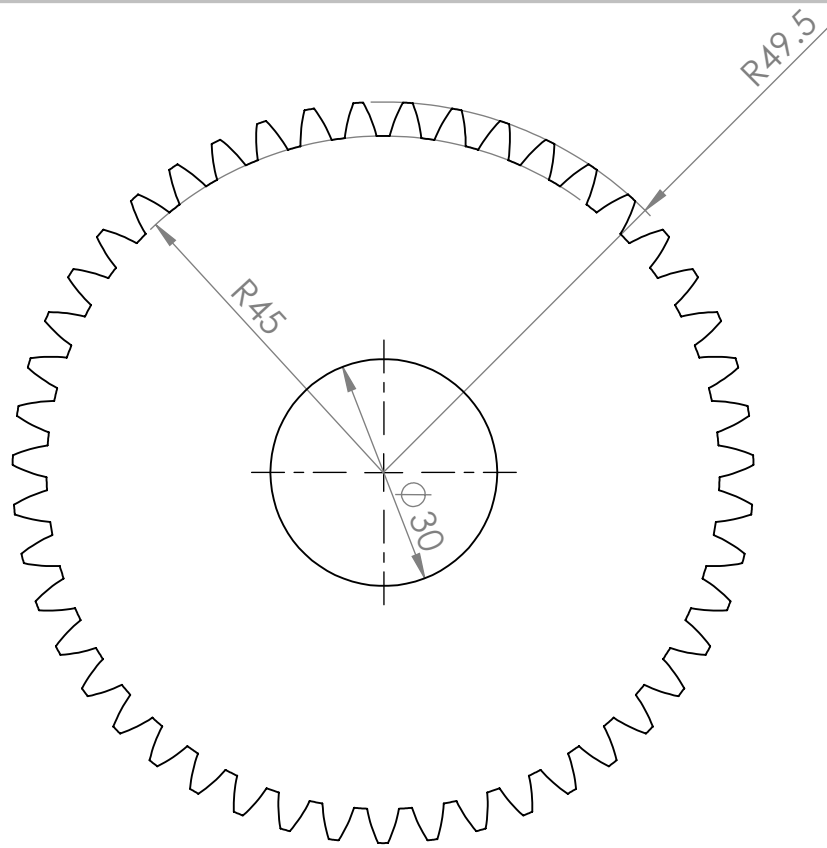
9. Anexo I: Planos

1. Piñón
2. Planeta
3. Leva
4. Cicliode
5. Anillo exterior
6. Plano de montaje eje externo



| |
|----------|
| $b = 12$ |
| $z = 16$ |
| $m = 2$ |

| | | | | | | | | | |
|---|--|------------|--|---------------------------------------|--|---------------------|--|-------------|--|
| SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR: | | ACABADO: | | REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS | | NO CAMBIE LA ESCALA | | REVISIÓN | |
| NOMBRE | | FIRMA | | FECHA | | TÍTULO: | | | |
| DIBUJ. | | Fco. Gómez | | | | <h1>Piñón</h1> | | | |
| VERIF. | | | | | | | | | |
| APROB. | | | | | | | | | |
| FABR. | | | | | | | | | |
| CAUD. | | | | MATERIAL: | | N.º DE DIBUJO | | A4 | |
| | | | | Acero de nitruración | | | | | |
| | | | | PESO: | | ESCALA:2:1 | | HOJA 1 DE 1 | |



| |
|----------|
| $b = 12$ |
| $z = 47$ |
| $m = 2$ |

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

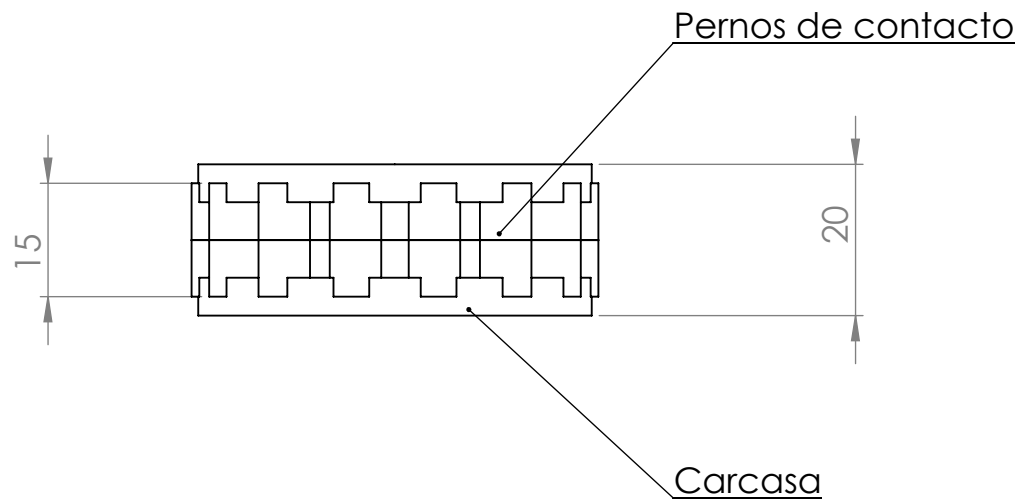
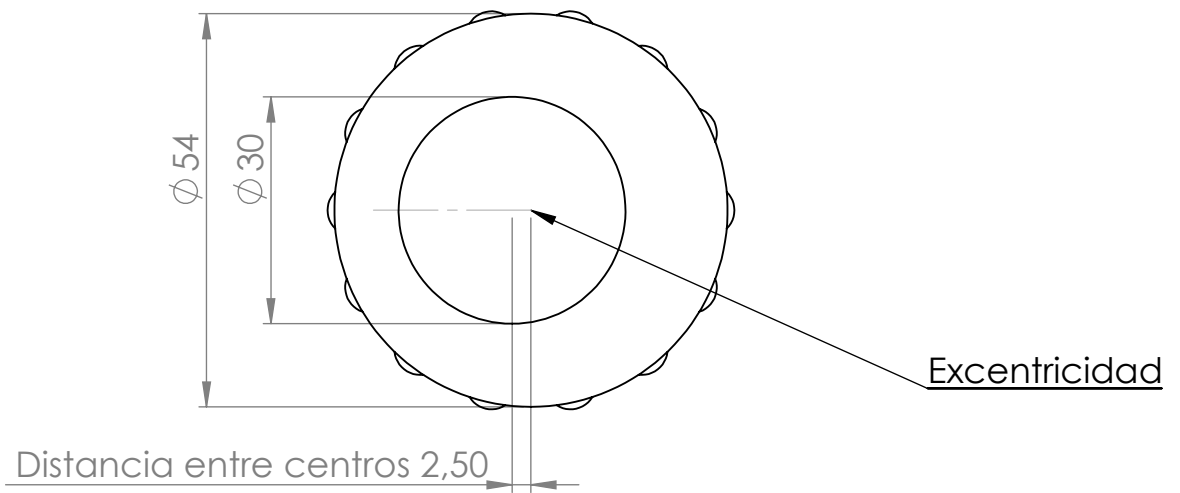
REBARBAR Y
 ROMPER ARISTAS
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

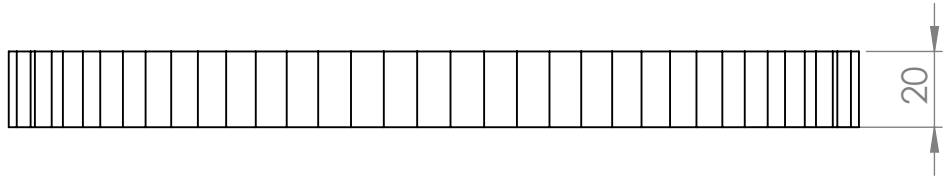
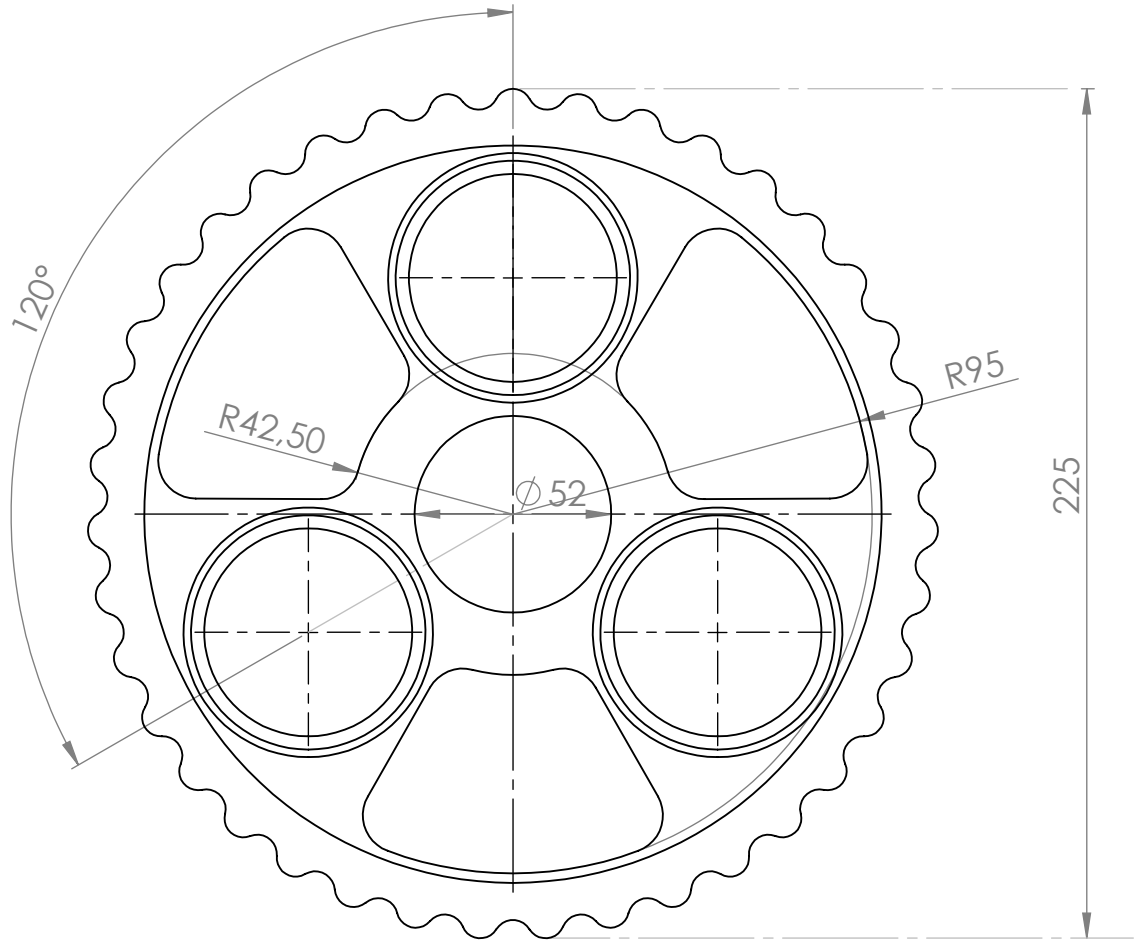
REVISIÓN

| | NOMBRE | FIRMA | FECHA | |
|--------|------------|-------|-------|-----------------------------------|
| DIBUJ. | Fco. Gómez | | | |
| VERIF. | | | | |
| APROB. | | | | |
| FABR. | | | | |
| CAUID. | | | | |
| | | | | MATERIAL: Acero de nitruración |
| | | | | PESO: |

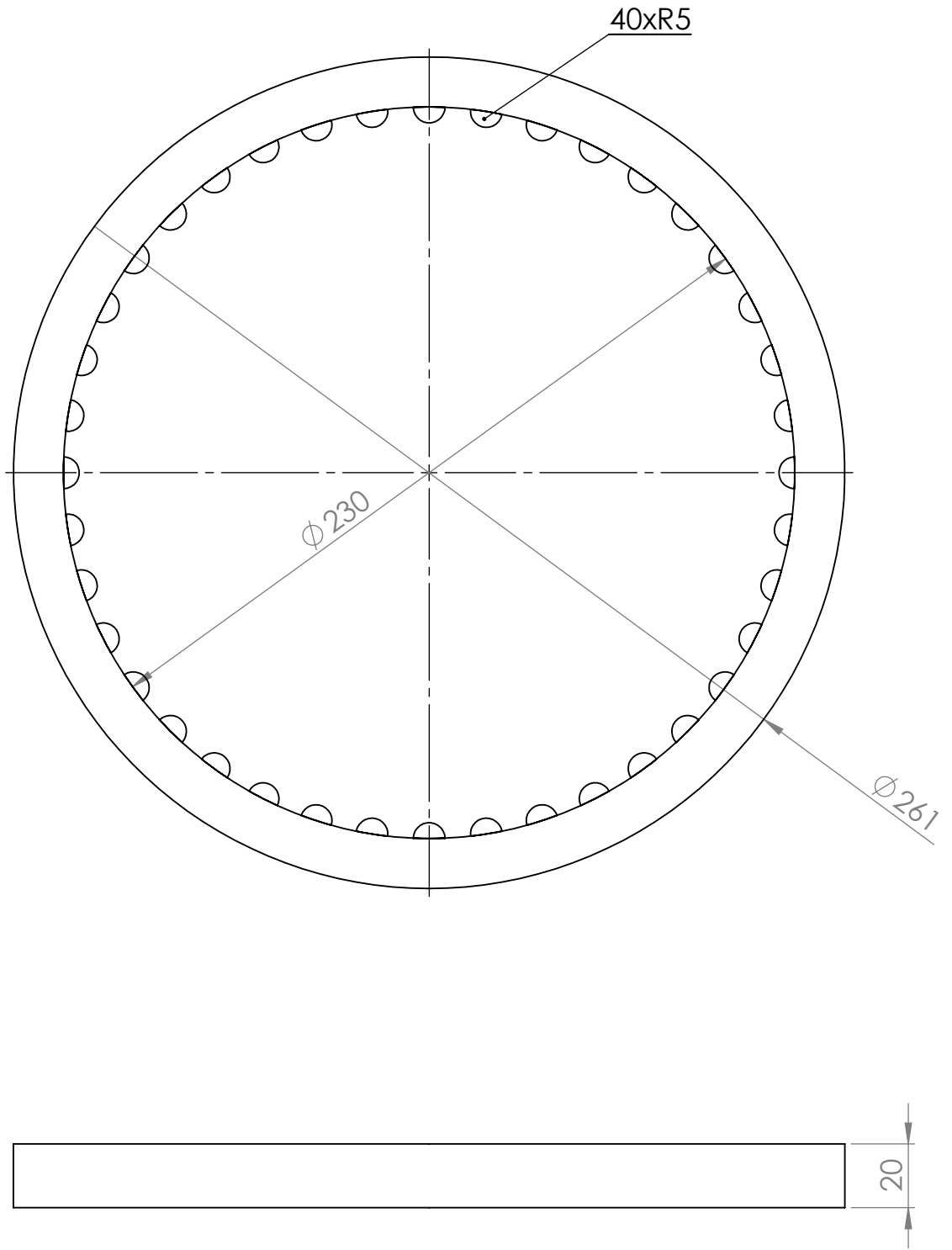
| | | |
|---------------|------------------|-------------|
| TÍTULO: | <h1>Planeta</h1> | |
| N.º DE DIBUJO | | A4 |
| ESCALA: 1:1 | | HOJA 1 DE 1 |



| | | | | | | | | | | | |
|---|--|--|--|---|---------------------------------------|---------------------|----------|---|--|--|--|
| SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR: | | | | ACABADO: | REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS | NO CAMBIE LA ESCALA | REVISIÓN | | | | |
| | | | | <p style="text-align: center; font-size: 2em;">Leva</p> | | | | | | | |
| NOMBRE | | | | | | | | TÍTULO: | | | |
| FIRMA | | | | | | | | N.º DE DIBUJO | | | |
| FECHA | | | | | | | | MATERIAL: | | | |
| | | | | | | | | Carcasa: Acero de nitruración Pernos: Acero templado | | | |
| DIBUJ. | | | | PESO: | | | | A4 | | | |
| VERIF. | | | | ESCALA: 1:1 | | | | HOJA 1 DE 1 | | | |
| APROB. | | | | | | | | | | | |
| FABR. | | | | | | | | | | | |
| CAUID. | | | | | | | | | | | |



| | | | | | | | |
|---|--|--|--|--------------------------------|---------------------------------------|---------------------|----------|
| SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR: | | | | ACABADO: | REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS | NO CAMBIE LA ESCALA | REVISIÓN |
| | | | | TÍTULO: <h1>Cicloide</h1> | | | |
| DIBUJ. Fco. Gómez | | | | MATERIAL: Fundición nodular | | | |
| VERIF. | | | | N.º DE DIBUJO | | | |
| APROB. | | | | ESCALA: 1:5 | | | |
| FABR. | | | | HOJA 1 DE 1 | | | |
| CAUID. | | | | A4 | | | |
| PESO: | | | | | | | |



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

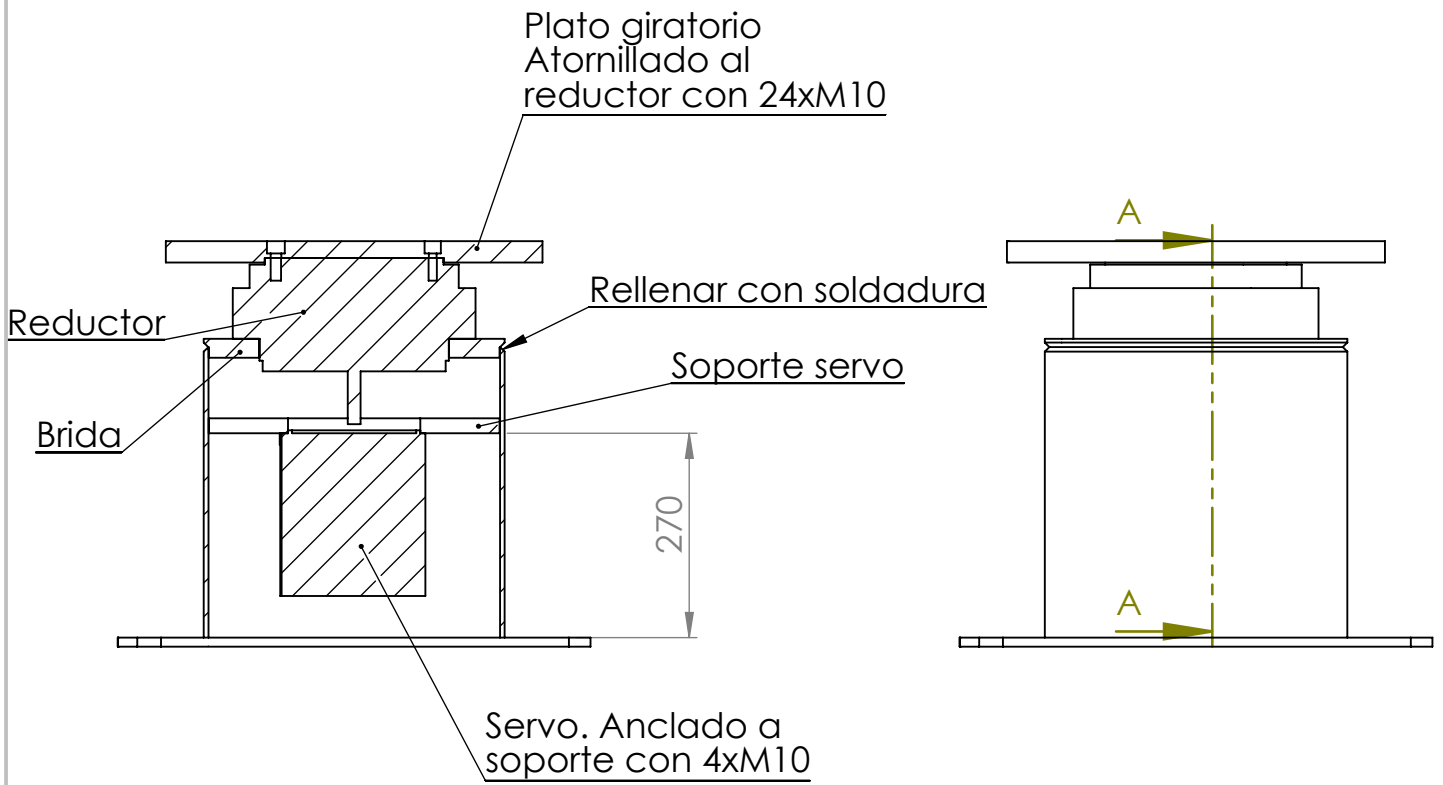
REBARBAR Y
 ROMPER ARISTAS
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

| | NOMBRE | FIRMA | FECHA | | |
|--------|------------|-------|-------|----------------------|--|
| DIBUJ. | Fco. Gómez | | | | |
| VERIF. | | | | | |
| APROB. | | | | | |
| FABR. | | | | | |
| CAUID. | | | | | |
| | | | | MATERIAL: | |
| | | | | Acero de nitruración | |
| | | | | PESO: | |

| | | |
|---------------|--|--------------------------|
| TÍTULO: | | <h1>Anillo exterior</h1> |
| N.º DE DIBUJO | | |
| ESCALA: 1:5 | | HOJA 1 DE 1 |
| | | A4 |



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

| | | | | | | | | | | | |
|---|--|--|------------|--|---------------------------------------|--|---|--|-------------|--|--|
| SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR: | | | ACABADO: | | REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS | | NO CAMBIE LA ESCALA | | REVISIÓN | | |
| NOMBRE | | | FIRMA | | FECHA | | TÍTULO: | | | | |
| DIBUJ. | | | Fco. Gómez | | | | <h1>Plano de montaje Eje externo</h1> | | | | |
| VERIF. | | | | | | | | | | | |
| APROB. | | | | | | | | | | | |
| FABR. | | | | | | | | | | | |
| CAUID. | | | | | MATERIAL: | | N.º DE DIBUJO | | A4 | | |
| | | | | | PESO: | | ESCALA:1:20 | | HOJA 1 DE 1 | | |