



**Escuela Superior  
de Ingeniería y Tecnología**  
Universidad de La Laguna

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

*Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica*

## **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

DISEÑO DE MECANISMO QUE PERMITA LA  
COMUNICACIÓN CON EL LENGUAJE DE SIGNOS

**La Laguna, MARZO DE 2020**

**Autora:** María Graciela Castellano Fuenmayor

**Tutora:** Isabel T. Martín

## **INDICE GENERAL**

### **1. ABSTRACT**

### **2. MEMORIA**

### **3. ANEXOS**

3.1. ANEXO I. CÁLCULOS

3.2. ANEXO II. PLANOS

3.3. ANEXO III. PREPARACIÓN DE PIEZAS PARA IMPRESIÓN 3D

3.4. ANEXO IV. CATÁLOGOS

3.5. ANEXO V. PRESUPUESTOS

# ÍNDICE MEMORIA

<b>0. HOJA DE IDENTIFICACIÓN .....</b>	<b>4</b>
<b>1. RESUMEN.....</b>	<b>5</b>
<b>2. OBJETO.....</b>	<b>5</b>
<b>3 ALCANCE .....</b>	<b>5</b>
<b>4 NORMATIVAS Y REFERENCIAS .....</b>	<b>6</b>
4.1. Normativa .....	6
4.2. Software utilizado .....	6
<b>5. ANTECEDENTES .....</b>	<b>8</b>
5.1. Introducción .....	8
5.1.1. Lenguaje de signos.....	10
5.2. Mecanismos comerciales .....	14
5.2.1. Diseños actuales.....	14
5.3. Fundamentos teóricos .....	17
5.3.1. Conexiones entre mecanismos.....	17
<b>6. ANÁLISIS DE SOLUCIONES .....</b>	<b>21</b>
6.1 Requisitos de diseño .....	21
6.2 Análisis del mecanismo .....	22
6.2.1 Prototipo 1.....	22
6.2.2. Prototipo 2.....	23
6.2.3 Prototipo 3.....	24
<b>7. RESULTADOS.....</b>	<b>26</b>
7.1. Funcionamiento .....	27
7.1.1 Dedo pulgar .....	33
7. 2. Comprobaciones.....	34
7. 2. Dimensiones .....	34
7. 2. Cálculos .....	35
7.3. Material .....	38
7.4. Presupuesto.....	39
7.5. Desarrollo sostenible .....	39
7.5.1. Medio ambiente .....	39
7.5.2. Salud e Igualdad .....	40
7.5.3. Educación .....	40
7.6. Evaluación de Riesgos .....	41
<b>8. CONCLUSIÓN.....</b>	<b>42</b>

<b>9. BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>43</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>3</b>

## ÍNDICE ANEXO I: Cálculos

<b>0. LISTA DE SÍMBOLOS .....</b>	<b>4</b>
<b>1. DESCRIPCIÓN DEL MECANISMO .....</b>	<b>5</b>
1.1 ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN.....	7
1.2 DIMENSIONES DE FALANGES Y BASE .....	8
1.3 ACCESORIOS .....	11
1.3.1 Cojinetes .....	11
1.3.2 Chavetas.....	12
1.4 EMBRAGUE .....	12
1.5 MATERIAL SELECCIONADO .....	14
<b>2.. DESCRIPCIÓN DEL MOVIMIENTO .....</b>	<b>15</b>
2.1. CÁLCULO DE DESPLAZAMIENTOS.....	15
<b>3. DIMENSIONADO DEL MOTOR.....</b>	<b>21</b>
3.1 CÁLCULO DE INERCIA EQUIVALENTE .....	21
3.1.1. Inercias elementos .....	22
3.1.2.. Cálculo cinemático .....	32
3.1.3. Inercia equivalente .....	33
3.2. MOMENTO TORSOR.....	34
3.3. SELECCIÓN DEL MOTOR.....	37
3.3.1. Motor RS 455-2527 .....	37
3.3.2. Caja reductora .....	38
3.3.3. Motor RS 204-4850 (seleccionado) .....	42
<b>4. DIMENSIONADO DE EJE .....</b>	<b>44</b>
4.1 DIÁMETRO MÍNIMO DEL EJE .....	44
4.1.1 Ubicación de elementos sobre el eje .....	45
4.1.2 Determinación de fuerzas radiales y axiales .....	48
4.1.3 Reacciones sobre los apoyos .....	55
4.1.4 Diagrama de momento flexionante .....	57
4.1.5 Dimensionado .....	60
4.2. FATIGA .....	61
4.3. VIBRACIONES DEL ÁRBOL .....	68
4.3.1. Fórmula de Dunkerley .....	70
4.4.2 Método de Rayleigh .....	74
4.4. COJINETES.....	76
4.5. CHAVETEROS .....	79
<b>5. ESTUDIO DE PLACAS DE FALANGES .....</b>	<b>81</b>

**6. DIMENSIONADO DE LA BASE ..... 89**

## **ÍNDICE ANEXO II: PLANOS**

### **1.01.0. CONJUNTO**

#### **1.02.S1. SUBCONJUNTO DEDO**

1.02.S2. Subconjunto explosionado

1.02.01. Eje 4.1

1.02.03. Eje III

1.02.05. Falange Tipo 3

1.02.06. Eje 4.2

1.02.07. Eje II

1.02.10. Falange Tipo 2

1.02.11. Eje 3

1.02.12. Falange Tipo 1

1.02.14. Base

1.02.15. Caja Poleas

#### **1.03.0. PIEZA EJE V**

---

## ÍNDICE ANEXO III: Preparación de piezas para la impresión 3D

<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>3</b>
<b>2. LAMINADO .....</b>	<b>3</b>
2.1. Posicionado .....	3
2.2. Selección del material.....	5
2.3. Perfil de laminado .....	7

## ÍNDICE ANEXO IV: CATÁLOGOS

<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>2</b>
<b>2. ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN.....</b>	<b>3</b>
2.1. Poleas.....	3
2.2. Correas.....	4
2.3. Cardán.....	5
<b>3. COJINETES.....</b>	<b>8</b>
<b>4. CHAVETEROS.....</b>	<b>9</b>
<b>5. ELECTRÓNICA.....</b>	<b>10</b>
5.1. Motor.....	10
5.2. Embrague.....	15
<b>6. MATERIALES.....</b>	<b>20</b>
6.1. AW6061.....	20
6.2. PETG.....	21

## **ÍNDICE ANEXO V: PRESUPUESTOS**

- 1. PRESUPUESTO CON ELEMENTOS ORIGINALES.....1**
- 2. PRESUPUESTO CON ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN FABRICADOS  
CON IMPRESIÓN 3D.....3**



**Escuela Superior  
de Ingeniería y Tecnología**  
Universidad de La Laguna

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

*Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica*

## **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

DISEÑO DE MECANISMO QUE PERMITA LA  
COMUNICACIÓN CON EL LENGUAJE DE SIGNOS

### ***ABSTRACT***

**La Laguna, MARZO DE 2020**

**Autora:** María Graciela Castellano Fuenmayor

**Tutora:** Isabel T. Martín

# ABSTRACT

Development research about a mechanism capable of performing some necessary movements for the configuration of Spanish Sign Language. Furthermore, it is done an anatomical investigation about a human hand and some actual designs that resemble hands, especially in those used for rehabilitation.

This prototype started consisting of a system of pulleys and gears driven by a single motor and four or five clutch that will allow the independent movement of each finger. To simplify this mechanism, the project does not include movements like adduction and abduction between fingers.

Finally, to realize the budget and design, it is realized an analysis of the components whose dimensions are easily found in the current market. In addition, it is taken into consideration the realization of the pieces by 3D printers.



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

*Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica*

## **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

DISEÑO DE MECANISMO QUE PERMITA LA  
COMUNICACIÓN CON EL LENGUAJE DE SIGNOS

***MEMORIA***

**La Laguna, MARZO DE 2020**

**Autora:** María Graciela Castellano Fuenmayor

**Tutora:** Isabel T. Martín

# ÍNDICE MEMORIA

<b>0. HOJA DE IDENTIFICACIÓN .....</b>	<b>4</b>
<b>1. RESUMEN.....</b>	<b>5</b>
<b>2. OBJETO.....</b>	<b>5</b>
<b>3 ALCANCE .....</b>	<b>5</b>
<b>4 NORMATIVAS Y REFERENCIAS .....</b>	<b>6</b>
4.1. Normativa .....	6
4.2. Software utilizado .....	6
<b>5. ANTECEDENTES .....</b>	<b>8</b>
5.1. Introducción .....	8
5.1.1. Lenguaje de signos.....	10
5.2. Mecanismos comerciales .....	14
5.2.1. Diseños actuales.....	14
5.3. Fundamentos teóricos .....	17
5.3.1. Conexiones entre mecanismos.....	17
<b>6. ANÁLISIS DE SOLUCIONES .....</b>	<b>21</b>
6.1 Requisitos de diseño .....	21
6.2 Análisis del mecanismo .....	22
6.2.1 Prototipo 1.....	22
6.2.2. Prototipo 2.....	23
6.2.3 Prototipo 3.....	24
<b>7. RESULTADOS.....</b>	<b>26</b>
7.1. Funcionamiento .....	27
7.1.1 Dedo pulgar .....	33
7. 2. Comprobaciones.....	34
7. 2. Dimensiones .....	34
7. 2. Cálculos .....	35
7.3. Material .....	38
7.4. Presupuesto.....	39
7.5. Desarrollo sostenible .....	39
7.5.1. Medio ambiente .....	39
7.5.2. Salud e Igualdad .....	40
7.5.3. Educación .....	40
7.6. Evaluación de Riesgos .....	41

<b>8. CONCLUSIÓN.....</b>	<b>42</b>
<b>9. BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>43</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>3</b>

**0. Hoja de identificación**

<b>PROYECTO</b>	
<b>TÍTULO</b>	DISEÑO DE MECANISMO QUE PERMITA LA COMUNICACIÓN CON EL LENGUAJE DE SIGNOS
<b>PETICIONARIO</b>	
<b>NOMBRE</b>	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
<b>DIRECCIÓN</b>	CAMINO SAN FRANCISCO DE PAULA, S/N. CAMPUS ANCHIETA. CÓDIGO POSTAL 38200, SAN CRISTOBAL DE LA LAGUNA, TENERIFE, ESPAÑA.
<b>TELÉFONO</b>	(+34)922 31 83 09
<b>AUTORA</b>	
<b>NOMBRE</b>	MARÍA GRACIELA CASTELLANO FUENMAYOR
<b>DNI</b>	79093706-H
<b>TUTORA</b>	
<b>NOMBRE</b>	ISABEL T. MARTÍN
<b>FECHA</b>	
MARZO DE 2020	

## 1. RESUMEN

Se desarrolla un estudio de un mecanismo que permita ejecutar los movimientos necesarios para la configuración de letras del alfabeto de la Lengua de Signos Española (LSE). Además, se realiza un estudio anatómico de una mano humana, así como de los dispositivos actuales de manos artificiales y elementos de rehabilitación, siendo estos también material de ayuda para el diseño del prototipo del proyecto.

El prototipo iniciado consiste en un sistema de tren de poleas y engranajes, accionado por un único motor y con un embrague que permitirá generar el movimiento individual de cada dedo. Para simplificar el mecanismo, no se han tenido en cuenta los movimientos de aducción y abducción.

Para la elaboración del presupuesto y el diseño, se ha hecho un análisis de las piezas cuyas dimensiones se encuentran en el mercado actual, teniendo también en cuenta la realización de estas piezas mediante impresora 3D.

## 2. OBJETO

Estudio de un mecanismo que permita a un estudiante de logopedia con dificultad en las articulaciones de las manos, configurar la mayor cantidad de letras del alfabeto del Lenguaje de signos. Además, se comenta cómo se podría adaptar para su uso como sistema de rehabilitación, así como sus posibles riesgos.

Se realiza un estudio de los elementos comerciales que se puedan seleccionar, hasta la construcción de los planos.

## 3. ALCANCE

En este trabajo, se realiza:

- Estudio de mecanismos y piezas necesarios para el movimiento del sistema, de manera que pueda realizar los movimientos de flexión y extensión de una mano.
- Se ha teniendo en cuenta su posible construcción usando impresora 3D.

- Cálculo de motor y métodos de reducción necesarios para el mecanismo.
- Realización de planos para su posible construcción de 4 dedos: Índice, dedo medio, anular y meñique.
- Aporte de una solución para la construcción del dedo pulgar, sin desarrollo de planos.
- No se diseña el mecanismo de control de los dispositivos.

## 4. NORMATIVAS Y REFERENCIAS

### 4.1. Normativa

- UNE 157001:2014. Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico.
- UNE 17 102 67/1 Chavetas paralelas. Serie normal.
- UNE EN 22768-2:1993. Tolerancias para cotas geométricas sin indicación individual de tolerancia.
- Real Decreto 1311/2005 de 4 de noviembre, sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores frente a los riesgos derivados o que puedan derivarse de la exposición a vibraciones mecánicas.
- Real Decreto Legislativo 1/2013, de 29 de noviembre, por el que se aprueba el Texto Refundido de la Ley General de derechos de las personas con discapacidad y de su inclusión social.

### 4.2. Software utilizado

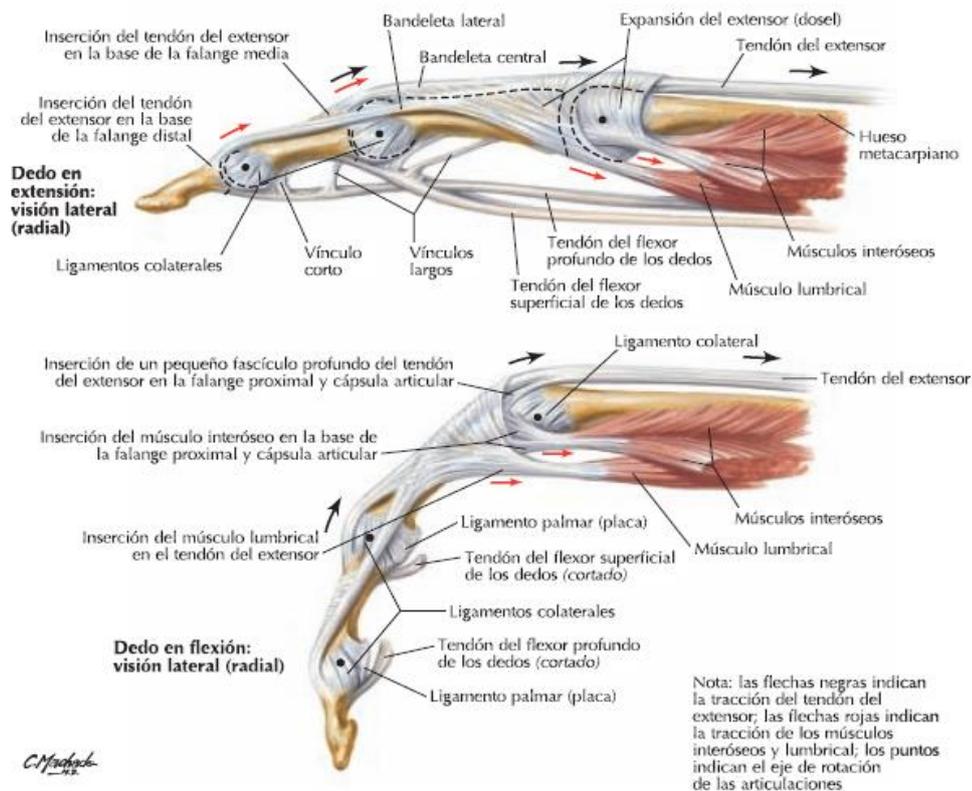
- Microsoft Office Word 2018. Para la redacción de este proyecto.
- Microsoft Office Excel 2018. Para la realización de cálculos como el centro de masa de la estructura, peso estructural, vibración y presupuesto.

- Solid Works 2017. Software CAD para modelo mecánico en 2D y 3D. Se ha utilizado para el estudio de flexión de las placas que hacen de falanges y la realización de los planos.
- AutoCAD 2018. Software de diseño CAD comercializado por AutoDesk. La página donde se ha seleccionado el embrague, permitía descargar este elemento en este formato CAD, por lo que fue de gran ayuda para el estudio de dimensiones. Además, se empleó para el estudio de ángulos de giro necesarios en cada posición.
- Ultimaker Cura 4.5.0. Software desarrollado por Ultimaker para definir los parámetros de laminado: espesor de capa, temperatura y velocidad de impresión, necesarios para la obtención de las piezas mediante impresora 3D.

## 5. ANTECEDENTES

### 5.1. Introducción

Una mano humana está compuesta por músculos, huesos y ligamentos que permiten el control del movimiento a partir de señales que envía el cerebro (*fig. 5.1*), llamadas estímulos. Las articulaciones se encuentran entre los huesos unidas a los mismos por ligamentos, que son de un material muy resistente y permiten la tracción y contracción de los músculos sin que se produzca rotura [1].



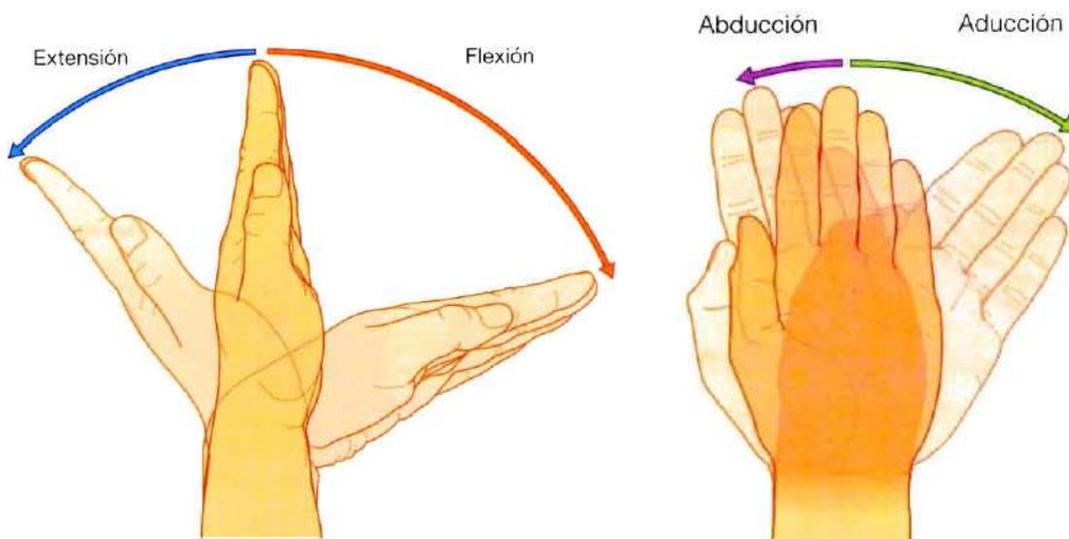
**Fig. 5.1.** Anatomía de una mano Fuente: Netter

Está compuesta por un total de cinco dedos, formados a su vez por los 8 huesos del carpo que corresponden a la muñeca, los 5 metacarpianos que forman la palma y las falanges: dos para el pulgar y tres para el resto de los dedos (*fig. 5.2*).

Las articulaciones entre los ocho pequeños huesos del carpo sólo permiten unos movimientos limitados de abducción, aducción, flexión y extensión de la mano (*fig. 5.3*).

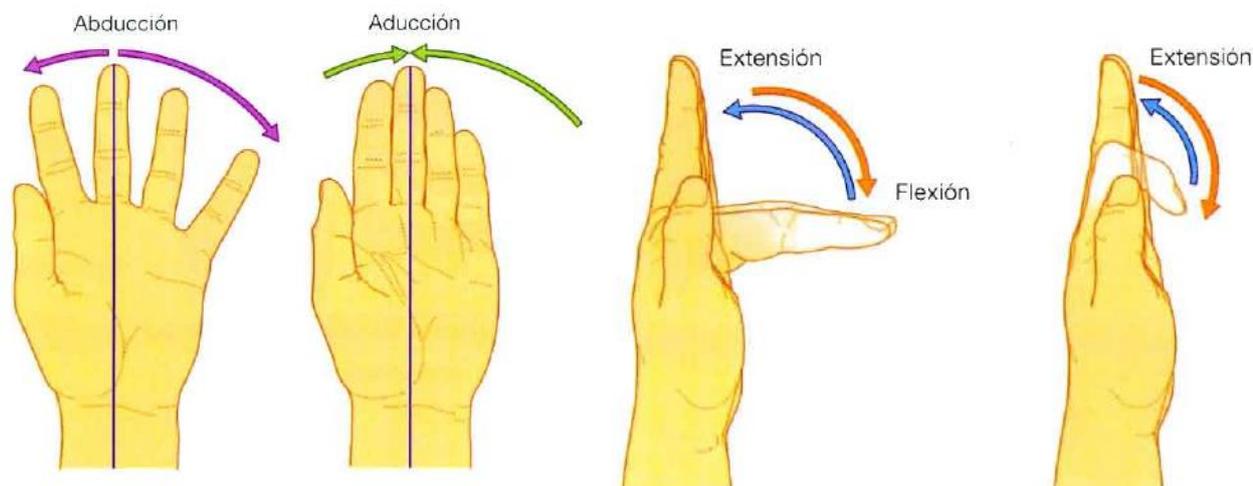


**Fig. 5.2.** Distribución de huesos de la mano. Fuente: Gray Anatomía para Estudiantes [2]



**Fig. 5.3.** Movimientos de la mano articulación de la muñeca. Fuente: Gray Anatomía para Estudiantes [2]

Por otro lado, las articulaciones entre las falanges permiten los movimientos de flexión y extensión (*fig 5.4.b*), mientras que la articulación entre los metacarpianos y las falanges (metacarpofalángicas) permiten los movimientos de abducción y aducción (*fig 5.4.a*).



a) Movimientos de las articulaciones metacarpofalángicas.      b) Articulaciones Interfalángicas

**Fig. 5.4.** Fuente: Gray Anatomía para Estudiantes [2]

El movimiento que combina la flexión, extensión, abducción y aducción, se denomina *circunducción*. De esta manera, los dedos logran dibujar una figura de cono.

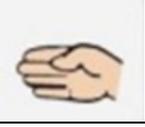
### 5.1.1. Lenguaje de signos

El lenguaje de signos es un lenguaje visual que se basa en un sistema de gestos, utilizando el movimiento de las articulaciones en los dedos y la mano para la comunicación entre personas con discapacidad auditiva y/o dificultad de habla.

Entre los movimientos necesarios para la comunicación mediante el lenguaje de signos, se realizan todos los movimientos presentados en el apartado 5.1, dentro de los que destacan los movimientos de flexión y extensión de las articulaciones interfalángicas (*Fig.5.4b*). Aunque para la realización completa del alfabeto son necesarios todos los movimientos, estas dos acciones permiten la configuración de la mayor cantidad de letras.

Se realiza un estudio del movimiento para configurar cada letra. Como se puede observar en la tabla (*tabla 5.1*), el movimiento más utilizado para la configuración de estas letras es la flexión y extensión de las falanges.

**Tabla 5.1.** Estudio de movimientos para configuración del lenguaje de signos. Fuente: propia.

Alfabeto Dactilológico	Alfabeto	Movimientos
	A	Flexión de falanges 1, 2 y 3 (completa)
	B	Flexión de dedo pulgar
	C	Flexión de falanges 1, 2 y 3
	D	Flexión de falanges 1, 2 y 3 de dedo 2*
	E	Flexión falanges 1 y 2
	F	Flexión falange 3
	G	Abducción y aducción dedo 2. Flexión completa dedos 3, 4 y 5

	H	Flexión dedos 4 y 5 Aducción dedo 2
	I	Flexión dedos 1, 2, 3, 4.
	J	Circunducción de dedo meñique Flexión dedos 1, 2, 3, 4
	K	Flexión 90° falange 3 dedo 3 Flexión completa de dedos 4 y 5
	L	Flexión dedos 3, 4 y 5
	M	Flexión dedo 5 Flexión mano
	N	Flexión dedos 4 y 5 Flexión mano Abducción
	O	Flexión dedo 2
	P	Flexión dedo 1 y 5

	Q	Flexión 90° falange 3
	R	Flexión falange 2
	S	Flexión completa dedo 2
	T	Flexión 90° de falange 3 dedo 2
	U	Flexión dedos 4 y 5
	V	Flexión dedos 4 y 5 Abducción de mano
	W	Flexión dedos 5 Abducción de mano
	X	Flexión completa del dedo 2 Abducción de mano
	Y	Flexión completa y repetida dedo 5.

	Z	Flexión dedo 5. Requiere movimientos de flexión de todas las falanges, formando una Z en el espacio.
*Se cuentan los dedos siendo dedo nº1 = dedo pulgar y dedo meñique nº5.		

## 5.2. Mecanismos comerciales

### 5.2.1. Diseños actuales

#### EXO-HAND

Existen muchos modelos de manos mecánicas en el mercado, un ejemplo de ello son las EXOHAND (*fig. 5.5*) de la compañía alemana FESTO. Esta mano neumática, se presenta como un exoesqueleto que puede ser llevado como un guante, y es posible adaptarse a cualquier tamaño de mano. Se presenta como una mano neumática externa que puede ayudar a prevenir la fatiga en actividades y movimientos repetitivos, permite que el operario esté situado en una zona de seguridad en caso de que el trabajo fuera peligroso y además sirve como terapia de entrenamiento de los músculos tras un accidente cerebrovascular [3].

Posee 8 actuadores neumáticos de doble efecto, que permiten todos los grados de libertad de una mano normal. Está fabricada en poliamida con un proceso de sinterizado selectivo por láser (SLS).

La fuerza ejercida por el paciente y la posición de los dedos de la mano se registran mediante sensores [4].



**Fig.5.5.** Exo-Hand Fuente: FESTO [4]

### **Scorbot-ER**

A pesar de ser un brazo mecánico, se puede utilizar un modelo del Scorbot (*fig.5.6*) a pequeña escala para realizar un movimiento sencillo de las articulaciones de las falanges. Este mecanismo sencillo reduce significativamente el uso de actuadores y motores externos.

Este brazo robot, es adecuado para el uso integrado de aplicaciones de celdas de trabajo automatizadas, como soldadura robótica, visión artificial, tendido de máquinas por control numérico y otras operaciones de sistemas de manufactura flexible [5].

Es un mecanismo de 5 ejes, la transmisión de movimiento se realiza mediante engranajes, correas y tornillos de potencia. Es accionado por servo motores de 12 VDC y decodificadores ópticos en cada eje (encoders rotatorios).

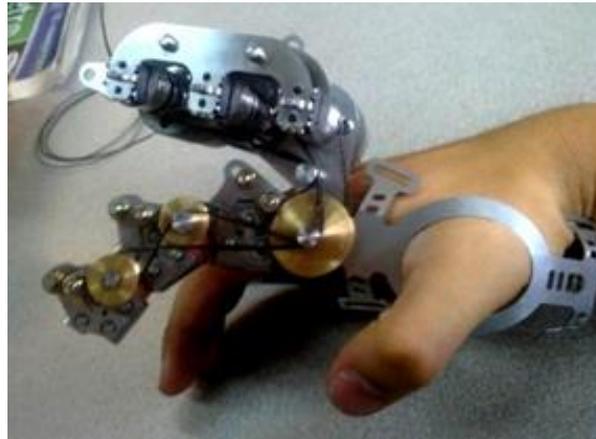


**Fig. 5.6.** SCORBOT-ER 9 PRO Fuente: Intelitek

## 5.2.2. Sistemas de Rehabilitación Interfalángica

### Rehabilitación para dedo índice

Este prototipo (*fig. 5.7*) está diseñado para lograr los movimientos de flexión y extensión, restringiendo el movimiento de abducción y aducción con el fin de simplificar el mecanismo. Este dispositivo, posee las medidas adecuadas para adaptarse a las medidas del dedo índice de una persona adulta.



**Fig. 5.7.** Mecanismo para rehabilitación de dedo índice. Fuente [6].

Este sistema de rehabilitación permite movilizar el dedo índice, ubicando los sistemas de transmisión en el exterior de la carcasa donde va el dedo.

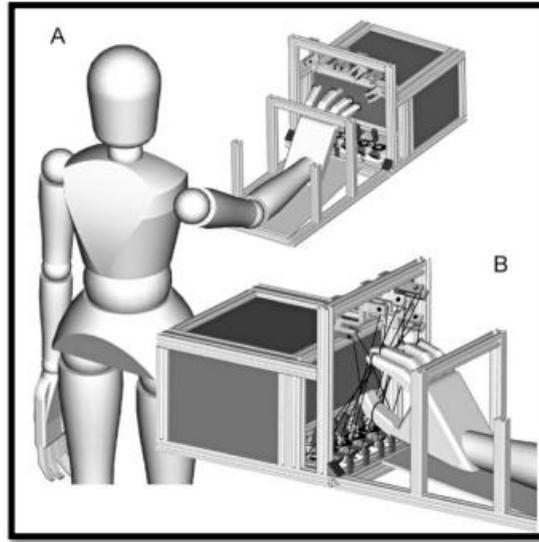
### Handcare

Existen además muchos sistemas de rehabilitación para el movimiento de los dedos. Uno de ellos, el más conocido, sería el Handcare (*fig.5.8*). Este dispositivo permite controlar la fuerza y desplazamiento del dedo mediante un sistema de poleas y embrague que permiten el movimiento independiente de los cinco dedos con un solo actuador.

Las falanges se encuentran unidas a unos cables, mientras que las poleas son las encargadas de tensar y destensar la fuerza que se ejerce en cada dedo [7].

Este mecanismo no ofrece la clase de interacción dedo-máquina que se busca conseguir en este proyecto. Sin embargo, se puede emplear la idea del mecanismo

de embrague para producir el movimiento individual de los dedos mediante el desacople con un eje común.



**Fig. 5.8.** Dispositivo HandCare Fuente: [7]

### 5.3. Fundamentos teóricos

#### 5.3.1. Conexiones entre mecanismos

Se define mecanismo a la “combinación de cuerpos resistentes (eslabones) conectados por medio de articulaciones móviles para formar una cadena cinemática cerrada con un eslabón fijo, y cuyo propósito es transformar el movimiento”.

Cadena cinemática (*fig. 5.9*) Conjunto o subconjunto de miembros de un mecanismo enlazados entre sí.

- Cadena cerrada o anillo. Cadena cinemática tal que cada uno sus miembros está enlazado nada más con dos miembros de la misma cadena.
- Cadena abierta. Cadena cinemática que no tiene ningún anillo.

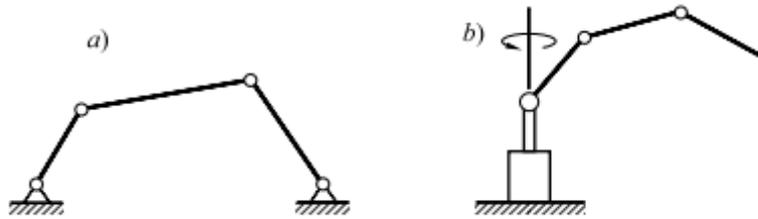


Fig. 5.9. Cadena cinemática cerrada a) y abierta b)

Las articulaciones móviles por las que se unen los eslabones formando la cadena cinemática, son denominados pares cinemáticos y se clasifican por el tipo de contacto entre los miembros: puntual, lineal o superficial [8][10].

### 5.3.2. Elementos de transmisión

#### Engranajes

Un engranaje es un mecanismo formado por dos ruedas dentadas que permite transferir potencia de un eje a otro mediante movimientos de rotación. Los motivos más comunes por los que se requiera transmitir de un eje a otro pueden ser:

- Ejes no coincidentes por razones funcionales.
- Establecer una relación de velocidad precisa entre dos ejes.
- Invertir el sentido de giro de un eje.
- Adecuación de la velocidad de un motor a las características de la carga [10].

Para la definición de un sistema de engranajes, se define un parámetro denominado módulo ( $m$ ) o paso diametral como la relación entre la longitud del diámetro primitivo  $d$  (mm) y el número de dientes ( $Z$ ) ec. 1. La primera condición para que dos ruedas dentadas engranen es que tengan el mismo módulo.

$$m = \frac{d_p}{Z} \quad \text{ec.1}$$

El parámetro que relaciona las velocidades angulares, radios y números de dientes se llama relación de transmisión ( $i$ ) ec.2

$$i = \frac{w_2}{w_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad \text{ec.2}$$

### Correas y poleas

Las transmisiones por correa, en su forma más sencilla, consta de una cinta colocada con tensión entre dos poleas (motriz y receptora), transmitiendo la energía entre las poleas por medio del rozamiento.

El valor de la tensión de montaje o estático  $T_0$  relaciona las tensiones que permiten el movimiento de la polea, siendo en todo caso ec.3.

$$T_1 + T_2 = 2 * T_0 \quad \text{ec.3}$$

Dicho de otro modo, el aumento de una de las tensiones en uno de los ramales hace que disminuya la tensión en el otro, siendo la fuerza útil la diferencia de las tensiones  $T_2$  y  $T_1$ .

La correa entra en la polea con la tensión  $T_1$  que se incrementa por la presencia del rozamiento  $\mu$  durante el paso por el arco definido por el ángulo de contacto  $\alpha$  de la correa sobre la polea hasta convertirse en  $T_2$ . Esta relación se define con la ecuación de Euler (ec.4).

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} \quad \text{ec.4.}$$

Por otro lado, la tensión de los ramales está vinculada en principio al motor motriz o motor ( $M_T$ ) (ec.5.).

$$M_T = P.r = \frac{2P}{d} = \frac{2\langle T_2 - T_1 \rangle}{d} \quad \text{ec.5.}$$

Las ecuaciones de transmisión de poleas y engranajes se han extraído del libro Teoría de Máquinas Teoría de Máquinas, 2nd ed. Edicions de la Universitat Politècnica de Catalunya, SL [10].

### 5.3.3. Diseño de árboles

El término árbol se usa para referirse a un elemento de máquinas, normalmente cilíndrico, animado de un movimiento de rotación que se encuentra apoyado en cojinetes.

La diferencia principal entre un eje y un árbol es la unión entre los elementos. En el caso del árbol de transmisión, los elementos de transmisión (poleas, engranajes, etc.) giran solidarios al árbol mediante el uso de algún elemento de unión (chaveta, pasador, etc.).

Para el diseño, se tendrán en cuenta principalmente dos fenómenos mecánicos de trabajo:

- Torsión: debida al momento de giro a transmitir.
- Flexión: proveniente de fuerzas transversales ocasionadas por los elementos complementarios de transmisión (engranajes, poleas, etc.).
- Torsión y flexión combinadas: está asociada con fuerzas transversales transmitidas por los elementos complementarios de transmisión.

Además, se debe diseñar contra fallas de fatiga.

## 6. Análisis de soluciones

### 6.1. Requisitos de diseño

Se ha realizado un estudio de los movimientos de una mano humana, así como los mecanismos más sencillos para la elaboración de los movimientos más básicos para la comunicación en lenguaje de signos.

No se ha puesto como requisito el tamaño, siempre que se utilicen los mecanismos más pequeños que se hayan encontrado en el mercado. Por otro lado, será necesario el movimiento independiente de cada uno de los dedos utilizando la menor cantidad de actuadores posibles.

El desplazamiento de las falanges se resume en dos posiciones, tal y como aparecen en la *tabla 6.1*.

La velocidad a la que rotará el sistema será la apropiada para seleccionar con facilidad la posición necesaria en cada momento. Esta velocidad se marca como 5rpm.

**Tabla 6.1.** Ángulos de posición necesarios

Falanges	Posición 1 Grados	Posición 2 Grados
1	$<90^{\circ}$	$>90^{\circ}$
2	$<90^{\circ}$	$>90^{\circ}$
3	$30^{\circ}$	$>30^{\circ}$

## 6.2. Análisis del mecanismo

### 6.2.1. Prototipo 1

Este primer mecanismo consiste en realizar el movimiento de las falanges de los dedos a partir de un sistema de barras accionado de forma neumática, que funcione como un exoesqueleto. Con este sistema no sólo se podría utilizar para la comunicación mediante lenguaje de signos, sino además para uso terapéutico o en ciertos campos de trabajo en los que sea necesario.

Esta idea estaría basada en el modelo de Exo-Hand creado por la empresa FESTO [3]. Sin embargo, habría que realizarle ciertas modificaciones para mejorar la precisión de movimiento en las falanges superiores.

#### Ventajas:

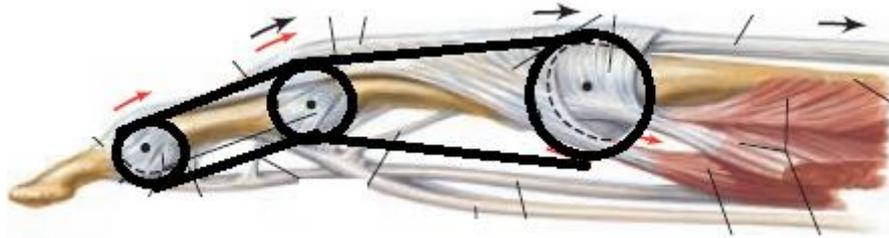
- Al ser la modificación de un proyecto de mano mecánica ya creado, existen muchas piezas que pueden ser proporcionadas por FESTO.
- Puede usarse para terapia en personas que por alguna razón tengan que reaprender a mover las manos.

#### Desventajas:

- El modelo actual ya posee un total de 8 actuadores, lo cual podría llegar a encarecer el proyecto.

### 6.2.2. Prototipo 2

Mecanismo accionado por un sistema de poleas y tren de engranajes basado en el modelo de brazo mecánico Scorbot-ER y en el propio funcionamiento de una mano humana (*fig 6.1.*) Al igual que la idea anterior, sería necesario modificar ese brazo para añadir una articulación extra.



**Fig. 6.1.** Sistema de poleas situado en las articulaciones de un dedo real.

Un sistema Scorbot está compuesto por un único brazo mecánico, mientras que en este mecanismo de mano tendría que replicarse el brazo 4 o 5 veces en función de del número de dedos que se vayan a modelar.

El acoplamiento de los dedos podría realizarse tanto de forma manual o mediante embrague, tal y como se hace en el mecanismo de rehabilitación HandCare. En el caso de elegirse esta opción se seleccionaría el embrague apropiado para el sistema según sus dimensiones.

#### Ventajas

- Diseño sencillo, no requiere de muchas piezas para su elaboración.
- Con las dimensiones adecuadas podría ser adaptable como prótesis o mecanismo de rehabilitación.
- Fácil de hacer mediante impresora 3D.

#### Desventajas

- Son necesarias piezas de muy pequeño tamaño, lo cual no es inconveniente si se pueden diseñar mediante impresora 3D.

- Aunque los diámetros y embrague pueden funcionar, el ancho de la pieza sigue siendo un inconveniente. Por lo tanto, la mano será mucho más grande que las dimensiones de una mano humana.

### **6.2.3. Prototipo 3**

---

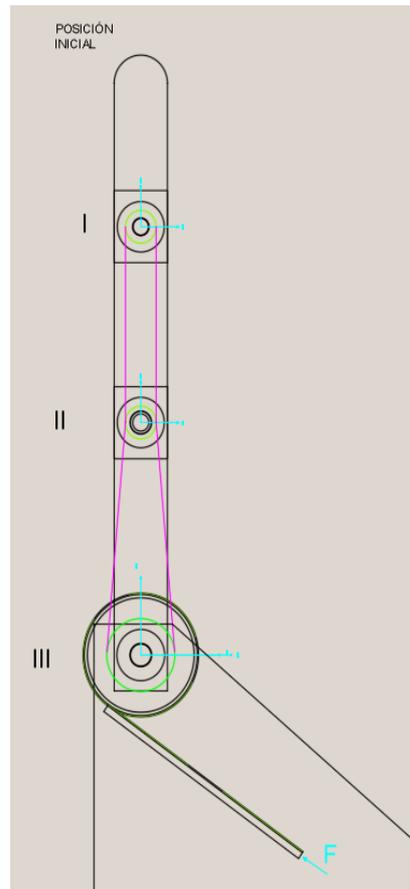
Mecanismo accionado por un sistema de poleas y tren de engranajes igual que el prototipo 2, pero accionado por una cremallera unida a un pistón de doble efecto.

#### Ventajas

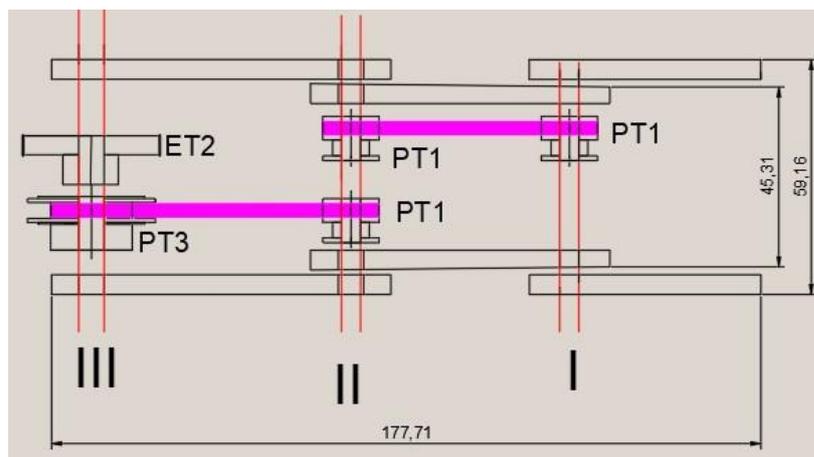
- Diseño sencillo.
- Reducción de actuadores de 8 a 5 respecto al prototipo 1.
- No es necesario un embrague.
- Fácil de hacer mediante impresoras 3D.

#### Desventajas

- Los polímeros presentan bajas propiedades mecánicas, lo cual puede derivar en una vida útil más reducida.



**Fig.6.3.** Esquema inicial prototipo 3



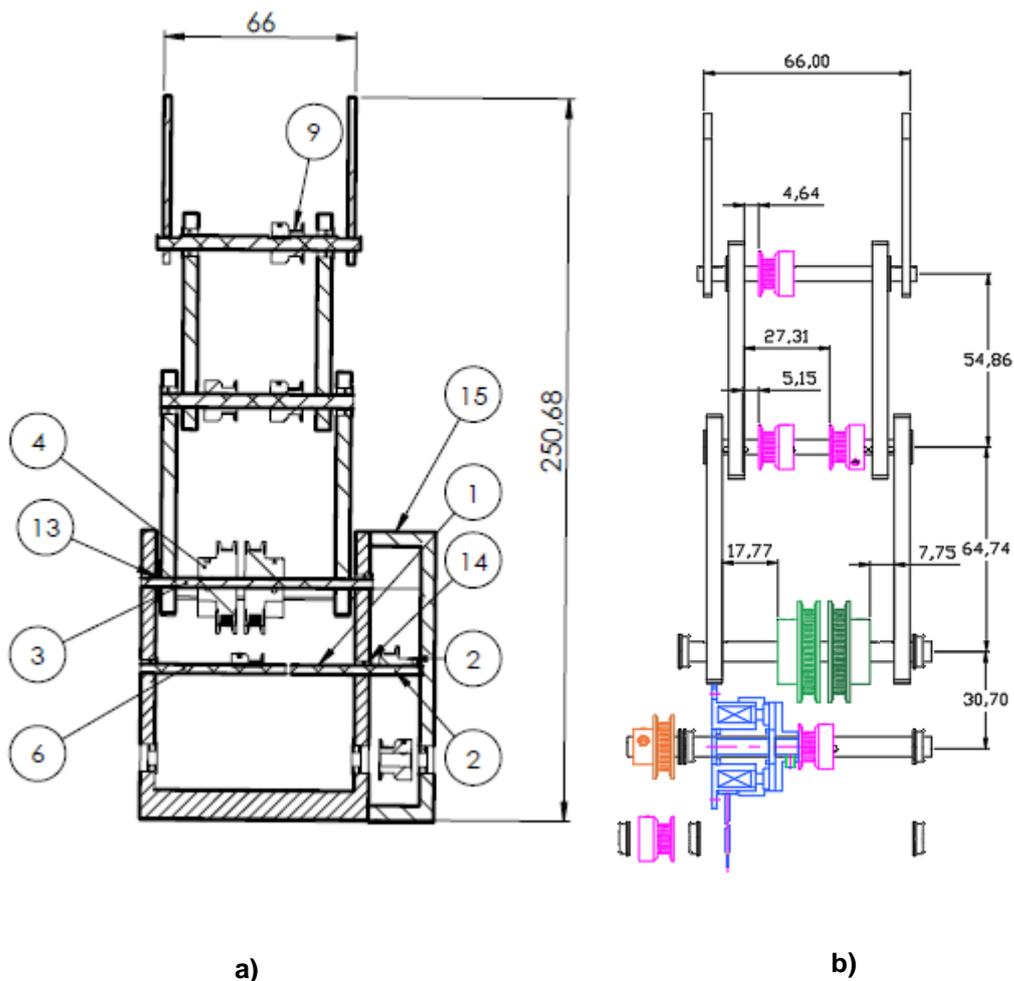
**Fig. 6.4.** Esquema mecanismo prototipo 3

## 7. RESULTADOS

Se ha decidido realizar el prototipo 2 (*fig. 7.1*). Se trata del diseño más sencillo y fácil de fabricar, ya que existe la posibilidad de modelar sus piezas mediante impresora 3D. La numeración que aparece (*fig. 7.1.a*) corresponde a la numeración de la leyenda de piezas del Anexo II para el subconjunto de dedo (1.02.00).

El mecanismo seleccionado está limitado al movimiento de las articulaciones interfalángicas. Estas articulaciones rotarán en función del ángulo de rotación del eje que sirve de apoyo a la falange.

No se han modificado las piezas respecto a los catálogos, con excepción del material de los elementos de transmisión y su ajuste con el eje. Los elementos de transmisión se han seleccionado según el ángulo de desplazamiento que permiten.



**Fig. 7.1.** Prototipo final. Poleas 1: Magenta, Poleas 2: Naranja, Poleas 3: verde. Embrague: Azul

El prototipo 2 además planteaba el uso de engranajes, los cuales se han sustituido por poleas para adecuarse a las dimensiones de diámetro del embrague (fig.7.1b).

Al haber realizado un cambio en los materiales seleccionados para la transmisión, ha sido posible realizar finalmente dos presupuestos que aparecen al final de este proyecto (ver *Anexo V Presupuesto*). El primer presupuesto, en el que se estudia el precio utilizando las piezas seleccionadas de Aluminio Aleado que vienen en el catálogo, y un segundo presupuesto estimado según la empresa Protolab [11], una empresa especializada en la fabricación de piezas mediante impresión 3D.

## 7.1. Funcionamiento

El funcionamiento básico del prototipo consiste en un sistema de tren de poleas conducido por un motor pequeño, el proceso de selección de este motor aparece en el apartado 3.3 del Anexo I de Cálculo. Como los dedos necesitan a su vez un movimiento independiente del resto del mecanismo, es necesario un sistema selector de poleas (embrague).

El tamaño actual del mecanismo está relacionado principalmente con el tamaño del embrague electromagnético más pequeño que se ha podido conseguir en el mercado (*fig.7.1.b*). Este embrague será el que permitirá la selección de movimiento de cada dedo, contando con un embrague para cada uno. Es decir, existirán un total de 4 embragues (5 en el caso de añadir el dedo pulgar).

Para el diseño de este mecanismo, se han seleccionado tres tipos de poleas ver *tabla 7.1*, un único tipo de chavetero y dos tamaños de cojinetes (*fig.7.1 b*).

Para la selección de los cojinetes se ha tenido en cuenta las dimensiones de diámetro de eje que permitían, así como su capacidad de carga estática, según lo calculado en el apartado 4.1.3 del Anexo I de Cálculos. Seleccionando finalmente los cojinetes A 7Y55 FS 3718 G y A 7Y55 FS 3725 G (*tabla 7.2*) que se pueden encontrar en el ANEXO IV de Catálogos pp. 8.

La dimensión del chavetero 2x2x8 mm DIN 6886 para los elementos que giran solidarios al árbol, se ha calculado en el apartado 5.5 del Anexo I de Cálculos. Teniendo en cuenta el esfuerzo de momento torsor que tendrán que ver estas piezas.

**Tabla 7.1.** Dimensiones de poleas. ANEXO IV CATÁLOGO pp. 1-2

Tipo	Diámetro primitivo [pulg.]	Ref. Catálogo
<b>Polea tipo 1</b>	0,382"	A 6N16 - <u>015DF1206</u>
<b>Polea tipo 2</b>	0,611"	A 6N16 - <u>024DF1208</u>
<b>Polea tipo 3</b>	1,070"	A 6N16 - <u>042DF1208</u>

**Tabla 7.2.** Dimensiones de Cojinetes seleccionados. ANEXO IV CATÁLOGO p.8

Tipo	Diámetro de hueco [pulg]	Diámetro de aro [pulg]	Ref. Catálogo
<b>Tipo 1</b>	0,1875	0,3125	A 7Y55 FS 3718 G
<b>Tipo 2</b>	0,250	0.5000	A 7Y55 G 3725 G

Por otro lado, se han seleccionado tres tipos de correa (*Tabla 7.3*), calculados en función de del tamaño de las distintas falanges, tal y como aparece en el apartado 0 del Anexo I de Cálculos.

El análisis de la tensión que verán estas poleas se realiza paralelamente al estudio de fuerzas que verá el eje (*apartado 4.1.2*). En este análisis se observa que las correas inicialmente seleccionadas no son las adecuadas, por lo que es necesario cambiarlas por un material que ofrezca una mayor resistencia a la tracción.

Los mismos catálogos de SDP\_SI [9], ofrecen distintos materiales de correa, entre los que destacan por sus propiedades las correas hechas de Kevlar.

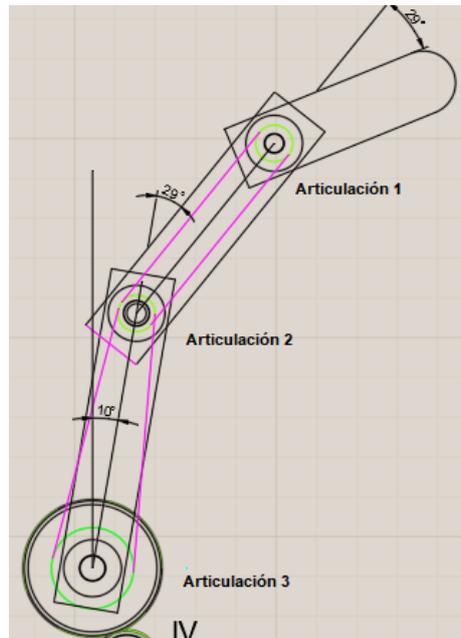
**Tabla 7.3.** Dimensiones de Correa seleccionados. ANEXO IV CATÁLOGOS pp. 5

Ejes	Tipo	Longitud [mm]	Ref.
Eje 1-2	Correa 1	140,21	A 6Z16 069 012
Eje2-3	Correa 2	119,75	A 6Z16 059 012
Eje3-4	Correa 3	83,275	A 6Z16 041 012
Eje4-5	Correa 4	71,9	A 6Z16 052 012

Existirán por tanto un total de 3 articulaciones (*fig. 7.2.*) Cada articulación permitirá el movimiento de la falange que se encuentra sobre la articulación, de manera que la articulación 1 ubicada en la parte superior de la falange 2, permita a su vez el movimiento hacia arriba o hacia debajo de la falange 1 (*tabla 7.4.*).

**Tabla. 7.4.** Movimiento de las articulaciones

Número articulación	Acción
1	Sube o baja la falange 1
2	Sube o baja la falange 2
3	Sube o baja la falange 3



**Fig. 7.2.** Representación de las articulaciones

Estas articulaciones están formadas por árboles con una distribución específica de los elementos de transmisión anteriormente definidos (*tabla 7.1*). La distribución de estos elementos aparece en la *tabla 7.5*.

**Tabla 7.5.** Distribución de elementos

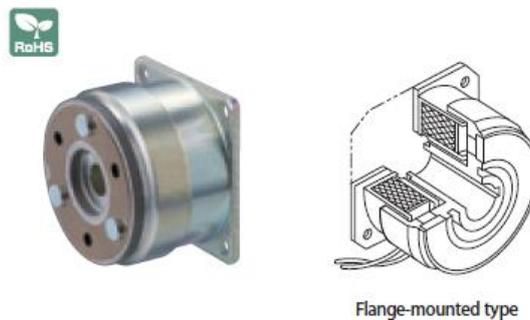
EJE V	EJE IV	EJE III	EJE II	EJE I
Polea tipo 1	Polea tipo 2	Polea tipo 3	Polea tipo 1	
	Embrague		Polea tipo 1	Polea tipo 1
	Engranaje 1	Engranaje 2		

El mecanismo de accionamiento seleccionado es un motor RS 204-4850 (*fig. 7.3*), un motor reversible. Este motor posee a su vez una caja reductora que permite reducir su velocidad angular de 250 rpm a 5rpm. Todas las características de este motor aparecen con detalle en el Anexo IV Catálogos, pp. 10.



**Fig. 7.3.** Motor 204-4850

Para la selección de dedos se ha seleccionado un embrague (*fig. 7.4.*) modelo 102 – 02 – 13 24V 6DIN situado en el cuarto eje. Sus dimensiones y características técnicas aparecen con detalle en el Anexo IV de Catálogos pp. 15.



**Fig. 7.4.** Embrague 102-02-13 24V 6DIN

El motor seleccionado irá ubicado de tal manera que permita la rotación del Eje V (*Ver Anexo II de Planos, 1.01.00*). El movimiento rotatorio del eje V se transmitirá a través de un sistema de poleas al eje 4.1. Para la selección de los distintos dedos se colocará el embrague seleccionado sobre el eje 4.1 (*ver Anexo II de Planos, 1.02.00 y fig 7.1*).

Ni el embrague ni el motor aparecen representados en los planos, ya que su archivo CAD no estaba disponible por la empresa distribuidora; sin embargo sus medidas han sido tomadas en cuenta para la distribución del resto de piezas.

En resumen, los elementos necesarios para la construcción de una mano completan, sin tener en cuenta el pulgar son:

**Tabla.7.6.** Cantidad de piezas de elementos

<b>Elemento</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Ref.</b>
<b>Polea de tipo 1</b>	20	A 6N16 - <u>015DF1206</u>
<b>Polea Tipo 2</b>	4	A 6N16 - 024DF1208
<b>Polea Tipo 3</b>	8	A 6N16 - 042DF1208
<b>Ejes de todo tipo</b>	4	-
<b>Cojinetes tipo 1</b>	32	A 7Y55 FS 3718 G
<b>Cojinetes tipo 2</b>	8	A 7Y55 G 3725 G
<b>Falanges tipo 1, 2 y 3</b>	8	-
<b>Correas tipo 1</b>	4	A 6Z16 069 012
<b>Correas tipo 2</b>	4	A 6Z16 059 012
<b>Correas tipo 3</b>	4	A 6Z16 041 012
<b>Correas tipo 4</b>	4	A 6Z16 052 012
<b>Embragues</b>	4	102-02-13 24V 6DIN
<b>Motor</b>	1	Motor 204-4850

### 7.1.1. Dedo pulgar

El dedo pulgar es el único dedo oponible al resto de dedos. A diferencia de los demás, está compuesto por sólo 2 falanges y no gira linealmente con el eje común (eje V).

Para no añadir un segundo motor que permita este movimiento, se plantea acoplar a ese eje V una junta cardán simple (*fig.7.5*) con las características que aparecen en la *tabla 7.7*, al ser el adecuado debido a dimensiones y carga de trabajo que tendrá que soportar.

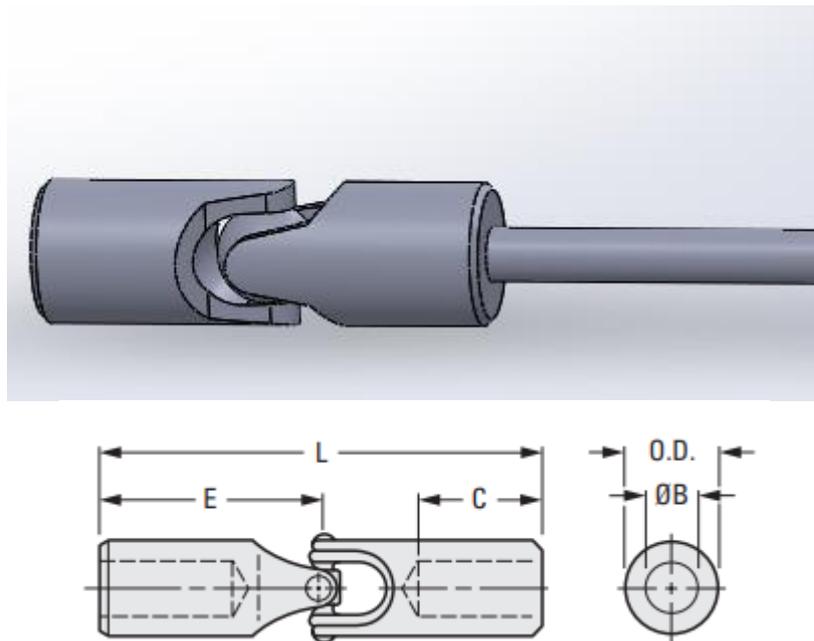


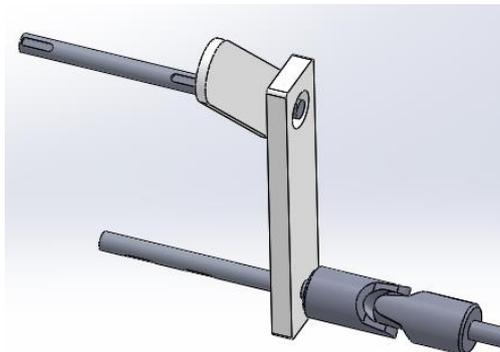
Fig. 7.5. Junta Cardán y eje V

Tabla.7.7. Dimensiones y carga de la junta cardán seleccionada. ANEXO IV CATÁLOGO pp-6

Ref.	OD	B	C	E	L	Torque oz-in	Torque Nm
S57PY5-SU0609	9/32	0.1875	7/16	11/16	1-3/8	64	0,452

El ángulo máximo de trabajo es de 30°.

El resto del mecanismo para este dedo sería el mismo que el diseñado durante el resto del proyecto, salvo que en este caso sólo habrían dos falanges (*fig. 7.6*).



**Fig. 7.6.** Esquema dedo pulgar

## 7.2. Comprobaciones

### 7.2.1. Dimensiones

Es posible comparar las dimensiones del prototipo diseñado con las de una mano modelo de madera (*fig.7.7*), es necesario realizar este estudio teniendo en cuenta las magnitudes vertical y horizontal.

En la vertical, el mecanismo realizado no abarca las dimensiones correspondientes a la palma de la mano, por lo que la escala de ampliación se realiza midiendo desde la punta del dedo más largo hasta el nacimiento del dedo pulgar desde la base (130mm). Esta dimensión en el mecanismo correspondiente a este proyecto es de 250mm, es decir, aproximadamente 2 veces más grande que la mano de madera.

Por otro lado, en las magnitudes horizontales, el ancho total del mecanismo es de 410mm (*ver Anexo II de Planos*) frente a los 70mm de longitud total del modelo de madera, correspondiendo a una escala de ampliación 6 veces superior.

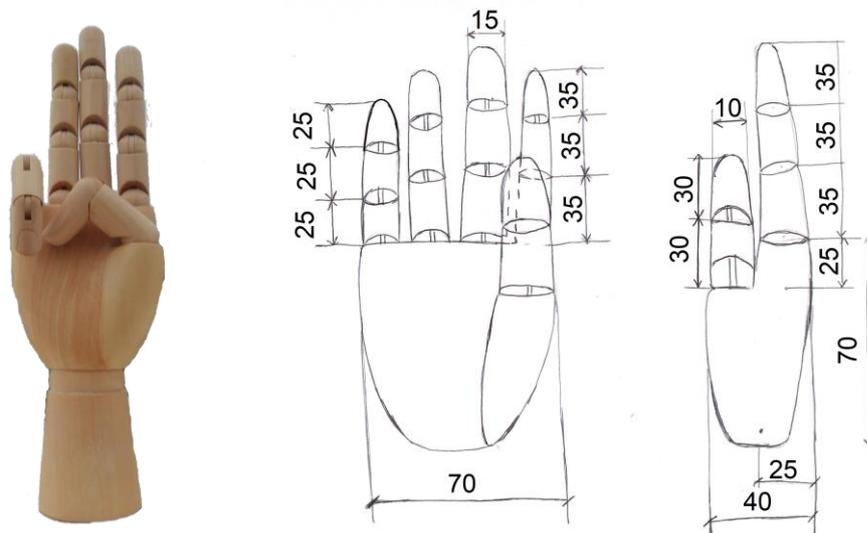


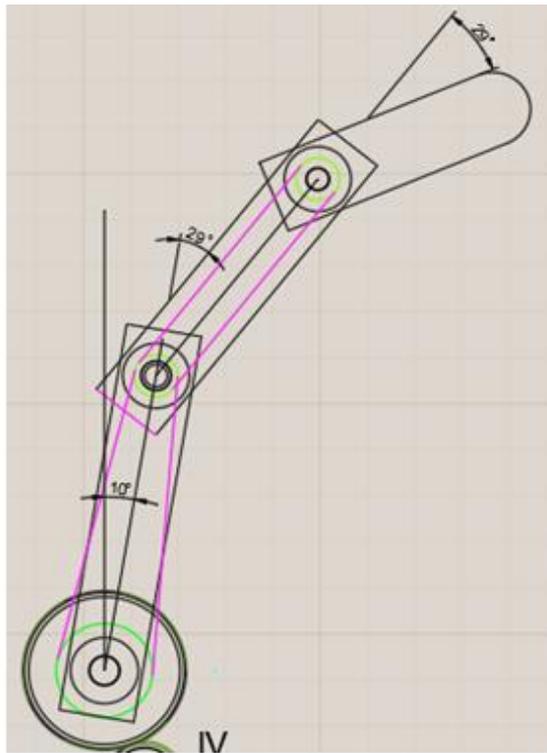
Fig. 7.7. Mano modelo de madera

### 7.2.2. Cálculos

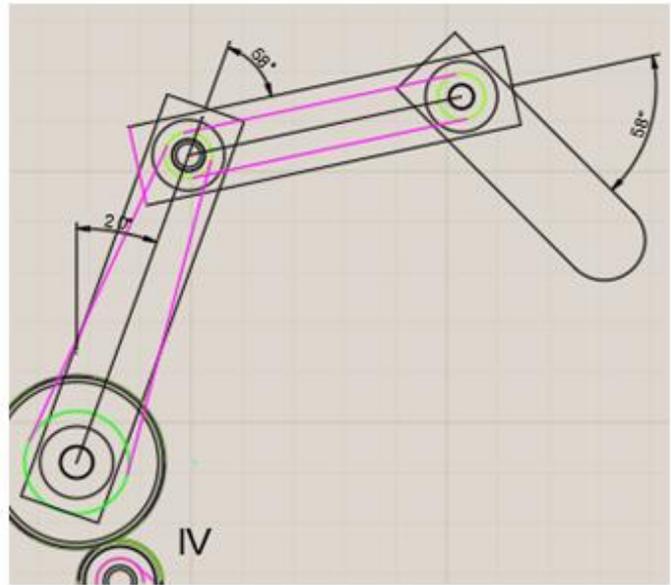
En el *Anexo I de Cálculos* se realiza el estudio de estos elementos seleccionados:

- Ángulo de movimiento que permiten las poleas

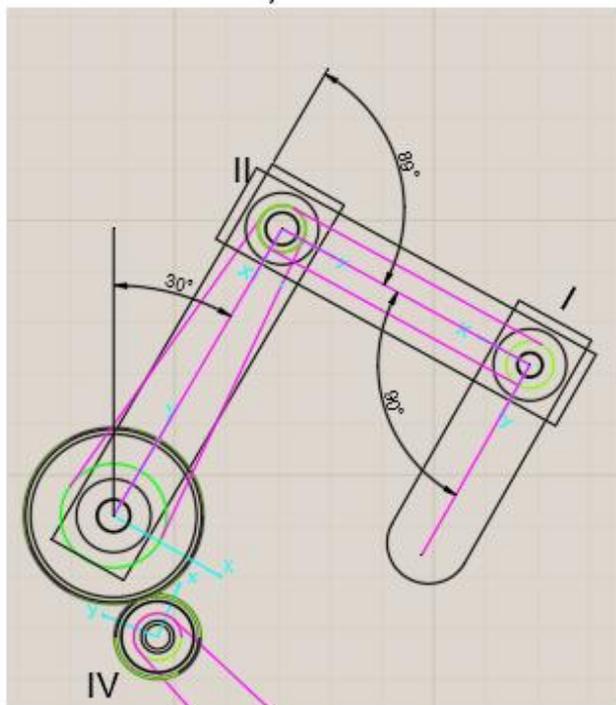
Existen 4 posiciones fundamentales para la realización de los movimientos interfalángicos necesarios para el lenguaje de signos. La relación entre las dimensiones de poleas seleccionadas permite realizar estos movimientos sin ningún problema (*fig.7.8*).



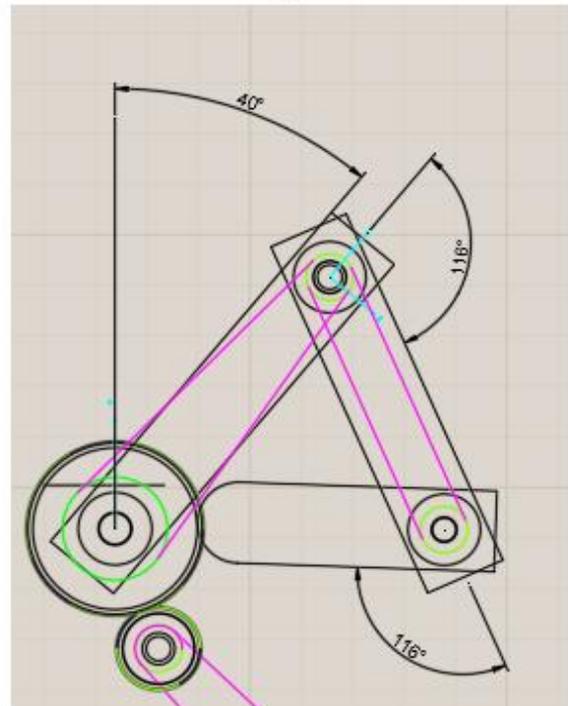
a)



b)



c)



d)

**Fig. 7.8.** Posiciones de falanges para los ángulos calculados. a) Posición 1 b) Posición 2 c) Posición 3 d) Posición 4

- Estudio de selección del motor adecuado

El motor se ha seleccionado principalmente en función del par torsor que necesita el embrague. El catálogo señala que el momento torsor mínimo necesario para el funcionamiento del embrague es de 0,4Nm, con la relación de poleas seleccionada, el par torsor que se necesita aportar del motor es de 0,25Nm.

Con el estudio de inercia equivalente, se comprueba que no es necesario un par torsor muy elevado, por lo que se ha seleccionado un motor síncrono pequeño de capaz de aportar 0,50Nm (RS-204-4850, ver Anexo IV de Catálogos pp-10).

Según el catálogo del embrague (*ver Anexo IV de catálogos*), éste permite un tiempo mínimo de respuesta de 0,0017seg, es decir, que es capaz de llegar de la velocidad inicial a la velocidad constante en ese tiempo. Para la relación de aceleración y velocidad presentadas, el tiempo obtenido es de 0,0040seg, por lo tanto, se considera que el tiempo es el adecuado.

Se ha realizado un estudio de la caja reductora necesaria para que la velocidad sea la requerida de 5rpm.

- Diámetro mínimo del eje y su coeficiente de seguridad a la fatiga

El diámetro mínimo del eje para que cumpla con los requerimientos es de 4,04mm, este diámetro mínimo es ideal para el mecanismo, ya que los ejes seleccionados son de 4,75 mm para los ejes 1, 2, 4 y 5, y 6,35mm para el eje 3. Estos diámetros finales se han seleccionado en función del diámetro de hueco de los elementos de transmisión seleccionados.

El valor de coeficiente de seguridad a fatiga, calculado mediante el método de Goodman es de 2,5. Este coeficiente se considera adecuado a partir de valores superiores a 1,5.

- Velocidad máxima de rotación del eje según su frecuencia natural

Aunque este cálculo es necesario para árboles que giran en altas velocidades, al ser un sistema pequeño se comprueba que la velocidad a la que gira el árbol en condiciones de trabajo no se acerca a los valores de resonancia.

Este cálculo se ha realizado en el eje más desfavorable, utilizando dos métodos de cálculo (Dunkerley y Rayleigh). El método de Dunkerley ofrece una frecuencia natural superior a la frecuencia real, mientras que el método de Rayleigh ofrece un resultado inferior. La frecuencia natural real se encuentra en el intervalo de

314,37rad/s y 338,96rad/s. El resultado real se ha calculado haciendo una media aritmética entre estos dos valores, obteniendo una aproximación de la frecuencia natural de 326,67rad/seg.

La velocidad a la que gira este eje calculado es de 3,126rpm (0,327rad/s), muy por debajo del valor obtenido en el estudio de vibración, por lo que este mecanismo no tendría problemas de resonancia.

- Comprobación de los cojinetes en función de las tensiones de trabajo necesarias

Los cojinetes seleccionados son adecuados para las condiciones de trabajo a las que están sometidos, la reacción que verán los apoyos es 3 veces más pequeña que la reacción para la que están diseñados.

- Estudio de deformación y tensión a las que están sometidas las falanges

Se ha realizado el estudio aplicando un aumento a la fuerza que verán las falanges debida a los apoyos para los estudios de tensión y deformación en las distintas falanges, haciendo un análisis más detallado en la más desfavorable (falange 3).

La resistencia a la tracción del PETG llega a 53MPa, siendo más que suficiente para las condiciones de trabajo que ven las falanges ( $\sigma_{\text{máx}}$  calculada es de 31,31MPa).

### 7.3. Material

Se han elaborado dos presupuestos, uno de ellos utilizando piezas obtenidas usando los catálogos (*Ver Anexo IV de Catálogos*) y otro produciendo las mismas piezas seleccionadas mediante impresión 3D. La diferencia entre estos presupuestos realizados (*ver Anexo V de Presupuestos*) no es significativa, sin embargo presenta mayor facilidad la obtención de piezas a través de la impresión 3D, ya que es más económico y no requiere tantos tiempos de envío.

Es por ello que el material seleccionado para los elementos de transmisión y las falanges es el PETG, ya que es uno de los materiales más comunes para la impresión 3D tanto a nivel profesional como particular. Los parámetros seleccionados para la correcta impresión en 3D, se seleccionan con detalle en el *Anexo III de Preparación de piezas para su impresión 3D*.

De acuerdo a páginas especializadas en ventas de este tipo de materiales para impresiones 3D [12], es un material ideal para prototipos funcionales ya que presenta una alta resistencia a la tracción y a la flexión, no emite ningún olor ni gas tóxico y presenta un bajo coeficiente a la contracción térmica (*ver Anexo IV de catálogos p. 20*).

El PETG junto al PLA es uno de los materiales más fáciles de utilizar para la fabricación de piezas impresas, siendo el PETG el que presenta mejores propiedades mecánicas.

El material seleccionado para el eje y la base es aluminio 6061-T6[13], ya que es un material ligero y que presenta buena resistencia mecánica y a la corrosión.

## **7.4. Presupuesto**

Se han realizado dos presupuestos, uno elaborado considerando las piezas producidas mediante impresión 3D, valorado en 2.233,45 € y otro considerando las piezas compradas en el material original que aparece en el catálogo (con un valor de 2.281,23 €), siendo la diferencia entre ambos de aproximadamente 50€. Estos presupuestos aparecen desarrollados con detalle en el Anexo V de Presupuesto.

Entre estos dos presupuestos se destaca el presupuesto con piezas hechas en impresora 3D, ya que es el que posee piezas más fáciles de obtener.

## **7.5. Desarrollo sostenible**

### **7.5.1. Medio ambiente**

El ajuste original de los elementos de transmisión con el eje se realiza con tornillería que es difícil de conseguir en España. Esto no sólo tendría un inconveniente económico, sino que además al reducir el traslado de piezas es posible reducir el impacto medioambiental. Por este motivo, el diseño de los elementos de transmisión en PETG se realiza eliminando esta unión y usando chaveteros paralelos comunes.

Por otro lado, el material PETG seleccionado y utilizado para una gran parte del mecanismo es fácil de reciclar, ya que al final de su vida útil se puede depositar simplemente en los contenedores amarillos.

### 7.5.2. Salud e Igualdad

El objetivo principal de este proyecto comenzó como una idea para ayudar a un estudiante a demostrar que comprende y ha aprendido a comunicarse empleando el lenguaje de signos, de manera que pueda gozar de las mismas oportunidades de evaluación que el resto de sus compañeros.

De esta manera, se hace cumplir el Artículo 2 del RD Legislativo 1/2013, de 29 noviembre que manifiesta que todas las personas con discapacidad tengan las oportunidades y recursos necesarios para participar en la vida política, económica, social, educativa, laboral y cultural, y para disfrutar de unas condiciones de vida en igualdad con los demás.

Además, este proyecto presenta potencial como diseño de sistema de rehabilitación, lo cual es una forma de apoyar los objetivos sanitarios marcados por el Ministerio de Sanidad, Política Social e Igualdad para el periodo 2012-2020, en relación con las estrategias sobre la discapacidad. Se destaca especialmente la estrategia nº2 en relación con la salud, cuyo objetivo es el de promover medidas que faciliten el uso de medios técnicos de apoyo con vistas a garantizar la vida independiente [14].

En este punto se acogen los objetivos de desarrollo propuestos por la OMS para el 2030 relacionados en materia de Salud y Bienestar (ODS – 3), en el cual se apoya la investigación y el desarrollo de recursos esenciales para la salud. [15]

### 7.5.3. Educación

Este proyecto sirve además de apoyo para lograr los objetivos propuestos por la OMS relacionados con la Educación (ODS – 4). Destacando especialmente el siguiente punto:

*“Construir y adecuar instalaciones educativas que tengan en cuenta las necesidades de los niños y las personas con discapacidad y las diferencias de género, y que ofrezcan entornos de aprendizaje seguros, no violentos, inclusivos y eficaces para todos” [15].*

## 7.6. Evaluación de Riesgos

Esta parte del estudio se ha realizado considerando el diseño de este mecanismo como una máquina herramienta que se pudiera adaptar como un apoyo para la movilidad de las manos o sistema de rehabilitación.

El RD 1311/2005, tiene por objeto, establecer las disposiciones mínimas para la protección de los trabajadores frente a riesgos para su seguridad y su salud derivados o que se puedan derivar a la exposición a vibraciones mecánicas. Tomando en consideración dos tipos de vibraciones mecánicas: vibraciones mano-brazo y vibraciones de cuerpo entero.

En el caso de este mecanismo, sería necesario evaluar la vibración mecánica del sistema mano-brazo.

La evaluación del riesgo, debe hacerse determinando el valor del parámetro A(8), valor de la exposición diaria normalizado para un periodo de 8 horas. Para sistema mano-brazo, este parámetro será calculado siguiendo la norma UNE-EN ISO 5349-2:2002.

En caso de tener que recurrir a la medición, será imprescindible:

- Disponer de la instrumentación de medida acorde con la normativa vigente UNE-EN ISO 8041-1:2018.
- Llevar a cabo una observación del método de trabajo para poder establecer un programa de mediciones en función de las diferentes tareas y/o distintos niveles de vibración a las que está sometido el usuario, realizando varias mediciones para cada una de las situaciones.
- Colocar los acelerómetros en la posición adecuada y con la orientación correcta.
- En el caso mano-brazo el tiempo total de medida, debe ser como mínimo de 1 minuto y debe tenerse en cuenta que no son fiables las mediciones de menos de 8 segundos. Obteniendo al menos tres muestras de cada operación medida.

## 8. CONCLUSIÓN

- Se ha realizado un análisis anatómico de una mano humana y del alfabeto del lenguaje de signos, para la selección de los mecanismos empleados para el prototipo.
- Se ha iniciado un mecanismo capaz de simular los movimientos básicos de flexión y extensión de una mano, mediante el uso de dispositivos mecánicos. Permitiendo la configuración de la mayoría de las letras de la Lengua de Signos Española (LSE).
- El estudio desarrollado puede servir como ayuda para la elaboración de férulas dinámicas como sistema de rehabilitación en personas con rigidez articular interfalángica. Pudiendo relacionarse con los objetivos de este trabajo con los objetivos planteados de la OMS.
- Se emplean materiales accesibles en el mercado y en su producción mediante impresión 3D, de manera que se han conseguido elaborar dos presupuestos.
- Se realiza un estudio detallado de la fabricación de las piezas en impresión 3D en función de las características del material escogido.
- Los materiales y elementos seleccionados cumplen con las condiciones de trabajo a las que estarán expuestas.

## CONCLUSION

- It has been done an anatomical analysis of a human hand and the required movements for sign language.
- It has been development a mechanism capable of simulate some basic movements of flexion and extension, through the use of mechanical devices. This allow the configuration of most of the letters of the sign language.
- The study developed can serve as an aid for the development of dynamic splints as a rehabilitation system in people with interphalangeal joint stiffness.
- It has been selected some materials and elements that are accessible in the current market and can be produce through 3D printing. For this reason, it has been possible to elaborate two budgets.

- Materials and elements selected in the beginning for the calculation process, meet the requirements, with the only exception of drive belts.

## 9. Bibliografía

1. «Mano Anatomía y Definición», *Educándose En Línea*, 10-nov-2017. [En línea]. Disponible en: <https://www.educandose.com/mano/>. [Accedido: 13-oct-2019].
2. R. L. Drake, A. W. Vogl, and A. W. M. Mitchell, Gray. Anatomía para estudiantes (3a. ed.). Madrid: Elsevier Health Sciences Spain - T, 2015. pp. 612-613.
3. *Exo Hand*, Festo AG & Co. KG. Año 2012
4. “ExoHand | Festo Corporate.” [Online]. Available: <https://www.festo.com/group/en/cms/10233.htm>. [Accessed: 31-Jan-2020].
5. «Robot para educación Intelitek/Eshed ScorBot ER-4U - Metalmecánica - Robot para educación». [En línea]. Disponible en: <https://www.interempresas.net/MetalMecanica/FeriaVirtual/Producto-Robot-para-educacion-Intelitek-Eshed-ScorBot-ER-4U-177933.html>. [Accedido: 29-dic-2019].
6. C. Fajardo, M. Gómez-Díaz, O. Avilés Sánchez, and P. Niño-Suarez, Exoesqueleto para Rehabilitación de Dedo Índice. 2013, pp. 635–638.
7. L. Dovat et al., “HandCARE: a cable-actuated rehabilitation system to train hand function after stroke,” vol. 16, no. 6, pp. 582–591, 2008.
8. J. E. Shigley, J. J. Uicker, J. H. Pérez, and H. C. de Contín, *Teoría de máquinas y mecanismos*, no. TJ145. S54 1983. McGraw-Hill México;, 1983.
9. “Small Mechanical Components: Precision Gears, Timing Belts, Gear Assemblies, Timing Belt Pulleys, Couplings, Bearings and much more - SDP/SI.” .

10. S. Cardona Foix and D. Clos Costa, *Teoría de Máquinas*, 2nd ed. Edicions de la Universitat Politècnica de Catalunya, SL, 2008, pp. 13–17.
11. “Fabricación digital y análisis de factibilidad automatizada.” [Online]. Available: <https://www.protolabs.es/>. [Accessed: 08-Mar-2020].
12. “Filamentos, resinas, impresoras y accesorios para impresión 3D | Filament2Print.” [Online]. Available: <https://filament2print.com/es/>. [Accessed: 09-Mar-2020].
13. “Aluminio 6061 | Aluminios y metales unicornio” [Online]. Available: <http://www.aluminiosmetalesunicornio.com.mx/6061.html> [Accessed: 09-Mar-2020]
14. P. S. E. I. Ministerio Sanidad, “Estrategia española sobre discapacidad 2012-2020.” Real Patronato sobre Discapacidad, 01-Jan-2011.
15. Organización Mundial de la Salud, “Desarrollos de Objetivo Sostenible.” <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/> (accessed Apr. 03, 2020).
16. “PET y PETG, en que se diferencian,” 2018. [Online]. Available: <https://irpen.wordpress.com/2018/09/27/pet-y-petg-en-que-se-diferencian/>. [Accessed: 02-Mar-2020].
17. S. S. Rao, *Vibraciones mecánicas (5a. ed.)*. São Paulo: Pearson Educación, 2012.
18. Bedford and W. Fowler, *Mecanica para Ingenieria Dinamica*. Pearson Educación, 2008, p. 651.
19. R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas (4a. ed.)*. Naucalpan de Juárez: Pearson Educación, 2006.
20. R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (9a. ed.)*. México, D.F: McGraw-Hill Interamericana, 2012.
21. “ASM Material Data Sheet.” [Online]. Available: <http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA6061T6>.

22. J. L. CORTIZO RODRIGUEZ, J. E. FERNANDEZ RICO, M. del R. FERNANDEZ RODRIGUEZ, E. RODRIGUEZ ORDOÑES, J. M. SIERRA VELASCO, and R. VIJANDE DIAZ, "Elementos de máquinas," 2004.
23. "RS Components" [Online]. Available: <https://es.rs-online.com/> [Accessed: 02-Mar-2020]



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

*Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica*

## **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

DISEÑO DE MECANISMO QUE PERMITA LA  
COMUNICACIÓN CON EL LENGUAJE DE SIGNOS

### ***ANEXOS***

**La Laguna, MARZO DE 2020**

**Autora:** María Graciela Castellano Fuenmayor

**Tutora:** Isabel T. Martín

## **ÍNDICE ANEXOS**

- 1. ANEXO I: CÁLCULOS**
- 2. ANEXO II: PLANOS**
- 3. ANEXO III: PREPARACIÓN DE PIEZAS PARA IMPRESIÓN 3D**
- 4. ANEXO IV: CATÁLOGOS**
- 5. ANEXO V: PRESUPUESTOS**

## ÍNDICE ANEXO I: Cálculos

<b>0. LISTA DE SÍMBOLOS .....</b>	<b>4</b>
<b>1. DESCRIPCIÓN DEL MECANISMO .....</b>	<b>5</b>
1.1 ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN.....	7
1.2 DIMENSIONES DE FALANGES Y BASE .....	8
1.3 ACCESORIOS .....	11
1.3.1 Cojinetes .....	11
1.3.2 Chavetas.....	12
1.4 EMBRAGUE .....	12
1.5 MATERIAL SELECCIONADO .....	14
<b>2.. DESCRIPCIÓN DEL MOVIMIENTO .....</b>	<b>15</b>
2.1. CÁLCULO DE DESPLAZAMIENTOS.....	15
<b>3. DIMENSIONADO DEL MOTOR.....</b>	<b>21</b>
3.1 CÁLCULO DE INERCIA EQUIVALENTE .....	21
3.1.1. Inercias elementos .....	22
3.1.2.. Cálculo cinemático .....	32
3.1.3. Inercia equivalente .....	33
3.2. MOMENTO TORSOR.....	34
3.3. SELECCIÓN DEL MOTOR.....	37
3.3.1. Motor RS 455-2527 .....	37
3.3.2. Caja reductora .....	38
3.3.3. Motor RS 204-4850 (seleccionado) .....	42
<b>4. DIMENSIONADO DE EJE .....</b>	<b>44</b>
4.1 DIÁMETRO MÍNIMO DEL EJE.....	44
4.1.1 Ubicación de elementos sobre el eje.....	45
4.1.2 Determinación de fuerzas radiales y axiales .....	48
4.1.3 Reacciones sobre los apoyos .....	55
4.1.4 Diagrama de momento flexionante .....	57
4.1.5 Dimensionado .....	60
4.2. FATIGA .....	61
4.3. VIBRACIONES DEL ÁRBOL .....	68
4.3.1. Fórmula de Dunkerley .....	70
4.4.2 Método de Rayleigh .....	74
4.4. COJINETES.....	76

4.5. CHAVETEROS .....	79
<b>5. ESTUDIO DE PLACAS DE FALANGES .....</b>	<b>81</b>
<b>6. DIMENSIONADO DE LA BASE .....</b>	<b>89</b>

## **ÍNDICE ANEXO II: PLANOS**

### **1.01.0. CONJUNTO**

#### **1.02.S1. SUBCONJUNTO DEDO**

1.02.S2. Subconjunto explosionado

1.02.01. Eje 4.1

1.02.03. Eje III

1.02.05. Falange Tipo 3

1.02.06. Eje 4.2

1.02.07. Eje II

1.02.10. Falange Tipo 2

1.02.11. Eje 3

1.02.12. Falange Tipo 1

1.02.14. Base

1.02.15. Caja Poleas

#### **1.03.0. PIEZA EJE V**

---

## **ÍNDICE ANEXO III: Preparación de piezas para la impresión 3D**

<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>3</b>
<b>2. LAMINADO .....</b>	<b>3</b>
2.1. Posicionado .....	3
2.2. Selección del material.....	5
2.3. Perfil de laminado .....	7

## ÍNDICE ANEXO IV: CATÁLOGOS

<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>2</b>
<b>2. ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN.....</b>	<b>3</b>
2.1. Poleas.....	3
2.2. Correas.....	4
2.3. Cardán.....	5
<b>3. COJINETES.....</b>	<b>8</b>
<b>4. CHAVETEROS.....</b>	<b>9</b>
<b>5. ELECTRÓNICA.....</b>	<b>10</b>
5.1. Motor.....	10
5.2. Embrague.....	15
<b>6. MATERIALES.....</b>	<b>20</b>
6.1. AW6061.....	20
6.2. PETG.....	21

## **ÍNDICE ANEXO V: PRESUPUESTOS**

- 1. PRESUPUESTO CON ELEMENTOS ORIGINALES.....1**
- 2. PRESUPUESTO CON ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN FABRICADOS  
CON IMPRESIÓN 3D.....3**



**Escuela Superior  
de Ingeniería y Tecnología**  
Universidad de La Laguna

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

*Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica*

## **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

DISEÑO DE MECANISMO QUE PERMITA LA  
COMUNICACIÓN CON EL LENGUAJE DE SIGNOS

***ANEXO I: CÁLCULOS***

**La Laguna, MARZO DE 2020**

**Autora:** María Graciela Castellano Fuenmayor

**Tutora:** Isabel T. Martín

**ÍNDICE ANEXO I: Cálculos**

<b>0. LISTA DE SÍMBOLOS .....</b>	<b>4</b>
<b>1. DESCRIPCIÓN DEL MECANISMO .....</b>	<b>5</b>
1.1 ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN.....	7
1.2 DIMENSIONES DE FALANGES Y BASE .....	8
1.3 ACCESORIOS .....	11
1.3.1 Cojinetes.....	11
1.3.2 Chavetas.....	12
1.4 EMBRAGUE .....	12
1.5 MATERIAL SELECCIONADO .....	14
<b>2.. DESCRIPCIÓN DEL MOVIMIENTO .....</b>	<b>15</b>
2.1. CÁLCULO DE DESPLAZAMIENTOS.....	15
<b>3. DIMENSIONADO DEL MOTOR.....</b>	<b>21</b>
3.1 CÁLCULO DE INERCIA EQUIVALENTE .....	21
3.1.1. Inercias elementos.....	22
3.1.2.. Cálculo cinemático.....	32
3.1.3. Inercia equivalente .....	33
3.2. MOMENTO TORSOR.....	34
3.3. SELECCIÓN DEL MOTOR.....	37
3.3.1. Motor RS 455-2527.....	37
3.3.2. Caja reductora .....	38
3.3.3. Motor RS 204-4850 (seleccionado) .....	42
<b>4. DIMENSIONADO DE EJE .....</b>	<b>44</b>
4.1 DIÁMETRO MÍNIMO DEL EJE.....	44
4.1.1 Ubicación de elementos sobre el eje.....	45
4.1.2 Determinación de fuerzas radiales y axiales .....	48
4.1.3 Reacciones sobre los apoyos .....	55
4.1.4 Diagrama de momento flexionante .....	57
4.1.5 Dimensionado .....	60
4.2. FATIGA .....	61
4.3. VIBRACIONES DEL ÁRBOL .....	68
4.3.1. Fórmula de Dunkerley.....	70
4.4.2 Método de Rayleigh .....	74
4.4. COJINETES.....	76
4.5. CHAVETEROS .....	79

**5. ESTUDIO DE PLACAS DE FALANGES ..... 81**  
**6. DIMENSIONADO DE LA BASE ..... 89**

**0. LISTA DE SÍMBOLOS**

<b>Subíndice</b>	<b>Significado</b>
<i>PT1</i>	Polea de tipo 1
<i>PT2</i>	Polea de tipo 2
<i>PT3</i>	Polea de tipo 3
<i>f1</i>	Falange tipo 1
<i>f2</i>	Falange tipo 2
<i>f3</i>	Falange tipo 3
<i>eje1</i>	Eje 1 / Eje I
<i>eje2</i>	Eje 2 / Eje II
<i>eje3</i>	Eje 3 / Eje III
<i>eje4</i>	Eje 4 / Eje IV
<i>eje5</i>	Eje 5 / Eje V

## 1. DESCRIPCIÓN DEL MECANISMO

El mecanismo de mano mecánica que se desea construir está formado por un total de 4 a 5 dedos, con articulaciones independientes entre sí. En este Anexo se exponen los cálculos necesarios para la construcción de uno de los dedos que la conforman.

Cada dedo consta de 3 articulaciones, las cuales rotarán en función del ángulo de rotación de los ejes, y que servirán para hacer girar las placas que simulan las falanges.

La transmisión para la rotación de los árboles se realiza a través de poleas. Para realizar los ángulos requeridos en cada articulación, serán necesarios 3 tipos de poleas, se definirá por tanto la polea más pequeña como polea de tipo 1 y la más grande como polea de tipo 3. En la figura (*fig. 1.1*) aparecen las poleas colocadas para permitir los desplazamientos rotacionales necesarios utilizando un código de color.

Polea tipo 1 ---- Magenta

Polea tipo 2 ---- Naranja

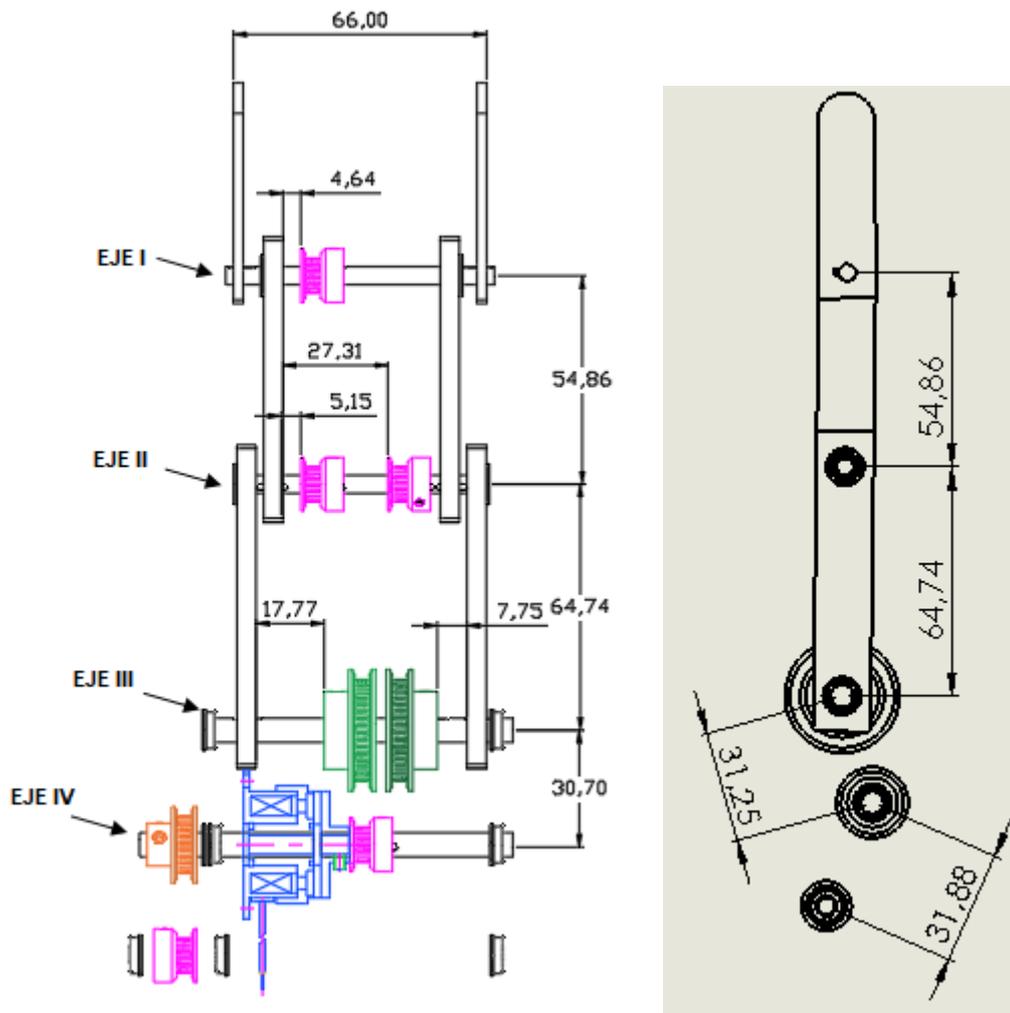
Polea tipo 3 ---- Verde

Según la misma figura (*fig.1.1*), los ejes (o articulaciones) se nombrarán de arriba hacia abajo, siendo eje 1 el que se encuentra en la parte alta de la figura y el eje 5 el más bajo. Sólo el eje 5 formará parte de todo el conjunto completo del mecanismo.

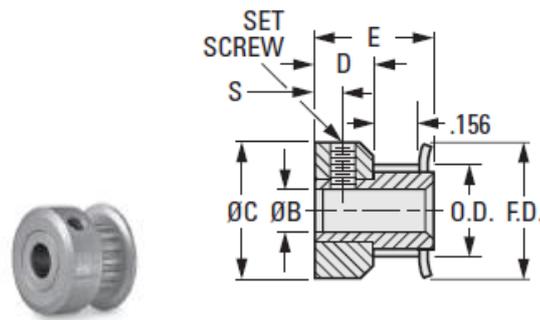
En el caso del eje 4, se tratan de dos ejes que se unen mediante un embrague. Se numeran como 4.1 para el eje conducido directamente por el eje 5 y con el embrague, y eje 4.2 para el eje que posee la polea de tipo 1 y el platillo del embrague. La distribución de poleas aparece con detalle en la *tabla 1.1*.

**Tabla 1.1.** Descripción del mecanismo

EJE V	EJE IV	EJE III	EJE II	EJE I
Polea tipo 1	Polea tipo 2	Polea tipo 3	Polea tipo 1	
	Embrague		Polea tipo 1	Polea tipo 1
	Polea 1	Polea tipo 3		



**Fig. 1.1.** Prototipo final (Polea 1 – Magenta, Polea 2 – Naranja, Polea 3 -Verde)



**Fig. 1.2.** Polea de tipo 1. Fuente: Catálogo de poleas SDP\_Sl

Los ejes 1, 2 y 3 son ejes que se encuentran sobre un soporte móvil, los cuales se denominarán como los huesos de una mano humana (falanges). Siendo la falange 1 la que está sobre el eje 1, falange 2 sobre el eje 2 y falange 3 sobre el eje 3.

Se necesitarán: 5 poleas de tipo 1 (fig.1.2), 1 polea de tipo 2, 2 poleas de tipo 3, 2 falanges tipo 1, 2 de tipo 2 y 2 de tipo 3. Como apoyo de los ejes se encuentran ubicados dos cojinetes, sobre la falange que soporta el eje (fig.1.1): Falange número 3 como apoyo del eje 2, falange 2 apoyo del eje 1.

Para saber qué elementos tendrá el mecanismo, se ha tenido en cuenta las dimensiones de correas, poleas y cojinetes que se encuentran en el mercado. Para el estudio, se han empleado las dimensiones de piezas que aparecen en el catálogo aportado por SDP/Sl, ya que ofrecen una mayor variedad de diámetros y productos de menor tamaño. Esta selección de elementos comerciales se presenta a continuación.

## 1.1. ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN

Las dimensiones de cada tipo de polea, se han seleccionado de acuerdo a los movimientos y ángulos requeridos para su correcto funcionamiento. Las poleas seleccionadas (fig. 1.2) aparecen en la tabla 1.2, seleccionadas del catálogo de poleas (ver Anexo IV Catálogos, pp-4)

Tabla 1.2. Dimensiones de poleas

Tipo	Subíndice	Canales	Diámetro primitivo (P.D) [pulgadas]	Diámetro interior (O.D) [pulgadas]	Diámetro exterior (F.D) [pulgadas]	Agujero	Ref. Catalogo
Polea 1	1	15	0,382"	0,362"	0,555"	0,1875"	A 6N16 - 015DF1206
Polea 2	2	24	0,611"	0,591"	0,790"	0,250"	A 6N16 - 024DF1208
Polea 3	3	42	1,070"	1,050"	1,260"	0,250"	A 6N16 - 042DF1208

## 1.2. DIMENSIONES DE FALANGES Y BASE

Las dimensiones de las Falanges 2 y 3 dependerán de las longitudes comerciales de correa (Ver Anexo IV de Catálogos pp-5), mientras que la distancia del eje IV al eje III dependerá del tamaño de la base. El cálculo de longitud de correa se calcula teniendo en cuenta la geometría de la correa sobre las poleas.

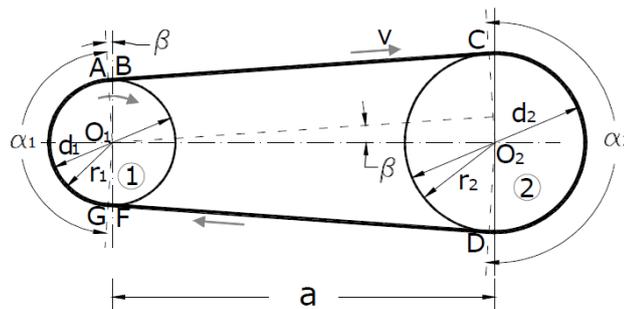


Fig. 1.3. Geometría de la polea.

La longitud de la correa se puede determinar como la suma de los segmentos AC, CD, DG y GA que aparecen en la *fig. 1.3*. Identificando cada uno de estos segmentos de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
 AC &= DG = a \cos\beta \\
 CD &= \pi * r_2 + 2 * \beta * r_2 = r_2 (\pi + 2*\beta) \\
 GA &= \pi*r_1 - 2*\beta*r_1 = r_1 (\pi + 2*\beta) \\
 r_2 - r_1 &= a*\sen \beta = a*\beta
 \end{aligned}$$

Obteniendo la siguiente expresión (ec.1.1), esta expresión coincide con la expuesta en el libro “Diseño de Elementos de Máquinas” 4ª edición, Robert. L. Mott [19]

$$L = 2 a \cos\beta + \pi (r_2 + r_1) + 2 \beta (r_2 - r_1) \quad \text{ec.1.1}$$

De esta expresión (ec.1.1), las distancias “a” corresponden a las distancias entre ejes (fig.1.1). Por otro lado, el ángulo  $\beta$  es el ángulo que forma la correa entre dos poleas, siendo igual a cero cuando se trata de una correa que está entre dos poleas del mismo radio, obteniendo la expresión (ec.1.2).

$$L = 2 (a + \pi r) \quad \text{ec. 1.2}$$

Se realiza el cálculo para la primera correa de eje 4 – eje 5 (ec.1.1), el resto de resultados aparecerán en la *tabla 1.4*.

$$\begin{aligned}
 L &= 2 a \cos\beta + \pi (r_{pt2} + r_{pt1}) + 2 \beta (r_{pt2} - r_{pt1}) \rightarrow L = 2 * 31,88mm * \\
 &\cos(5,21^\circ) + \pi * (0,3055'' + 0,191'') * 25,4mm + 2 * 0,091rad * \\
 &(0,3055'' - 0,191'') * 25,4mm = 103,65mm
 \end{aligned}$$

**Tabla 1.4.** Dimensiones de correa. Ver Anexo IV de Catálogos pp-5

Elemento	Valor “a”	Beta	Beta (rad)	L [mm]
Eje 1-Eje2	54,86	0°	0	140,20
Eje 2-Eje3	64,74	7, 686°	0,134	119,75
Eje 3-Eje4	31,25	15, 62°	0,272	83,275
Eje 4-Eje5	31,88	5, 21°	0,091	103,65

Con estas dimensiones de correa, las dimensiones de las falanges se presentan a continuación (fig. 1.4)

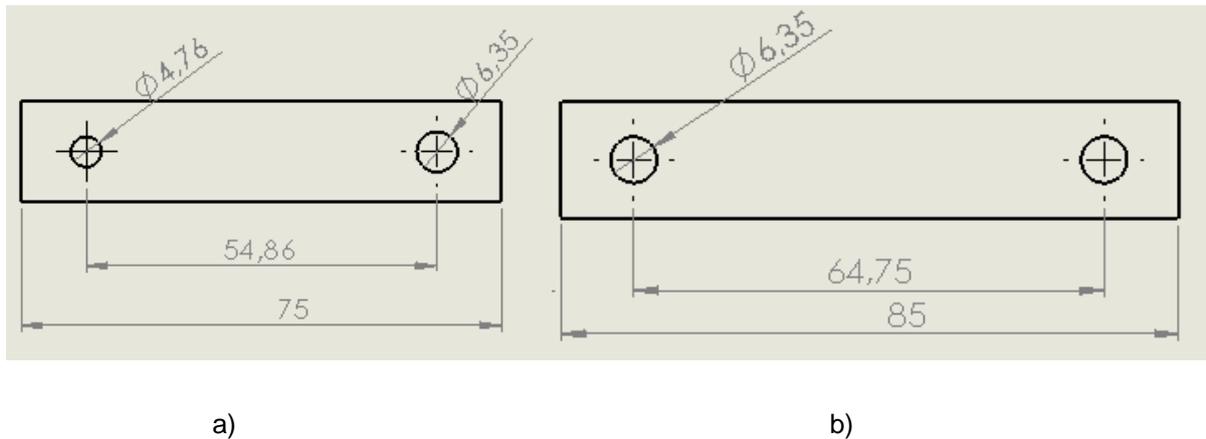


Fig. 1.4. Dimensiones de Falanges a) Falange II b) Falange III

Las correas que se han seleccionado aparecen en el catálogo SDP/SI [9] (ver Anexo IV de Catálogos, pp-5), con las referencias que aparecen en la tabla 1.5.

Tabla 1.5. Referencia de correas. Ver Anexo IV de Catálogos pp-5

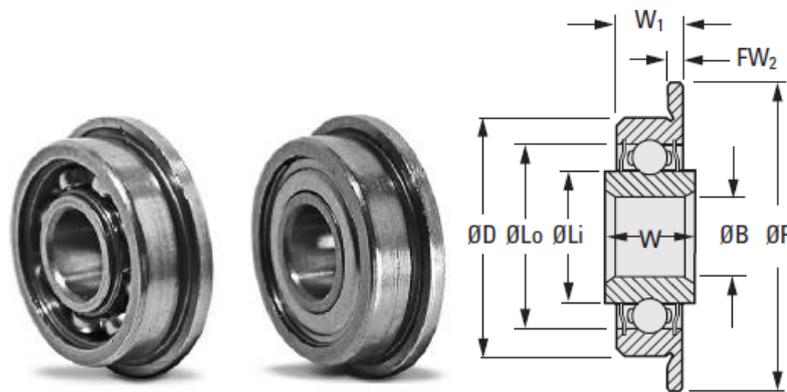
Ejes	Tipo	Longitud [mm]	Ref.
Eje 1-2	Correa 1	140,21	A 6Z16 069 012
Eje2-3	Correa 2	119,75	A 6Z16 059 012
Eje3-4	Correa 3	83,275	A 6Z16 041 012
Eje4-5	Correa 4	71,9	A 6Z16 052 012

## 1.3. ACCESORIOS

### 1.3.1. Cojinetes

Se seleccionan los cojinetes del catálogo SDP-SI (ver Anexo IV de Catálogos), ya que proporcionan diámetros adecuados para las piezas seleccionadas. Además, proporcionan bastante información sobre su tipo de lubricante.

Son cojinetes de tipo ABEC3 sin armadura (fig. 1.5).



**Fig.1.5** Cojinetes ABE3. Ver Anexo IV de Catálogos pp-17

Se seleccionan 2 tipos de cojinetes, los cuales tendrán que soportar la carga a las reacciones de los apoyos de los ejes.

**Tabla 1.6.** Referencia de Cojinetes [Ver Anexo IV de Catálogos pp-17]

Tipo	Diámetro de hueco ( $\varnothing B$ ) [pulg]	Diámetro de aro ( $\varnothing D$ ) [pulg]	Diámetro brida ( $\varnothing F$ ) [pulg]	Carga [lbf]	Ref.
Tipo 1	0,1875	0,3125	0,359	13,6	A 7Y55 FS 3118 G
Tipo 2	0,250	0.5000	0,547	32	A 7Y55 G 3725 G

### 1.3.2. Chavetas

El material seleccionado para hacer las chavetas para la unión de las falanges con el eje es acero inoxidable 304, las propiedades mecánicas de este material aparecen en el anexo de catálogos.

El límite de fluencia se va a tomar para 500°C, 68N/mm<sup>2</sup>

En el caso de las poleas, el ajuste al eje se podrá realizar mediante un tornillo de ajuste o utilizando la chaveta seleccionada.

Según el catálogo de poleas, el tipo de perno necesario será el siguiente (ver *tabla 1.7*). Las roscas son de tipo imperial.

Tabla 1.7. Tipo de Rosca [ver Poleas en Anexo de Catálogos, pp-4]

Mecanismo de Transmisión	Tornillo de Ajuste. Rosca imperial
Polea Tipo 1	#4-40 x1/4"
Polea Tipo 2	#6-40 x1/4"
Polea Tipo 3	#6-40 x1/4"

### 1.4. EMBRAGUE

Se ha seleccionado el embrague más pequeño que se ha encontrado en el mercado, modelo 102 – 02 – 13 24V 6DIN (*fig. 1.6*).

Las características de ese embrague aparecen en la *tabla 1.8*.

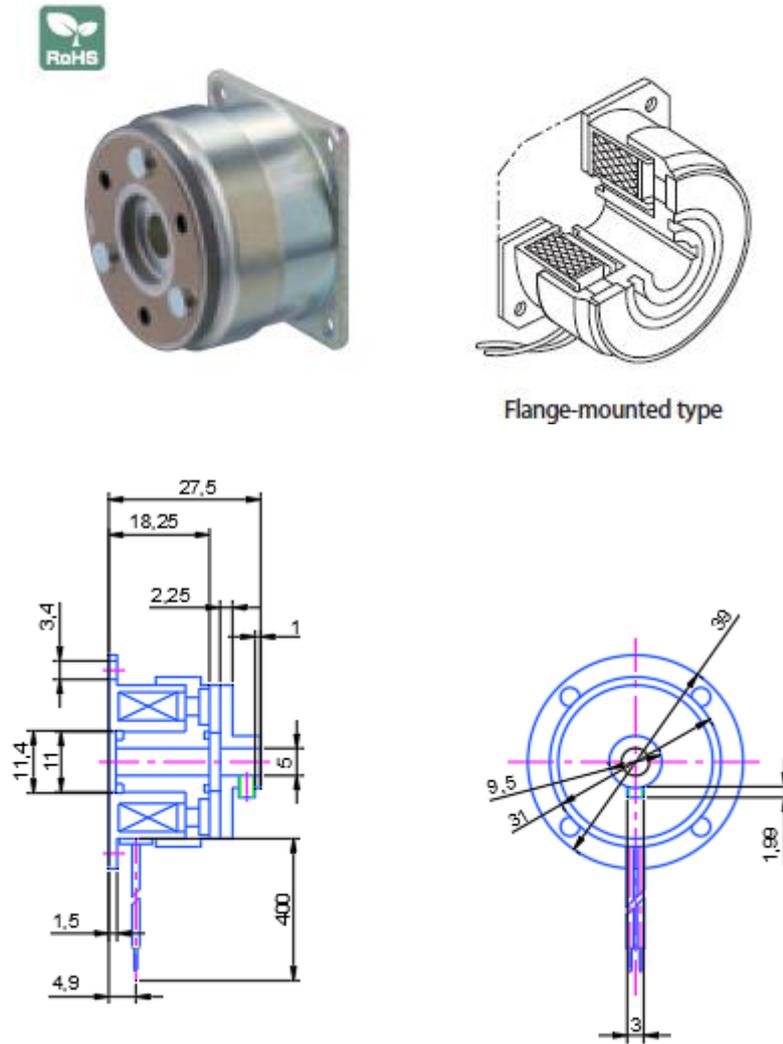


Fig. 1.6. Embrague 102-02-13 24V 6DIN. ver Anexo IV de Catálogos, pp-15

Tabla 1.8. Características de embrague

<b>Torque del Embrague [Nm]</b>	0,4 ~ 2,4
<b>Temperaturas de operación [°C]</b>	-10° ~ +40°

## 1.5. MATERIAL SELECCIONADO

El material principal de la estructura es PETG (*tabla 1.9*), ya que ofrece la posibilidad de realizar las piezas mediante impresora 3D. [16]

**Tabla 1.9.** Propiedades PETG frente a PET

Propiedades	Método de Prueba	PET	PETG	Unidades
<b>Físicas</b>				
Densidad	ISO 1183	1,33	1,27	g/cm <sup>3</sup> *
Absorción de humedad (24 horas a 23°C)	ISO 62-4	<0,2 % por peso	<0,2 % por peso	%
Solubilidad en agua	DIN 53122	Indisoluble	Indisoluble	-
<b>Mecánicas</b>				
Resistencia a la tracción hasta la deformación	ISO 527	59 Mpa	53 Mpa	Mpa
Resistencia a la tracción hasta la rotura	ISO 527	No rompe	No rompe	Mpa
Alargamiento hasta la rotura	ISO 527	No rompe	No rompe	%
Módulo de elasticidad en tracción	ISO 527	2.420	2200	Mpa
Resistencia a la flexión	ISO 178	86	79	Mpa
Resistencia al impacto Charpy con entalla	ISO 179	No aplicable	10	kJ/m <sup>2</sup>
Resistencia al impacto Charpy	ISO 179	No rompe	No rompe	kJ/m <sup>2</sup>
Dureza Rockwell , escala R		111	115	
Dureza a la presión de la bola	ISO 2039	117	117	Mpa
<b>Ópticas</b>				
Transmisión de luz	ASTM D 1003	89	88	%
Índice de refracción	ASTM D 542	1,576	1,57	%
<b>Térmicas</b>				
Temp. máxima de utilización en continuo		60	60	°C
Temp. de reblandecimiento Vicat (10N)	ISO 306(B)	79	83	°C
Temp. de reblandecimiento Vicat (50N)	ISO 306(B)	75	78	°C
Temp. de reblandecimiento HDT A (1,8 MPa)	ISO 75-2	69	68	°C
Temp. de reblandecimiento HDT B (0,45 MPa)	ISO 75-2	73	72	°C
Coefficiente de expansión térmica	ISO 75-2	<6 x 10 <sup>-5</sup> /°C	6,8	x 10 <sup>5</sup> /°C

El material seleccionado para el eje es Aluminio EN AW 6061-T6[13], ya que es un material ligero y presenta una excelente resistencia a la corrosión. Las características del Aluminio 6061-T6 aparecen en la *tabla 1.10* y en el Anexo IV de Catálogos.

**Tabla 1.10.** Características Aluminio AW 6061-T6

Propiedades generales	Magnitud
Módulo elástico	68,9GPa
Resistencia a la tracción	276 N/mm <sup>2</sup>
Resistencia de rotura	310 N/mm <sup>2</sup>
Resistencia a fatiga	96,5 N/mm <sup>2</sup>

## 2. Descripción del movimiento.

### 2.1. CÁLCULO DE DESPLAZAMIENTOS

Se realiza el cálculo del ángulo de giro de las poleas para producir las dos posiciones fundamentales para la comunicación en lenguaje de signos. Se usa una ecuación básica ec.2.1. que relaciona el ángulo de giro ( $\theta$ ) con el diámetro de polea ( $d$ ).

$$\theta_{pt1} * d_{pt1} = \theta_{pt3} * d_{pt3} \quad \text{ec. 2.1}$$

Para los distintos ángulos de giro de la polea 3, corresponderá un ángulo de giro en la polea 1 (*tabla.2.1*). Las posiciones necesarias para la comunicación del lenguaje de signos serían fundamentalmente las posiciones 2 y 4.

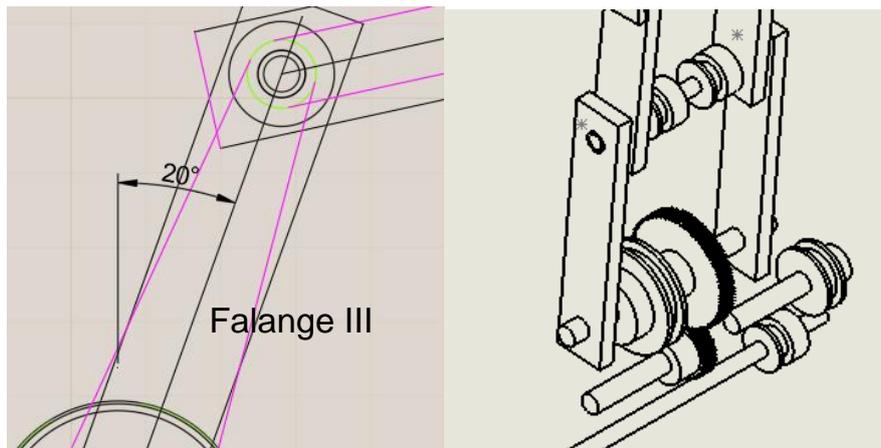
**Tabla 2.1.** Relación de ángulos Polea 3 – Polea 1. Ejes 3 - 2.

	Diámetro 3	Diámetro 1	Ángulo 3	Ángulo 1
<b>Posición 1</b>	1,070	0,362	10	29,55
<b>Posición 2</b>	1,070	0,362	20	59,1
<b>Posición 3</b>	1,070	0,362	30	88,67
<b>Posición 4</b>	1,070	0,362	40	116

A continuación se realiza una descripción detallada de las partes del mecanismo para estas posiciones.

## Posición 2

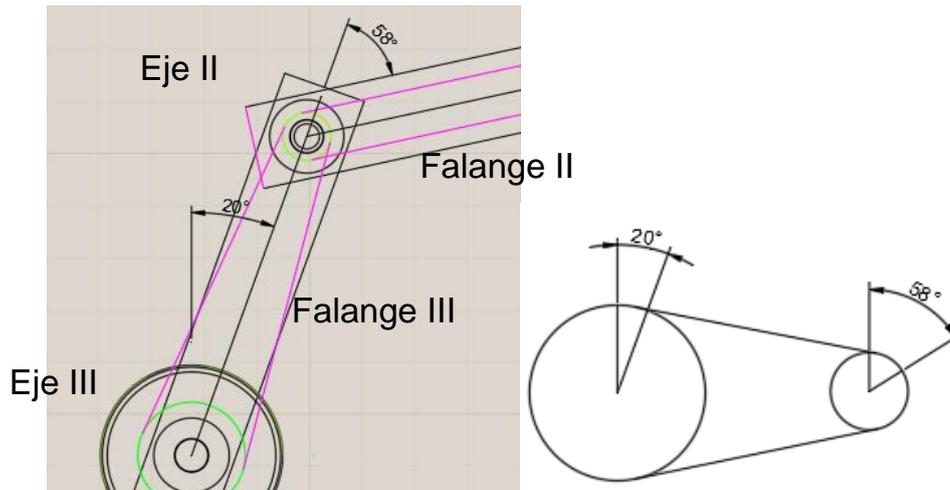
Las falanges rotan en función del ángulo de giro de su eje inferior. Por lo tanto, para una rotación de 20 grados del eje III, la falange 3 rotará 20° respecto a su posición inicial (*fig. 2.1*). El estudio de giros se ha realizado utilizando la herramienta gráfica AutoCad



**Fig. 2.1.** Rotación de 20°

A su vez, la falange 3 servirá de apoyo del eje 2. El eje 2 recibe el movimiento del eje 3 mediante una relación de diámetros entre una pt3 (ubicada en el eje III) y una pt1 (ubicada en el eje II), produciéndose así un giro de la falange 2 de 59° respecto a la falange 3 (*fig. 2.2*). El cálculo de relación entre ángulos, se realiza utilizando la ec. 2.1.

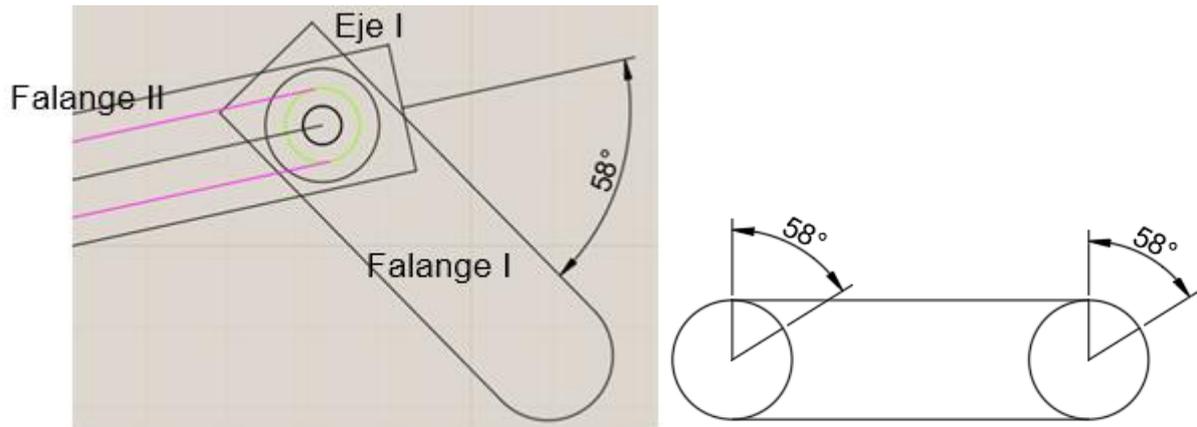
$$\theta_{pt1} = \theta_{pt3} * \frac{d_{pt3}}{d_{pt1}} = 20 * \frac{1,070''}{0,362''} = 59^{\circ}$$



**Fig. 2.2.** Desplazamiento gráfico

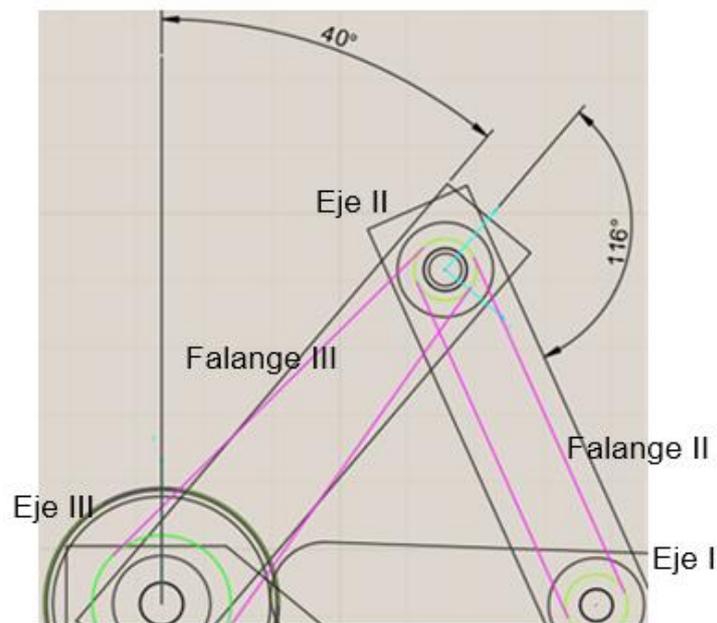
Finalmente, el eje I apoyado en esa falange II poseerá una polea  $pt1$  a la que se le transmitirá el movimiento mediante otra polea de igual diámetro, ubicada en el eje II, rotando también  $59^\circ$  respecto a la falange 2 (fig. 2.3).

$$\theta_{pt1} = \theta_{pt1} * \frac{d_{pt1}}{d_{pt1}} = 59^\circ * \frac{0,362''}{0,362''} = 59^\circ$$

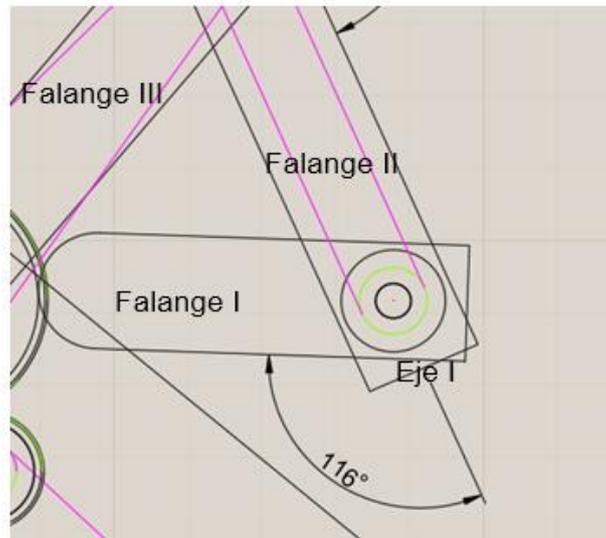


**Fig. 2.3.** Posición de falange 1 respecto a falange 2

Lo mismo ocurrirá en el caso de la posición 4 para los ángulos de  $40^\circ$  en el eje III (*fig. 2.4*), corresponderán  $116^\circ$  para los ejes I y II (*fig. 2.5*), tal y como aparece reflejado en la *tabla 2.1*.

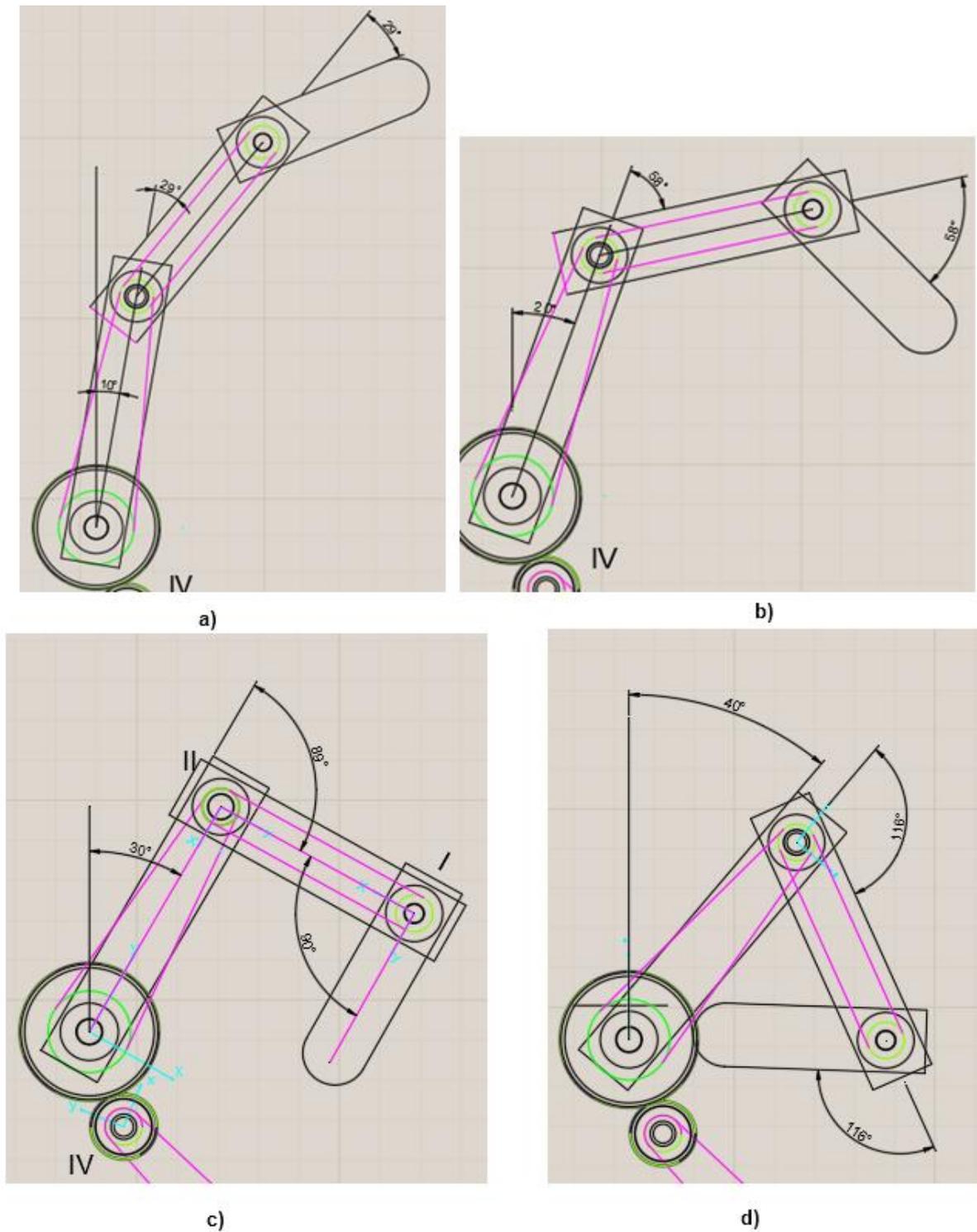


**Fig. 2.4.** Posición falange 2 respecto a falange 3



**Fig. 2.5.** Posición falange 1 ( $116^\circ$ ) respecto a falange 2.

El esquema de montaje final en cada posición será (*fig. 2.6*).



**Fig. 2.6.** Posiciones de falanges para los ángulos calculados. a) Posición 1 b) Posición 2 c) Posición 3 d) Posición 4

### 3. DIMENSIONADO DEL MOTOR

#### 3.1. CÁLCULO DE INERCIA EQUIVALENTE

Para seleccionar el motor adecuado, hay que calcular si el par motor que ofrece es el suficiente para vencer la inercia del mecanismo. Se define la inercia del mecanismo siguiendo el *ejemplo 1.11* del libro *Vibraciones mecánicas*, 5 ed. Singireso, Rao [17]. Este ejemplo calcula la inercia usando la expresión de la energía cinética ( $E_c$ ) de un cuerpo rígido (ec. 3.1).

$$E_c = \frac{1}{2} * m v^2 + \frac{1}{2} * I * w^2 \quad \text{ec. 3.1}$$

$m$ : masa del elemento

$v$ : velocidad lineal

$I$ : Inercia de cada elemento

$w$ : velocidad angular

Es necesario calcular la inercia equivalente del sistema que aparece en la fig. 1.1. Ninguno de estos elementos tendrá un movimiento de translación, por lo que la velocidad lineal ( $v$ ) será nula. La componente rotacional de la energía cinética depende de la velocidad angular ( $w$ ) de cada eje y la inercia de cada elemento ( $I$ ). Sólo se usará la componente de rotación de la ec 3.1:

$$E_c = \frac{1}{2} * I * w^2 \quad \text{ec. 3.2}$$

Suponiendo desplazamientos pequeños, la inercia equivalente se determinará utilizando la equivalencia de las energías cinéticas del sistema. La energía cinética del sistema ( $E_c$ ) se expresa como:

$$E_c = \frac{1}{2} * I_{ejeV} * w_{eje5}^2 + 4 * \left[ \frac{1}{2} * I_{eje4} * (w_{eje4})^2 + \frac{1}{2} * I_{eje3} * (w_{eje3})^2 + \frac{1}{2} * I_{eje2} * (w_{eje2})^2 + \frac{1}{2} * I_{eje1} * (w_{eje1})^2 \right]$$

**ec. 3.3**

Cuando la polea de tipo 1 ubicada en el eje V rota, todos los componentes del sistema rotan a su vez. A continuación, se calcularán todas las equivalencias cinéticas de velocidad angular ( $w$ ) tomando como referencia la velocidad en el eje V.

También se calculará el componente de momentos de inercia de masa ( $I$ ) de las poleas y falanges respecto al eje V, para estimar la inercia de cada eje.

### 3.1.1. Inercia elementos

Para el cálculo de los momentos de inercia de masa, se usan las ecuaciones para un objeto homogéneo extraídas de la bibliografía [18].

Placa circular delgada (ec. 3.4)

$$I_z = \frac{1}{2} * m * R^2 \quad \text{ec. 3.4}$$

*m*: masa del elemento

*R*: radio

Placa rectangular delgada (ec.3.5)

$$I_{eje z} = \frac{1}{3} m (b^2 + h^2), \quad \text{ec. 3.5}$$

*m*: masa del elemento  
*b*: ancho de la figura  
*h*: alto de la figura

En aquellas piezas en las que el eje de giro se encuentra ubicado en un eje arbitrario desplazado a una distancia “d” de un eje principal, se calcula la inercia de las piezas teniendo en cuenta el *Teorema de los ejes paralelos*. (ec. 3.6)

$$I_{xx} = I_{x'x'} + (d_y^2 + d_z^2) m, \quad \text{ec. 3.6}$$

*I<sub>xx</sub>*: inercia calculada  
*d*: distancia del eje principal al eje arbitrario

Será necesario calcular cada inercia respecto al eje V, las distancias se han calculado sobre los planos (ver Plano 1.02.S1).

Distancia  $d_{\text{eje1} \rightarrow \text{ejeV}} = 178,88\text{mm}$   
 Distancia  $d_{\text{eje2} \rightarrow \text{ejeV}} = 124,02\text{mm}$   
 Distancia  $d_{\text{eje3} \rightarrow \text{ejeV}} = 59,28\text{mm}$   
 Distancia  $d_{\text{eje4} \rightarrow \text{ejeV}} = 38,15 \text{ mm}$

## Elementos Eje 1

El eje 1, está compuesto por dos falanges de tipo 1 (fig. 3.1) y una polea de tipo 1. Para calcular la Inercia equivalente de estos elementos se utilizará la ec.3.4 en el caso de las falanges y ec.3.3 para las poleas, utilizando además la ec.3.5 para calcular las inercias respecto al eje 1.

Los elementos de inercia  $I_{z1}$ ,  $I_{z2}$ ,  $I_{z3}$  corresponden a las distintas áreas que forman la falange 1. Las inercias  $I_{0z1}$ ,  $I_{0z2}$ ,  $I_{0z3}$  corresponden a la inercia respecto al punto de giro, utilizando el teorema ec.3.5, cuyas distancias a este punto son  $d_{z1c}$ ,  $d_{z2c}$ ,  $d_{z3c}$ .

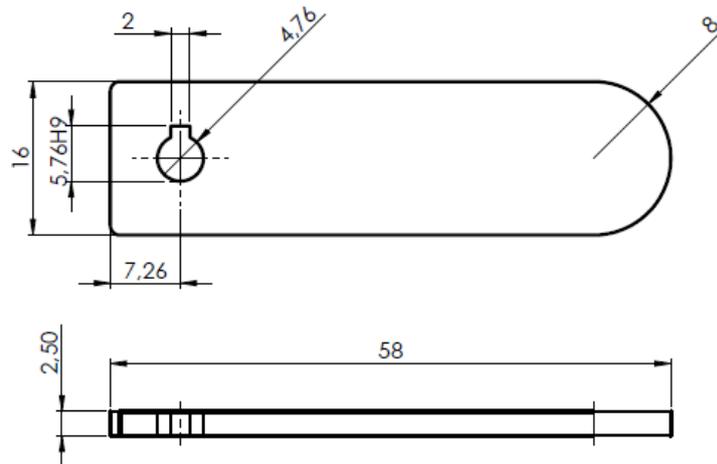


Fig. 3.1. Dimensiones de Falange tipo 1

### ***Inercia rectángulo***

$$I_{z1} = \frac{1}{3} * m * (b^2 + h^2) = \frac{1}{3} * 2,8g * (50^2 + 16^2) mm^2 = 2572,27 gmm^2$$

$$d_{z1c} = \frac{b}{2} - 7,26mm = \frac{50}{2} - 7,26 = 17,74mm$$

$$I_{0z1} = I_{z1} + m * d_{z1c}^2 = 2572,27 gmm^2 + 2,8g * (17,74mm)^2 = 3453,45 gmm^2$$

### ***Inercia semicírculo***

$$I_{z2} = \frac{1}{4} * m * R^2 = \frac{1}{4} * 0,352 * 8^2 = 5,632 gmm^2$$

$$d_{z2c} = 4 * \frac{R}{3\pi} + (50 - 7,26) = \frac{4 * 8}{3\pi} + (50 - 7,26) = 46,135mm$$

$$I_{0z2} = I_{z2} + m * d_{z2c}^2 = 5,632 gmm^2 + 0,352g * (46,135mm)^2 = 754,84 gmm^2$$

### Inercia hueco

$$I_{z3} = I_{0z3} = \frac{1}{4} * m * R^2 = \frac{1}{4} * (-6,23 * 10^{-5}) * \left(\frac{4,76}{2}\right)^2 = -88,22 * 10^{-6} gmm^2$$

La inercia de la falange de tipo 1  $I_{f1}$  respecto al punto de giro será la suma de todas estas inercias

$$I_{f1} = I_{0z1} + I_{0z2} + I_{0z3} = 3453,45 gmm^2 + 754,84 gmm^2 - 88,22 * 10^{-6} gmm^2 = 4208,29 gmm^2$$

$$m_{totalf1} = m_{z1} + m_{z2} + m_{z3} = 2,8g + 0,352g - 6,23 * 10^{-5} = 3,15g$$

Como la polea (fig.3.2) está compuesta por varios elementos de distintos diámetros, el cálculo de su inercia se ha realizado utilizando la ec.3.3 y la herramienta de hoja de cálculo Excel. El resultado de este cálculo aparece en la *Tabla 3.1*.

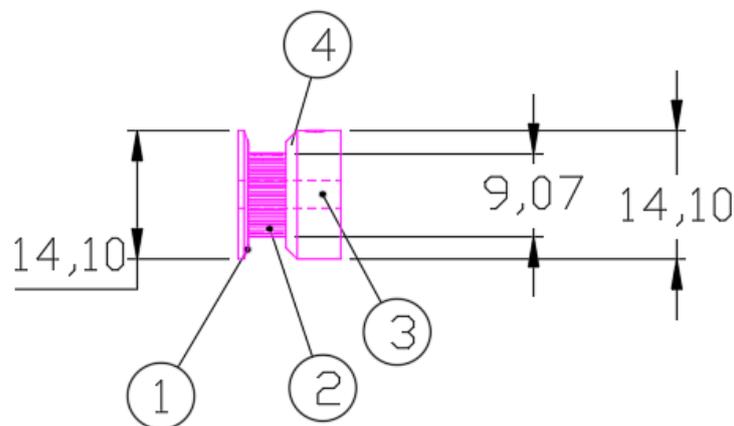


Fig. 3.2. Cálculo Inercia Polea 1

Tabla 3.1. Cálculo Inercia Polea 1

Fig.	diámetro	Volumen (mm <sup>3</sup> )	densidad (kg/mm <sup>3</sup> )	Masa (g)	Inercia [g*mm <sup>2</sup> ]
1	14,097	929,136	1,27E-06	1,18E-03	29,31
2	9,195	292,98	0,00000127	3,72E-04	3,93
3	4,76	-197,95	0,00000127	-2,51E-04	-0,71
4	14,097	185,8	0,00000127	2,36E-04	5,86
<b>TOTAL</b>		<b>1209,966</b>		<b>1,54E-03</b>	<b>38,40</b>

La inercia de los elementos del eje 1 respecto al eje 5 será:

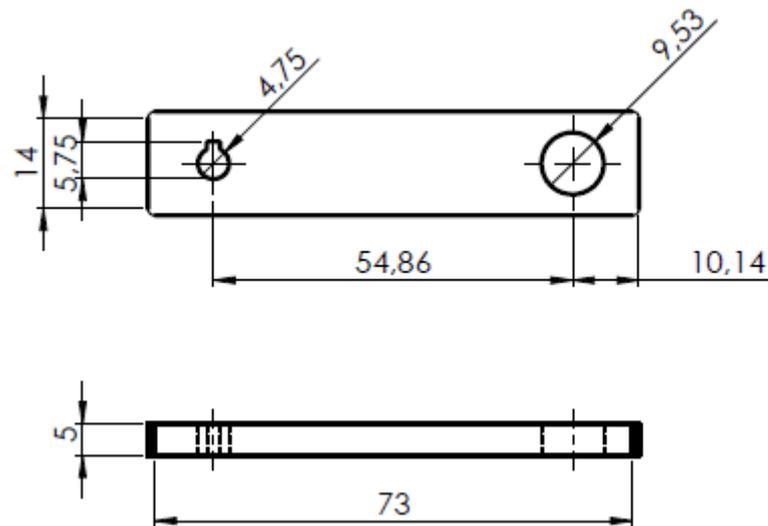
$$\text{Distancia } d_{\text{eje1} \rightarrow \text{ejeV}} = 178,88\text{mm}$$

$$\begin{aligned} I_{\text{eje1} \rightarrow \text{ejeV}} &= 2 * I_{F1} + m_{f1} * d_{\text{eje1} \rightarrow \text{ejeV}}^2 + I_{p1} + m_{p1} * d_{\text{eje1} \rightarrow \text{ejeV}}^2 \\ &= 2 * 4208,29 \text{ gm m}^2 + 2 * 3,15 \text{ g} * (178,88 \text{ mm})^2 + 38,40 \text{ gm m}^2 + 1,54 \\ &\quad * 10^{-3} * (178,88 \text{ mm})^2 = 210092,00 \text{ gm m}^2 \end{aligned}$$

Estos mismos cálculos se realizan para el resto de ejes del sistema.

## Elementos Eje 2

El eje 2 está compuesto por dos poleas tipo 1, cuya inercia aparece calculada en la *tabla 3.1*, y dos falanges de tipo 2 (*fig. 3.3*). Se realiza el cálculo de la inercia de las falanges con la ec.3.5:

**Inercia Falange 2****Fig. 3.3.** Dimensiones Falange tipo 2

$$I_z = \frac{1}{3} * m * (b^2 + h^2) = \frac{1}{3} * 8,4g * (75^2 + 16^2) mm^2 = 16466,8gm^2$$

$$I_{0z} = I_z + m * d^2 = 16466,8gmm^2 + 8,4g * (28,5mm)^2 = 23289,7gm^2$$

**Inercia polea tipo 1**

$$I_{p1} = 38,40gm^2$$

La inercia de los elementos del eje 2 respecto al eje 5 será:

$$\text{Distancia } d_{\text{eje2} \rightarrow \text{ejeV}} = 124,02mm$$

$$I_{\text{eje2} \rightarrow \text{ejeV}} = 2 * I_{F2} + m_{f2} * d_{\text{ejeII} \rightarrow \text{ejeV}}^2 + 2 * I_{p1} + m_{p1} * d_{\text{ejeII} \rightarrow \text{ejeV}}^2$$

La inercia de los elementos del eje 2 respecto al eje 5 será:

$$\text{Distancia } d_{\text{eje2} \rightarrow \text{ejeV}} = 124,02\text{mm}$$

$$\begin{aligned} I_{\text{eje2} \rightarrow \text{ejeV}} &= 2 * I_{f2} + 2 * m_{f2} * d_{f2}^2 + 2 * I_{p1} + 2 * m_{p1} * d_{p1}^2 \\ &= 2 * 23289,7\text{mm}^2 + 2 * 8,4\text{g} * (124,02\text{mm})^2 + 2 * 38,40\text{gmm}^2 + 2 * 1,54 \\ &\quad * 10^{-3}\text{g} * (124,02\text{mm})^2 = 305103,71\text{gmm}^2 \end{aligned}$$

### Elementos Eje 3

El eje 3 está compuesto por dos poleas de tipo 3 (fig. 3.5) y dos falanges tipo 3 (fig. 3.4). Se realiza el cálculo de la inercia de una falange tipo 3. El cálculo de la inercia de la pulea aparece en la tabla 3.2.

#### Inercia Falange 3

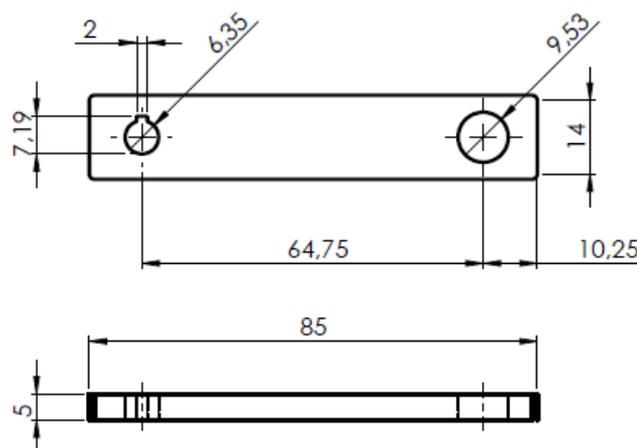
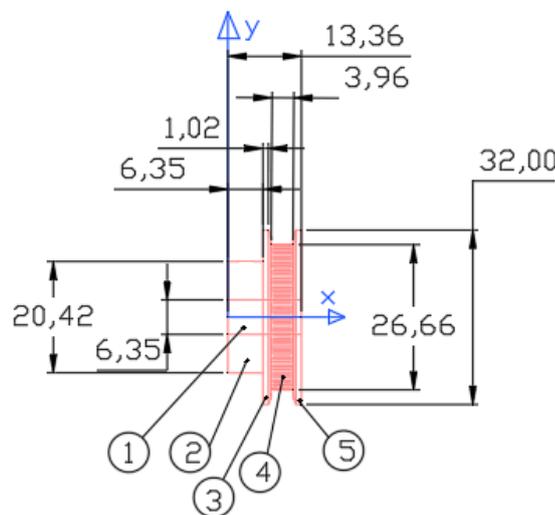


Fig. 3.4. Dimensiones Falange tipo 3

$$I_z = \frac{1}{3} * m * (b^2 + h^2) = \frac{1}{3} * 9,52g * (85^2 + 16^2) mm^2 = 23739,7gmm^2$$

$$I_{0z} = I_z + m * d^2 = 23739,7gmm^2 + 9,52g * 32,5^2 = 33795,21gmm^2$$

**Inercia Polea tipo 3**



**Fig. 3.5.** Esquema polea 3

**Tabla 3.2.** Cálculo Inercia Polea 3

Fig.	d(mm)	Volumen (mm <sup>3</sup> )	Densidad (kg/mm <sup>3</sup> )	Masa (g)	Inercia [g*mm <sup>2</sup> ]
1	32,004	1182,54	1,27E-06	1,50E-03	1,92E+02
2	26,67	2270,33	0,00000127	2,88E-03	2,56E+02
3	32,004	1182,54	0,00000127	1,50E-03	1,92E+02
4	20,4724	2090,26	0,00000127	2,65E-03	1,39E+02
5	6,35	-422,91	0,00000127	-5,37E-04	-2,71E+00
TOTAL				8,00E-03	<b>777,30</b>

$$I_{\text{eje3} \rightarrow \text{ejeV}} = \left( 2 * (I_{F3} + m_{f3} * d_{\text{ejeIII} \rightarrow \text{ejeV}}^2) + 2 * (I_{p3} + m_{p3} * d_{\text{ejeIII} \rightarrow \text{ejeV}}^2) \right)$$

La inercia de los elementos del eje 3 respecto al eje 5 será:

$$\text{Distancia } d_{\text{eje3} \rightarrow \text{ejeV}} = 59,28\text{mm}$$

$$I_{\text{eje3} \rightarrow \text{ejeV}} = \left( 2 * (33795,21\text{gmm}^2 + 19,054\text{g} * 59,28^2\text{mm}^2) + 2 * (777,30\text{gmm}^2 + 8 * 10^{-3}\text{g} * 59,28^2\text{mm}^2) \right) = 203117,27\text{gmm}^2$$

## Elementos Eje 4

Para el cálculo del eje 4 se consideran los dos ejes 4.1 y 4.2 (ver plano 1.02.S2) como un único eje. Este eje posee una polea de tipo 1 y una polea de tipo 2. El cálculo de estos dos elementos aparece en las tablas 3.2 y 3.5.

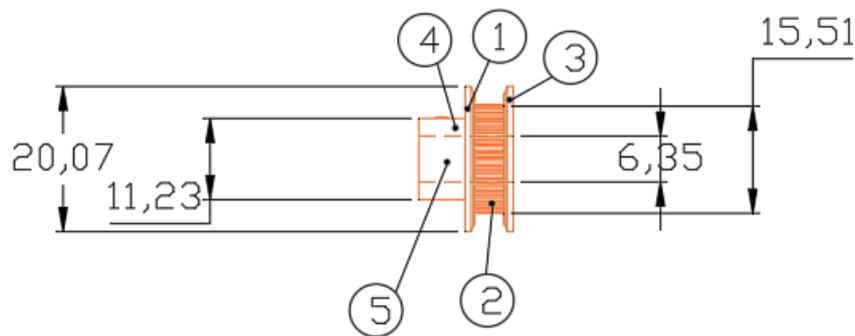


Fig. 3.5. Esquema polea 2

Tabla 3.5. Cálculo Inercia Polea 2

Fig.	Volumen [mm <sup>3</sup> ]	Diámetro [mm]	Densidad[kg/mm <sup>3</sup> ]	Masa (g)	Inercia [g*mm <sup>2</sup> ]
1	401,61	20,066	1,27E-06	5,10E-04	25,67
2	767,078	15,51	0,00000127	9,74E-04	29,29
3	401,61	20,066	0,00000127	5,10E-04	25,67
4	628,602	11,2268	0,00000127	7,98E-04	12,57
5	-410,12	6,35	0,00000127	-5,21E-04	-2,62
TOTAL	1788,78			2,27E-03	<b>90,60</b>

$$I_{eje4 \rightarrow ejeV} = 2 * (I_{pt3} + m_{pt3} * d_{ejeIV \rightarrow ejeV}^2) = 2 * (90,60 \text{ gmm}^2 + 2,27 * 10^{-3} * 38,15^2) \\ = 187,80 \text{ gmm}^2$$

## Elementos Eje 5

El eje 5 será un eje común para todos los dedos, se dimensionará sólo para 4 dedos, por lo que tendrá un total de 4 poleas de tipo 1. La inercia de estas poleas aparece en la *tabla 3.2*. No se aplica el cálculo de Steiner porque este es el eje motriz.

$$I_{p1} = 38,40 \text{ gmm}^2$$

$$I_{ejeV} = 4 * I_{p1} = 4 * 38,40 \text{ gmm}^2 = 153,6 \text{ gmm}^2$$

## Resultados:

$$I_{eje1 \rightarrow eje5} = 210092,00 \text{ g*mm}^2$$

$$I_{eje2 \rightarrow eje5} = 305103,71 \text{ g*mm}^2$$

$$I_{eje3 \rightarrow eje5} = 203117,27 \text{ g*mm}^2$$

$$I_{\text{eje4} \rightarrow \text{eje5}} = 187,80 \text{g} \cdot \text{mm}^2$$

$$I_{\text{eje5}} = 153,6 \text{g} \cdot \text{mm}^2$$

### 3.1.2. Cálculo cinemático

Es necesario calcular la relación de velocidades de cada eje respecto al eje motriz.

Al igual que se calculó previamente los desplazamientos, la relación de velocidades y aceleraciones entre árboles se calculará con una relación entre los radios ( $r$ ) de poleas, teniendo en cuenta las ecuaciones simples ec.3.6 para la velocidad angular ( $w$ ) y ec.3.7 para la aceleración angular ( $\alpha$ ).

$$w_1 * r_1 = w_2 * r_2 \quad \text{ec. 3.6}$$

$$\alpha_1 * r_1 = \alpha_2 * r_2 \quad \text{ec. 3.7}$$

Teniendo en cuenta que el motor hace girar el eje V a una velocidad angular  $\omega_5$ , las ecuaciones de relación se presentan a continuación:

#### **Eje VI**

$$w_5 * r_{pt1} = w_4 * r_{pt2} \rightarrow w_4 = w_5 * \frac{r_{pt1}}{r_{pt2}}$$

#### **Eje III**

$$w_3 * r_{pt3} = w_4 * r_{pt1} \rightarrow w_3 = w_5 * \frac{r_{pt1} * r_{pt1}}{r_{pt2} * r_{pt3}} = w_5 * \frac{r_{pt1}^2}{r_{pt2} * r_{pt3}} \rightarrow w_3 = w_5 * \frac{r_{pt1}^2}{r_{pt2} * r_{pt3}}$$

### Eje I y II

$$w_1 = w_2 = w_5 * \frac{r_{pt1}}{r_{pt2}}$$

### 3.1.3. Inercia equivalente

Una vez calculadas las relaciones de velocidad angular (*apartado 3.1.3*) y las inercias de falanges y elementos de transmisión (*apartado 3.1.2*). Es posible calcular la inercia equivalente, utilizando ec. 3.3.

Sustituyendo con las expresiones desarrolladas del apartado 3.1.3, se vuelve a escribir como:

$$EC = \frac{1}{2} * I_{ejeV} * w_5^2 + 4 * \left[ \frac{1}{2} * I_{eje4} * \left( w_5 * \frac{r_{pt1}}{r_{pt2}} \right)^2 + \frac{1}{2} * I_{eje3} * \left( w_5 * \frac{r_{pt1} * r_{pt1}}{r_{pt2} * r_{pt3}} \right)^2 + \frac{1}{2} * I_{eje2} * \left( w_5 * \frac{r_{pt1}}{r_{p2}} \right)^2 + \frac{1}{2} * I_{eje1} * \left( w_5 * \frac{r_{e1}}{r_{p2}} \right)^2 \right]$$

**ec. 3.8**

Igualando (ec.3.8) a la energía cinética del sistema equivalente (ec.3.1), se obtiene la inercia equivalente del sistema como (ec.3.9).

$$I_{eq} = I_{ejeV} + 4 * \left[ I_{eje4} * \left( \frac{r_{pt1}}{r_{pt2}} \right)^2 + I_{eje3} * \left( \frac{r_{pt1} * r_{pt1}}{r_{pt2} * r_{pt3}} \right)^2 + I_{eje2} * \left( \frac{r_{pt1}}{r_{p2}} \right)^2 + I_{eje1} * \left( \frac{r_{e1}}{r_{p2}} \right)^2 \right]$$

**ec.3.9**

Utilizando los datos de inercia de cada eje calculadas en el apartado 3.1.2 y los valores de radio primitivo de las poleas (r). La ecuación (ec.3.9) da como resultado:

$$\begin{aligned}
 I_{eq} &= 153,6 \text{ gmm}^2 + 4 \\
 &\quad * \left[ 187,80 \text{ gmm}^2 * \left( \frac{0,191''}{0,3055''} \right)^2 + 203117,27 \text{ gmm}^2 * \left( \frac{0,191^2}{0,3055'' * 0,535''} \right)^2 \right. \\
 &\quad \left. + 305103,71 \text{ gmm}^2 * \left( \frac{0,191''}{0,3055} \right)^2 + 210092 \text{ gmm}^2 * \left( \frac{0,191}{0,3055} \right)^2 \right] \\
 &= 1915509,197 \text{ gmm}^2
 \end{aligned}$$

La inercia equivalente del mecanismo completo es de  $1,92 * 10^{-3} \text{ kgm}^2$ .

### 3.2. MOMENTO TORSOR

Para seleccionar el motor adecuado, es necesario saber si el motor puede vencer la inercia equivalente que se ha calculado. En los catálogos aportados (ver anexo IV de catálogos), no aparece la inercia equivalente que puede vencer, sino el momento torsor que es capaz de aportar.

A continuación, se realiza el cálculo del momento torsor (ec.3.10) relacionado con la inercia equivalente calculada en el 3.1.3. Esta ecuación se extrae del libro "Mecánica para la Ingeniería Dinámica" 5ª edición, Bedford[18]

$$M_t = I_{eq} * \alpha \quad \text{ec. 3.10}$$

$M_t$ : momento torsor

$I_{eq}$ : inercia equivalente

$\alpha$ : *aceleración angular*

Inercia equivalente mano completa de  $1,92 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$ .

Suponiendo inicialmente una aceleración angular  $\alpha$  igual a  $50 \text{ rad/s}^2$  y utilizando la inercia equivalente calculada en el apartado anterior, calculamos el momento torsor necesario.

$$M_t = I_{eqd} * \alpha = 0,00192 \text{ kgm}^2 * 50 \text{ rad/s}^2 = 0,096 \text{ Nm}$$

Puesto a que se está trabajando con un embrague con un momento torsor de entre  $0,4 \text{ Nm}$  y  $2,4 \text{ Nm}$  será necesario tener un mayor momento torsor para el eje V. Se usa para los cálculos el valor mínimo requerido por el embrague de  $0,4 \text{ Nm}$ .

El momento torsor se relaciona con el diámetro de poleas, siendo el momento torsor mayor cuanto mayor sea el diámetro. A partir de esta relación entre diámetros se cumple la relación:

$$\frac{d_{pt1}}{d_{pt2}} = \frac{Mt_{pt1}}{Mt_{pt2}} \quad \text{ec. 3.11}$$

Utilizando los datos de diámetros de poleas presentadas, el momento torsor necesario en el eje V se calcula utilizando la expresión ec.3.11:

$$\frac{0,382''}{0,622''} = \frac{Mt}{0,4 \text{ Nm}} \rightarrow Mt = 0,25 \text{ Nm}$$

El par motor requerido para el eje V será de  $0,25 \text{ Nm}$ . Este par torsor es superior al calculado usando la inercia equivalente, por lo que sí es válido para mover la estructura del mecanismo. Utilizando la ec. 3.12, la potencia que se demandará del motor para esa relación de par ( $M_t$ ) y velocidad angular ( $w$ ), será:

$$Mt = \frac{P}{w} \quad \text{ec. 3.12}$$

*P: potencia*

*w: velocidad angular*

$$P = w * Mt = 5rpm * \frac{2\pi}{60} * 0,25Nm = 0,1309 W$$

Será necesario un motor que permita una rotación de 5rpm y que aporte una potencia de 0,1309W

Para la inercia equivalente del mecanismo y el par ya determinados, se calcula la aceleración angular a la que rotará el eje V utilizando la ec. 3.10.

$$\alpha = \frac{M_t}{I_{eq}} = \frac{0,25Nm}{1,92 * 10^{-3}kgm^2} = 130,2rad/s^2$$

El tiempo de respuesta será:

$$\alpha = \frac{w}{t} \rightarrow t = \frac{0,5236rad/s}{130,21rad/s^2} = 0,0040s$$

**Conclusión:** El tiempo se compara con el tiempo de respuesta que permite el embrague, ya que no se ve este dato con los motores. Según el catálogo del embrague (ver Anexo IV de catálogos), el tiempo mínimo de respuesta es de

0,0017s. Por lo tanto, para la relación de aceleración y velocidad presentadas, el tiempo es el adecuado.

La velocidad angular de cada eje se ha calculado utilizando la herramienta de hoja de cálculo de Excel y las ecuaciones del apartado de 3.1.3, los resultados obtenidos aparecen en la tabla 3.7.

**Tabla 3.7.** Velocidad y Posición de cada eje

EJE	polea 1	polea 2	POSICION 1 [°]	POSICION 2 [°]	VELOCIDAD [rpm]
I	0,382		90	127	5,115
II	0,382	0,382	90	127	5,115
III	1,070	0,382	31,88	45	1,826
IV	0,625	1,070	67,88	96	3,126
V	0,611	0,382	108,76	154,75	5

Lo mismo ocurre con el cálculo del momento torsor de cada eje, el cual se ha calculado utilizando la relación de la ec. 3.11. El mayor momento torsor obtenido se utilizará para el dimensionado de los ejes.

**Tabla 3.8.** Momento torsor de cada eje

EJE	polea 1	polea 2	Momento torsor [Nm]
I	0,382		0,244
II	0,382	0,382	0,244
III	1,070	0,382	<b>0,685</b>
IV	0,625	1,070	0,400
V	0,611	0,382	0,250

### 3.3. SELECCIÓN DEL MOTOR

#### 3.3.1. Motor RS 455-2527

El primer elemento motriz seleccionado para el mecanismo es un motor AC Johnson Electric 53465, Monofásico RS 455-2527 (*fig. 3.4*). Se trata de un motor síncrono, con las siguientes características:

- Velocidad angular del motor 500rpm de lo cuál sólo será necesaria una velocidad de 5rpm para el eje V.

- Potencia 0,5W
- Giro en el sentido de las agujas del reloj



**Fig. 3.4.** Motor RS 455-2527

Este motor, permite acoplar una caja reductora mediante un juego de engranajes RS 337-683 (Fig. 3.5)



**Fig. 3.5.** Engranajes para caja reductora RS 337-683

### **3.3.2. Caja reductora**

Es necesario realizar una reducción de la velocidad de 500rpm a la que trabaja el motor seleccionado (fig. 3.4), usando los engranajes de reducción (Fig. 3.5). De manera que reduzca de 500rpm a los 5rpm necesarios.

Es posible calcular la reducción siguiendo una relación simple entre los dientes de engranajes y velocidad angular (ec.3.10).

$$i = \frac{w_2}{w_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

**ec. 3.13**

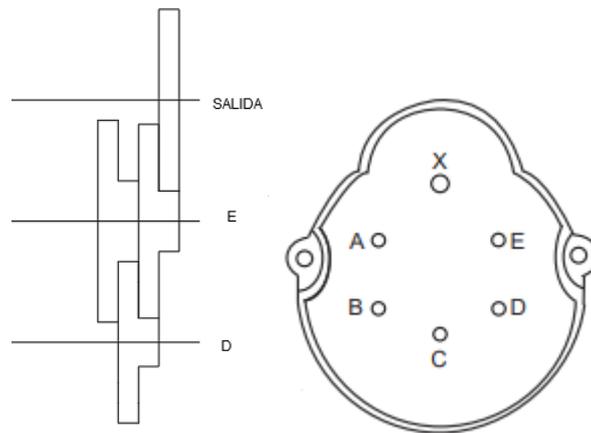
$$w_2 = w_1 * \frac{z_1}{z_2} = 500 * \frac{10}{50} = 100rpm$$

$$w_3 = w_2 * \frac{z_2}{z_3} = 100 * \frac{18}{30} = 60rpm$$

$$w_4 = w_3 * \frac{z_3}{z_4} = 60 * \frac{12}{48} = 15rpm$$

$$w_5 = w_4 * \frac{z_4}{z_5} = 15 * \frac{15}{45} = 5rpm$$

Según estos cálculos, se estima que la operación de montaje que se tendrá que ir realizando para reducir la velocidad será según la tabla 1. Usando la caja de reducción (*fig. 3.6*). La operación de montaje de engranajes aparece en la *tabla 3.9* y los engranajes utilizados son los expuestos en la *tabla 3.10*.



**Fig. 3.6.** Caja de engranajes

**Tabla 3.9.** Operaciones de montaje

Operación de montaje	Nombre	Eje
1	Accionador final Blanco	X
2	Distanciador de latón	D
3	Rojo	E
4	Amarillo oscuro	D
5	Blanco con 2 orificios	E

**Tabla 3.10.** Engranajes y nº de dientes.

Nombre	Abreviatura	N.º Dientes Exterior	N.º Dientes interior	Imagen (Fuente: propia)
Accionador final Blanco	5	45	-	
Rojo	4	48	15	
Amarillo oscuro	3	30	12	

Blanco con 2 orificios	2	50	18	
Motor	1	10	-	

El par motor es superior al necesario, por lo tanto, es válido para vencer el par necesario del mecanismo. Se calcula utilizando la ecuación ec.3.12.

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{0,5W}{5rpm * \frac{2\pi rad}{60min}} = 1Nm > 0,25Nm$$

### 3.3.3. Motor RS 204-4850 (seleccionado)

A pesar que las velocidad y la potencia son las adecuadas, el motor anterior sólo permite rotar en el sentido de las agujas del reloj. Para este mecanismo es necesario conseguir un motor reversible, de manera que se puedan flexionar y extender los mecanismos de falanges.

El motor RS 204-4850 (fig.3.7), presenta esa característica necesaria. Este motor síncrono gira a 250rpm y posee su propia caja de reducción que le permite rotar a 5rpm.



**Fig. 3.7.** RS 204-4850

**Conclusión:** Según el catálogo, el máximo par que es capaz de aportar este motor es de 0,5Nm, adecuado para el mecanismo. De modo que este será el motor elegido para el sistema.

## 4. DIMENSIONADO DE EJE

En este punto de dimensionado del eje, se realiza: Cálculo del diámetro mínimo necesario según los esfuerzos a los que está sometido el eje, resistencia a la fatiga y el estudio de velocidades críticas (vibración).

### 4.1. DIÁMETRO MÍNIMO DEL EJE

---

El procedimiento de diseño para el dimensionado de los ejes, se realizará siguiendo las pautas expuestas en la *sección 12.2* del libro “Diseño de elementos de máquinas” 4ª edición, Robert L Mott [19].

- Determinar velocidad de eje, la cual ya ha sido determinada en apartados anteriores (ver *Tabla 3.7*)
- Potencia o par torsional que debe transmitir el eje, determinada en apartados anteriores (ver *Tabla 3.8*)
- Especificar la ubicación de cada elemento sobre el eje.
- Especificar la ubicación de los apoyos.
- Determinar la magnitud del par torsional que se desarrolla en cada punto del eje. Al ser un árbol, el momento torsor será el mismo a lo largo de todo el eje. La magnitud del par torsional aparece en la *tabla 3.8*.
- Fuerzas en dirección radial y axial sobre el eje.
- Reacciones sobre todos los cojinetes de soporte.
- Diagramas de momento flexionante completos para determinar la distribución de momentos flectores.
- Seleccionar el material con el que se fabricará el eje.

Se va a realizar el dimensionado sólo para el eje más desfavorable (eje 3), por lo que sólo será necesario ubicar el centro de gravedad de los elementos que se encuentran sobre este eje (poleas de tipo 3). El esquema de cálculo sería el siguiente (fig. 4.1)

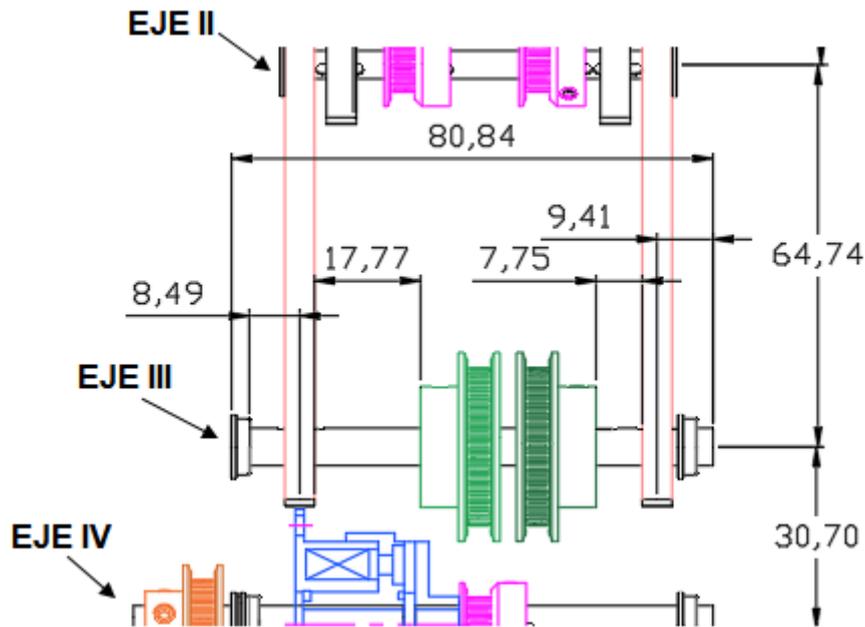


Fig. 4.1. Esquema del eje 3

#### 4.1.1. Ubicación de elementos sobre el eje

##### Apoyos

Los elementos de apoyo (cojinetes), se ubican en los extremos del eje 3, a 80,84mm entre apoyo y apoyo (fig.4.1).

##### Elementos

Con el fin de ubicar la fuerza peso que supone cada elemento de transmisión en el eje, se realiza el cálculo de su centro de masa.

En el eje que se va a dimensionar, hay 4 elementos. 2 falanges de tipo 3, cuyo peso irá aplicado en su punto medio y dos poleas de tipo 3, cuyo peso y fuerzas estarán aplicadas en el centro de gravedad.

Es necesario, por tanto, realizar el cálculo del centro de gravedad de la polea de tipo 3. (fig.4.2).

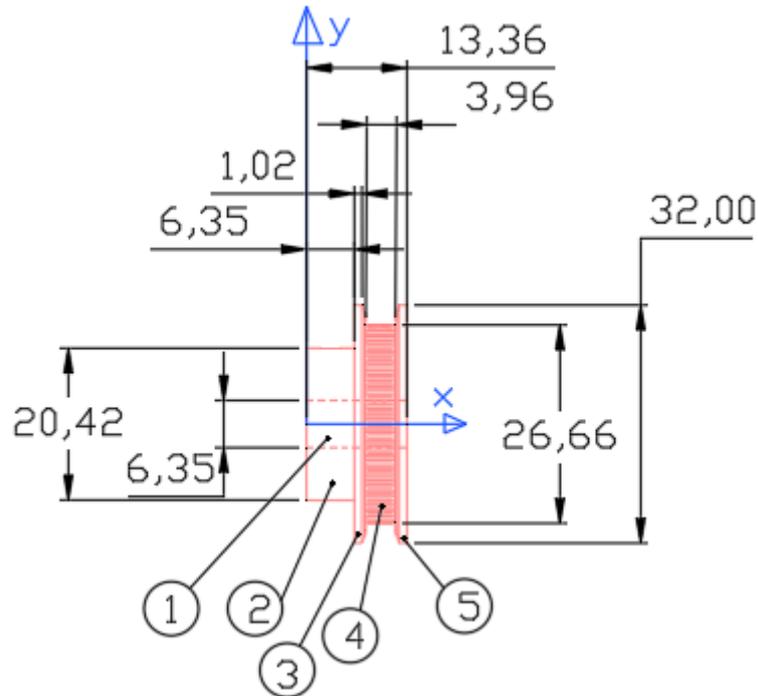


Fig. 4.2. Esquema polea 3

Los pasos a seguir para el cálculo del centro de gravedad de la polea son:

- Cálculo de volumen
- Cálculo de masa
- Centro de gravedad respecto al eje de coordenadas
- Cálculo del centro de gravedad medio.

Se realiza el cálculo del elemento 1, el resultado del resto de elementos aparece en la tabla 4.1.

### ***Cálculo del volumen***

El cálculo del hueco de la polea por donde pasa el eje, se calcula usando la fórmula del volumen de un cilindro:

$$V = A * h = \pi * r^2 * h = \pi * \left(\frac{6,35mm}{2}\right)^2 * 13,36mm = -423,1mm^3 \quad \text{ec.4.1}$$

### **Cálculo de la masa**

El material del que están hechos los elementos de transmisión se tomará como PETG, de la tabla 1.10 se extrae su valor de densidad ( $\rho=1,27g/cm^3$ ). El cálculo de la masa se realiza usando la expresión de densidad( $\rho$ ):

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow m = \rho * V \rightarrow m = 1,27 * \frac{10^{-3}g}{mm^3} * (-423,100mm^3) = -0,53g \quad \text{ec.4.2}$$

### **Ubicación del centro de masa**

El centro de masa en el eje x se ubica como en un rectángulo en el centro de la figura. La ubicación del centro de gravedad del hueco que atraviesa toda la polea (fig. 4.2) es:

$$cg_x = \frac{h}{2} = \frac{13,36mm}{2} = 6,68mm \quad \text{ec.4.3}$$

*cg<sub>x</sub>: centro de gravedad de la figura a lo largo del eje x*

*h: longitud del cilindro*

Estos mismos pasos se realizan para cada elemento de la polea (fig.4.2), para el resto de elementos, los resultados se encuentran en la tabla 4.1:

**Tabla 4.1.** Cálculo para el Centro de masa Polea 3

Fig.	diámetro	Volumen(mm <sup>3</sup> )	Masa (g)	x (mm)	m*x
1	6,35	-423,100	-0,537	6,68	-3,59
2	20,42	2079,57	2,64	3,175	8,382
3	32,00	820,33	1,04	6,86	7,134
4	26,66	2210,57	2,80	8,33	23,324
5	32,00	820,33	1,04	11,84	12,3136
<b>TOTAL</b>			6,983g		47,56

Utilizando la ecuación 4.4, extraída del libro “Mecánica para la ingeniería Dinámica” 5ed Bedford [18]. La coordenada x del centro de gravedad de la polea es:

$$cg_{medio} = \frac{\sum m * x}{\sum m} = \frac{47,56g * mm}{6,983g} \rightarrow cg_{medio} = 6,81mm \quad \text{ec.4.4}$$

#### 4.1.2. Determinación de fuerzas radiales y axiales

Sobre el eje existirán fuerzas de distintos tipos: fuerzas debido al peso de los engranajes, fuerzas debido a la carga de la estructura que ven las falanges y la fuerza de las correas.

La fuerza peso ( $P_{pt3}$ ) de las poleas se calcula utilizando la masa (m) calculada en el apartado 4.1.1 por la gravedad (ec.4.5).

$$P_{pt3} = m * g \quad \text{ec.4.5}$$

Sustituyendo los valores se obtiene:

$$P_{pt3} = m * g \rightarrow P_{pt3} = \frac{6,983g}{1000} kg * \frac{9,81m}{s^2} = 0,0685N = 6,85 * 10^{-2}N$$

El peso de la estructura que hay sobre el eje se determinará como una suma de los elementos que existen sobre este, en la tabla 4.2, aparece un resumen de todos elementos y sus respectivos pesos.

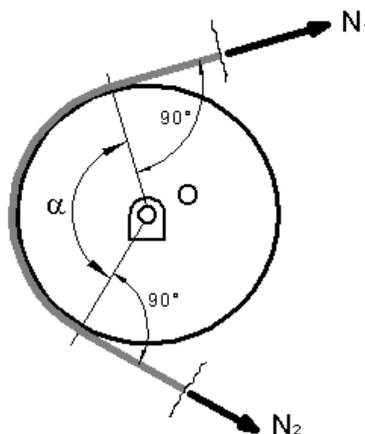
**Tabla 4.2.** Cálculo del peso estructural

Elementos	Nº de elementos	Masa	Peso	Peso * nº elementos
Poleas tipo 1	3	$1,54 \cdot 10^{-3} \text{g}$	$15,1 \cdot 10^{-6} \text{N}$	$45,32 \cdot 10^{-6} \text{N}$
Falange tipo 1	2	3,089g	0,030N	0,06N
Falange tipo 2	2	8,40g	0,082N	0,164N
Falange tipo 3	2	9,52g	0,0933N	0,1866N
<b>SUMA</b>				<b>0,41N</b>

Para esta fuerza se va a utilizar además un coeficiente aproximado de  $N=2$ , para el dimensionado.

$$\underline{P_{\text{estructura}}=1\text{N}}$$

Finalmente se determina la fuerza que verá el eje debido a la transmisión del par torsor a este eje, para determinar estas fuerzas, es necesario calcular el ángulo de contacto entre correa y poleas ( $\alpha$ ) (fig.4.3.).



**Fig. 4.3.** Ángulo entre Polea y Banda

## Cálculo de ángulos banda-polea

### Caso 1: Ejes 3-2

El cálculo del ángulo  $\alpha$  de contacto entre poleas, se realiza usando las ecuaciones ec. 4.6 y ec.4.7, extraídas del libro “Diseño de Elementos de Máquinas” - 4ª edición, Robert L Mott [19].

$$\alpha_1 = 180^\circ + \text{sen}^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) \quad \text{ec. 4.6}$$

$$\alpha_2 = 180^\circ - \text{sen}^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) \quad \text{ec. 4.7}$$

*D: diámetro de las dos poleas*

*C: distancia entre centros de poleas*

El ángulo formado entre poleas, para la correa entre el eje 3 y eje 2 se calcula usando los datos de fig. 4.4.

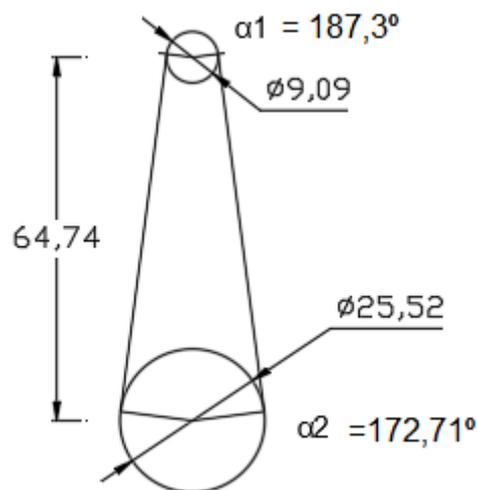


Fig. 4.4. Ángulo  $\alpha$  poleas ejes 3-2

Los valores de ángulo  $\alpha$  para estos dos ejes será:

$$\alpha_1 = 180^\circ + \text{sen}^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) = 180^\circ + \text{sen}^{-1}\left(\frac{25,52 - 9,09}{2 * 64,74}\right) = 187,29^\circ$$

$$\alpha_2 = 180^\circ - \text{sen}^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) = 180^\circ - \text{sen}^{-1}\left(\frac{25,52 - 9,09}{2 * 64,74}\right) = 172,71^\circ$$

Conocidos estos ángulos de contacto, se calcula la tensión de banda de las poleas en función del rozamiento  $\mu$  usando la expresión (ec.4.8). Debido a que no aparece ningún valor de rozamiento en el catálogo de correas, se supondrá un valor común de  $\mu=0,3$ .

$$\frac{T_2}{T_1} = e^{\mu * \alpha} \quad \text{ec. 4.8}$$

Para usar esta ecuación ec.4.8, el ángulo  $\alpha$  tiene que estar en radianes.

$$\alpha_1 = 187,29^\circ * \frac{2\pi}{360^\circ} = 3,268 \text{rad}$$

$$\alpha_2 = 172,71^\circ * \frac{2\pi}{360^\circ} = 3,014 \text{rad}$$

Utilizando el ángulo  $\alpha_2$  que corresponde a la polea 3 y sustituyendo los datos de la ec. 4.8, se obtiene una expresión de cálculo para  $T_2$  y  $T_1$  (ec.4.9).

$$\frac{T_2}{T_1} = e^{\mu * \alpha} = e^{0,3 * 3,014} \rightarrow T_2 = T_1 * 2,47 \quad \text{ec. 4.9}$$

Sabiendo que las componentes  $T_2$  y  $T_1$  son las únicas fuerzas que transmiten el momento torsor a la polea, se deduce la ec.4.10.

$$M_t = (T_2 - T_1) * \frac{d}{2} \quad \text{ec. 4.10}$$

El momento torsor se ha determinado ya en el apartado 3, con un valor de 0,685Nm para este eje, el diámetro primitivo (d) de esta polea es conocido (25,52mm). Sustituyendo la ec.4.9 en la ec.4.10, la ecuación para el cálculo de tensiones es (ec.4.11) es:

$$M_t = (T_1 * 2,47 - T_1) * \frac{d}{2} \rightarrow \frac{2 * M_t}{d} = T_1(2,47 - 1) \rightarrow T_1 = \frac{2 * M_t}{1,47 * d} \quad \text{ec. 4.11}$$

Sustituyendo los datos en la expresión ec. 4.11, la tensión  $T_1$  de la polea será:

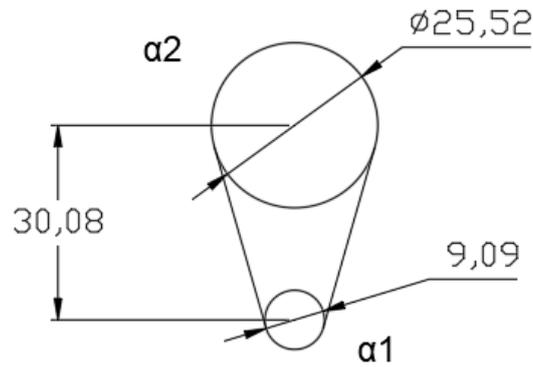
$$T_1 = \frac{2 * M_t}{1,47 * d} = \frac{2 * 685Nmm}{1,47 * 25,52mm} = 36,51N$$

Conocido el valor de  $T_1$ , es posible terminar de resolver la ec.4.9 para conocer la tensión  $T_2$ .

$$T_2 = T_1 * 2,47 \rightarrow T_2 = 36,51N * 2,47 = 90,20N$$

### **Caso 2: Ejes 4-3**

Se realiza el mismo cálculo para la distancia entre los ejes 3 y 4 (fig. 4.5).

Fig. 4.5. Ángulo  $\alpha$  poleas ejes 4-3

Usando las ecuaciones ec.4.6 y ec.4.7, para el cálculo de ángulos.

$$\alpha_1 = 180^\circ + \text{sen}^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) = 180^\circ + \text{sen}^{-1}\left(\frac{25,52 - 9,09}{2 * 30,08}\right) = 195,85^\circ$$

$$\alpha_2 = 180^\circ - \text{sen}^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) = 180^\circ - \text{sen}^{-1}\left(\frac{25,52 - 9,09}{2 * 30,08}\right) = 164,15^\circ$$

Ángulo  $\alpha_2$  en radianes:

$$\alpha_2 = 164,15^\circ * \frac{2\pi}{360^\circ} = 2,865 \text{ rad}$$

Ecuación ec.4.9 para obtener la relación de tensiones.

$$\frac{T_2}{T_1} = e^{\mu * \alpha} = e^{0,3 * 2,865} \rightarrow T_2 = T_1 * 2,362$$

ec. 4.12

Para el mismo momento torsor anterior y un mismo diámetro de poleas, se sustituye la ec.4.12 en ec.4.10, la ecuación para el cálculo de tensiones es (ec.4.13) es:

$$M_t = (T_1 * 2,362 - T_1) * \frac{d}{2} \rightarrow \frac{2 * M_t}{d} = T_1(2,362 - 1) \rightarrow T_1 = \frac{2 * M_t}{1,362 * d} \text{ ec. 4.13}$$

Sustituyendo los valores en la expresión ec. 4.13, la tensión  $T_1$  de la polea será:

$$T_1 = \frac{2 * M_t}{1,362 * d} = \frac{2 * 685Nmm}{1,362 * 25,52mm} = 39,42N$$

Conocido el valor de  $T_1$ , es posible terminar de resolver la ec.4.12 para conocer la tensión  $T_2$ .

$$T_2 = T_1 * 2,362 \rightarrow T_2 = 39,42N * 2,362 = 93,11N$$

Habiendo calculados estos valores de tensiones para las dos poleas, se selecciona el valor de tensión mayor para comprobar la utilidad de las correas. Según el catálogo de correas, la tensión de trabajo es de 80N por 25,4mm de grosor de correa.

El grosor de correa es de 1/8" (3,175mm), para esta longitud, la tensión de correa se calculará como una relación de dimensiones simple:

$$T_{max} = \text{Grosor de correa} * \frac{80N}{25,4mm} = 3,175mm * \frac{80N}{25,4mm} = 10N$$

**Conclusión:** La tensión que tendrá que soportar la correa es mucho mayor que la tensión máxima a la que es capaz de soportar la correa seleccionada en cargas de trabajo.

$$T_2 > T_{max} \rightarrow 93,11N > 10N$$

Por lo tanto, sería necesario cambiar el material del que están hechas las correas. Estos mismos catálogos de SDP\_SI dan la opción de dos materiales: Kevlar (poliparafenileno tereftalamida), con una fuerza admisible de 112N por 1mm o Poliester con 56 N por 1mm.

El material seleccionado para la realización de las correas es el Kevlar, al presentar mejores propiedades.

#### 4.1.3. Reacciones sobre los apoyos

Calculadas las fuerzas y la ubicación de éstas, es necesario calcular las reacciones sobre los cojinetes. Según lo calculado en el apartado 4.1.2, los valores numéricos del peso de la estructura y las tensiones son los aportados en la fig. 4.6. El peso de la polea se calcula teniendo en cuenta su masa, la cual ya se calculó para el calculo de inercias realizando en el *apartado 3.1.1*.

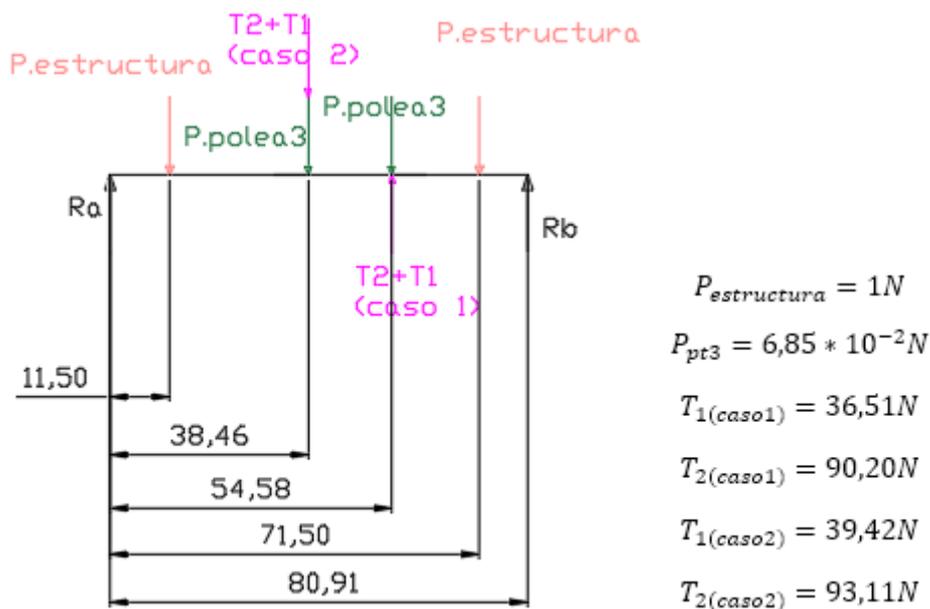


Fig.4.6. Esquema de cálculo del eje 3 y magnitudes de fuerzas

Siguiendo el esquema de cálculo, sólo hay fuerzas en la dirección “y”, a partir de este esquema se desarrollan las siguientes expresiones de cálculo de reacciones de los apoyos ( $R_a$  y  $R_b$ ):

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{ay} + R_{by} + (T_{1caso1} + T_{2caso1}) = T_{1caso2} + T_{2caso2} + 2 * P_{pt3} + 2 * P_{estructura} \quad \text{ec.4.14}$$

$$\sum M_a = 0 \rightarrow R_b * 80,91 - P_{estructura} * 71,50 - P_{pt3} * 54,58 + (T_{2caso1} + T_{1caso1}) * 54,58 - P_{pt3} * 38,46 - (T_{2caso2} + T_{1caso2}) * 38,46 - P_{estructura} * 11,50 = 0 \quad \text{ec.4.15}$$

Sustituyendo los valores de fuerzas por los que aparecen en la fig.4.14 en la ec.4.15, se realiza el cálculo de la reacción b ( $R_b$ ).

$$\sum M_a = 0 \rightarrow R_b * 80,91 - 1N * 71,50 - 6,85 * 10^{-2}N * 54,58 + (90,20N + 36,51N) * 54,58 - 6,85 * 10^{-2}N * 38,46 - (93,11N + 39,42N) * 38,46 - 1N * 11,50 = 0$$

$$R_b = -21,373N$$

Conocida la reacción ( $R_b$ ), se sustituye de la ecuación ec.4.14 para calcular la reacción a ( $R_a$ ).

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{ay} - 21,373N + (36,51 + 90,20)N = 39,42N + 93,11N + 2 * 6,85 * 10^{-2}N + 2 * 1N \rightarrow$$

$$R_{ay} = 29,33N$$

**Resultados:**

Reacción $a_y$	29,33 N	Reacción $b_y$	-21,373N
----------------	---------	----------------	----------

La reacción b ( $R_b$ ) está en signo negativo, la reacción es contraria a la supuesta en el esquema de cálculo. El nuevo esquema de cálculo aparece en la figura (fig.4.7).

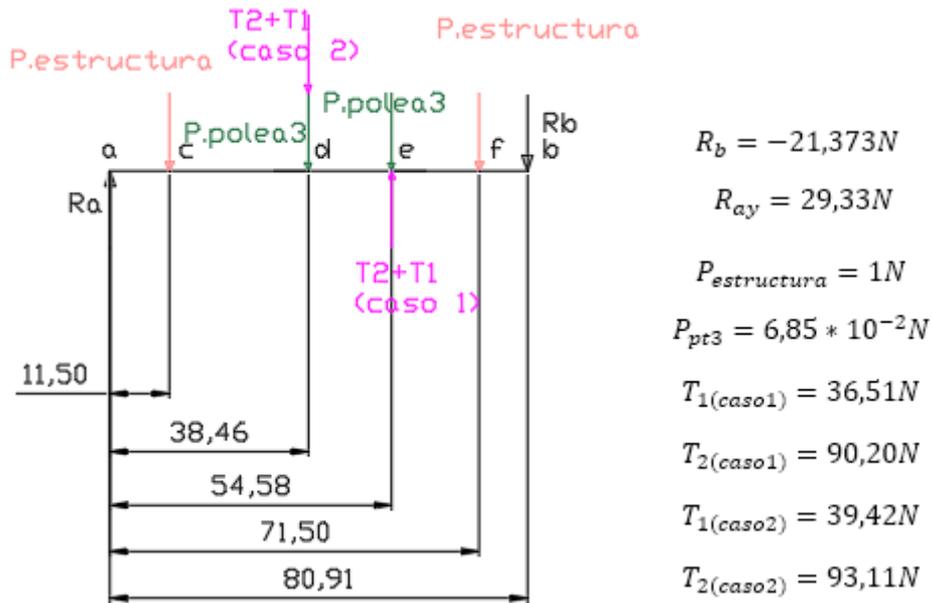


Fig. 4.7. Nuevo esquema de cálculo

**4.1.4. Diagramas de momento flexionante**

A partir del esquema de cálculo (fig.4.7), se realiza el cálculo de los momentos flexionantes para cada punto. A continuación, se describen las ecuaciones de cálculo:

$$\sum Mf_a = 0$$

$$\sum Mf_c = +R_a * 11,50mm \tag{ec.4.16}$$

$$\sum Mf_d = +R_a * 38,46mm - P_{estructura} * (38,46 - 11,50)mm \quad \text{ec.4.17}$$

$$\sum Mf_e = +R_a * 54,58mm - P_{estructura} * (54,58 - 11,50)mm - (T_{1caso2} + T_{2caso2} + P_{pt3}) * (54,58 - 38,46)mm \quad \text{ec.4.18}$$

$$\sum Mf_f = +R_a * 71,50mm - P_{estructura} * (71,50 - 11,50)mm - (T_{1caso2} + T_{2caso2} + P_{pt3}) * (71,50 - 38,46)mm + (T_{1caso1} + T_{2caso1} - P_{pt3}) * (71,50 - 54,58)mm \quad \text{ec.4.19}$$

$$\sum Mf_b = 0$$

Sustituyendo las ecuaciones con las magnitudes de fuerza que aparecen en la fig.4.7, los momentos flectores serán:

**ec.4.16:**

$$\sum Mf_c = +R_a * 11,50mm \rightarrow Mf_c = 29,33N * 11,50mm = 337,30Nmm$$

**ec.4.17:**

$$\sum Mf_d = +29,33 * 38,46mm - 1N * (38,46 - 11,50)mm = 1101,07Nmm$$

ec.4.18:

$$\sum Mf_e = 29,33 * 54,58mm - 1N * (54,58 - 11,50)mm - (39,42 + 93,11 + 6,85 * 10^{-2}) * (54,58 - 38,46)mm = -579,60Nmm$$

ec.4.19:

$$\begin{aligned} \sum Mf_f = & +29,33 * 71,50mm - 1N * (71,50 - 11,50)mm \\ & - (39,42 + 93,11 + 6,85 * 10^{-2}) * (71,50 - 38,46)mm \\ & + (36,51 + 90,20 - 6,85 * 10^{-2}) * (71,50 - 54,58)mm = -198,56Nmm \end{aligned}$$

En resumen, el diagrama de momentos flectores será el siguiente (fig.4.8):

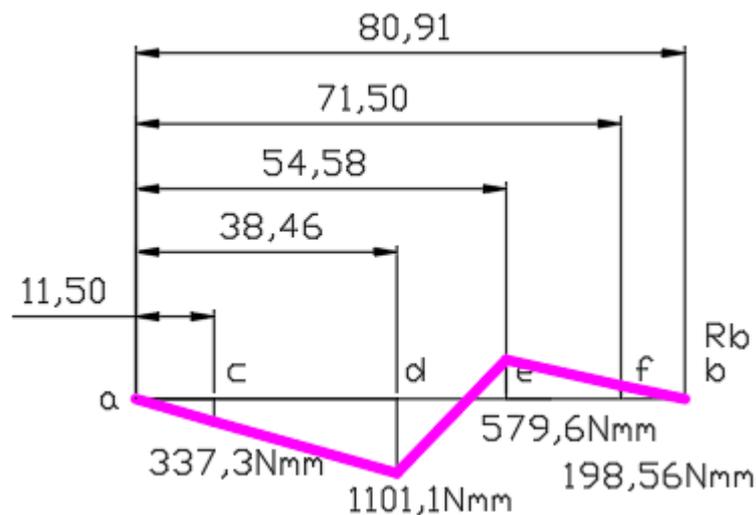


Fig.4.8. Diagrama de momentos en "Y"

El momento flector máximo aparece en la sección "d" del eje, con una magnitud de 1101Nmm.

### 4.1.5. Dimensionado

Se ha seleccionado el aluminio 6061-T6 para fabricar el eje, para este material la tensión admisible es de  $260 \text{ N/mm}^2$  (ver Anexo IV de catálogos).

$$\sigma_y = 260 \text{ N/mm}^2 \quad \text{Factor de diseño } (N) = 1$$

El eje estará sometido sólo a esfuerzos de torsión y flexión, la potencia transmitida causa la torsión y los elementos transversales la flexión. El diámetro mínimo necesario para el eje se calcula según ec. 4.20, extraída de “Diseño de Elementos de Máquinas” – 4ta ed- Robert L. Mott [17].

El momento flector para dimensionar el eje será el máximo registrado:  $1101 \text{ Nmm}$   
El momento torsor será el propio que tiene el eje:  $685 \text{ Nmm}$

$$d = \left( \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \left( \frac{K_f * M_F}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left( \frac{M_T}{\sigma_y} \right)^2 \right)} \right)^{1/3} = \left( \frac{32N}{\pi * \sigma_{adm}} \sqrt{M_{Fd}^2 + \frac{3}{4} * M_{Td}^2} \right)^{1/3}$$

**ec.4.20**

Para usar esta ecuación simplificada, los momentos presentados deben estar mayorados en función de un coeficiente adimensional de carga (*tabla 4.3*), estos coeficientes de carga permiten aproximar a la rotura del árbol por fatiga.

**Tabla 4.3.** Coeficientes de mayorado de carga

Tipo de carga	$C_{kt}$	$C_{kF}$
Carga constante o aplicada gradualmente	1,5	1,3
Carga aplicada repentinamente con choque ligero	1,5 a 2,0	1,3 a 1,5
Carga aplicada repentinamente, con choque fuerte.	2,0 a 3,0	1,5 a 3,0

$$M_{Td} = M_T * 1,5 = 685Nmm * 1,5 = 1027,5Nmm$$

$$M_{fd} = M_f * 1,3 = 1101Nmm * 1,3 = 1431,3Nmm$$

Sustituyendo los valores de momento flector y torsor mayorados obtenidos, y usando la ec.4.20, el valor mínimo de diámetro estimado es de:

$$d = \left( \frac{32N}{\pi * \sigma_{adm}} \sqrt{M_{Fd}^2 + \frac{3}{4} * M_{Td}^2} \right)^{1/3}$$

$$= \left( \frac{32 * 1}{\pi * 260Nmm} \sqrt{1431,3^2 + \frac{3}{4} * 1027,5^2} \right)^{1/3} \rightarrow d = 4,042mm$$

**Conclusión:** El diámetro mínimo de eje es de 4,042mm, por lo que seleccionan los tamaños de ejes en función del tamaño del hueco de los engranajes seleccionados (ver poleas en el Anexo de catálogos).

Así se seleccionan dos tamaños de ejes:

- **Ejes 1, 2, 4 y 5**, diámetros de 0,1875" (4,75mm)
- **Eje 3**, diámetro de 0,250" (6,35mm)

## 4.2. FATIGA

La resistencia a fatiga de un material es la resistencia que éste ofrece durante una cantidad dada de ciclos de carga.

El estudio a fatiga se puede realizar empleando un diagrama S-N o curva de Wöhler, es un diagrama obtenido experimentalmente que representa el esfuerzo

fluctuante en función de un determinado número de ciclos. El esfuerzo obtenido mediante este diagrama puede no representar el límite de fatiga real de una pieza, ya que a su vez puede estar afectado por distintos coeficientes que recojan la influencia de acuerdo con las condiciones reales de trabajo: acabado superficial, tamaño, temperatura....

Como el aluminio no tiene un límite de resistencia, normalmente la resistencia a la fatiga  $S_f$  se presenta a un número específico de finito de ciclos, por lo general  $N = 5 \cdot 10^8$  ciclos de esfuerzo invertido

Se realiza el cálculo suponiendo una carga estática, esto se puede suponer debido a que el mecanismo se mueve lentamente y no está sometido a una gran carga [20].

Para conocer de modo aproximado el límite práctico a fatiga ( $S_{ep}$ ) existen una serie de razones empíricas relacionando dicho límite con la tensión de rotura en régimen estático de cargas ( $S_{ut}=\sigma_r$ ) en función del material.

En el caso de este proyecto, al haberse supuesto ejes de aleación de aluminio 6061, la tensión de rotura será de  $310 \text{ N/mm}^2$ . La resistencia a la fatiga teórica  $S_e$  en materiales se estima como el 40% de la resistencia de rotura según *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (9a. ed.)* [20] para materiales no ferrosos (aluminio).

$$S_{ep} = S_u * 0,4 = \frac{310N}{mm^2} * 0,4 = 124N / mm^2$$

Calculado el valor teórico del valor de resistencia a fatiga, se procede al cálculo de los coeficientes  $C_k$  que relacionan el límite de resistencia a la fatiga corregido ( $S_{ec}$ ) y el práctico ( $S_e$ ). (ec. 4.21). Estos factores, se definen y usan para tomar en cuenta las diferencias entre las piezas de prueba de los que se han obtenido las propiedades y la parte de máquina real en relación a superficie, tamaño, carga, etc.

$$S_{ec} = S_e * C_k \quad \text{ec. 4.21}$$

- Factor de tipo de carga

Como los datos de fatiga se consiguen sometiendo las probetas a ensayos de flexión cíclica, se considera que no necesita corrección, ya que su trabajo real se aproxima al del ensayo. Es decir:  $C_{carga} = 1$

- Factor dimensional

Se considera igual a la unidad cuando la pieza posee un diámetro inferior a 8mm.

$$C_{tamaño} = 1$$

- Factor acabado superficial

Para un estudio inicial del coeficiente superficial se puede considerar la tabla 4.4. junto a la ecuación ec.4.21.

$$C_{superficial} = a * S_{ut}^b \quad \text{ec. 4.21}$$

**Tabla 4.4.** Coeficientes de acabado superficial

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o estirado en frío	2,79	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Sustituyendo estos valores en la ecuación ec.4.21:

$$C_{superficial} = a * S_{ut}^b = 4,51 * 310^{-0,265} = 0,986$$

- Factor de temperatura

Temperaturas inferiores a 450°C,  $C_{temp} = 1$

- Factor de confiabilidad

Varias fuentes establecen que el coeficiente de confianza puede expresarse según la tabla 4.5. Considerando una confiabilidad del 99,9% el coeficiente será de 0,753.

**Tabla 4.5.** Coeficientes de confiabilidad

Confiabilidad %	$C_{conf}$
50	1,000
90	0,897
95	0,870
99	0,814
99,9	0,753

- Factor de concentración de tensiones: No existe ningún cambio de sección,  $C_{conc}=1$

La resistencia a la fatiga será:

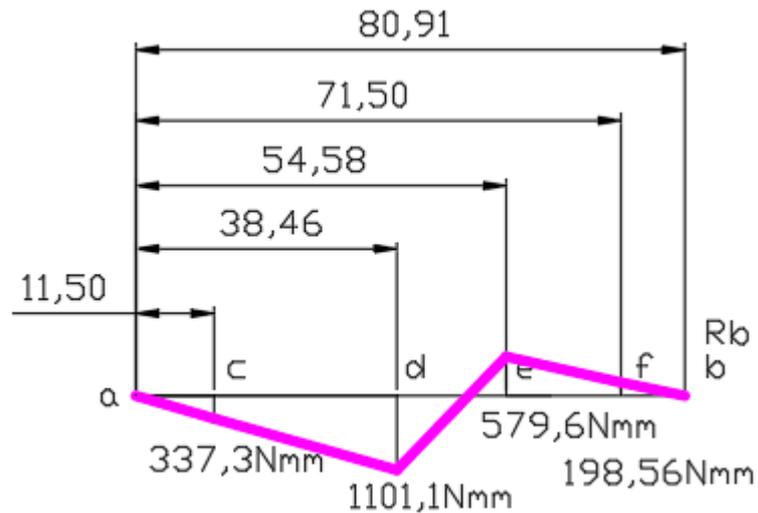
$$\begin{aligned}
 Sec &= Se * C_{carga} * C_{tamaño} * C_{sup} * C_{temp} * C_{conf} * C_{conc} \\
 &= \frac{124N}{mm^2} * 1 * 1 * 0,986 * 1 * 0,753 * 1 = 92,064 N/mm^2
 \end{aligned}$$

Resistencia a fatiga	92,064 N/mm <sup>2</sup> (13,36 ksi)
----------------------	--------------------------------------

**Conclusión 1:** La resistencia a fatiga obtenida para este caso es de 92,064N/mm<sup>2</sup>, este valor de resistencia a fatiga se compara con el valor de fatiga estimado para este material [21] para ciclos de  $5 \cdot 10^{-8}$  (96,5MPa). Como el valor obtenido a fatiga es del orden del valor estimado de la bibliografía, se considera un resultado adecuado.

No existe ningún cambio de sección en el eje, por lo que el punto de mayor probabilidad de falla por fluencia es el punto de mayor momento flector: 1101,1Nmm (*fig. 4.9*)

Las resistencias del eje son:  $S_{ut} = 310\text{MPa}$ ,  $S_y = 276\text{MPa}$ ,  $S_e = 92,064\text{MPa}$



**Fig. 4.9.** Diagrama de momento flector

Para comprobar que es adecuado para el eje se calcula el coeficiente de seguridad contra la fluencia usando el método Goodman expuesto en “Diseño en ingeniería mecánica Shigley” [20], se utiliza la ecuación:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad \text{ec. 4.22}$$

Donde:

$\sigma_a$  = Esfuerzo alternante

$\sigma_m$  = Esfuerzo medio

Calculado usando las ecuaciones *ec.4.23* y *ec.4.24*

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \right| \quad \text{ec. 4.23}$$

$$\sigma_m = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad \text{ec. 4.24}$$

Las tensiones máximas y mínimas se calculan utilizando la ecuación

$$\sigma = K_f * \frac{M_f}{W} \quad \text{ec. 4.25}$$

Donde,

*El módulo de sección (W) del eje es  $l/c = \pi d^3/32 = \pi * 6,35^3/32 = 25,14 \text{ mm}^3$ .*

*$K_f$  es un factor que depende de la concentración de esfuerzo y sensibilidad en los cambios de sección o muescas del eje. El eje tiene un diámetro uniforme de 6,35mm, por lo que  $K_f$  es igual a 1.*

Sustituyendo los valores de la ec.4.25 con los momentos flectores de diagrama de momentos (fig.4.9), se obtienen los valores de tensión máxima y mínima:.

$$\sigma_{max} = K_f * \frac{M_f}{W} = 1 * \frac{1101,1 \text{ Nmm}}{25,14 \text{ mm}^3} = 43,79 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{min} = K_f * \frac{M_f}{W} = 1 * \frac{-579,6 \text{ Nmm}}{25,14 \text{ mm}^3} = -23,055 \text{ N/mm}^2$$

Conocidos estos valores de tensión, ya es posible utilizar las ecuaciones ec.4.23 y ec.4.24

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{\frac{43,79N}{mm^2} + (-23,055)}{2} \right| = 33,43N/mm^2$$

$$\sigma_m = \left| \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{43,79N/mm^2 - (-23,055)}{2} \right| = 10,37N/mm^2$$

Calculados todos los valores de tensión, es posible calcular el coeficiente de seguridad (ec.4.22)

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{33,43N/mm^2}{92,064N/mm^2} + \frac{10,37N/mm^2}{310N/mm^2}} = 2,52$$

**Conclusión 2:** Según la bibliografía [20] se considera un coeficiente de seguridad adecuado un valor de coeficiente superior a 1,50. El valor obtenido es de 2,5 por lo que se considera adecuado.

### 4.3. VIBRACIONES DEL ÁRBOL

Cálculo de la deformación máxima del árbol, así como la velocidad de rotación a la que tiene lugar la resonancia (velocidad crítica). El esquema de cálculo es el mismo presentado anteriormente para el cálculo del eje 3 (fig.4.10)

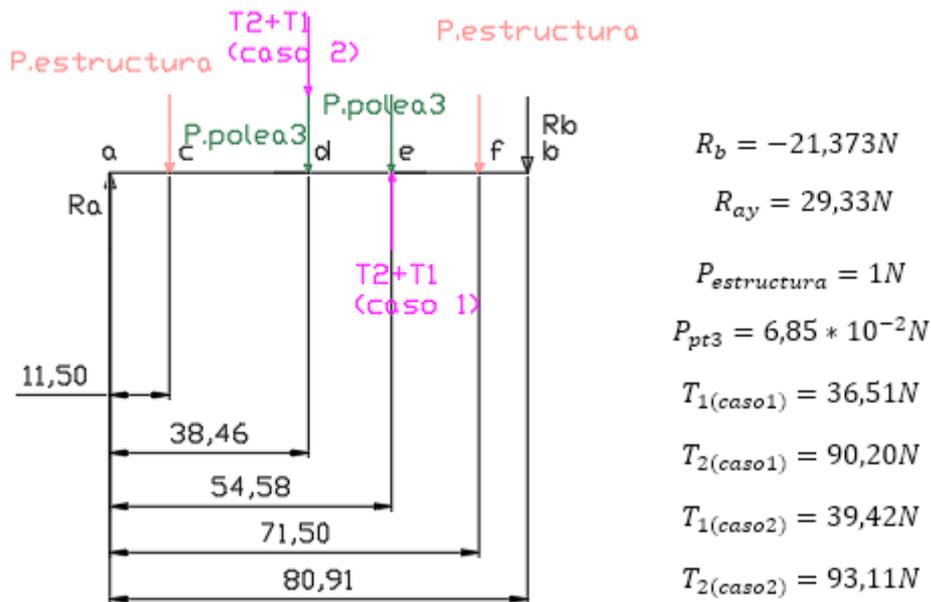


Fig. 4.10. Esquema de cálculo

El árbol, como pieza elástica que es, tiene sus propias vibraciones naturales. Cuando la velocidad de rotación es igual a esta velocidad crítica, la viga experimenta grandes deflexiones y la fuerza transmitida a los rodamientos puede generar fallos.

Se realiza el cálculo de la vibración de este árbol utilizando dos métodos distintos, de manera que se puedan contrastar los resultados.

Para estimar la frecuencia natural serán utilizadas la fórmula de Dunkerley y el método de Rayleigh. Siguiendo los *ejemplos 7.1 y 7.3* del libro *Vibraciones mecánicas*, 5ed. Singireso Rao [17]. Además, la deflexión de vigas y placas se estudia siguiendo el apéndice B del mismo libro.

Se estudiará como un sistema de tres grados de libertad (*fig. 4.11*).

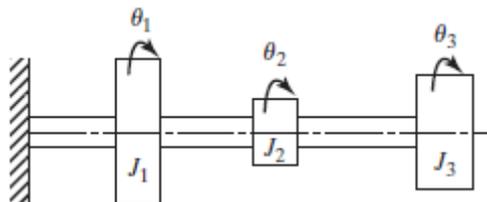


Fig. 4.11. Sistema de 3 grados de libertad

### 4.3.2. Fórmula de Dunkerley

La fórmula de Dunkerley (ec.4.26) se basa en que las frecuencias naturales de la mayoría de los sistemas son grandes comparadas con sus frecuencias fundamentales, proporcionando un valor siempre menor al valor exacto de la frecuencia fundamental. Por lo tanto, sólo se tiene en cuenta la deflexión crítica que existiría con la presencia aislada de las distintas masas.

$$\frac{1}{\omega_1^2} \simeq \frac{1}{\omega_{1n}^2} + \frac{1}{\omega_{2n}^2} + \dots + \frac{1}{\omega_{nn}^2}$$

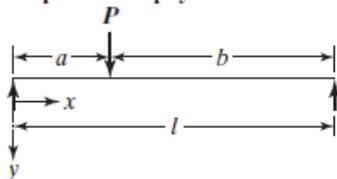
**ec.4.26**

$\omega$ : vibración natural

$\omega_n$ : deflexión en el punto en el que está ubicada la fuerza

Se calculan las distintas deflexiones por separado usando la ecuación de deflexión en una carga descentrada teniendo en cuenta la ec.4.27 para  $0 \leq x \leq a$ .

Viga simplemente apoyada



$$y(x) = \begin{cases} \frac{Pbx}{6EI} (l^2 - x^2 - b^2); & 0 \leq x \leq a \\ \frac{Pa(l-x)}{6EI} (2lx - x^2 - a^2); & a \leq x \leq l \end{cases}$$

**ec.4.27**

A partir de las ecuaciones ec.4.27, obtenemos que para una carga ubicada a una distancia  $x=a$  se utiliza la ec.4.28.

$$\delta(x = a) = \frac{P * b * x}{6 * E * I * l} * (l^2 - x^2 - b^2) = \frac{P * b * a}{6 * E * I * l} * (l^2 - a^2 - b^2) \quad \text{ec. 4.28}$$

La flecha en cada punto del árbol III será la presentada en la *tabla 4.6*. Siendo el módulo elástico (E) del material seleccionado para el diseño del eje 68900N/mm<sup>2</sup>, así como su inercia *ec.4.29*.

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} = \frac{\pi * 6^4}{64} = 63,62 \text{ mm}^4 \quad \text{ec. 4.29}$$

Se definen las distintas cargas como:

$$\text{Carga 1} = P_{\text{estructura}} = 1\text{N}$$

$$\text{Carga 2} = T_{2\text{caso2}} + T_{1\text{caso2}} + P_{\text{pt3}} = (39,42 + 93,11 + 6,85 * 10^{-2}) \text{ N} = 132,60\text{N}$$

$$\text{Carga 3} = -(T_{2\text{caso1}} + T_{1\text{caso1}}) + P_{\text{pt3}} = -(36,51 + 90,20) + 6,85 * 10^{-2} = -126,64\text{N}$$

$$\text{Carga 4} = P_{\text{estructura}} = 1\text{N}$$

**Tabla 4.6.** Deflexiones puntuales del árbol III

	P (N)	A (mm)	B (mm)	L(mm)	Defl. $\delta$ (mm)	M (kg)
<b>Carga 1</b>	1	11,50	69,41	80,91	5,99E-04	0,102
<b>Carga 2</b>	132,6	38,46	42,45	80,91	3,32E-01	13,517
<b>Carga 3</b>	-126,64	54,58	26,33	80,91	-2,46E-01	12,909
<b>Carga 4</b>	1	71,50	9,41	80,91	4,25E-04	0,102

La frecuencia de cada punto con una carga localizada se calcula utilizando una solución a la ecuación del movimiento armónico:

$$w_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad \text{ec.4.30}$$

Siendo  $m$  la masa de la fuerza aplicada, y  $K$  la constante elástica del árbol. La definición de la constante elástica es:

$$F = K * \delta \rightarrow K = \frac{F}{\delta} \rightarrow K = \frac{m * g}{\delta} \quad \text{ec.4.31}$$

Sustituyendo la constante elástica de la ecuación 4.31 en la ecuación 4.30, se obtiene la expresión:

$$w_n = \sqrt{\frac{m * g}{m * \delta}} \rightarrow w_n = \sqrt{\frac{g}{\delta}} \quad \text{ec.4.32}$$

Cambiando el valor  $g$  de la gravedad por su constante  $9,81\text{m/s}^2$  a  $\text{mm/s}^2$  ( $9819\text{mm/s}^2$ ), la expresión de cálculo de la velocidad crítica para cada punto será:

$$w_n = 100 * \sqrt{1/\delta} \quad \text{ec.4.33}$$

Conocidas las deflexiones de cada punto (tabla 4.6) se sustituyen estos valores en la ecuación ec.4.33, la frecuencia natural debida a cada carga será:

### Carga 1

$$w_n = 100 * \sqrt{\frac{1}{5,99 * 10^{-4}}} = 4085,9\text{rad/s}$$

**Carga 2**

$$w_n = 100 * \sqrt{\frac{1}{0,332}} = 173,55 \text{rad/s}$$

**Carga 3**

$$w_n = 100 * \sqrt{\frac{1}{0,246}} = 201,62 \text{rad/s}$$

**Carga 4**

$$w_n = 100 * \sqrt{\frac{1}{4,25 * 10^{-4}}} = 4850,71 \text{rad/s}$$

Calculado cada componente de frecuencia crítica, ya es posible utilizar la ecuación de Dunkerley (ec.4.26):

Usando cada deflexión con su respectivo signo, y cambiando los valores de frecuencia natural, la frecuencia natural del eje completo será:

$$\frac{1}{w_n^2} = \frac{1}{w_1^2} + \frac{1}{w_2^2} - \frac{1}{w_3^2} + \frac{1}{w_4^2} = \frac{1}{4085,9^2} + \frac{1}{173,55^2} - \frac{1}{201,62^2} + \frac{1}{4850,71^2} = 8,704 * 10^{-6}$$

$$\frac{1}{w_n^2} = 8,704 * 10^{-6} \rightarrow w_n^2 = 114896,3 \rightarrow w_n = 338,96 \text{ rad/s}$$

### 4.3.3. Método de Rayleigh

Por el método de Rayleigh, también se obtiene un valor aproximado de la frecuencia natural, el cual siempre es mayor que el valor exacto. Se calcula, usando la ec. 4.34.

$$\omega = \left\{ \frac{g(m_1w_1 + m_2w_2 + \dots)}{(m_1w_1^2 + m_2w_2^2 + \dots)} \right\}^{1/2} \quad \text{ec. 4.34}$$

*m*: masa del elemento que ejerce la fuerza

*g*: gravedad

*w*: deflexión en el punto donde se ubica la fuerza, teniendo en cuenta todos los elementos que se encuentran sobre ele eje.

Donde el valor de deflexión de un punto será igual a la suma de todas las deflexiones que produce cada carga. En este caso, tendremos que usar además la fórmula para las flechas que se encuentran a una distancia  $x > a$  (ec. 4.14). Los resultados de cada deflexión aparecen en la *tabla 4.7*, y la suma de la deflexión de cada punto en la *tabla 4.8*.

**Tabla 4.7. Cálculo de deflexiones**

	P	a	b	x	L	defl (0<X<a)	defl (a<x<l)	defl
<b>CARGA 1</b>	1	11,5	69,41	11,5	80,91	6,0E-04	6,0E-04	6,0E-04
	1	11,5	69,41	38,46	80,91	3,1E-04	1,1E-03	1,1E-03
	1	11,5	69,41	54,58	80,91	-2,2E-03	8,1E-04	8,1E-04
	1	11,5	69,41	71,5	80,91	-7,9E-03	3,2E-04	3,2E-04
<b>CARGA 2</b>	132,600	38,46	42,45	11,5	80,91	1,4E-01	4,2E-02	1,4E-01
	132,600	38,46	42,45	38,46	80,91	3,3E-01	3,3E-01	3,3E-01
	132,600	38,46	42,45	54,58	80,91	2,5E-01	2,8E-01	2,8E-01
	132,600	38,46	42,45	71,5	80,91	-7,0E-02	1,1E-01	1,1E-01

<b>CARGA 3</b>	-126,64	54,58	26,33	11,5	80,91	-1,0E-01	2,8E-01	-1,0E-01
	-126,64	54,58	26,33	38,46	80,91	-2,6E-01	-2,4E-01	-2,6E-01
	-126,64	54,58	26,33	54,58	80,91	-2,5E-01	-2,5E-01	-2,5E-01
	-126,64	54,58	26,33	71,5	80,91	-8,3E-02	-1,1E-01	-1,1E-01
<b>CARGA 4</b>	1	71,5	9,41	11,5	80,91	3,2E-04	-7,9E-03	3,2E-04
	1	71,5	9,41	38,46	80,91	8,5E-04	-5,2E-04	8,5E-04
	1	71,5	9,41	54,58	80,91	8,4E-04	6,6E-04	8,4E-04
	1	71,5	9,41	71,5	80,91	4,3E-04	4,3E-04	4,3E-04

**Tabla 4.8.** Deflexiones totales y carga asociada

Posición	deflexiones totales mm	Masa kg
Posición 1	0,038	0,102
Posición 2	0,070	13,517
Posición 3	0,032	12,909
Posición 4	0,007	0,031

Usando entonces la ec. 4.34 de Rayleigh, se obtiene que la frecuencia natural, para obtener las unidades adecuadas. Las unidades de las deflexiones están en metros (m).

$$w = \left( \frac{9,81m}{s^2} * (3,81 * 10^{-5} * 0,102 + 7,05 * 10^{-5} * 13,517 - 3,185 * 10^{-5} * 12,909 + 6,69 * 10^{-6} * 0,102) \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$= 314,37rad/s$$

**Conclusión:** No existe mucha diferencia entre los resultados obtenidos entre la frecuencia natural calculada por el método de Dunkerley y la calculada por el método de Rayleigh. Según la bibliografía [17], el método de Dunkerley ofrece una aproximación mayor a la frecuencia natural real y el método de Rayleigh, ofrece una aproximación inferior a la real.

Por lo tanto, el resultado real de frecuencia natural obtenida mediante los dos métodos tendrá que estar entre estos dos resultados. El valor de frecuencia natural del árbol se tomará como el valor medio aritmético.

$$W_{nreal} = \frac{W_{nDunkerley} + W_{nRayleigh}}{2} = \frac{314,37 + 338,96}{2} = 326,665 \text{ rad/seg} \quad \text{ec. 4.35}$$

Este estudio se ha realizado para comprobar la velocidad máxima a la que podría rotar este eje para que éste no entre en resonancia. Este es un análisis que se realiza para árboles que giran a altas velocidades, pero al ser un sistema pequeño era necesario estudiar la magnitud de esa alta velocidad.

La velocidad a la que gira este eje es de 3,126rpm (0,327rad/s), muy por debajo del valor obtenido en el estudio de vibración, por lo que este mecanismo no tendría problemas de resonancia.

#### 4.4. COJINETES

Conocidas las deformaciones totales del apartado anterior, se ha podido generar un esquema de deformaciones aproximadas en cada punto (fig.4.12).

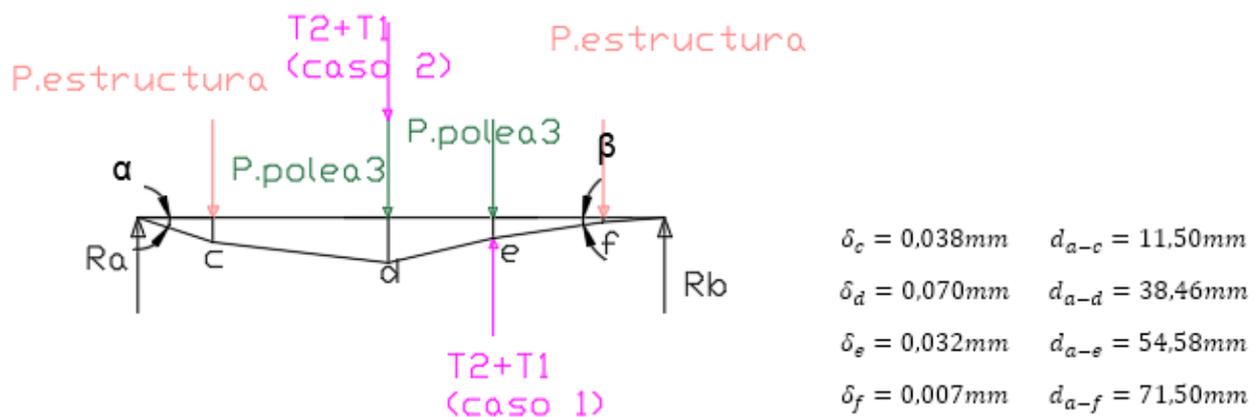


Fig. 4.12. Deflexiones totales y carga asociada (el esquema se ha realizado usando  $\delta[\text{mm}] \times 100$ )

El ángulo que verá el cojinete debido a la deformación del árbol III se calculará usando una relación trigonométrica simple que relacione la recta tangente a estas curvas.

$$tg\alpha = \frac{\delta_c}{d_{a-c}} \quad \text{ec.4.36}$$

$\delta$ : Deflexión total en el punto

$d$ : distancia entre extremo al punto de deflexión

Sustituyendo estos datos con los que se ven en la figura, los ángulos  $\alpha$  y  $\beta$  serán:

$$tg\alpha = \frac{\delta_c}{d_{a-c}} = \frac{0,038mm}{11,50mm} \rightarrow \alpha = 0,18^\circ$$

$$tg\beta = \frac{0,007}{80,91 - 71,50} = \frac{0,038mm}{11,50mm} \rightarrow \beta = 0,043^\circ$$

Los ángulos que verá el cojinete son pequeños, sin embargo, no es posible comparar estos valores con los cojinetes seleccionados, ya que no aparece este dato en el catálogo.

Se seleccionarán los cojinetes en función de las cargas que tendrá que ver el apoyo. En el apartado de dimensionado del eje (Apartado 4.1.3).

### Resultados:

Reacción $a_y$	29,33 N	Reacción $b_y$	-21,373N
----------------	---------	----------------	----------

Tabla 4.14. Cojinetes

Tipo	Diámetro de hueco [pulg]	Diámetro de aro [pulg]	Diámetro brida [pulg]	Carga [lbf]	Ref.
Tipo 1	0,1875	0,3125	0,359	13,6	A 7Y55 G 3718 G
Tipo 2	0,250	0.5000	0,547	32	A 7Y55 G 3725 G

Los datos de carga aportados por el catálogo (Ver Anexo de Catálogos), están presentados en unidades lbf, se ha realizado un cambio de unidades a N para poder comparar los resultados:

$$32lbf * \frac{4,44N}{1 lbf} = 142,08N$$

$$13,6lbf * \frac{4,44N}{1 lbf} = 60,38N$$

**Conclusión:** La mayor reacción del eje 3 es de 29,33N. Este eje cuenta con dos cojinetes de tipo 2, cuya carga máxima de soporte es de 142,08N, por lo que se consideran apropiados.

## 5.5 CHAVETEROS

Cálculo del elemento de unión entre el árbol y el elemento de transmisión.

Existen dos tipos de fallas de una chaveta:

- Por aplastamiento
- Por cizalladura

Este cálculo se ha hecho siguiendo el apartado 11-4 de “Diseño de Elementos de Máquinas” – 4ta ed.- Robert L. Mott [19]. La tabla para secciones de chaveteros se extrae de “Elementos de máquinas, Teoría y problemas”,2012 [22].

Las dimensiones de chaveteros adecuadas según los diámetros del eje, aparecen en la *tabla 4.15*.

**Tabla 4.15.** Chavetas paralelas. Datos de aplicación

Diámetros del eje d		Sección de la chaveta b x h	Chavetero											
			Ancho b						Profundidad				Chaffán P <sub>1</sub>	
			Tolerancia						Eje h <sub>1</sub>		Cubo h <sub>2</sub>			
			Nominal	Libre		Normal		Ajustado	Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia	Mínimo	Máximo
más de	hasta	Eje H 9		Cubo D 10	Eje N 9	Cubo J <sub>s</sub> 9	Eje y cubo P 9							
6	8	2 x 2	2	+0,025	+0,060	-0,004	±0,0125	-0,006	1,2		1		0,08	0,16
8	10	3 x 3	3	0	+0,020	-0,029		-0,031	1,8		1,4		0,08	0,16
10	12	4 x 4	4	+0,030	+0,078	0			2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,08	0,16
12	17	5 x 5	5	0	+0,030	-0,030	+0,015	-0,012	3	0	2,3	0	0,16	0,25
17	22	6 x 6	6					-0,042	3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8 x 7	8	+0,036	+0,098	0	+0,018	-0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 x 8	10	0	+0,040	-0,036		-0,051	5		3,3		0,25	0,40
38	44	12 x 8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 x 9	14	+0,043	+0,120	0	+0,0215	-0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 x 10	16	0	+0,050	-0,043		-0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 x 11	18						7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40
65	75	20 x 12	20						7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22 x 14	22	+0,052	+0,149	0	+0,026	-0,022	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25 x 14	25	0	+0,065	-0,052		-0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 x 16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32 x 18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 x 20	36						12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 x 22	40	+0,062	+0,180	0	+0,031	-0,026	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 x 25	45	0	+0,080	-0,062		-0,088	15		10,4		0,70	1,00
200	230	50 x 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 x 32	56						20	+0,3	12,3	+0,3	0,70	1,00
260	290	63 x 32	63	+0,074	+0,220	0	+0,037	-0,032	20	0	12,4	0	1,2	1,60
290	330	70 x 36	70	0	-0,100	-0,074		-0,106	22		14,4		1,2	1,60
330	380	80 x 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 x 45	90	+0,087	+0,260	0	+0,0435	-0,037	28		17,4		2,00	2,50
400	500	100 x 50	100	0	+0,120	-0,087		-0,0124	31		19,5		2,00	2,50

Para un diámetro de eje de 6mm, sección de chaveta:  $b \times h = 2 \times 2 \text{ mm}^2$

El material seleccionado para el chaveta es acero inoxidable 304 las propiedades típicas de punto de fluencia a 500°C es de 68MPa.

Se calcula la longitud apropiada para la resistencia de la chaveta al cizallamiento ec. 4.37 y al aplastamiento ec. 4.38. Usando el momento torsor máximo de todo el sistema, y con un coeficiente de seguridad igual a 1, calculamos la longitud mínima.

$$\tau_{fluencia} = 0,5 * \sigma_f = \frac{M_t * N}{S_{corte} * r} = \frac{2 * M_t * N}{b * l * d} \rightarrow L = \frac{2 * M_t * N}{0,5 * \sigma_{fluencia} * b * d} \quad \text{ec. 4.37}$$

$M_t$ : momento torsor

$N$ : coeficiente de seguridad

$$L = \frac{2 * 685 \text{ Nmm} * 2}{0,5 * 68 \text{ N/mm}^2 * 2 \text{ mm} * 6 \text{ mm}} = 6,71 \text{ mm}$$

$$\sigma_f = \frac{M_t * N}{S_{aplastamiento} * r} = \frac{2 * M_t * N}{l * \frac{h}{2} * d} \rightarrow L = \frac{4 * 685 \text{ Nmm} * 1}{68 \text{ N/mm}^2 * 2 \text{ mm} * 6 \text{ mm}} = 6,71 \text{ mm} \quad \text{ec. 4.38}$$

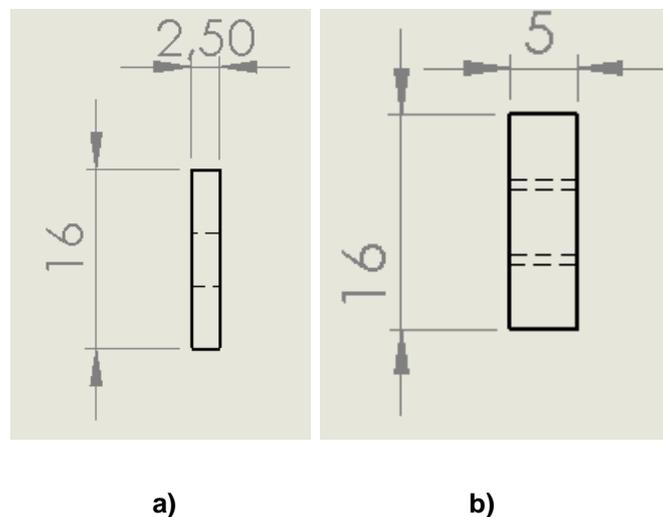
La longitud mínima de chaveta es de 6,71mm, sin embargo, el catálogo ofrece una longitud mínima de 8mm. Por lo tanto, se ha seleccionado una Chaveta paralela 2x2x8 mm DIN 6886.

## 5. Estudio de placas de Falanges

Las falanges estaran orientadas de manera que la fuerza de gravedad afectará al lado de mayor inercia *tabla 5.1* y *fig.5.1*, esto además servirá para reducir su valores de flecha y tensión. La flecha si se verá afectada dependiendo del material que escoja para las falanges.

**Tabla 5.1.** Inercias de sección.

Falange	Ix	Iy
1	20,83mm <sup>4</sup>	853,33mm <sup>4</sup>
2	166,67 mm <sup>4</sup>	1706,67 mm <sup>4</sup>
3	166,67 mm <sup>4</sup>	1706,67 mm <sup>4</sup>



**Fig. 5.1.** Sección de a) falange I y b) II y III

Para realizar el estudio en Solid Word, se considerarán las falanges como vigas de PET que verán en su extremo el valor de las reacciones  $a_y$  y  $b_y$  (Apartado 4.1.3).

Estas reacciones son pequeñas, por lo que se va a aplicar un coeficiente de seguridad (~3).

<b>Reacción <math>a_y</math></b>	29,33 N	<b>Reacción <math>b_y</math></b>	-21,373N
----------------------------------	---------	----------------------------------	----------

El cálculo de las falanges se ha modelado usando reacciones de 95N, ya que se encuentran dentro del rango de esfuerzos permitidos del cojinete.

**Tabla 5.2.** Flecha y tensión máxima de falanges

<b>Falange</b>	<b>Tensión Máxima[N/mm<sup>2</sup>]</b>	<b>Tensión máxima hasta deformación [N/mm<sup>2</sup>]</b>	<b>Flecha máxima [mm]</b>
1	6,387e-3	<53	2,219e-4
2	26,42	<53	1,560
3	30,94	<53	2,388

**Conclusión:** En ningún caso la tensión máxima de la viga es superior a la tensión máxima de deformación, es decir que la deformación se mantiene en el límite elástico.

### Resultados gráficos

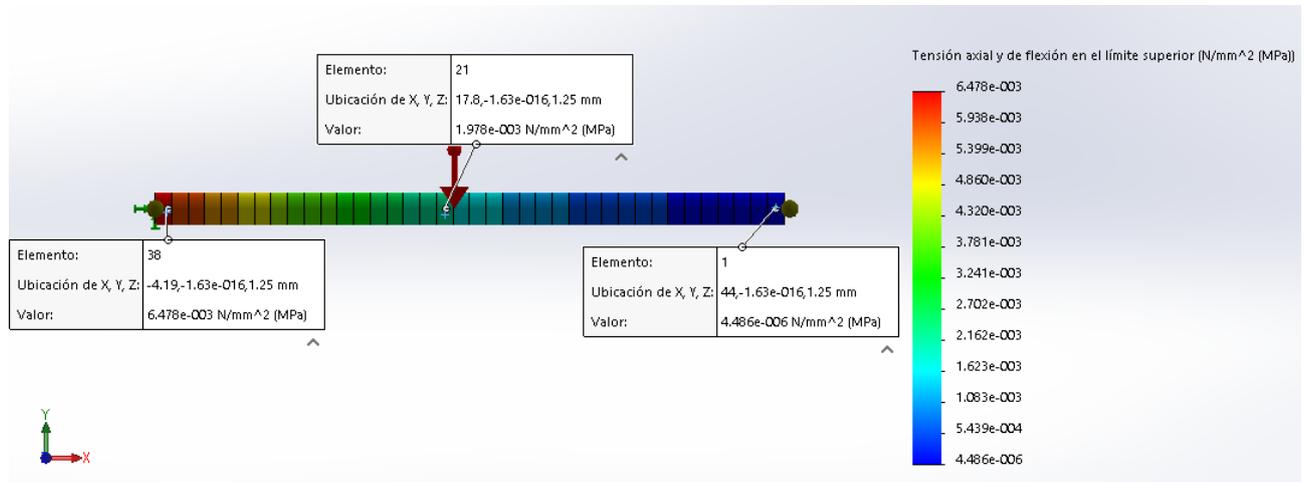


Fig.5.2. Tensión axial y flexión Falange 1

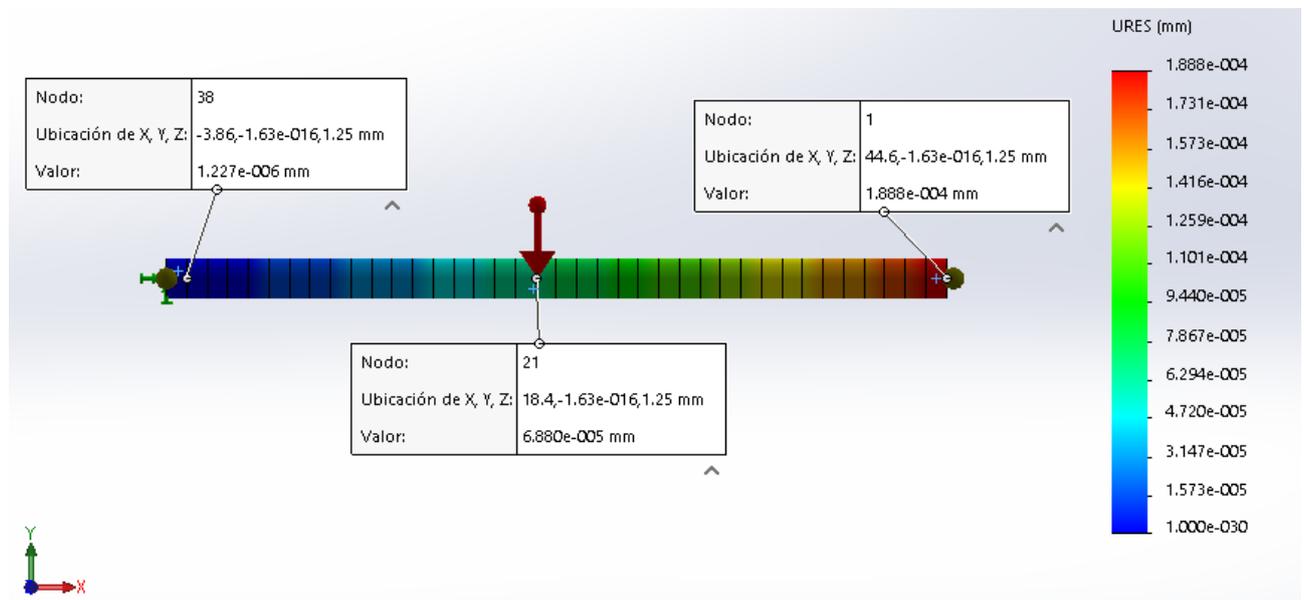


Fig. 5.3. Deformación Falange 1

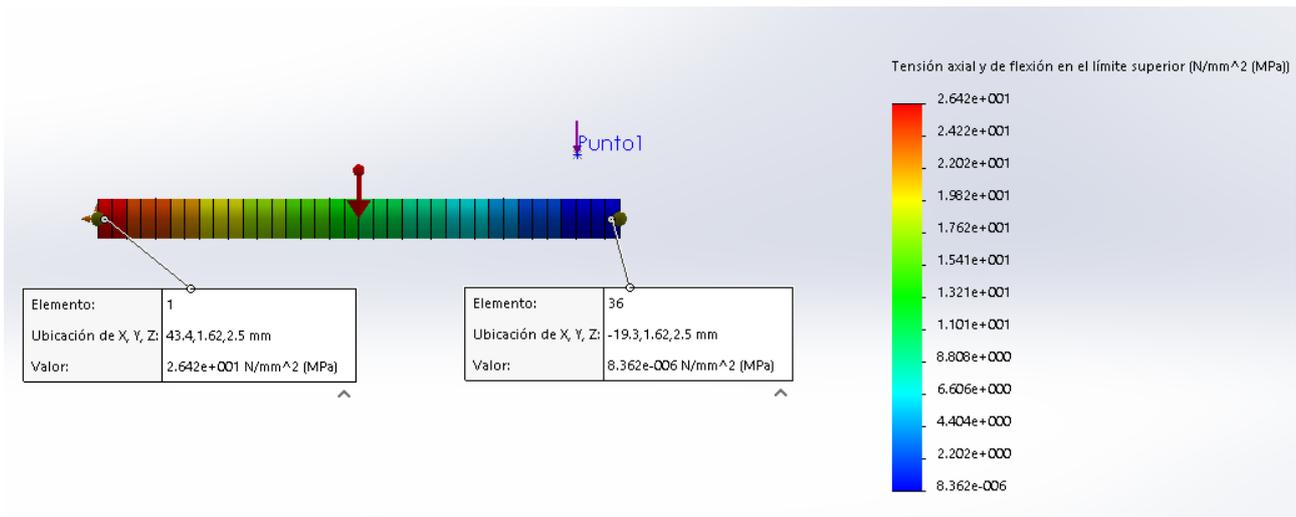


Fig.5.4. Tensión axial y flexión Falange 2

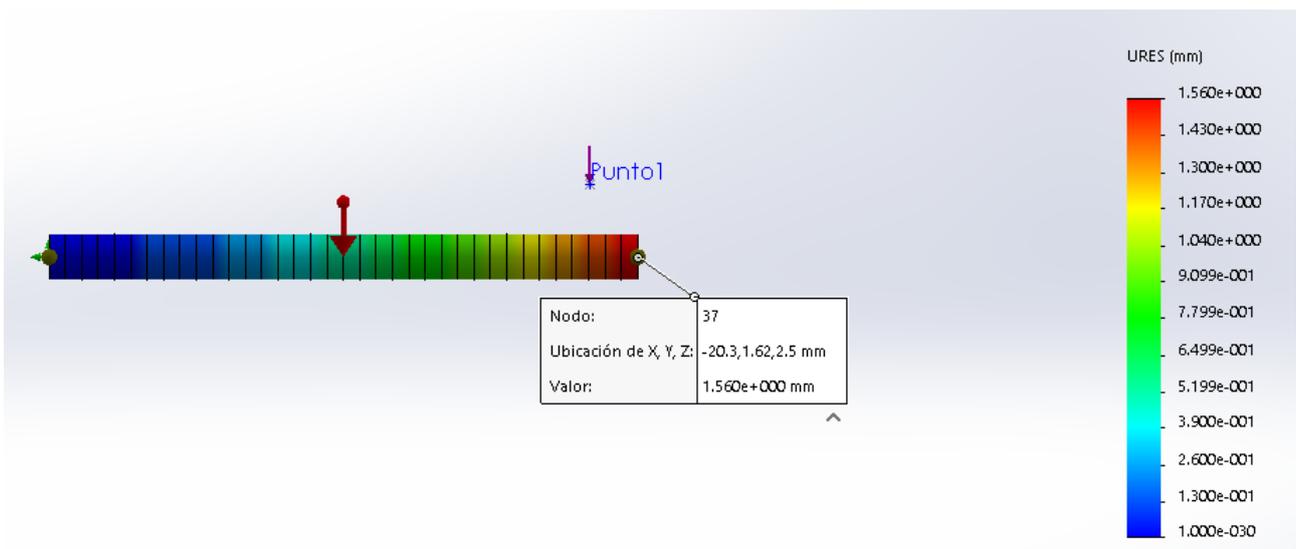


Fig. 5.5. Deformación Falange 2

Se realiza la comprobación numérica de la falange 3, ya que es la viga que estará en condiciones más desfavorables.

La fórmula de la tensión para vigas se puede conseguir en cualquier libro de resistencia de materiales *ec.5.1*. La tensión máxima en la flexión, aparece en los puntos más alejados de la línea neutra  $y_{max}$ .

$$\sigma_{max} = \frac{N}{A} + \frac{M}{I} * y_{max} \quad \text{ec. 5.1}$$

Donde:

N: Fuerza axial a la que está sometida la viga

A: Sección de la viga

M: Momento flector al que está sometido la viga

I: Inercia de la sección

$y_{max}$ : fibra más alejada de la línea neutra en la sección calculada.

Como la fuerza no es axial a la viga,  $N/A = 0$ . La ecuación queda como:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{I} * y_{max} \quad \text{ec.5.2}$$

Se realiza el cálculo del diagrama de momentos, utilizando el SolidWorks (*fig. 5.2.*) y con el cálculo (*fig. 5.3.*)

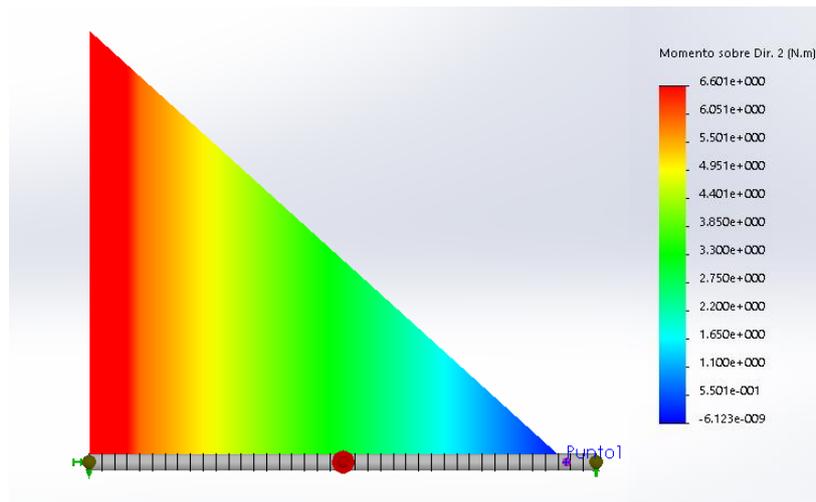


Fig. 5.2. Diagrama de momentos

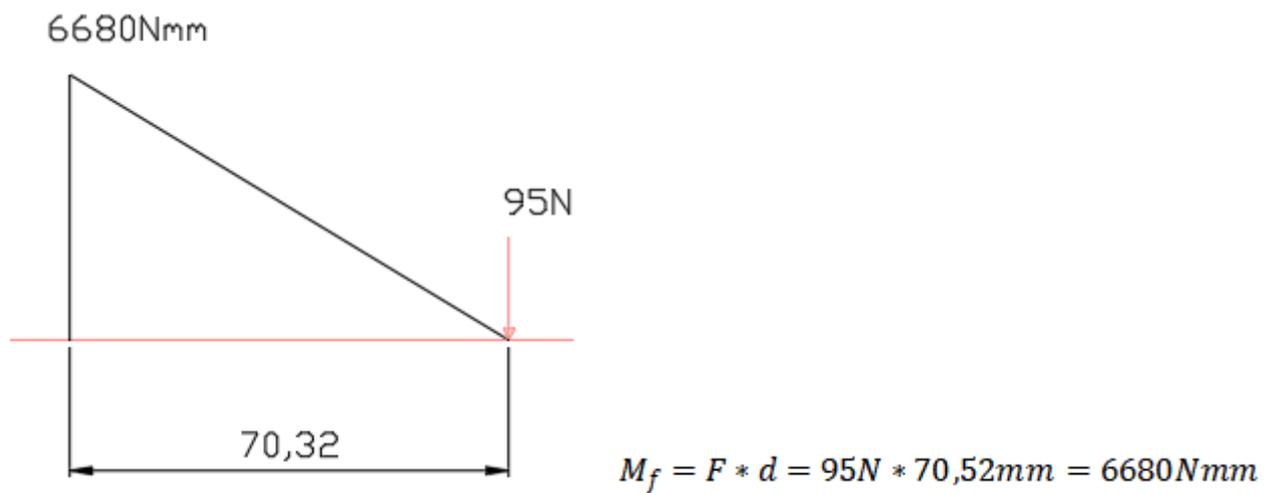


Fig. 5.3. Diagrama de momentos

Los momentos principales de inercia corresponden a los valores de la *tabla 5.1*.

Utilizando la ec.5.2 antes mencionada, la tensión máxima de la viga es:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{I} * y_{max} = \frac{6680Nmm}{1706,67mm^4} * 8mm = 31,31N/mm^2$$

La tensión máxima calculada en SolidWorks (fig 5.4), es de 30,94N/mm<sup>2</sup> aproximadamente igual a los 31,31N/mm<sup>2</sup> usando la ec.5.2.

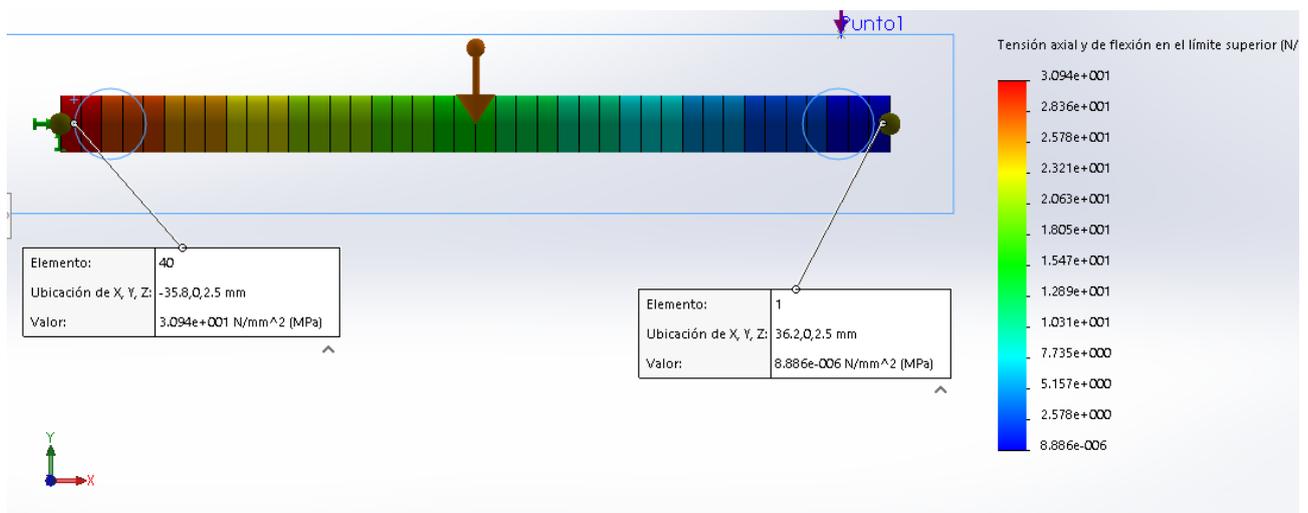
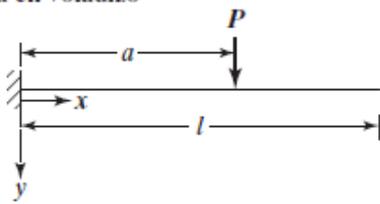


Fig. 5.4. Tensión axial y flexión Falange 3

La comprobación de la deformación máxima se realiza usando la ec. 5.3, siendo  $\epsilon$  la deformación, extraída del apéndice B del libro Vibraciones mecánicas, 5ed. Singireso Rao [17].

Viga en voladizo



$$y(x) = \begin{cases} \frac{Px^2}{6EI}(3a - x); & 0 \leq x \leq a \\ \frac{Pa^2}{6EI}(3x - a); & a \leq x \leq l \end{cases}$$

ec. 5.3

Utilizando el módulo elástico  $E_{PET}=2420MPa$  y  $E_{PETG} = 2200MPa$ . Los resultados del SolidWorks corresponden al material PET.

$$\delta_{PET} = 95N * \frac{64,75^2 mm^2}{6 * 2420MPa * 1706,67mm^4} * (3 * 64,75 - 64,75) = 2,08mm$$

$$\delta_{PETG} = 95N * \frac{64,75^2 mm^2}{6 * 2200MPa * 1706,67mm^4} * (3 * 64,75 - 64,75) = 2,28mm$$

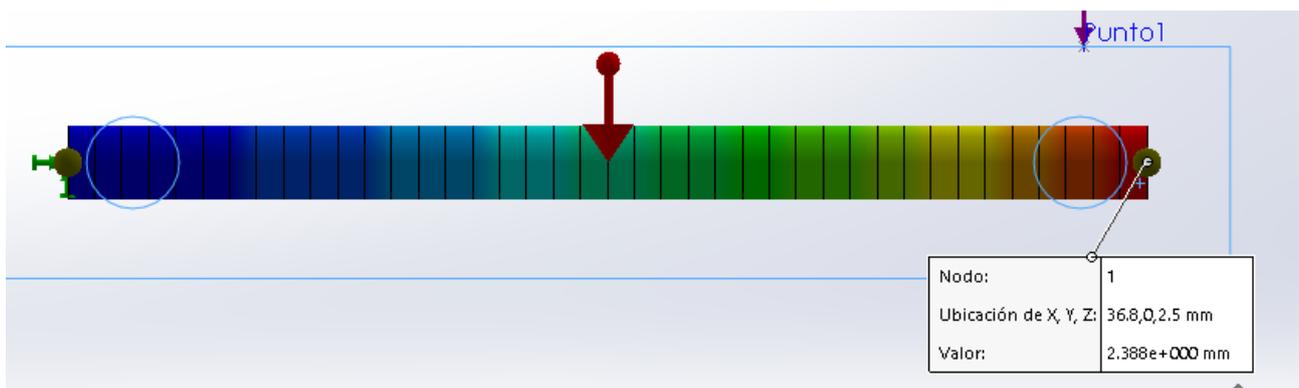
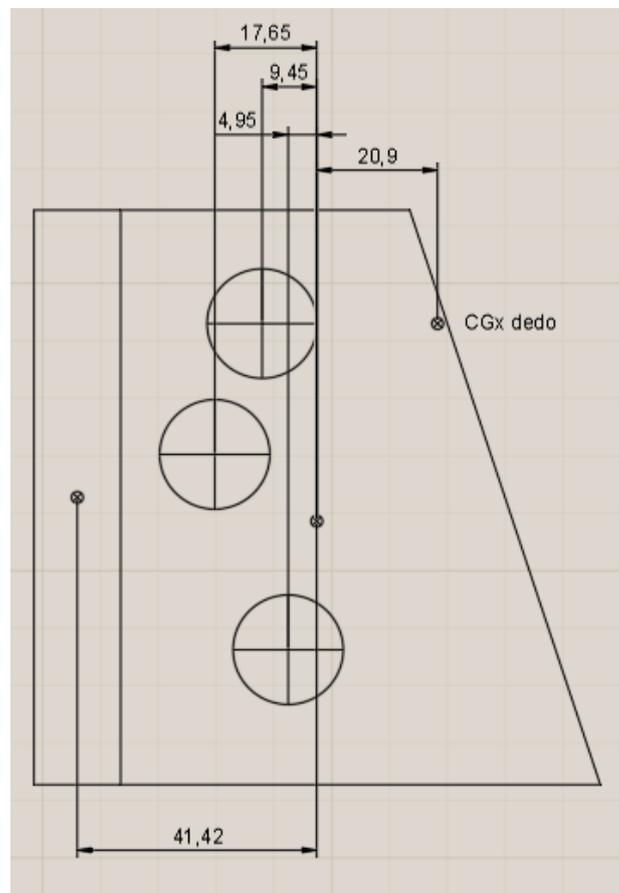


Fig. 5.5. Deformación máxima Falange 3

## 6. DIMENSIONADO DE BASE

Con el objetivo de dimensionar la base en la que irán los dedos, es necesario hacer el cálculo del momento que generará la estructura en el centro de gravedad de su apoyo.

Las propiedades físicas de la base (*fig. 6.1*) se han calculado empleando la herramienta de AutoCAD *tabla 6.1*. Se va a modelar la base para un solo dedo, de manera que el ancho de la pieza será de 78,57mm y el material se seleccionará en función del tamaño obtenido utilizando aluminio  $\rho=2,70 \cdot 10^{-6} \text{kg/mm}^3$ .



**Fig. 6.1.** Base

**Tabla 6.1.** Propiedades de las tapas laterales de la base

<b>Área</b>	6648mm <sup>2</sup>
<b>Volumen</b>	6648 mm <sup>2</sup> * 10mm = 66480mm <sup>3</sup>
<b>Masa</b>	66480mm <sup>3</sup> * 2,7 * 10 <sup>-6</sup> kg/mm <sup>3</sup> = 0,18kg
<b>Centro de gravedad</b>	X: 33,92mm    Y: 45,86mm

El mayor momento que verá la base del dedo ocurre en la posición 3 (fig.6.2), cuando la distancia en la coordenada X es la mayor.

Conocido el peso de cada elemento, es necesario conocer su distancia respecto a al apoyo en la situación más desfavorable (tabla. 6.2)

**Tabla 6.2.** Peso y posición de CG del dedo a eje III

<b>BASE</b>		<b>POSICION 3</b>			<b>POSICION 3</b>
<b>ELEMENTO</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>mm</b>	<b>PESO ELEMENTO (N)</b>	<b>PESO (N)</b>	<b>Momento (Nm)</b>
Polea 3	1	0	0,0785	0,0785	0,0000
Engranaje 2	1	0	0,0618	0,0618	0,0000
Eje III	1	0	0,0629	0,0629	0,0000
Polea I eje 2	2	32,49	0,0151	0,0302	0,0010
Eje II	1	32,49	0,0296	0,0296	0,0010
Polea I eje 1	1	80,25	0,0151	0,0151	0,0012
Eje I	1	80,25	0,0249	0,0249	0,0020
Falange I	2	69,8	0,0303	0,0606	0,0042
Falange II	2	56,37	0,0824	0,1648	0,0093
Falange III	2	16,24	0,0934	0,1868	0,0030
<b>SUMA</b>				<b>0,7152</b>	<b>0,0217</b>



$$\sum M = 0$$

$$\sum M = 0 \rightarrow -M_t - P_{dedo} * d_{cg \rightarrow dedo} + P_{ejeIV} * d_{cg \rightarrow ejeIV} + P_{ejeIII} * d_{cg \rightarrow ejeIII} - P_{ejeV} * d_{cg \rightarrow ejeV} + P_{tapa trasera} * d + M$$

$$\sum M = 0 \rightarrow -0,7152N * 20,9mm - 400Nmm + 8N * 17,65mm + 2N * 9,45mm - 0,18N * 17,65mm + 3,18N * 41,42mm + M = 0 \rightarrow M = 126Nmm$$

Para estabilizar la base, será necesario generar un momento en el sentido contrario a las agujas del reloj. Teniendo en cuenta la definición de momento ec 6.1, se calcula el peso que deberá tener el contrapeso.

$$M = P * d \rightarrow 126Nmm = P * \frac{108,5}{2} \rightarrow P = 2,32N$$

A continuación, se calcula la masa conociendo que el peso es el producto entre la masa "m" y la gravedad.

$$m = \frac{P}{g} = \frac{2,32N}{9,81m/s^2} = 0,236kg$$

Finalmente, utilizando la definición de la densidad como el cociente entre la masa y el volumen (ec.6.2) y la definición geométrica (ec.6.3), se calcula la altura que necesitará el contrapeso.

$$V = \frac{m}{\rho} = \frac{0,236kg}{2,7 * 10^{-6}kg/mm^3} = 87687,5mm^3 \quad \text{ec.6.2}$$

$$V = h * a * b \rightarrow h * 108,5 * 78,57 = 87687,5mm^3 \rightarrow h = 10,2mm$$

**Conclusión:** El contrapeso realizado está incluido en la geometría de la base, la altura de la parte baja de la base tendrá que ser de 10,2mm (fig.6.3)

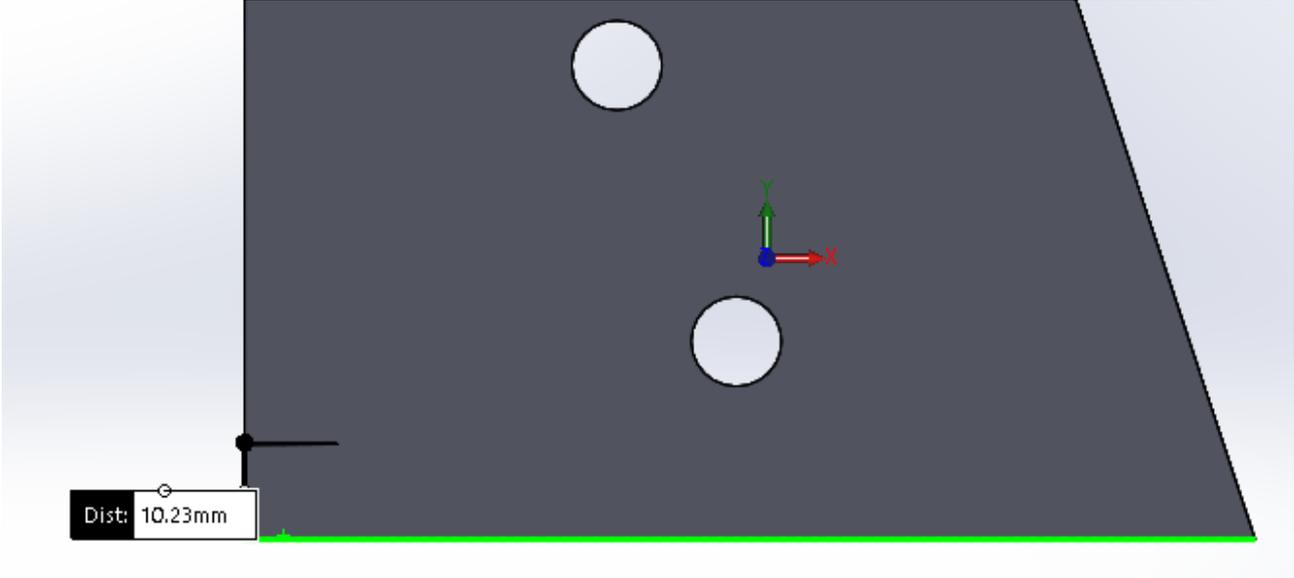


Fig. 6.3. Contrapeso dimensionado



**Escuela Superior  
de Ingeniería y Tecnología**  
Universidad de La Laguna

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGIA

*Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica*

## **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

DISEÑO DE MECANISMO QUE PERMITA LA  
COMUNICACIÓN CON EL LENGUAJE DE SIGNOS

### ***ANEXO II: PLANOS***

**La Laguna, MARZO DE 2020**

**Autora:** María Graciela Castellano Fuenmayor

**Tutora:** Isabel T. Martín

## **ÍNDICE ANEXO II: PLANOS**

### **1.01.0. CONJUNTO**

#### **1.02.S1. SUBCONJUNTO DEDO**

1.02.S2. Subconjunto explosionado

1.02.01. Eje 4.1

1.02.03. Eje III

1.02.05. Falange Tipo 3

1.02.06. Eje 4.2

1.02.07. Eje II

1.02.10. Falange Tipo 2

1.02.11. Eje 3

1.02.12. Falange Tipo 1

1.02.14. Base

1.02.15. Caja Poleas

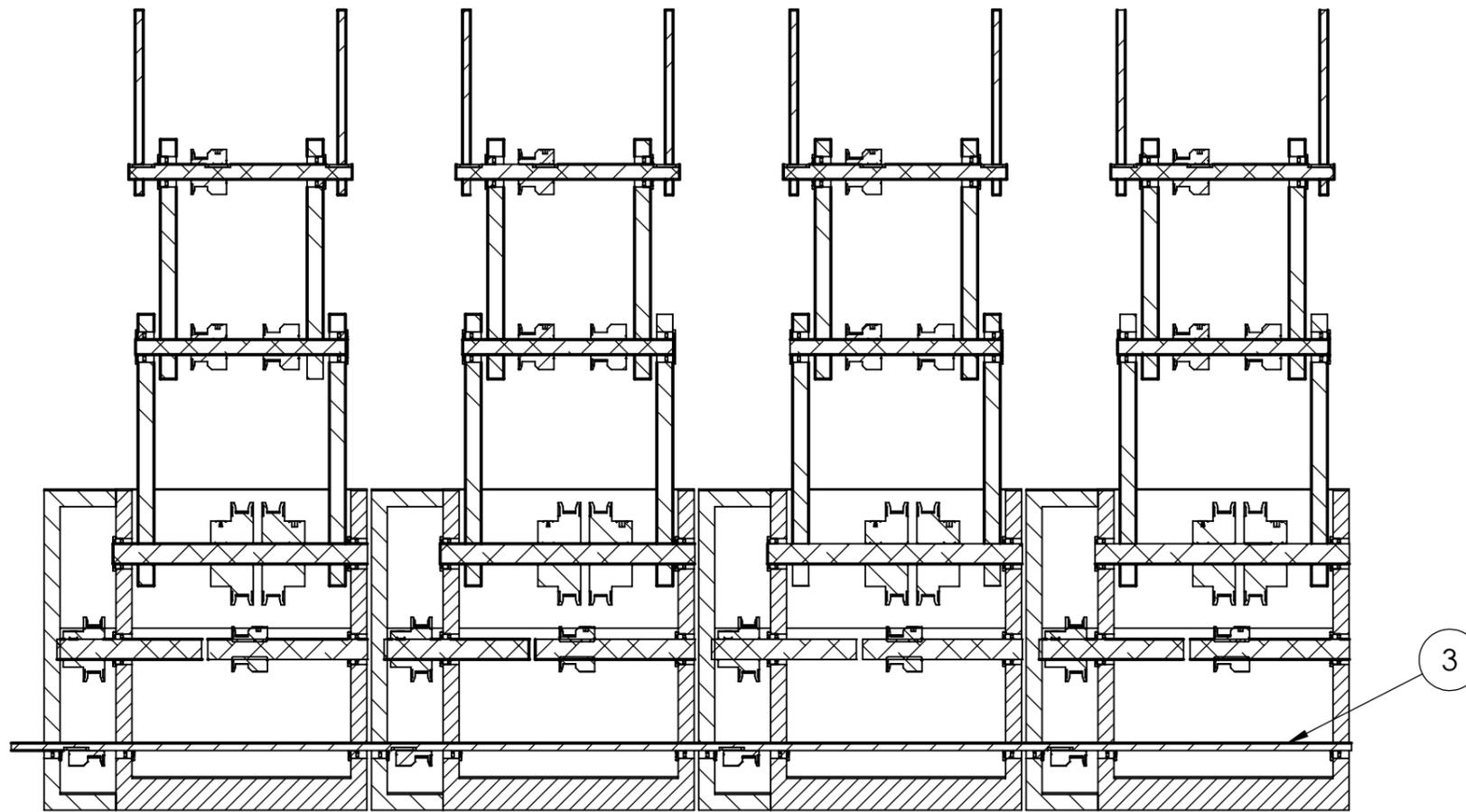
#### **1.03.0. PIEZA EJE V**

## INTRODUCCIÓN

Los planos se han generado mediante la herramienta gráfica de SolidWord. Las dimensiones de las piezas con referencia: poleas, correas y cojinetes aparecen con detalle en el *Anexo IV Catálogos*.

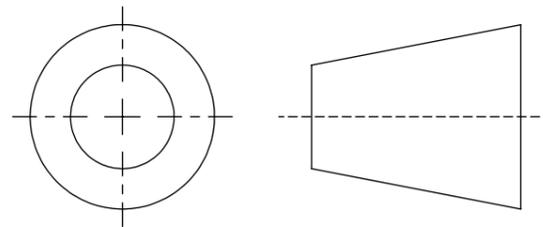
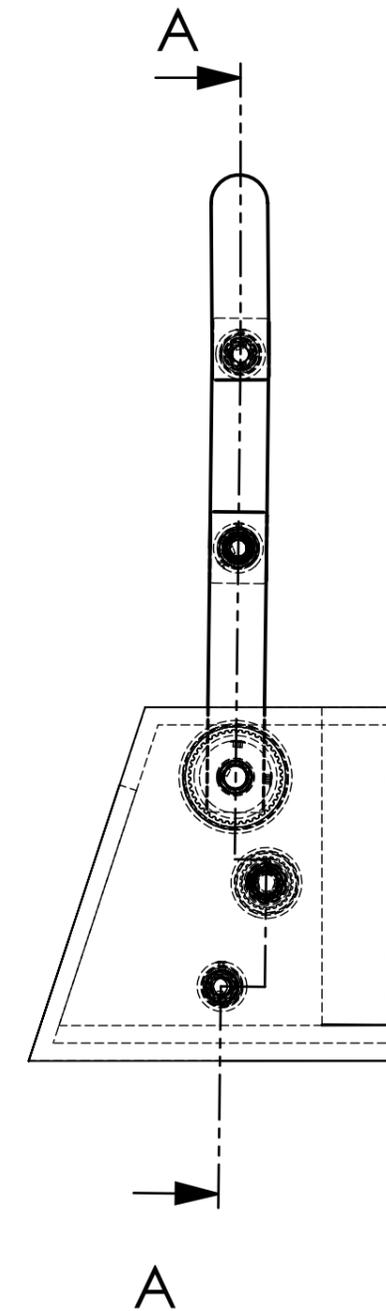
Para la generación del plano de conjunto se han empleado las piezas en formato. sldprt (SolidWord) aportadas por la empresa SLD\_SI. El embrague no aparece representado, ya que la representación gráfica ofrecida está sólo en formato .dwg (AutoCAD).

El eje V es la única pieza común en todo el conjunto, ya que será el que irá conducido directamente por el motor. Este eje poseerá un total de 5 poleas de tipo 1 que servirán para transmitir el movimiento a la polea 2 ubicada en el eje 4.1. Una parte del embrague irá localizada en el eje 4.1 y otra en el 4.2 de manera que al activarse esta pieza permita el movimiento completo de este eje.



SECCIÓN A-A

ESCALA 1 : 2



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
2	Subconjunto Dedo		4
3	Eje 5		1

MECANISMO COMUNICACIÓN LENGUAJE DE SIGNOS

Autor: M<sup>a</sup> Graciela Castellano Fuenmayor

Id. s. normas:  
UNE-EN-DIN



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

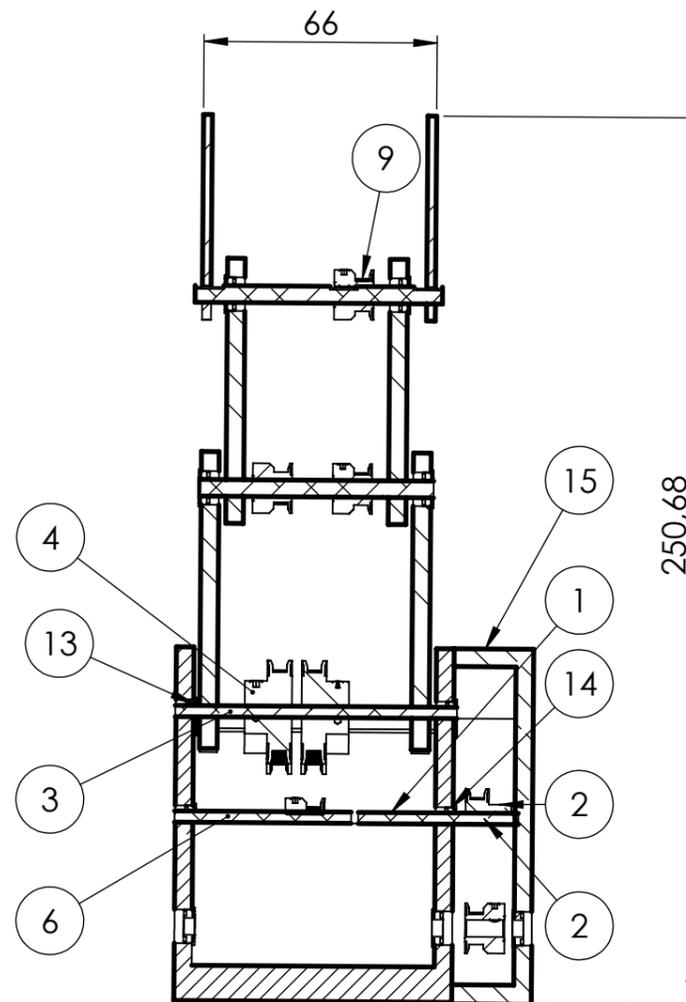
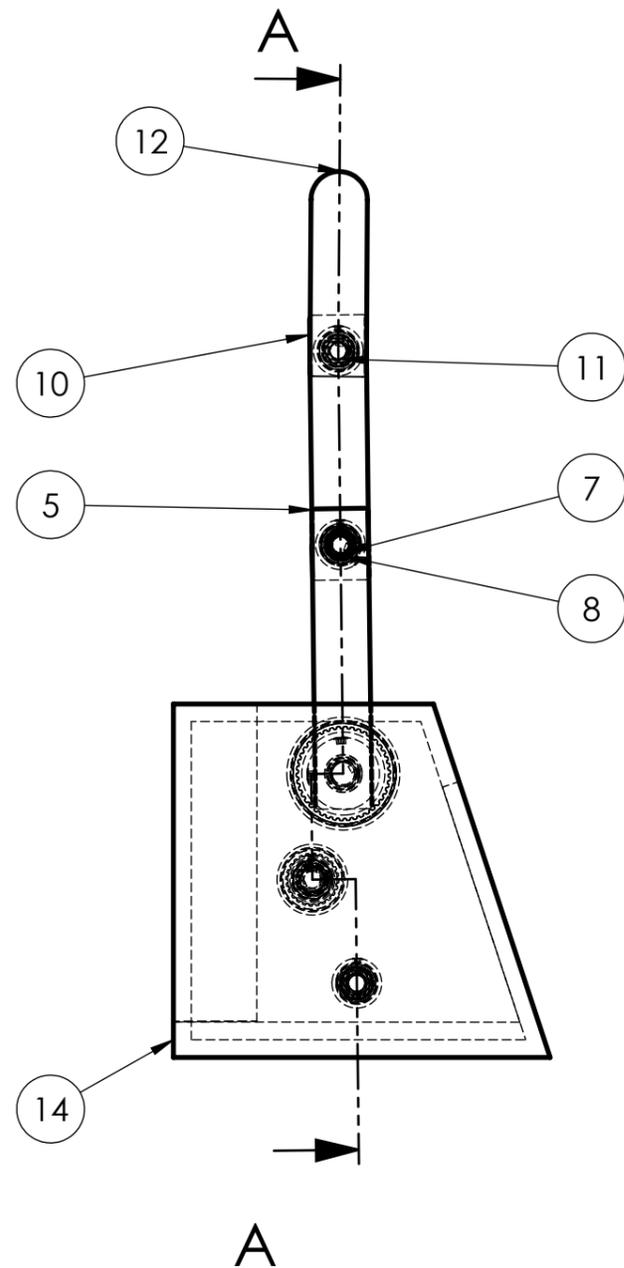
Grado Ingeniería Mecánica

Universidad de La Laguna

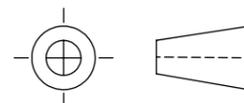
ESCALA:  
1:2

Conjunto Mano

Nº PLANO:  
1.01.00



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1:2



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	EJE 4.1		1
2	Polea Tipo 2	A 6N16 - 024DF1208	1
3	EJE III		1
4	Polea Tipo 3	A 6N16 - 015DF1208	2
5	Falange tipo 3		2
6	Eje 4.2		1
7	Eje II		1
8	Cojinete D .1875	A 7Y55 FS 3718 G	7
9	Polea Tipo 1	A 6N16 - 015DF1206	5
10	Falange Tipo 2		2
11	EJE I		1
12	Falange Tipo 1		2
13	Cojinete D .250	A 7Y55 FS 3725 G	4
14	Base completa		1
15	Caja poleas		1

MECANISMO PARA LA COMUNICACIÓN MEDIANTE LENGUAJE DE SIGNOS

Autor: M<sup>a</sup> Graciela Castellano Fuenmayor

Id. s. normas:



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA  
Grado Ingeniería Mecánica  
Universidad de La Laguna

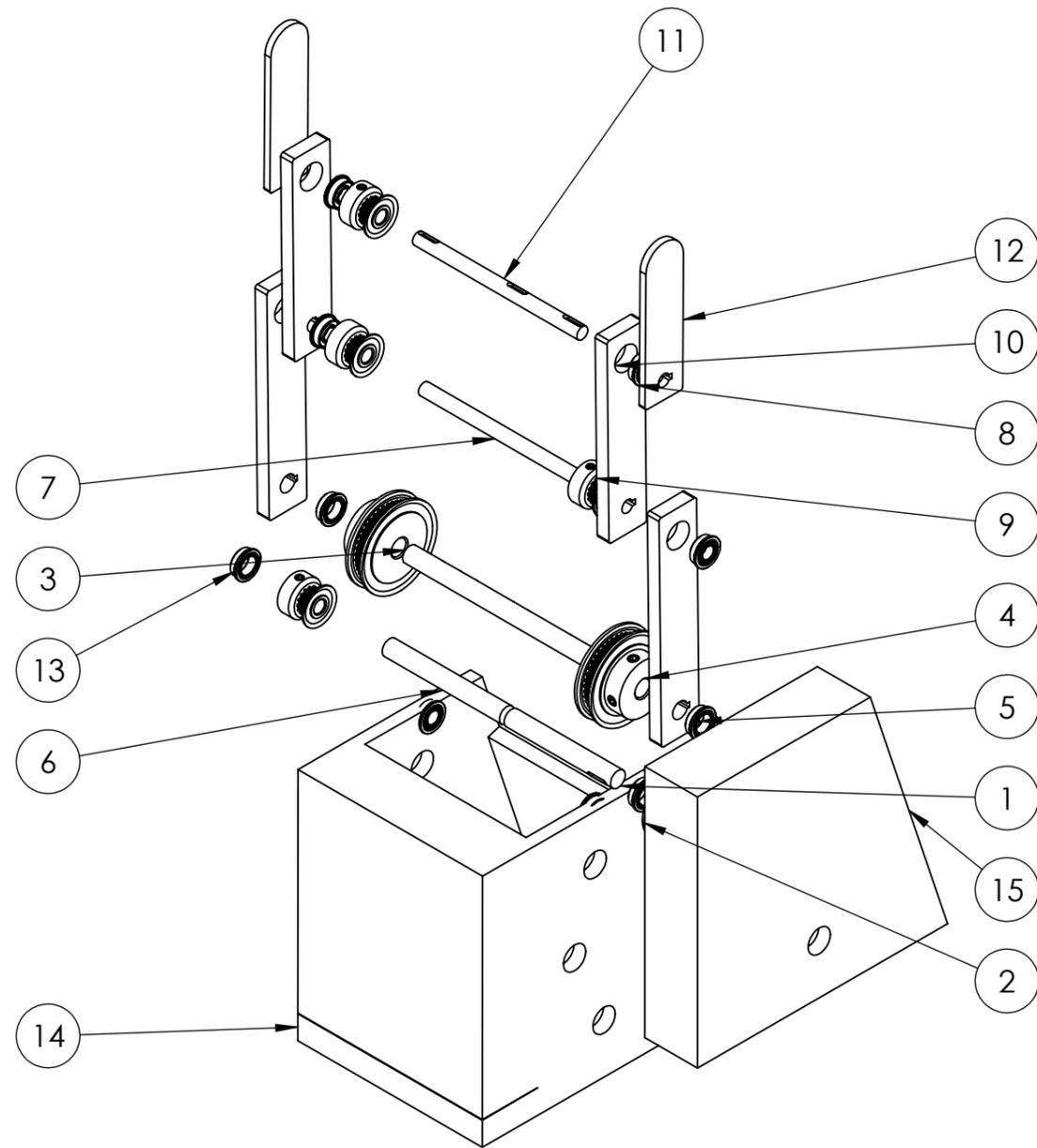
Comprobado: 02 - 2020

UNE-EN-DIN

ESCALA:  
1:2

SUB CONJUNTO: DEDO

Nº PLANO:  
1.02.00



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	EJE 4.1		1
2	Polea Tipo 2	A 6N16 - 024DF1208	1
3	EJE III		1
4	Polea Tipo 3	A 6N16 - 015DF1208	2
5	Falange tipo 3		2
6	Eje 4.2		1
7	Eje II		1
8	Cojinete D .1875	A 7Y55 FS 3718 G	7
9	Polea Tipo 1	A 6N16 - 015DF1206	5
10	Falange Tipo 2		2
11	EJE I		1
12	Falange Tipo 1		2
13	Cojinete D .250	A 7Y55 FS 3725 G	4
14	Base completa		1
15	Caja poleas		1

MECANISMO COMUNICACIÓN LENGUAJE DE SIGNOS

Autor: M<sup>a</sup> Graciela Castellano Fuenmayor

Id. s. normas:  
UNE-EN-DIN



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado Ingeniería Mecánica

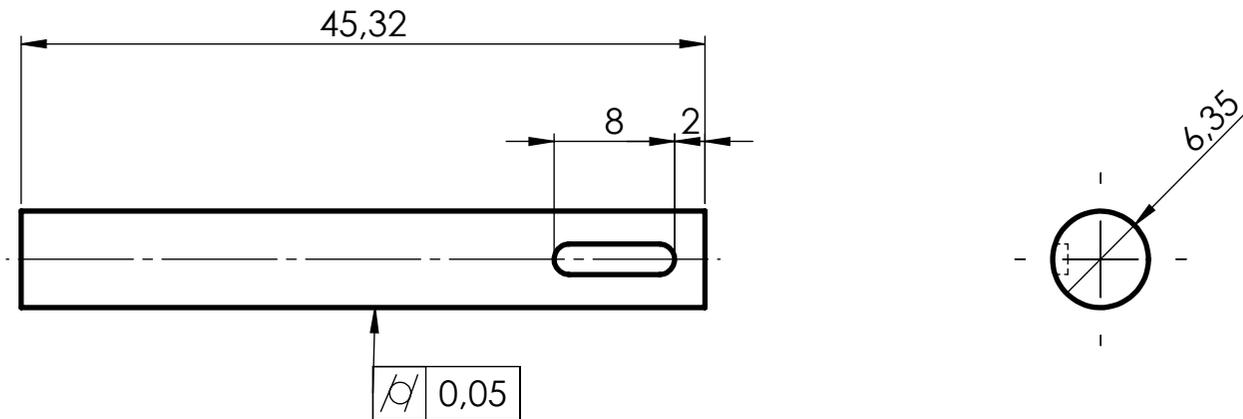
Universidad de La Laguna

Comprobado: 03 - 2020

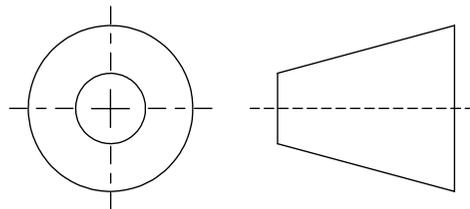
ESCALA:  
1:2

Perspectiva explosionada

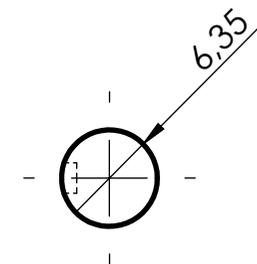
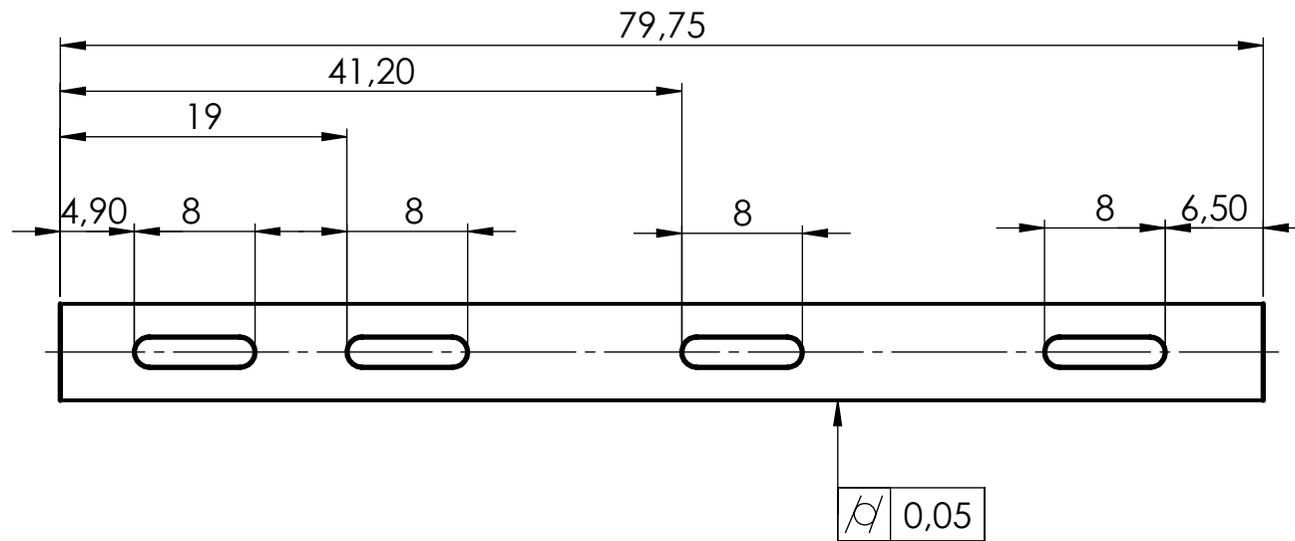
Nº PLANO:  
1.01.S2



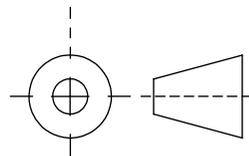
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIALES
1	EJE I		1	Aluminio 6061-T6



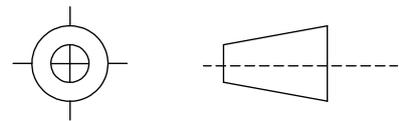
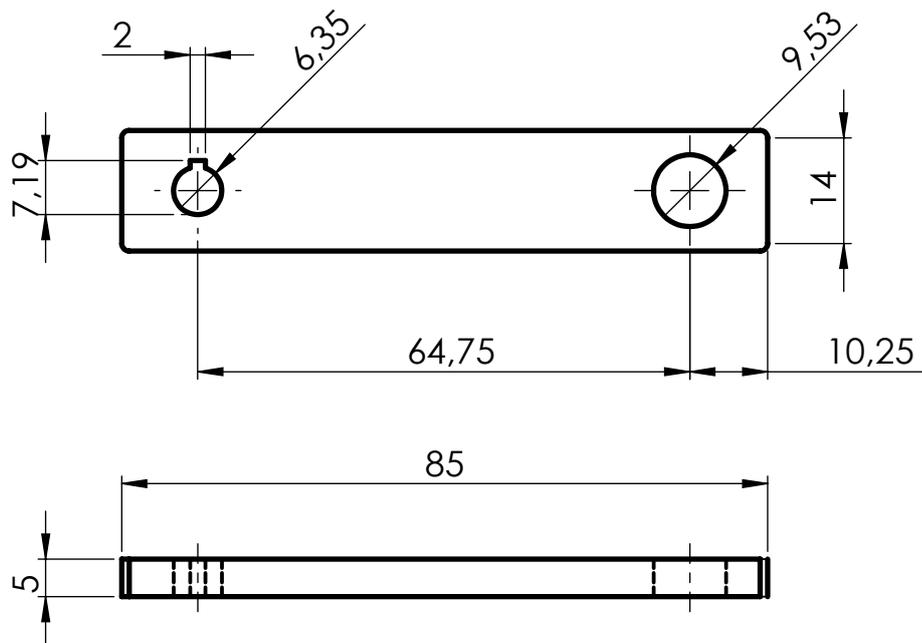
MECANISMO COMUNICACIÓN LENGUAJE DE SIGNOS				
Autor: M <sup>º</sup> Graciela Castellano Fuenmayor	Id. s. normas: UNE-EN-DIN	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Comprobado:03 - 2020				
ESCALA: 2:1	<b>Eje 4.1</b>			Nº PLANO: 01.02.01



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIALES
3	EJE I		1	Aluminio 6061-T6



MECANISMO COMUNICACIÓN LENGUAJE DE SIGNOS			
Autor: M <sup>ª</sup> Graciela Castellano Fuenmayor	Id. s. normas: UNE-EN-DIN	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA  Grado Ingeniería Mecánica  Universidad de La Laguna
Comprobado:03 - 2020	<b>Eje III</b>		Nº PLANO: 01.02.03
ESCALA: 2:1			



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL
5	Falange tipo 3		2	PETG

MECANISMO COMUNICACIÓN LENGUAJE DE SIGNOS

Autor: M<sup>a</sup> Graciela Castellano Fuenmayor

Id. s. normas:  
UNE-EN-DIN



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

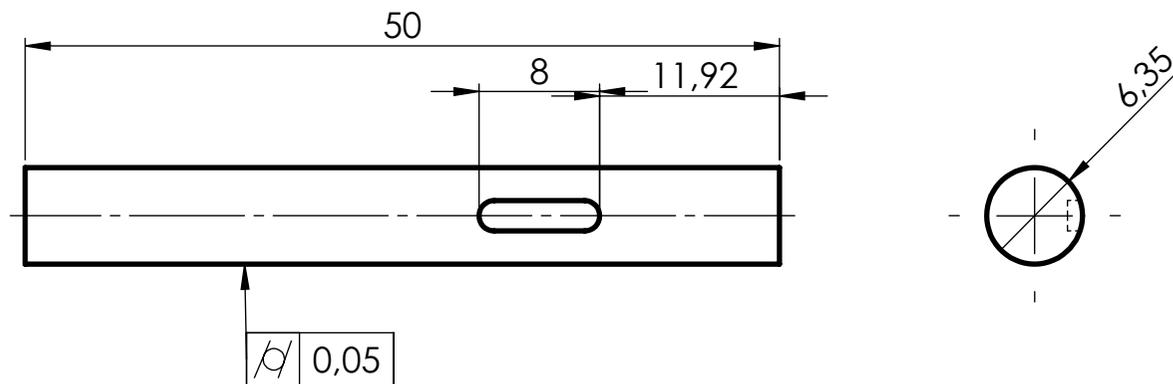
Grado Ingeniería Mecánica

Universidad de La Laguna

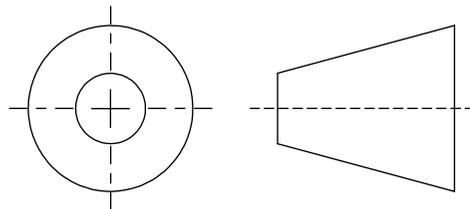
ESCALA:  
1:1

**Falange Tipo 3**

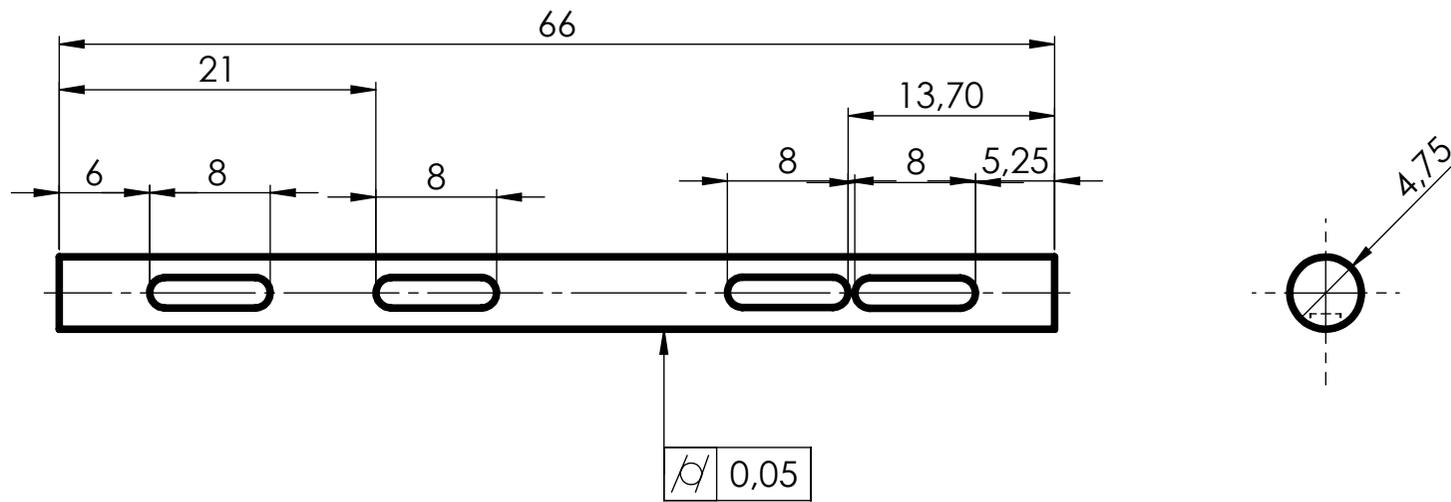
Nº PLANO:  
01.02.05



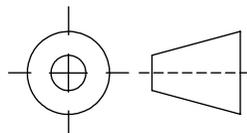
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIALES
6	EJE I		1	Aluminio 6061-T6



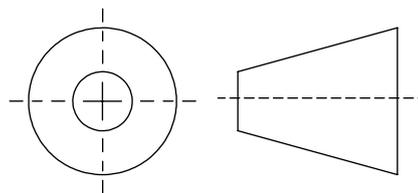
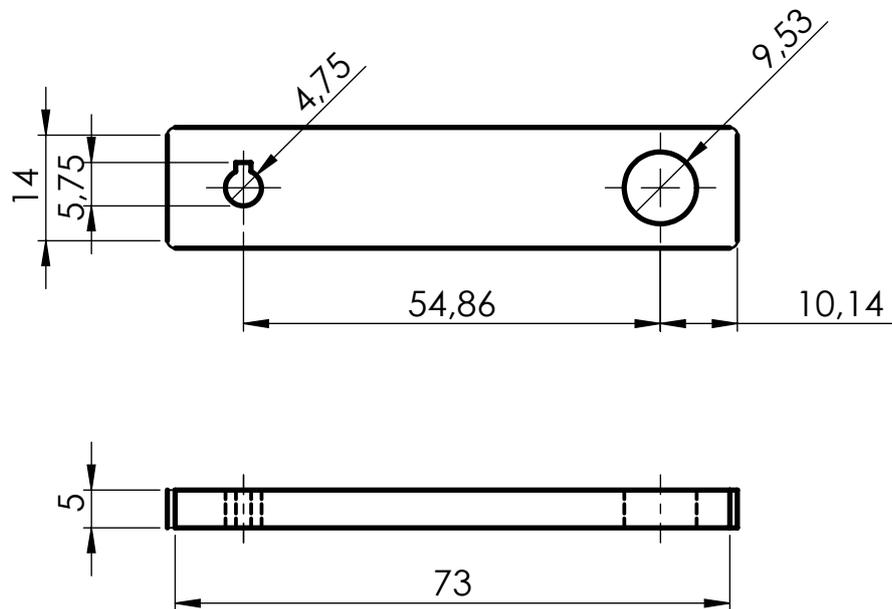
MECANISMO COMUNICACIÓN LENGUAJE DE SIGNOS			
Autor: M <sup>ª</sup> Graciela Castellano Fuenmayor	Id. s. normas: UNE-EN-DIN	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Comprobado: 03 - 2020	<b>Eje 4.2</b>		Nº PLANO: 01.02.06
ESCALA: 2:1			



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL
7	Eje II		1	Aluminio 6061-T6



MECANISMO COMUNICACIÓN LENGUAJE DE SIGNOS			
Autor: M <sup>ª</sup> Graciela Castellano Fuenmayor	Id. s. normas: UNE-EN-DIN	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
Comprobado: 03 - 2020			Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
ESCALA: 2:1	<b>Eje II</b>		Nº PLANO: 01.02.07



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL
10	Falange Tipo 2		2	PETG

MECANISMO COMUNICACIÓN LENGUAJE DE SIGNOS

Autor: M<sup>a</sup> Graciela Castellano Fuenmayor

Id. s. normas:  
UNE-EN-DIN



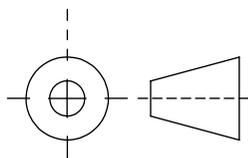
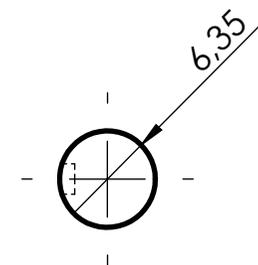
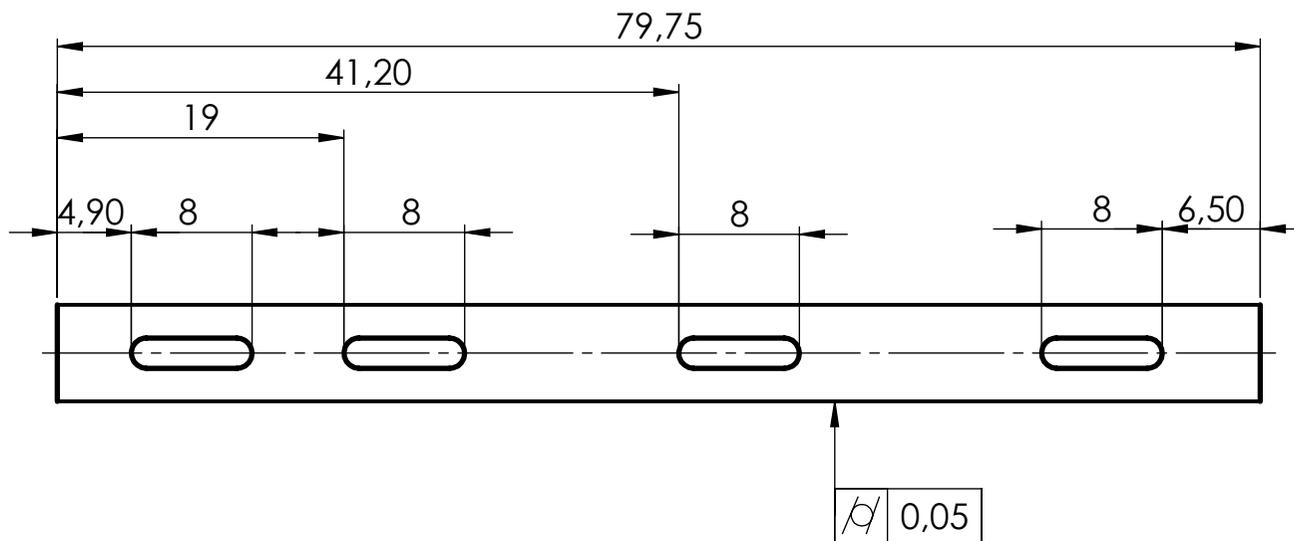
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado Ingeniería Mecánica  
Universidad de La Laguna

ESCALA:  
1:1

Falange Tipo 2

Nº PLANO:  
01.02.10



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIALES
11	EJE I		1	Aluminio 6061-T6

MECANISMO COMUNICACIÓN LENGUAJE DE SIGNOS

Autor: M<sup>ª</sup> Graciela Castellano Fuenmayor

Id. s. normas:



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Comprobado:03 - 2020

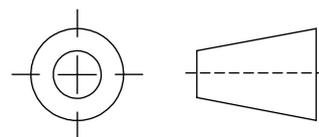
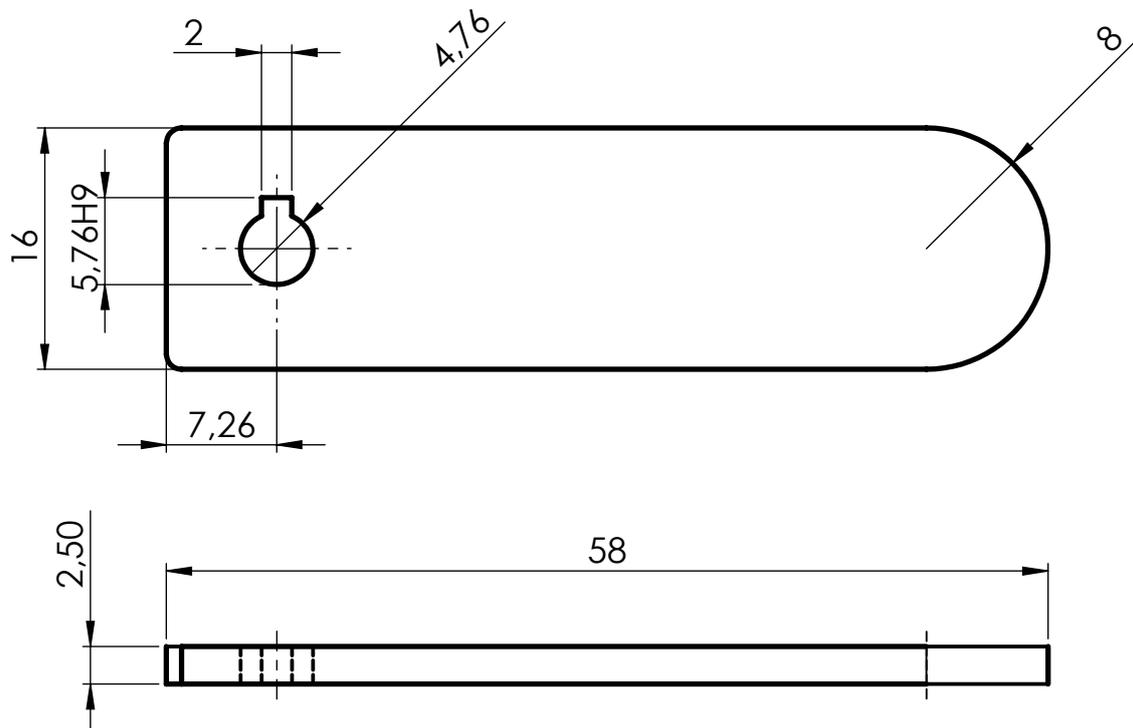
UNE-EN-DIN

Grado Ingeniería Mecánica  
Universidad de La Laguna

ESCALA:  
2:1

Eje III

Nº PLANO:  
01.02.11



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL
12	Falange Tipo 1		2	PETG

MECANISMO COMUNICACIÓN LENGUAJE DE SIGNOS

Autor: M<sup>a</sup> Graciela Castellano Fuenmayor

Id. s. normas:  
UNE-EN-DIN



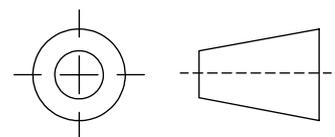
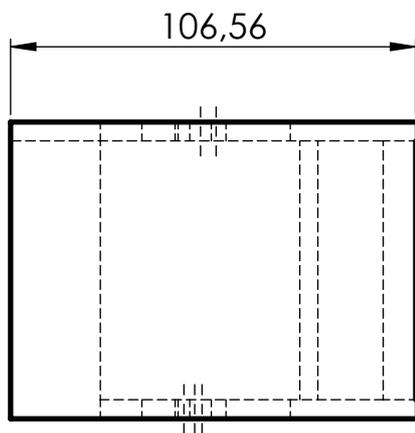
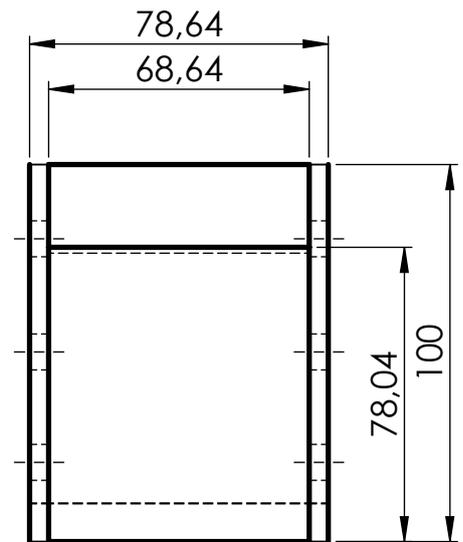
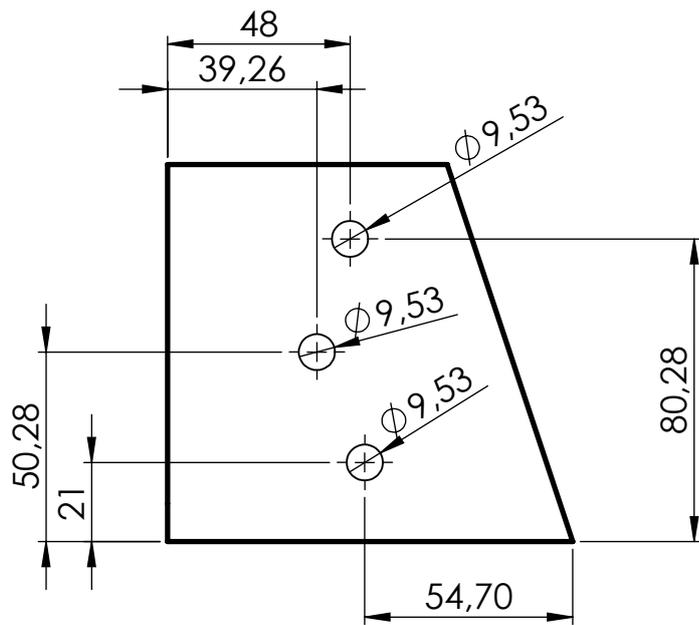
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado Ingeniería Mecánica  
Universidad de La Laguna

ESCALA:  
2:1

Falange Tipo 1

Nº PLANO:  
01.02.12



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL
14	Base		1	Aluminio 6061 - T6

MECANISMO COMUNICACIÓN LENGUAJE DE SIGNOS

Autor: M<sup>a</sup> Graciela Castellano Fuenmayor

Id. s. normas:  
UNE-EN-DIN



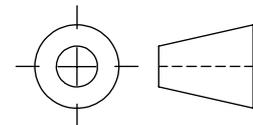
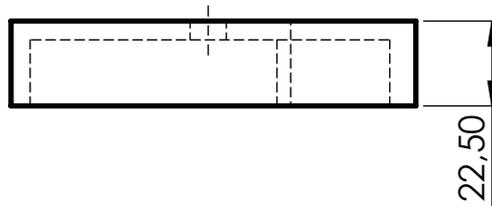
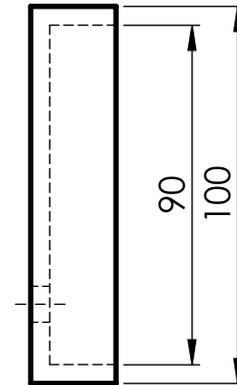
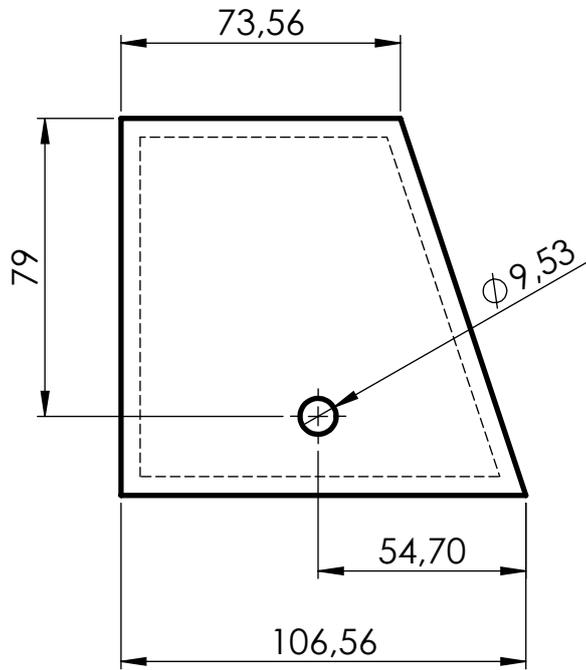
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado Ingeniería Mecánica  
Universidad de La Laguna

ESCALA:  
1:2

**BASE**

Nº PLANO:  
01.02.14



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL
15	Caja para poleas		1	Aluminio 6061-T6

MECANISMO COMUNICACIÓN LENGUAJE DE SIGNOS

Autor: M<sup>a</sup> Graciela Castellano Fuenmayor

Id. s. normas:  
UNE-EN-DIN



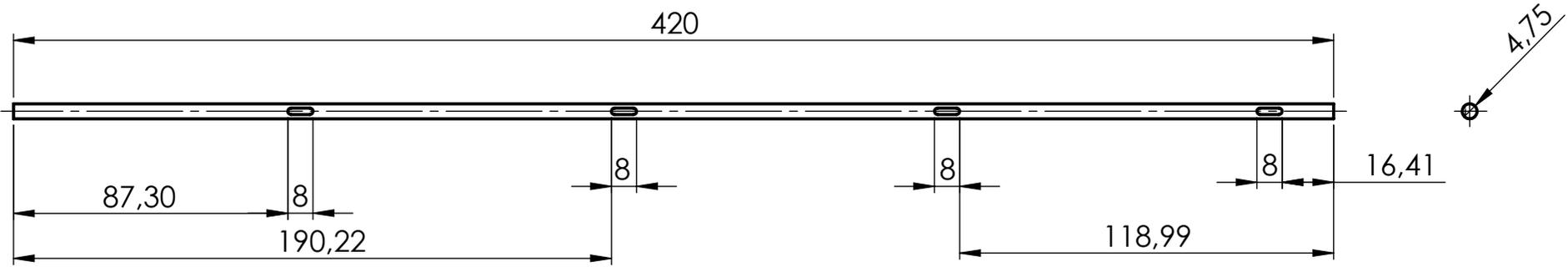
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado Ingeniería Mecánica  
Universidad de La Laguna

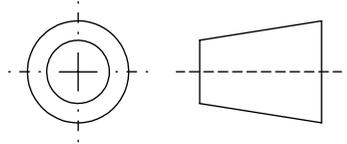
ESCALA:  
2:1

Caja poleas

Nº PLANO:  
01.02.15



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIALES
3	EJE III		1	Aluminio 6061-T6



MECANISMO COMUNICACIÓN LENGUAJE DE SIGNOS					
Autor: M <sup>a</sup> Graciela Castellano Fuenmayor		Id. s. normas: UNE-EN-DIN	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Comprobado: 03 - 2020					
ESCALA: 1:2	<b>Eje 5</b>			Nº PLANO: 01.03.00	



**Escuela Superior  
de Ingeniería y Tecnología**  
Universidad de La Laguna

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

*Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica*

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

# **ANEXO III: PREPARACIÓN DE PIEZAS PARA LA IMPRESIÓN 3D**

**La Laguna, MARZO DE 2020**

**Autora:** María Graciela Castellano Fuenmayor

**Tutora:** Isabel T. Martín

---

## **ÍNDICE ANEXO III: Preparación de piezas para la impresión 3D**

<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>3</b>
<b>2. LAMINADO .....</b>	<b>3</b>
2.1. Posicionado .....	3
2.2. Selección del material.....	5
2.3. Perfil de laminado .....	7

# 1. INTRODUCCIÓN

A continuación, se realizan los pasos básicos de laminación necesarios para la obtención de las piezas empleando una impresora 3D, para ello se utiliza un Software desarrollado por Ultimaker.

Este software permite obtener las piezas previamente diseñadas en un programa CAD como SolidWorks y en formato \*.sld al fichero de lectura de la impresora seleccionada \*.gcode, de tal manera que se puedan definir todas las instrucciones necesarias para obtener las propiedades deseadas de rugosidad de la pieza, cantidad y tipo de material que consumido y diámetro de hilo de material.

## 2. LAMINADO

### 2.1. Posicionado

Se realiza este estudio para desarrollar las piezas de un único dedo, para ello es necesario cargar todas estas piezas en el programa. Para realizar un dedo de esta mano artificial son necesarias 4 poleas de tipo 1, 2 poleas de tipo 3, un eje de cada tipo y un par de placas de falanges de cada tipo (*fig. 1.1*).

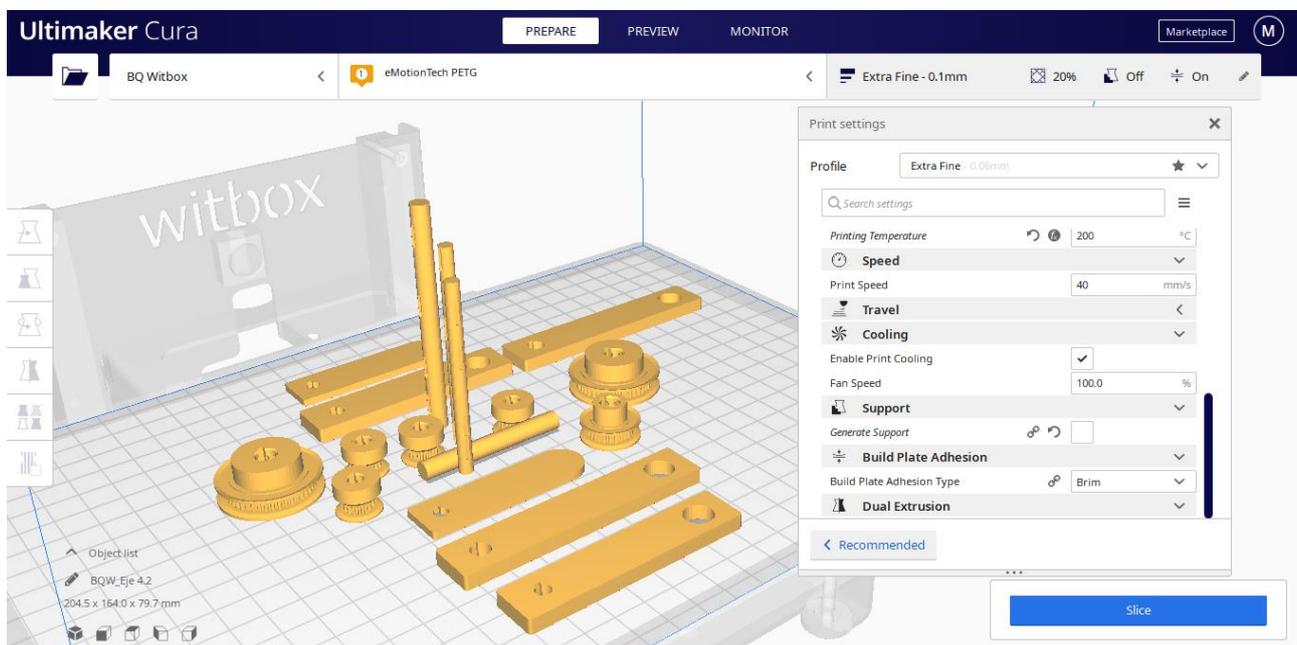


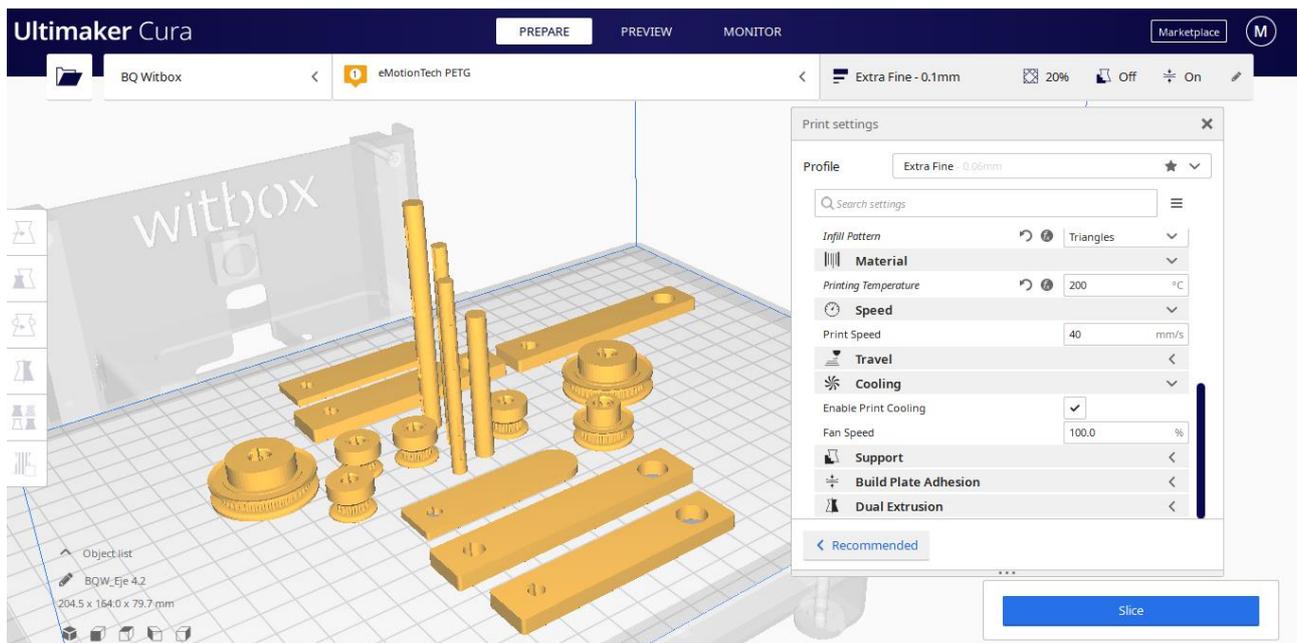
Fig. 2.1. Piezas cargadas en el Software Cura

Aparecen las piezas en la superficie de impresión de la impresora, las dimensiones de la superficie dependerán de la impresora seleccionada en el catálogo de impresoras que ofrece este programa. En este caso, se ha seleccionado la impresora BQ Witbox.

En el caso de que fuera necesario, este programa permite optimizar la posición de las piezas, rotándolas o moviéndolas por toda la superficie de la impresora.

Como se puede observar en la *fig. 2.1*, uno de los ejes se encuentra en posición horizontal. En figuras cilíndricas, es preferible la impresión en posición vertical, ya que estas impresoras están optimizadas para crear círculos exactos. Además, de esta manera la rugosidad de las distintas capas será favorable para el giro de las poleas.

En la siguiente figura (*fig.2.2.*) se muestran ya todas las figuras en su posición óptima de impresión.



**Fig. 2.2.** Piezas cargadas en el Software Cura

## 2.2. Selección del material

El Software de Cura posee una colección de materiales: ABS, PLA, Nylon... El material seleccionado para la elaboración de las piezas es el PET-G, el cuál se encuentra ya definido en el programa.

Según RS [23], este material posee una alta resistencia mecánica, siendo adecuado para piezas mecánicas sometidas a un alto impacto o a cargas de calor moderadas. es más resistente a los desgastes y a los impactos que el ABS.

De la página de RS [23], se extraen las características técnicas para la impresión usando este material (Tabla 2.1). El diámetro seleccionado de hilo del material es de 1,75mm

**Tabla 2.1.** Características técnicas para impresión

### Dimensions

Size	Ø tolerance	Roundness
1,75mm	± 0,05mm	≥ 95%
2,85mm	± 0,10mm	≥ 95%

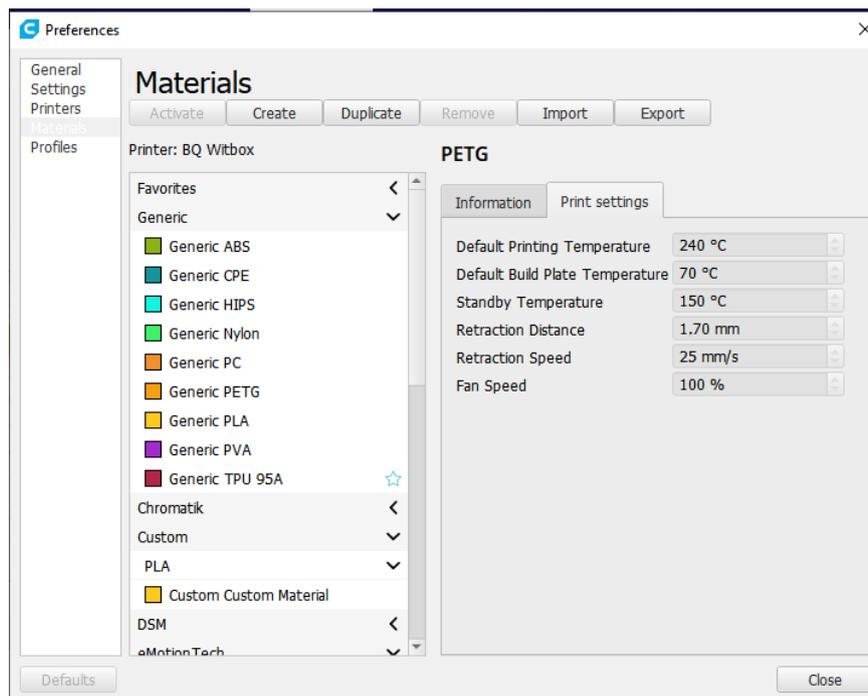
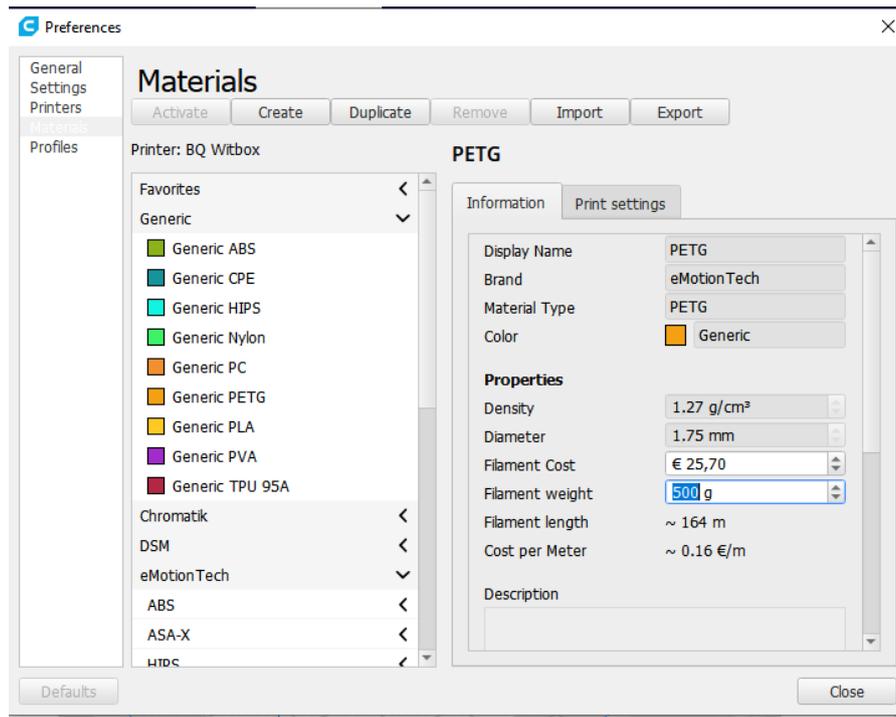
### Physical properties

Description	Testmethod	Typical value
Specific gravity	ASTM D782	1,27 g/cc
Mold shrinkage	ASTM D955	0.2-0.5%
Tensile strength @ yield	ASTM D638	50 MPa
Elongation at Break	ASTM D638	120%
Flexural modules	ASTM D790	2150 Mpa
Impact Strength Izod Notched 23°C	ASTM D785	85 J/m
Rockwell Hardness	ASTM D750	105
Moisture Absorption	ASTM D570	0.13%

### Thermal properties

Description	Testmethod	Typical value
printing temp.	-	195-220°C
Heat Distortion T.	ASTM D648	70°C
Light Transmittance.	ASTM D1003	90%

Una vez conocidos estos parámetros, se ha comprobado que coinciden con los datos que aparecen en la biblioteca de materiales del Software Cura (*fig. 2.3*).



**Tabla 2.3.** Características del PET-G en la biblioteca de Ultimaker Cura

### 2.3. Perfil de laminado

El último paso a tener en cuenta es el perfil de laminado, de tal manera que se ajuste a las piezas que se quieren producir: velocidad de producción de la pieza, rugosidad, temperatura de trabajo del material, etc.

Las propiedades que se han tocado para la impresión 3D son las siguientes:

**Altura de capa:** una altura de capa pequeña, hace que la distancia entre capas sea más pequeña, obteniendo una menor rugosidad. Los valores normales de trabajo son de 0,1 – 0,32mm. El valor seleccionado para este parámetro es de 0,1mm.

**Grosor de la pared:** Este parámetro influye en la calidad de la pieza y la resistencia. En este proyecto, este parámetro es muy importante para la impresión de las poleas, ya que de éste dependerá que los dientes queden bien definidos. El valor seleccionado es de paredes 3 pasadas de 1mm.

**Relleno:** los parámetros normales de relleno en impresión en 3D son de entre 5% y 20%, este parámetro no influye tanto en la impresión de la pieza como el grosor de pared. Se deja el valor por defecto de 10%.

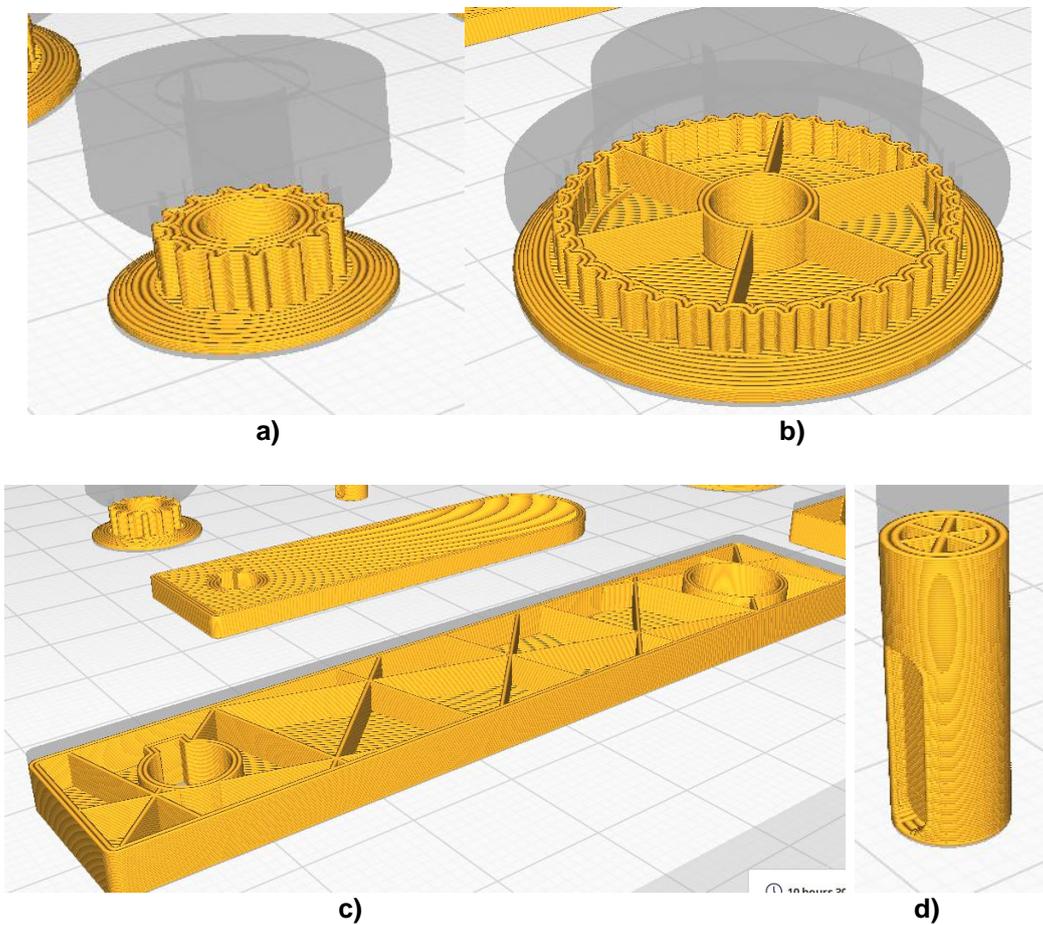
**Material:** Los valores de temperatura de impresión del PETG que aparecen en la tabla 2.1, son entre 195-220°C para este material. El valor de temperatura de impresión se decide como 200°C.

**Velocidad de impresión:** Se aconseja la impresión a velocidades reducidas para poder adaptarse a cualquier tipo de calidad de impresora entre 30-60mm/s. Sin embargo, es necesario emplear una velocidad de impresión inferior a la velocidad de retracción, por lo tanto se selecciona esta velocidad como 20mm/s

**Soporte:** Se selecciona soporte solo para las superficies en contacto con la mesa de impresión.

Finalmente se selecciona laminación o “slice” para generar el archivo en el fichero \*.gcode para la lectura de la impresora. El programa devolverá el tiempo necesario para realizar la impresión, la malla generada y el material utilizado. En este caso, según los parámetros seleccionados, el tiempo de impresión de las piezas es de 1 día 6 horas y se consumirá un total de 51g.

El programa devuelve también una vista previa de cómo se elaboraría el procedimiento de impresión para las distintas piezas (*fig. 2.4*).



**Fig. 2.4.** Vista previa de la elaboración de piezas. **a)** Polea tipo 1 **b)** Polea tipo 3 **c)** Falange tipo 3 **d)** Eje



**Escuela Superior  
de Ingeniería y Tecnología**  
Universidad de La Laguna

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGIA

*Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica*

## **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

DISEÑO DE MECANISMO QUE PERMITA LA  
COMUNICACIÓN CON EL LENGUAJE DE SIGNOS

### ***ANEXO IV: CATÁLOGOS***

**La Laguna, MARZO DE 2020**

**Autora:** María Graciela Castellano Fuenmayor

**Tutora:** Isabel T. Martín

**ÍNDICE ANEXO IV: CATÁLOGOS**

<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>3</b>
<b>2. ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN.....</b>	<b>4</b>
2.1. Poleas.....	4
2.2. Correas.....	5
2.3. Cardán.....	6
<b>3. COJINETES.....</b>	<b>8</b>
<b>4. CHAVETEROS.....</b>	<b>9</b>
<b>5. ELECTRÓNICA.....</b>	<b>10</b>
5.1. Motor.....	10
5.2. Embrague.....	15
<b>6. MATERIALES.....</b>	<b>20</b>
6.1. AW6061.....	20
6.2. PETG.....	21

## INTRODUCCIÓN

Los materiales seleccionados cumplen con las características necesarias para el mecanismo, según lo calculado en el ANEXO I Cálculos.

A partir de los catálogos expuestos a continuación se han conseguido estimar los gastos necesarios para su construcción que aparecen en el ANEXO V de presupuestos.

Los elementos de transmisión: poleas, engranaje, correas y cardán, además de los cojinetes que aquí aparecen pertenecen a la página de venta SDP\_SI, la cual ofrece una gran diversidad en cuanto a piezas mecánicas en miniatura.

El motor, elemento principal de accionamiento del mecanismo, procede de la página de venta RS [23], la cual aporta además la ficha técnica de este producto.

En cuanto a los materiales, aparecen las características técnicas del aluminio aleado seleccionado 6061-T6 y del PETG. En el caso del PETG, las características proceden de una página especializada en venta de materiales para impresión 3D [11]

**FOR BELTS UP TO 1/8" WIDE**  
 LOW PROFILE  
 DOUBLE FLANGE

PHONE: 516.328.3300 • FAX: 516.326.8827 • WWW.SDP-SI.COM



**> MATERIAL:**  
 Aluminum Alloy

**> FINISH:**  
 Clear Anodized

**> SPECIFICATIONS:**  
 O.D. Tolerance:  
 10 to 40 grooves is  $+.002/-0.00$   
 42 to 60 grooves is  $+.003/-0.00$

Pulleys with 10 to 16 grooves have 1 set screw; others have 2 at 90°.

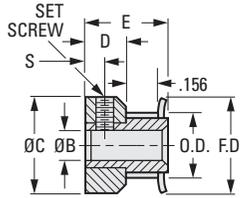


Fig. 1

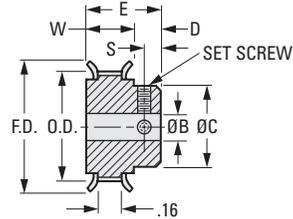


Fig. 2

**INCH COMPONENT**

Catalog Number	Fig. No.	No. of Grooves	P.D.	O.D.	F.D. ± 1/64	B Bore ± .001 - .000	W Body	E Lgth. ± 1/64	C Hub Dia. ± 1/64	D Hub Proj.	S	Set Screw
A 6N16-010DF1204	1	10	.255	.235	.425	.1250	—	7/16	.425	15/64	7/64	#4-40
A 6N16-011DF1204		11	.280	.260	.450							
A 6N16-012DF1204		12	.306	.286	.480							
A 6N16-014DF1204		14	.357	.337	.530							
A 6N16-015DF1206		15	.382	.362	.555							
A 6N16-016DF1206		16	.407	.387	.580							
A 6N16-018DF1206	2	18	.458	.438	.635	.2500	.260	31/64	.312	7/32	7/64	#4-40
A 6N16-018DF1208	1											
A 6N16-020DF1206	2	20	.509	.489	.685	.1875	.260	31/64	.364	7/32	7/64	#4-40
A 6N16-020DF1208	1											
A 6N16-021DF1206	2	21	.535	.515	.710	.1875	.260	31/64	.390	7/32	7/64	#4-40
A 6N16-021DF1208	1											
A 6N16-022DF1206	2	22	.560	.540	.740	.1875	.260	31/64	.390	7/32	7/64	#4-40
A 6N16-022DF1208	1											
A 6N16-024DF1208	2	24	.611	.591	.790	.2500	.260	33/64	.442	1/4	1/8	#6-40
A 6N16-028DF1208		28	.713	.693	.895							
A 6N16-030DF1208		30	.764	.744	.945							
A 6N16-032DF1208		32	.815	.795	1.000							
A 6N16-036DF1208		36	.917	.897	1.105							
A 6N16-040DF1208		40	1.019	.999	1.210							
A 6N16-042DF1208		42	1.070	1.050	1.260		.276	17/32	.754	1/4	1/8	#6-40
A 6N16-044DF1208		44	1.120	1.100	1.315							
A 6N16-046DF1208		46	1.171	1.151	1.370							
A 6N16-048DF1208		48	1.222	1.202	1.420							
A 6N16-048DF1208		48	1.222	1.202	1.420							
A 6N16-060DF1208		60	1.528	1.508	1.730							

**BELT WIDTHS**

**INCH** - 1/8, 3/16, 1/4, 5/16 & 3/8

**METRIC** - 3, 4.5, 6, 8 & 9.5 mm

**PHONE: 516.328.3300 • FAX: 516.326.8827 • WWW.SDP-SI.COM**

**> MATERIAL:**

Neoprene - Nylon Covered, Fiberglass Reinforced

**> SPECIFICATIONS:**

**Breaking Strength:**

51 lbf per 1/8 in. (72 N per 1 mm) Belt Width;  
not representative of the load-carrying capacity of the belt.

**Working Tension:**

18 lbf for 1 in. belt (80 N for 25.4 mm Belt)

For more information, see the technical section.

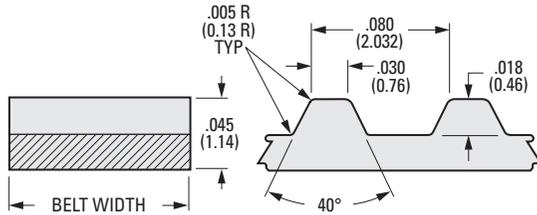
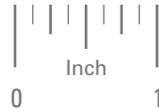
**Temperature Range:**

-30°F to +185°F (-34°C to +85°C)

**> MODIFICATIONS:**

Special Widths - cut to size from sleeves available from stock.

Pulleys are available with inch or metric standards.



**NOTE:** Dimensions in ( ) are mm.

**INCH COMPONENT CATALOG NUMBER**

**A 6Z16-**

No. of Grooves Code

Belt Width Inch	Width Code
1/8	012
3/16	018
1/4	025
5/16	031
3/8	037

**METRIC COMPONENT CATALOG NUMBER**

**A 6Z16M**

No. of Grooves Code

Belt Width mm	Width Code
3	030
4.5	045
6	060
8	080
9.5	095

Groove Code	Pitch Length	
	Inch	mm
036	2.88	73.15
037	2.96	75.18
039	3.12	79.25
040	3.20	81.28
041	3.28	83.31
042	3.36	85.34
043	3.44	87.38
044	3.52	89.41
045	3.60	91.44
046	3.68	93.47
047	3.76	95.5
048	3.84	97.54
049	3.92	99.57
050	4.00	101.6
052	4.16	105.66
053	4.24	107.7
054	4.32	109.73
055	4.40	111.76
056	4.48	113.79
057	4.56	115.82
058	4.64	117.86
059	4.72	119.89
060	4.80	121.92
061	4.88	123.95
062	4.96	125.98
063	5.04	128.02
064	5.12	130.05
065	5.20	132.08

Groove Code	Pitch Length	
	Inch	mm
067	5.36	136.14
068	5.44	138.18
069	5.52	140.21
070	5.60	142.24
071	5.68	144.27
072	5.76	146.3
073	5.84	148.34
074	5.92	150.37
075	6.00	152.4
076	6.08	154.43
077	6.16	156.46
078	6.24	158.5
079	6.32	160.53
080	6.40	162.56
081	6.48	164.59
082	6.56	166.62
083	6.64	168.66
084	6.72	170.69
085	6.80	172.72
086	6.88	174.75
087	6.96	176.78
088	7.04	178.82
089	7.12	180.85
090	7.20	182.88
091	7.28	184.91
092	7.36	186.94
093	7.44	188.98
094	7.52	191.01

Continued on the next page



Groove Code	Pitch Length	
	Inch	mm
095	7.60	193.04
096	7.68	195.07
097	7.76	197.1
098	7.84	199.14
099	7.92	201.17
100	8.00	203.2
101	8.08	205.23
102	8.16	207.26
103	8.24	209.3
104	8.32	211.33
105	8.40	213.36
106	8.48	215.39
107	8.56	217.42
108	8.64	219.46
109	8.72	221.49
110	8.80	223.52
112	8.96	227.58
114	9.12	231.65
115	9.20	233.68
117	9.36	237.74
118	9.44	239.78
119	9.52	241.81
120	9.60	243.84
*121	9.68	245.87
122	9.76	247.9
123	9.84	249.94
124	9.92	251.97
125	10.00	254
126	10.08	256.03
127	10.16	258.06
128	10.24	260.1
129	10.32	262.13
130	10.40	264.16
131	10.48	266.19
132	10.56	268.22
134	10.72	272.29
135	10.80	274.32
136	10.88	276.35
137	10.96	278.38
138	11.04	280.42
139	11.12	282.45
140	11.20	284.48
142	11.36	288.54
143	11.44	290.58
144	11.52	292.61

Groove Code	Pitch Length	
	Inch	mm
145	11.60	294.64
146	11.68	296.67
147	11.76	298.7
148	11.84	300.74
149	11.92	302.77
150	12.00	304.8
151	12.08	306.83
153	12.24	310.9
154	12.32	312.93
155	12.40	314.96
156	12.48	316.99
158	12.64	321.06
159	12.72	323.09
160	12.80	325.12
162	12.96	329.18
163	13.04	331.22
164	13.12	333.25
165	13.20	335.28
166	13.28	337.31
167	13.36	339.34
169	13.52	343.41
170	13.60	345.44
171	13.68	347.47
175	14.00	355.6
177	14.16	359.66
180	14.40	365.76
184	14.72	373.89
186	14.88	377.95
188	15.04	382.02
190	15.20	386.08
192	15.36	390.14
194	15.52	394.21
195	15.60	396.24
196	15.68	398.27
200	16.00	406.4
203	16.24	412.5
204	16.32	414.53
205	16.40	416.56
208	16.64	422.66
210	16.80	426.72
212	16.96	430.78
215	17.20	436.88
216	17.28	438.91
220	17.60	447.04
221	17.68	449.07

Groove Code	Pitch Length	
	Inch	mm
222	17.76	451.1
224	17.92	455.17
225	18.00	457.2
226	18.08	459.23
228	18.24	463.3
229	18.32	465.33
230	18.40	467.36
232	18.56	471.42
234	18.72	475.49
235	18.80	477.52
236	18.88	479.55
239	19.12	485.65
240	19.20	487.68
243	19.44	493.78
245	19.60	497.84
248	19.84	503.94
249	19.92	505.97
250	20.00	508
251	20.08	510.03
255	20.40	518.16
256	20.48	520.19
260	20.80	528.32
262	20.96	532.38
265	21.20	538.48
267	21.36	542.54
268	21.44	544.58
271	21.68	550.67
273	21.84	554.74
275	22.00	558.8
280	22.40	568.96
281	22.48	570.99
285	22.80	579.12
288	23.04	585.22
290	23.20	589.28
295	23.60	599.44
297	23.76	603.5
298	23.84	605.54
300	24.00	609.6
305	24.40	619.76
308	24.64	625.86
310	24.80	629.92
312	24.96	633.98
315	25.20	640.08
318	25.44	646.18
320	25.60	650.24

\* To be discontinued when present stock is depleted.

Continued from the previous page and Continued on the next page



**INCH COMPONENT CATALOG NUMBER**

A 6Z16-

No. of Grooves Code

Belt Width Inch	Width Code
1/8	012
3/16	018
1/4	025
5/16	031
3/8	037

**METRIC COMPONENT CATALOG NUMBER**

A 6Z16M

No. of Grooves Code

Belt Width mm	Width Code
3	030
4.5	045
6	060
8	080
9.5	095

Groove Code	Pitch Length	
	Inch	mm
322	25.76	654.3
323	25.84	656.34
324	25.92	658.37
325	26.00	660.4
326	26.08	662.43
328	26.24	666.5
330	26.40	670.56
332	26.56	674.62
334	26.72	678.69
336	26.88	682.75
337	26.96	684.78
338	27.04	686.82
339	27.12	688.85
340	27.20	690.88
342	27.36	694.94
343	27.44	696.98
347	27.76	705.1
350	28.00	711.2
354	28.32	719.33
355	28.40	721.36
356	28.48	723.39
358	28.64	727.46
359	28.72	729.49
360	28.80	731.52
364	29.12	739.65
365	29.20	741.68
371	29.68	753.87
372	29.76	755.9
380	30.40	772.16
388	31.04	788.42
390	31.20	792.48
397	31.76	806.7
400	32.00	812.8
402	32.16	816.86
405	32.40	822.96
408	32.64	829.06
410	32.80	833.12
412	32.96	837.18
413	33.04	839.22
419	33.52	851.41
420	33.60	853.44
421	33.68	855.47
424	33.92	861.57
425	34.00	863.6
427	34.16	867.66
431	34.48	875.79
434	34.72	881.89
435	34.80	883.92

Groove Code	Pitch Length	
	Inch	mm
436	34.88	885.95
440	35.20	894.08
442	35.36	898.14
447	35.76	908.3
448	35.84	910.34
453	36.24	920.5
458	36.64	930.66
463	37.04	940.82
464	37.12	942.85
466	37.28	946.91
468	37.44	950.98
472	37.76	959.1
473	37.84	961.14
475	38.00	965.2
480	38.40	975.36
482	38.56	979.42
487	38.96	989.58
488	39.04	991.62
490	39.20	995.68
493	39.44	1001.78
497	39.76	1009.9
498	39.84	1011.94
500	40.00	1016
505	40.40	1026.16
516	41.28	1048.51
522	41.76	1060.7
524	41.92	1064.77
525	42.00	1066.8
532	42.56	1081.02
535	42.80	1087.12
537	42.96	1091.18
540	43.20	1097.28
543	43.44	1103.38
546	43.68	1109.47
548	43.84	1113.54
550	44.00	1117.6
571	45.68	1160.27
591	47.28	1200.91
592	47.36	1202.94
599	47.92	1217.17
600	48.00	1219.2
612	48.96	1243.58
648	51.84	1316.74
665	53.20	1351.28
681	54.48	1383.79
694	55.52	1410.21
913	73.04	1855.22
*1189	95.12	2416.05

\* The catalog number for this length belt is A 6Z16  B89

Continued from the previous page

Catalog Series	Unique Features	Material	Bore	Pages
 <p><b>S57PY5-SU...</b></p>	Single, Miniature, Zero Backlash	303 Stainless Steel Body, 440 Stainless Steel Balls	Solid .0938 to .250	7-4
 <p><b>S57PY5-DU...</b></p>	Double, Miniature, Zero Backlash	303 Stainless Steel Body, 440 Stainless Steel Balls	.0938 to .250	7-4
 <p><b>S57PY4-SFU...</b></p>	Single, Inverted Design, Zero Backlash	303 Stainless Steel Body, 440 Stainless Steel Balls	.1875 to .500	7-5
 <p><b>S57PY4-DFU...</b></p>	Double, Inverted Design, Zero Backlash	303 Stainless Steel Body, 440 Stainless Steel Balls	.1875 to .500	7-5
 <p><b>A 5Y 8-DM...</b></p>	Single, Short Series, Solid and Bored	303 Stainless Steel	Solid 3/16 to 1/2	7-6
 <p><b>A 5Y 8-DU...</b></p>	Single, Step-Down Series	303 Stainless Steel	.125 to .250	7-6
 <p><b>A 5Q 8-D...</b></p>	Single, Standard Design, Solid and Bored	Alloy Steel	Solid .1875 to .500	7-7
 <p><b>A 5Q 8-DM...</b></p>	Single, Solid and Bored	Alloy Steel	Solid 3/16 - 1/2	7-8

Catalog Series	Unique Features	Material	Bore	Pages
 <b>A 5Q 8-D...</b>	Single, Hand-Operated	Die Cast Zinc	1/4 to 1/2	7-8
 <b>A 5X 8-SE...</b>	Double, Telescoping, Heat- and Corrosion-Resistant	303 Series SS Joints, 416 Stainless Steel Spline	.2500 to .6250	7-9
 <b>A 5Q 8-DD...</b>	Double, Slow Speed	Alloy Steel	Solid .1875 to .5000	7-9
 <b>S57PY5-DUT...</b>	Double, Telescoping, Miniature, Ball Spline, Zero Backlash	303 Stainless Steel Body, 440 Stainless Steel Balls	.0938 to .2500	7-10
 <b>S57PY4-DFUT...</b>	Double, Telescoping, Inverted Design, Ball Spline, Zero Backlash	440 Stainless Steel Body, 440 Stainless Steel Balls	.1875 to .5000	7-10
 <b>A 5M 8-D...</b>	Single, Molded, Economy Series	Acetal	1/8 to 7/16	7-12
 <b>A 5M 8-DD...</b>	Double, Molded, Economy Series	Acetal	1/8 to 7/16	7-12

Catalog Series	Unique Features	Material	Bore	Pages
 <b>A 5T 8-D...</b>	Single, Molded, Brass Spider	Acetal Body, Brass Spider	1/8 to 7/16	7-13
 <b>A 5Z 8-D...</b>	Single, Molded, Brass Spider & Inserts	Acetal Body, Brass Spider & Inserts	1/8 to 3/8	7-13
 <b>A 5T 8-DD...</b>	Double, Molded, Brass Spider	Acetal Body, Brass Spider	1/8 to 7/16	7-14
 <b>A 5Z 8-DD...</b>	Double, Molded, Brass Spider and Inserts	Acetal Body, Brass Spider and Inserts	1/8 to 3/8	7-14
 <b>A 5M 8-SE...</b>	Double, Telescoping, Molded, Economy Series	Acetal	3/16, 1/4, 5/16	7-15
 <b>A 5T 8-SE3...</b>	Double, Telescoping, Molded, Brass Spider, 3/8 O.D.	Acetal Body & Extension, Brass Spider	3/16 & 1/4	7-16
 <b>A 5Z 8-SE3...</b>	Double, Telescoping, Molded, Brass Spider and inserts, 3/8 O.D.	Acetal Body and Extension, Brass Spider and Inserts	1/8 & 3/16	7-16
 <b>A 5T 8-SE4...</b>	Double, Telescoping, Molded, Brass Spider, 1/2 O.D.	Acetal Body and Extension, Brass Spider	3/16, 1/4, 5/16	7-17

Catalog Series	Unique Features	Material	Bore	Pages
 <p>A 5Z 8-SE4..</p>	Double, Telescoping, Molded, Brass Spider and Inserts, 1/2 O.D.	Acetal Body and Extension, Brass Spider and Inserts	3/16 & 1/4	7-17
 <p>A 5Z 8-SEB...</p>	Double, Telescoping, Molded, Brass Spider Inserts and Extension	Acetal Body, Brass Spider, Inserts and Extension	1/8 to 3/8	7-18

I

R

T

1

2

3

4

5

6

7

8

9

10

11

12

13

14

15

16

SINGLE & DOUBLE JOINTS  
ZERO BACKLASH

PHONE: 516.328.3300 • FAX: 516.326.8827 • WWW.SDP-SI.COM

**> MATERIAL:**

**Body** - 303 Stainless Steel  
**Balls** - 440 Stainless Steel

**> LUBRICATION:**

Dual protection, with sealed-in solid film plus oil suspension

**> FEATURES:**

Zero backlash through use of precision balls and burnished sockets  
Sealed-in lubrication  
Lightweight  
Low inertia

**> SPECIFICATIONS:**

**Maximum Operating Angle:**

Single Joint: 30° at 4000 rpm  
Double Joint: 60° at 4000 rpm

**Torque Ratings:**

For static conditions with in-line loading, maximum load being one which causes joint to yield.

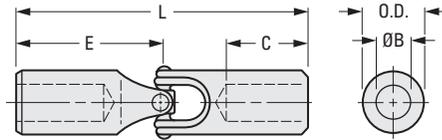
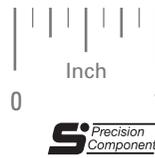


Fig. 1 Single Joint

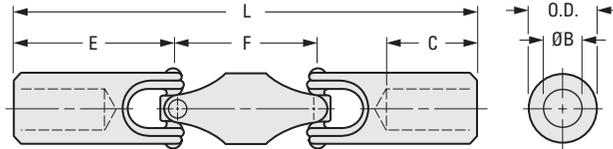


Fig. 2 Double Joint

These joints can be made into telescoping units by mating them with telescoping miniature ball splines:

S59PY5-... - pg. 4-24

S59PQ5-... - pg. 4-25

**INCH COMPONENT**

Catalog Number	O.D.	B Bore +.0005 -.0000	C Bore Depth	E End Unit	F Center	L	Torque ozf in.
<b>Fig. 1 Single Joint</b>							
S57PY5-SU0306	3/16	.0938	11/32	1/2	—	1	16
S57PY5-SU0406		.1250					
S57PY5-SU0609	9/32	.1875	7/16	11/16		1-3/8	64
S57PY5-SU0812	3/8	.2500	1/2	7/8	1-3/4	256	
<b>Fig. 2 Double Joint</b>							
S57PY5-DU0306	3/16	.0938	11/32	1/2	1/2	1-1/2	16
S57PY5-DU0406		.1250					
S57PY5-DU0609	9/32	.1875	7/16	11/16	5/8	2	64
*S57PY5-DU0812	3/8	.2500	1/2	7/8	3/4	2-1/2	256

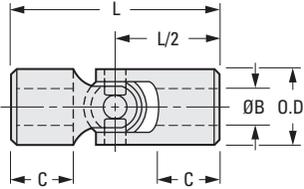
\* 2-tapped holes at each end, #6-32. Set screws are available on special order.



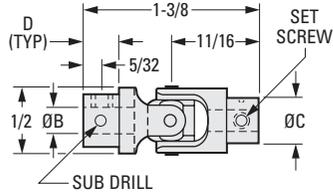
SHORT SERIES  
STEP-DOWN SERIES

PHONE: 516.328.3300 • FAX: 516.326.8827 • WWW.SDP-SI.COM

► **MATERIAL:**  
303 Stainless Steel



**Fig. 1**  
Short Series



**Fig. 2**  
Step-Down Series

**INCH COMPONENT**

Catalog Number	O.D.	B Bore +.001 -.000	C Bore Depth ± 1/32	L Overall Length	Max. Torque lbf in.	Approx. Weight lb.
<b>Fig. 1 Short Series - Solid</b>						
A 5Y 8-DM06	1/2	—	—	1.58	113	.06
A 5Y 8-DM08	5/8	—	—	1.96	217	.15
A 5Y 8-DM10	25/32	—	—	2.20	434	.28
A 5Y 8-DM12	63/64	—	—	2.80	694	.50
<b>Fig. 1 Short Series - Bored</b>						
A 5Y 8-DM0606	1/2	3/16	33/64	1.58	113	.04
A 5Y 8-DM0608	1/2	1/4	33/64	1.58	113	.04
A 5Y 8-DM0810	5/8	5/16	21/32	1.96	217	.13
A 5Y 8-DM1012	25/32	3/8	43/64	2.20	434	.20
A 5Y 8-DM1014	25/32	7/16	43/64	2.20	434	.20
A 5Y 8-DM1216	63/64	1/2	55/64	2.80	694	.40

Catalog Number	B Bore +.001 -.000	C Dia.	D	Set Screw	Sub Drill
<b>Fig. 2 Step-Down Series</b>					
A 5Y 8-DU104	.125	5/16	.312	#2-56	.029
A 5Y 8-DU206	.1875	3/8	.312	#4-40	.040
A 5Y 8-DU308	.250	1/2	—	#6-32	.070

**NOTE:** Universal Joints will operate at angles up to 30°.

STANDARD DESIGN

PHONE: 516.328.3300 • FAX: 516.326.8827 • WWW.SDP-SI.COM

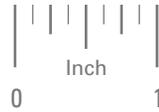
> MATERIAL:

Alloy Steel

> SPECIFICATIONS:

**Max. Working Angle** - Power Driven Applications: 25°  
Hand Rotation Applications: 45°

**Rating** - Multiply design torque by correction factor obtained from following tables. Resulting number must be smaller than the breaking torque of the joint used.



**Intermittent Running Conditions**

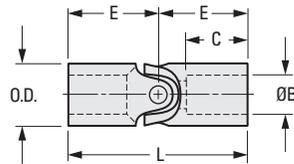
Speed rpm	Angle of Operation - Degrees									
	0	3	5	7	10	15	20	25	30	
1800	9	20	34	45	—	—	—	—	—	
1500	8	16	28	39	—	—	—	—	—	
1200	7	13	22	32	40	—	—	—	—	
900	6	11	16	23	34	—	—	—	—	
600	5	8	11	15	22	34	40	—	—	
300	4	5	7	8	11	16	22	28	34	
100	3	4	4	5	6	8	9	11	12	

Running under load for less than 15 minutes.

**Continuous Running Conditions**

Speed rpm	Angle of Operation - Degrees									
	0	3	5	7	10	15	20	25	30	
1800	18	40	68	90	—	—	—	—	—	
1500	16	32	55	78	—	—	—	—	—	
1200	14	26	44	64	80	—	—	—	—	
900	12	21	32	46	68	—	—	—	—	
600	10	15	22	30	44	68	80	—	—	
300	8	10	14	16	22	32	44	55	68	
100	6	7	8	10	12	15	18	22	24	

Running under load from 15 minutes to 8 hours.



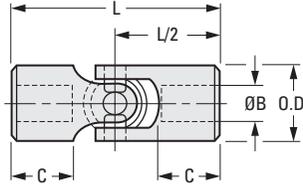
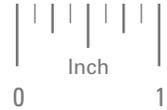
**INCH COMPONENT**

Catalog Number	O.D.	B Bore +.001 -.000	C Bore Depth ± 1/32	E	L Overall Length	Static Breaking Torque lbf in.	Approx. Weight lb.
<b>Solid</b>							
A 5Q 8-D100	3/8	—	—	7/8	1-3/4	110	.05
A 5Q 8-D200	1/2	—	—	1	2	378	.10
A 5Q 8-D300	5/8	—	—	1-1/8	2-1/4	540	.17
A 5Q 8-D400	3/4	—	—	1-11/32	2-11/16	768	.30
A 5Q 8-D500	7/8	—	—	1-1/2	3	1176	.45
<b>Bored</b>							
A 5Q 8-D106	3/8	.1875	9/16	7/8	1-3/4	110	.04
A 5Q 8-D108	3/8	.250	9/16	7/8	1-3/4	110	.04
A 5Q 8-D208	1/2	.250	5/8	1	2	378	.08
A 5Q 8-D210	1/2	.3125	5/8	1	2	378	.08
A 5Q 8-D212	1/2	.375	5/8	1	2	378	.08
A 5Q 8-D310	5/8	.3125	11/16	1-1/8	2-1/4	540	.15
A 5Q 8-D312	5/8	.375	11/16	1-1/8	2-1/4	540	.15
A 5Q 8-D314	5/8	.4375	11/16	1-1/8	2-1/4	540	.15
A 5Q 8-D316	5/8	.500	11/16	1-1/8	2-1/4	540	.15
A 5Q 8-D412	3/4	.375	7/8	1-11/32	2-11/16	768	.25
A 5Q 8-D414	3/4	.4375	7/8	1-11/32	2-11/16	768	.25
A 5Q 8-D416	3/4	.500	7/8	1-11/32	2-11/16	768	.25
A 5Q 8-D514	7/8	.4375	7/8	1-1/2	3	1176	.37
A 5Q 8-D516	7/8	.500	7/8	1-1/2	3	1176	.37

► MATERIAL:

Alloy Steel

PHONE: 516.328.3300 • FAX: 516.326.8827 • WWW.SDP-SI.COM



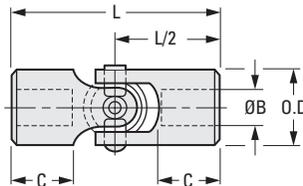
**INCH COMPONENT**

Catalog Number	O.D.	B Bore +001 -000	C Bore Depth	L Overall Length	Approx. Weight oz.
<b>Solid</b>					
A 5Q 8-DM06	15/32	—	—	1-31/32	1.5
A 5Q 8-DM08	5/8	—	—	2-13/64	2.8
A 5Q 8-DM10	25/32	—	—	2-43/64	5.0
A 5Q 8-DM12	15/16	—	—	3-5/16	9.0
<b>Bored</b>					
A 5Q 8-DM0606	15/32	3/16	41/64	1-31/32	1.0
A 5Q 8-DM0608	15/32	1/4	41/64	1-31/32	1.0
A 5Q 8-DM0810	5/8	5/16	11/16	2-13/64	2.3
A 5Q 8-DM1012	25/32	3/8	27/32	2-43/64	4.4
A 5Q 8-DM1014	25/32	7/16	27/32	2-43/64	4.4
A 5Q 8-DM1216	15/16	1/2	1-1/16	3-5/16	7.1

HAND-OPERATED  
250 rpm OR LESS

► MATERIAL:

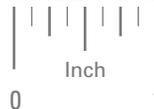
Die Cast Zinc



**INCH COMPONENT**

Catalog Number	O.D.	B Bore	C Bore Depth	L Overall Length
<b>Bored</b>				
A 5D 8-D008	9/16	1/4	9/16	1-15/16
A 5D 8-D010	9/16	5/16	9/16	1-15/16
A 5D 8-D012	13/16	3/8	7/8	2-7/8
A 5D 8-D016	13/16	1/2	7/8	2-7/8

Stock Drive Products pioneered the concept of combining the exceptional qualities of selected plastic materials with different metals to create products which incorporate both.



SUPER-PLAST® designs have the following advantages:

1. Inexpensive replacement of metal components, particularly for low torque applications.
2. As vibration dampers due to the resiliency of plastics used.
3. For drives used in corrosive environments or for chemical processing equipment.
4. For drives which have to be electrically insulated.
5. For domestic appliances and other intermittent duty applications.

The SDP line of molded universal joints is a valuable extension of the above capabilities, and they are shown on the following pages:

Name	Description	Series	Page
Universal Single Joint	All Molded Metal Spider (No Insert) Metal Spider and Insert	A 5M 8-D...	7-12
		A 5T 8-D...	7-13
		A 5Z 8-D...	7-13
Universal Double Joint	All Molded Metal Spider (No Insert) Metal Spider and Insert	A 5M 8-DD...	7-12
		A 5T 8-DD...	7-14
		A 5Z 8-DD...	7-14
Universal Joint With Molded Slide Extension	All Molded Metal Spider (No Insert) Metal Spider and Insert	A 5M 8-SE...	7-15
		A 5T 8-SE...	7-16, 7-17
		A 5Z 8-SE...	7-16, 7-17
Universal Joint With Brass Slide Extension	Metal Spider and Insert	A 5Z 8-SEB...	7-18

The above products are available from stock in standard configurations as presented in the catalog pages. They can also be manufactured to special requirements, with partial modification of existing tools. These "specials" can consist of:

- a) Bores molded to accommodate square, "D" shape or hexagonal shafts.
- b) Shafts molded into the components themselves.
- c) Zero backlash or components with built-in backlash.
- d) Gears, pulleys or other components molded or assembled to couplings or universal joints.

Please consult SDP Application Engineering for further details.

ABEC 3  
.0002 / .0005 RADIAL PLAY

PHONE: 516.328.3300 • FAX: 516.326.8827 • WWW.SDP-SI.COM

➤ MATERIAL:  
440C Stainless Steel

➤ LOAD RATING

Bearing Code	Dynamic lbf	Static lbf
1504	12.8	4.24
1805	22.4	7.68
2507	28	9.68
1809	15.2	5.2
3109	48	17.6
2512	26.4	9.76
3112	48	17.6
3712	48	17.6
3712W	52.8	20.8
3115	36	13.6
3118	36	13.6
3718	60.8	24.8
5018	112	47.2
3725	34.4	16.8
5025	70.4	32
6225	127.2	56
5031	74.4	34.4

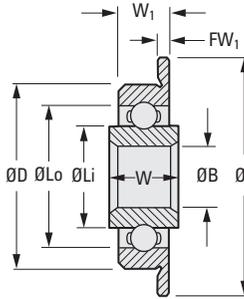
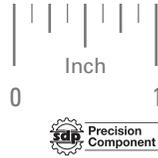


Fig. 1  
No Shield

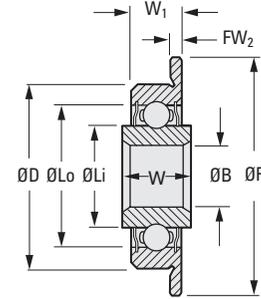


Fig. 2  
Double Shield

**NOTE:** Land Diameters Li Inner and Lo Outer are for reference only; these dimensions may vary from what is stated on the page. If this is a critical dimension - Call the Engineering Dept. for assistance.

INCH COMPONENT  
CATALOG NUMBER

A 7 Y 55 - [ ] [ ] [ ] [ ] [ ] [ ] [ ] [ ] [ ] [ ]

Fig. 1, No Shield **G**  
Fig. 2, Double Shield **GSS**

Bearing Code

**Lubrication**  
Leave Blank for Oil, MIL-L-6085A  
**M** Grease, MIL-G-23827A  
**G** Grease, Beacon 325 Commercial  
Other lubricants available on special order.

Example:  
A 7Y55-G2512 is an ABEC 3, No-Shield Bearing with 1/8 Bore and 1/4 O.D.

Bearing Code	B Bore +.0000 -.0002	D Outer Ring Dia. +.0000 -.0003	Width +.000 -.005				Flange Width		F Flange Dia.	Land Dia. (Ref.)	
			Inner		Outer		FW <sub>1</sub>	FW <sub>2</sub>		Li Inner	Lo Outer
			W Fig. 1	W Fig. 2	W <sub>1</sub> Fig. 1	W <sub>1</sub> Fig. 2					
1504	.0469	.1562	.0937	.125	.0625	.0937	.013	.031	.203	.077	.123
1805	.0550	.1875	.1094	.1406	.0781	.1094	.023	.031	.234	.091	.150
2507	.0781	.2500	.125	.1719	.0937	.1406	.023	.031	.296	.122	.193
1809	.0937	.1875	.0937	.125	.0625	.0937	.018	.031	.234	.117	.163
3109	.0937	.3125	.1406	.1719	.1094	.1406	.023	.031	.359	.176	.269
2512	.1250	.2500	.125	.1406	.0937	.1094	.023	.031	.296	.157	.217
3112	.1250	.3125	.1406	.1719	.1094	.1406	.023	.031	.359	.176	.269
3712	.1250	.3750	.1406	.1719	.1094	.1406	.023	.031	.422	.204	.297
3712W	.1250	.3750	.1875	.1875	.1562	.1562	.030	.030	.440	.200	.321
3115	.1562	.3125	.1406	.1562	.1094	.125	.023	.036	.359	.220	.279
3118	.1875	.3125	.1406	.1562	.1094	.125	.023	.036	.359	.220	.279
3718	.1875	.3750	.1562	.1562	.125	.125	.023	.031	.422	.232	.329
5018	.1875	.5000	.2272	.2272	.196	.196	.042	.042	.565	.276	.433
3725	.2500	.3750	.1562	.1562	.125	.125	.023	.036	.422	.283	.342
5025	.2500	.5000	.1562	.2188	.125	.1875	.023	.045	.547	.330	.429
6225	.2500	.6250	.226	.226	.196	.196	.042	.042	.690	.364	.544
5031	.3125	.5000	.1875	.1875	.1562	.1562	.031	.031	.547	.362	.449



### 0.5 Nm 3.5 Watts 3.5 Watts Part number made to order



- Mechanical strength : 0.5 Nm
- Constant speed, dependent on supply frequency
- Wide range of speeds available
- Direction of rotation controlled by dephasing capacitor
- Permanent magnet rotor
- UL, CSA, VDE approved, comply with IEC standards

#### Part numbers

	Type	Type	Base speed of motor (rpm)	Output speed	Ratios (i)	Voltage / Frequency
82 524 008	3.5 Watts	82 524 0	250	5,00 rpm	50	230-240 V - 50 Hz

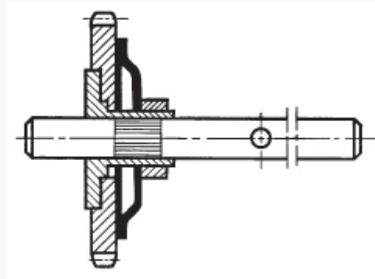
#### Specifications

Motor	82 520 0
Gearbox	81 021 0
Maximum permitted continuous rated gearbox output torque for 1 million revolutions of gearbox output shaft (Nm)	0.5
Axial load static (daN)	1
Radial load static (daN)	8
Absorbed power (W)	3,5
Motor output (W)	0,98
Maximum temperature rise (°C)	50
Ambient temperature (°C)	-5 →+70
Weight (g)	140
Wires length mm (approximately)	250
Protection rating	IP40

#### Accessories

Voltages/Frequencies	µF	V AC	Code
Capacitors for motor 82 520 0			
230-240 V - 50 Hz	0,1 ± 10 %	500	26 231 941
115 V 60 Hz	0,33 ± 10 %	400	26 231 801
24 V - 50 Hz	8,2 ± 10 %	63	26 231 711

#### Principles



This device is situated inside the gearbox and is particularly recommended when gearbox protection is required in the event of accidental overloading.

In this system, the final gear is connected to the gearbox output shaft by means of a friction assembly.

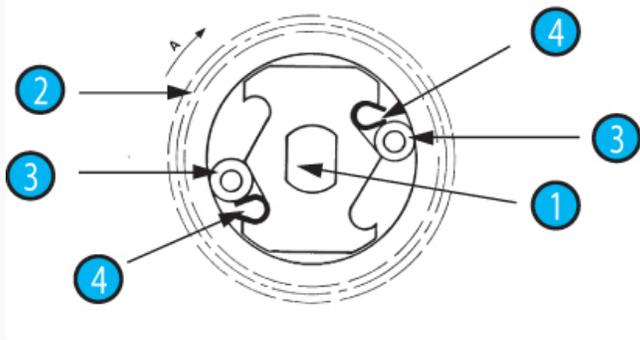
In some cases, this device can be used for time adjustment or zero reset on timers.

The standard torque setting is from :

- 1.8 to 2.5 cm/kg for gearbox 810210

- 7 to 10 cm/kg for gearbox 810330

#### Principles



This device, situated inside the gearbox, enables the output shaft to be rotated by an external force (manual or mechanical) independently of the final wheel of the gearbox.

**Description**

A specially shaped cam (1) is directly fitted on the gearbox output shaft. The final wheel (2) of the gearbox pivots freely on this shaft and has a housing into which the cam fits (1). Between the cam and final wheel two rollers are symmetrically located held in place under the pressure of two springs (4).

When the geared motor is energised, it causes the final wheel (2) to rotate which, via the two rollers (3), in turn drives the output shaft.

If, under external force, the output shaft is turned in the same direction as the final wheel but at a higher speed, the two rollers (3) release the final wheel and the shaft speed becomes independent of the speed of the final wheel.

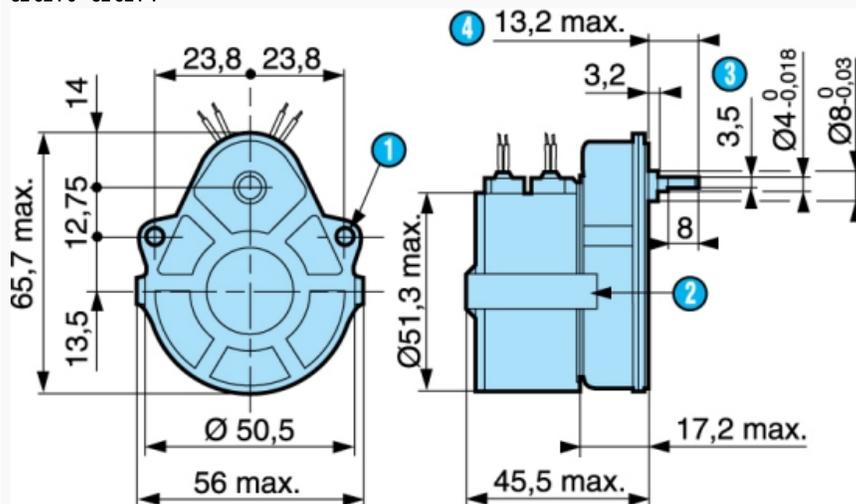
The rollers can be located according to whether the final wheel is rotating clockwise or anti-clockwise.

Can be used with gearboxes 81 021 0 and 81 033 0.

N°	Legend
1	Cams
2	Einstellräder
3	Roller
4	

**Dimensions (mm)**

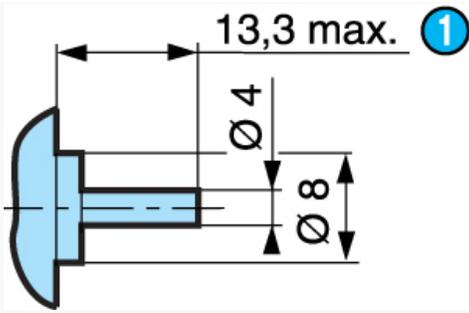
82 524 0 - 82 524 4



N°	Legend
1	2 fixing holes Ø 3.2
2	Fixing clip
3	3.5 across flat
4	pushed-in shaft

**Dimensions (mm)**

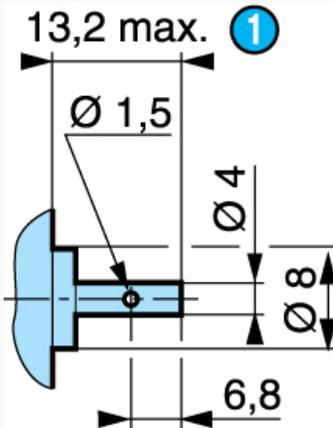
Shaft 79 200 967



N°	Legend
1	(pushed-in shaft )

**Dimensions (mm)**

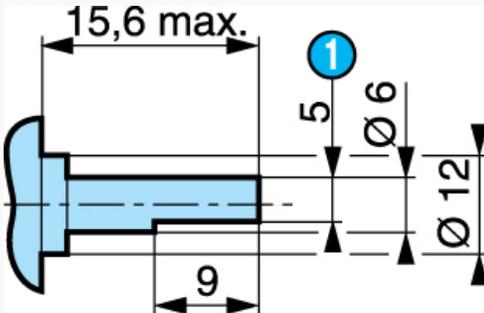
Shaft 79 200 779



N°	Legend
1	(pushed-in shaft )

**Dimensions (mm)**

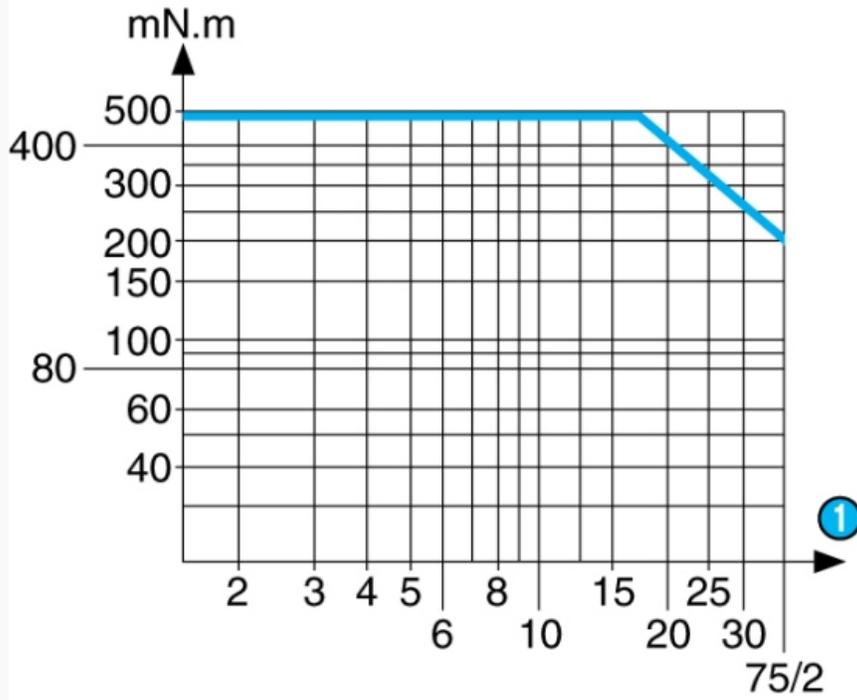
Shaft 70 999 421 SP1295-10



N°	Legend
1	5 across flat

**Curves**

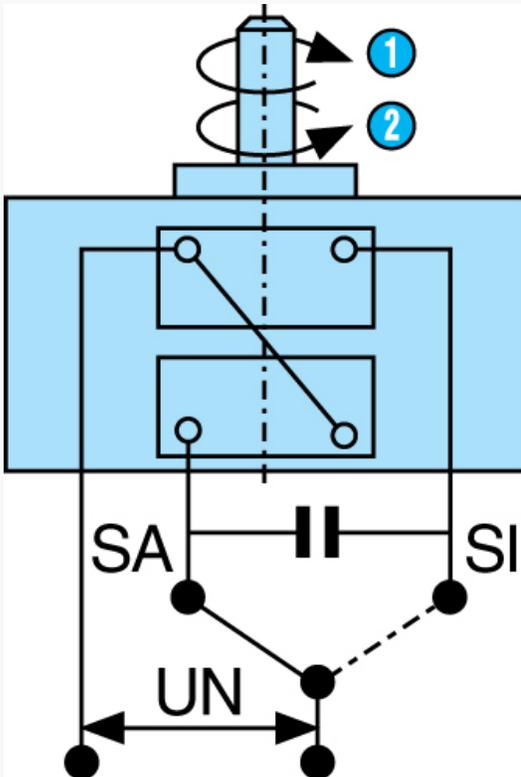
Torque/speed curves 82 524 0



N°	Legend
1	RPM

**Connections**

In parallel  
Motors 82 520 0 - 82 520 4



N°	Legend
1	SA : Clockwise
2	SI : Anti-clockwise

**Product adaptations**

- Different voltages available
- Special cable lengths
- Special connectors
- Special output shafts
- Special gearbox ratios
- Special gear wheel material
- Special output bearing

# 6061 Aluminum Alloy: Properties

## General Characteristics

Characteristic	Appraisal
Strength	Medium to High
Corrosion Resistance	Good
Weldability & Brazability	Good
Workability	Good
Machinability	Good

## Chemical Composition

Element	Minimum %	Maximum %
Magnesium	0.8	1.2
Silicon	0.4	0.8
Iron	No Min	0.7
Copper	0.15	0.4
Manganese	No Min	0.15
Chromium	0.04	0.35
Zinc	No Min	0.25
Titanium	No Min	0.15
Other Elements	No Min	0.05 each, 0.15 in total

## Physical Properties

Property	6061-T4	6061-T6
Density	2.70 g/cc   0.0975 lb/in <sup>3</sup>	2.70 g/cc   0.0975 lb/in <sup>3</sup>

## Mechanical Properties

Property	6061-T4	6061-T6
Tensile Strength	241 MPa   35000 psi	310 MPa   45000 psi
Yield Strength	145 MPa   21000 psi	276 MPa   40000 psi
Modulus of Elasticity	68.9 GPa   10000 ksi	68.9 GPa   10000 ksi

## Thermal Properties

Property	6061-T4	6061-T6
Coefficient of Thermal Expansion @ 20.0 - 100 °C Temp	23.6 μm/m-°C   13.1 μin/in-°F	23.6 μm/m-°C   13.1 μin/in-°F
Thermal Conductivity	154 W/m-K   1070 BTU-in/hr-ft <sup>2</sup> -°F	167 W/m-K   1160 BTU-in/hr-ft <sup>2</sup> -°F





## PETG Smartfil

Referencia: PETG-SMF-BLACK-175-750

Marca: SMART MATERIALS

Diámetro

Formato

Color

1.75 mm ▼

Bobina 750 g ▼

Negro ▼

Cantidad

1

25,45 € sin IVA  
30,79 € IVA inc.

**Copoliéster termoplástico** que destaca por su gran **resistencia química, dureza y transparencia.**

---

**MÁS**

---

**DESCARGAS**

---

**CONSEJOS DE USO**

---

**ESPECIFICACIONES**

---

El **filamento PETG Smartfil** (1,75mm o 2,85mm) es un copoliéster termoplástico (Copolíéster de polietilentereftalato glicol de extrusión). A diferencia de los **filamentos PET no cristaliza al calentarlo, por lo que presenta una gran dureza y flexibilidad además de su ya conocida resistencia química y de su transparencia.**

Los filamentos PETG son una **versión modificada de los más sencillos PET**; se trata de un polímero termoplástico no tóxico utilizado en la fabricación de ropa y productos como los recipientes. Los filamentos PETG están ganando mucha popularidad debido a su baja temperatura de fusión y su durabilidad, por lo que **es una buena alternativa a cualquier ABS o Nylon.**

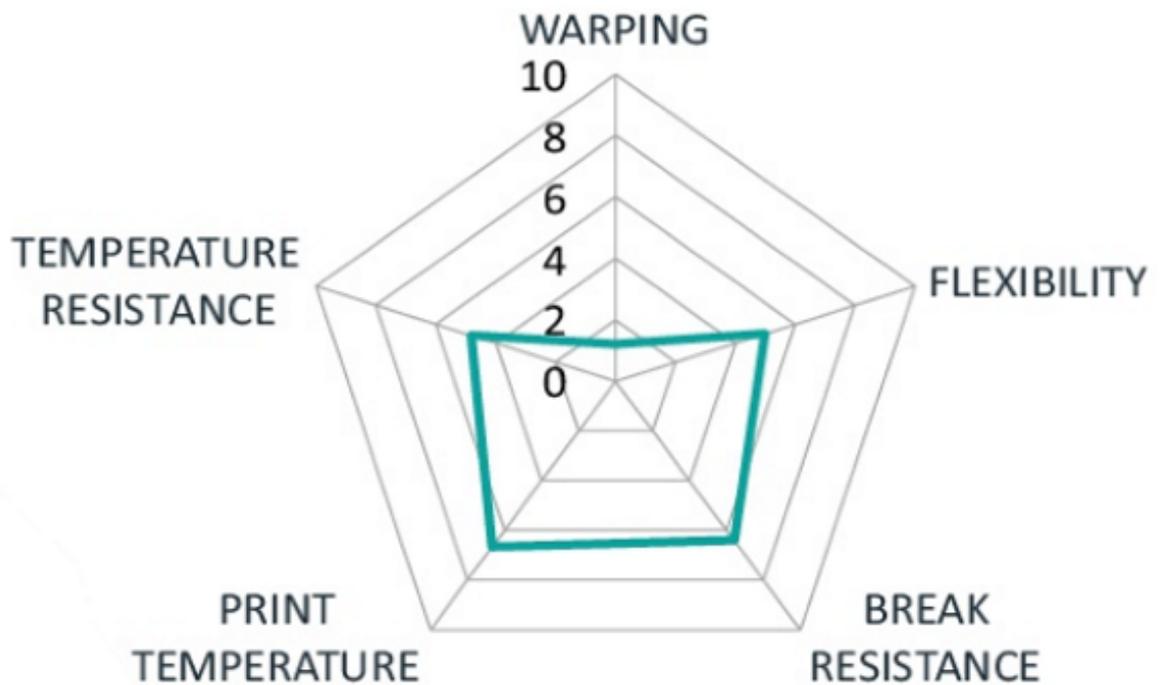
El filamento PETG Smartfil (1,75mm o 2,85mm) tiene un **91% de transparencia en estado natural** similar al vidrio y muy resistente. Además es un filamento fácil de imprimir, que tiene una **baja contracción y que no requiere cama caliente.**

El filamento PETG Smartfil (1,75mm o 2,85mm) está aceptado para su utilización en contacto con productos de uso alimentario (FDA) y además no emite olores al ser impreso. La temperatura de reblandecimiento o **resistencia a la temperatura del PETG es de 85°C, intermedia entre el PLA y el ABS.**

**Las piezas obtenidas con el filamento PETG Smartfil tienen unas propiedades mecánicas similares al ABS tanto a flexión como a tracción o a impacto, pero con la facilidad de impresión similar a la del PLA.** Por otra parte, el filamento PETG Smartfil presenta una elevada resistencia a los agentes químicos y se pueden obtener una gran resolución de impresión con un amplio rango de temperaturas de impresión.

La mayoría de empresas de ingeniería realizan los prototipos en PLA o ABS para comprobar si la "forma y la aptitud del diseño" son correctas. Sin embargo muchas veces se quiere realizar prototipos y poder realizar pruebas de fuerza (el principal limitante suele ser la resistencia a la tracción) y de utilidad, pero los filamentos básicos no lo permiten; de ahí que el filamento PETG Smartfil tenga una razón de ser.

El filamento PETG fue lanzado como un nuevo material en la impresión 3D que ofrece una mayor resistencia a la tracción y que ofrece una cantidad justa de elongación **para realizar prototipos funcionales.**



## 11 OTROS PRODUCTOS DE LA MISMA CATEGORÍA:



CPE HG100 (PETG avanzado)  
34,99 €



CPE CF112 Carbon  
52,00 €



Taulman T-Glase (PETT)  
45,92 €



Taulman Tritan-BluPrint  
42,29 €



**Escuela Superior  
de Ingeniería y Tecnología**  
Universidad de La Laguna

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGIA

*Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica*

## **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

DISEÑO DE MECANISMO QUE PERMITA LA  
COMUNICACIÓN CON EL LENGUAJE DE SIGNOS

### ***ANEXO V: PRESUPUESTO***

**La Laguna, MARZO DE 2020**

**Autora:** María Graciela Castellano Fuenmayor

**Tutora:** Isabel T. Martín

## **ÍNDICE ANEXO V: PRESUPUESTOS**

<b>1.</b>	<b>PRESUPUESTO CON ELEMENTOS ORIGINALES.....</b>	<b>1</b>
<b>2.</b>	<b>PRESUPUESTO CON ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN FABRICADOS CON IMPRESIÓN 3D.....</b>	<b>3</b>

## INTRODUCCIÓN

A continuación, se presenta el presupuesto calculado utilizando la herramienta de hoja de cálculo Excel. Los precios que aquí aparecen son los que se han conseguido a partir de las páginas de las que se han extraído los catálogos.

En el caso de las piezas que provienen del extranjero, los precios son los obtenidos hasta llegar hasta el último paso de compra, por lo que están ya incluidos los gastos de envío.

El cálculo del precio de fabricación y gastos de materiales de las piezas impresas en 3D utilizando PETG proviene de un presupuesto solicitado a una empresa barcelonesa especializada en impresión 3D y mecanizado CNC [10]. Esta empresa permitía enviar los modelos de las piezas generadas en SolidWorks para evaluar los pasos de fabricación y mano de obra necesarios para su construcción, por lo que éstos ya están también incluidos en el presupuesto.

El cálculo de la fabricación de la base se ha estimado utilizando la herramienta *Costing* de SolidWords.

Se incluyen los porcentajes 7% para el IGIC y un 10% de Beneficio Industrial, como dato general se añaden 100 euros de montaje.

De los dos presupuestos generados, el más económico es el calculado usando piezas hechas mediante impresión 3D.

PRESUPUESTO					
Elementos de transmisión					
Elementos	Referencia	Unidades	Precio/unidad	Precio Total €	
<b>Poleas</b>					
Polea 1	A 6N16 - 015DF1206	20	\$ 9,44	8,40 €	168,03 €
Polea 2	A 6N16 - 024DF1208	4	\$ 9,85	8,77 €	35,07 €
Polea 3	A 6N16 - 042DF1208	8	\$10,13	9,02 €	72,13 €
<b>Correas</b>					
Correa 1	A 6Z16 069 012	4	\$ 2,87	2,55 €	10,22 €
Correa 2	A 6Z16 093 012	4	\$ 2,94	2,62 €	10,47 €
Correa 3	A 6Z16 056 012	4	\$ 2,84	2,53 €	10,11 €
<b>*debido al nº de piezas no hay precio de envío</b>					<b>306,02 €</b>
<b>Ejes</b>					
Eje 1	Aluminio 6061-T6	4		5,03 €	20,11 €
Eje 2	Aluminio 6061-T6	4		5,03 €	20,11 €
Eje 3	Aluminio 6061-T6	4		5,08 €	20,33 €
Eje 4	Aluminio 6061-T6	4		5,05 €	20,19 €
Eje 5	Aluminio 6061-T6	1		5,26 €	5,26 €
					<b>86,00 €</b>
<b>Apoyos</b>					
<b>Cojinetes</b>					
Cojinetes 0,1875"	A 7Y55 FS 3718 G	32	\$ 6,79	6,04 €	193,38 €
Cojinetes 0,250"	A 7Y55 FS 3725 G	12	\$ 6,87	6,11 €	73,37 €
					<b>266,75 €</b>
<b>Falanges</b>					

## PRESUPUESTOS

Falanges I	PETG	8	12,90 €	103,20 €	
Falanges II	PETG	8	18,49 €	147,92 €	
Falanges III	PETG	8	19,95 €	159,60 €	
					<b>410,72 €</b>
<b>Elementos electronica</b>					
Motor	Código RS 329-351	1	24,28 €	24,28 €	
Embrague	102-02-13 24V 6DIN	4	125,17 €	500,68 €	
					<b>524,96 €</b>
<b>Elementos base</b>					
Base completa	Aluminio 6061-T6	4	41,74 €	166,96 €	
Caja de poleas	Aluminio 6061-T6	4	19,66 €	88,36 €	
					<b>255,32 €</b>
<b>Elementos de unión</b>					
Chaveta paralela 2x2x8 mm DIN 6886	Acero Inoxidable	24	0,14 €	3,29 €	
Set Screw #2-56 x1/4"	Acero Inoxidable	8	0,51 €	4,08 €	
Set Screw #4-40 x1/4"	Acero Inoxidable	16	0,29 €	4,64 €	
					<b>12,01 €</b>
<b>Montaje</b>					
Mano de Obra				100,00 €	
<b>Total</b>					
Precio ejecución material					<b>1.949,77 €</b>
IGIC				7%	<b>136,48 €</b>
Beneficio industrial				10%	<b>194,98 €</b>
					<b>2.281,23 €</b>

## Con elementos de transmisión en Impresora 3D

**Presupuesto impresión 3D de elementos**

	<b>Masa [g]</b>	<b>Unidades</b>	<b>Precio/unidad</b>	<b>Precio</b>
--	-----------------	-----------------	----------------------	---------------

## PRESUPUESTOS

<b>Poleas</b>					
Polea 1		1,48	20	9,12 €	182,40 €
Polea 2		2,12	4	13,15 €	52,60 €
Polea 3		8,3	8	30,88 €	247,04 €
<b>Falanges</b>					
Falange I		3,12	8	12,90 €	103,20 €
Falange II		7,87	8	18,49 €	147,92 €
Falange III		8,91	8	19,95 €	159,60 €
<b>*Tarifa estimada con Protolab</b>					<b>892,76 €</b>
<b>Correas</b>					
<b>Correas</b>					
Correa 1	A 6Z16 069 012		4	\$ 2,87 2,55 €	10,22 €
Correa 2	A 6Z16 093 012		4	\$ 2,94 2,62 €	10,47 €
Correa 3	A 6Z16 056 012		4	\$ 2,84 2,53 €	10,11 €
					<b>30,79 €</b>
<b>Apoyos</b>					
<b>Cojinetes</b>					
Cojinetes 0,1875"	A 7Y55 FS 3718 G		32	\$ 6,79 6,04 €	193,38 €
Cojinetes 0,250"	A 7Y55 FS 3725 G		12	\$ 6,87 6,11 €	73,37 €
					<b>266,75 €</b>
<b>Elementos electronica</b>					
Motor	Código RS 329-351		1	24,28 €	24,28 €
Embrague	102-02-13 24V 6DIN		4	125,17 €	500,68 €
					<b>524,96 €</b>
<b>Ejes</b>					
Eje 1	Aluminio 6061-T6		4	5,03 €	20,11 €
Eje 2	Aluminio 6061-T6		4	5,03 €	20,11 €
Eje 3	Aluminio 6061-T6		4	5,08 €	20,33 €

PRESUPUESTOS

Eje 4	Aluminio 6061-T6	4	5,05 €	20,19 €	
Eje 5	Aluminio 6061-T6	1	5,26 €	5,26 €	
					<b>86,00 €</b>
<b>Elementos base</b>					
Base completa	Aluminio 6061-T6	4	41,74 €	166,96 €	
Caja de poleas	Aluminio 6061-T6	4	19,66 €	88,36 €	
					<b>255,32 €</b>
<b>Elementos de unión</b>					
Chaveta paralela 2x2x8 mm DIN 6886	Acero Inoxidable	56	0,14 €	7,67 €	
					<b>7,67 €</b>
<b>Montaje</b>					
Mano de obra				100,00 €	
<b>Total</b>					
Precio ejecución material					<b>1.908,93 €</b>
IGIC				7%	<b>133,63 €</b>
Beneficio Industrial				10%	<b>190,89 €</b>
					<b>2.233,45 €</b>