

# **ANEXOS**



## Índice anexos

<b>ANEXO 1. ENSAYO INICIAL</b>	<b>6</b>
<b>ANEXO 2. NORMATIVA APLICADA</b>	<b>22</b>
<b>ANEXO 3. FICHAS TÉCNICAS</b>	<b>23</b>
Anexo 3.1. Elementos constructivos .....	23
Anexo 3.2. Elementos dinámicos .....	30
Anexo 3.3. Elementos electrónicos .....	33
<b>ANEXO 4. CALIBRACIÓN Y VALIDACIÓN</b>	<b>48</b>
<b>ANEXO 5. CÁLCULOS</b>	<b>50</b>
Anexo 5.1. Extrusión .....	50
Anexo 5.2. Dilatación .....	55
Anexo 5.3. Aislante térmico .....	57
Anexo 5.4. Refrigeración .....	59
Anexo 5.5. Tensionado .....	65
Anexo 5.6. Comprobación peso .....	67
Anexo 5.7. Cálculo dimensión y tiempo de obtención de una bobina .....	69
Anexo 5.8. Ejes a vida infinita .....	71
Anexo 5.8.1. Husillo .....	75
Anexo 5.8.2. Eje sistema de empuje .....	77
Anexo 5.8.3. Eje bobinadora .....	80
Anexo 5.9. Eje soporte bobina .....	84
Anexo 5.10. Engranaje planetario .....	87
Anexo 5.11. Tornillería .....	90
<b>ANEXO 6. FACTORES MODIFICADORES DE FATIGA</b>	<b>91</b>
<b>ANEXO 7. TABLA MOMENTOS DE INERCIA</b>	<b>95</b>
<b>ANEXO 8. ELECTRÓNICA</b>	<b>96</b>

## Índice de figuras

	Página
Figura A1	Software Repieter Host
Figura A2	Imagen del proceso durante el ensayo
Figura A3	Esquema del problema del aislamiento térmico
Figura A4	Sección de la refrigeración en la camisa
Figura A5	Esquema del problema de la refrigeración en la boquilla
Figura A6	Representación de los parámetros de cálculo de la refrigeración hidráulica
Figura A7	Representación de las fuerzas actuantes sobre el sistema de tensionado
Figura A8	Componentes de sistema de dimensionado
Figura A9	Componentes del sistema de control de velocidad de bobinado
Figura A10	Ejes de referencia y fijaciones del husillo
Figura A11	Ejes de referencia y fijaciones del sistema de empuje
Figura A12	Ejes de referencia y fijaciones del eje de la bobinadora
Figura A13	Momento de Inercia para geometría circular
Figura A14	Vista de la estructura en 3D
Figura A15	Partes de un engranaje planetario
Figura A16	Factores modificadores de fatiga
Figura A17	Conexión electrónica
Figura A18	Detalle conexión control motor extrusora
Figura A19	Conexión eléctrica

## Índice de tablas

	Página
Tabla A1	Datos iniciales al ensayo
Tabla A2	Valores experimentales de diámetro de filamento
Tabla A3	Resultados obtenidos con la boquilla de 0,4mm y 0,5mm
Tabla A4	Condiciones de extrusión de diámetro constante para boquillas de 0,4 y 0,5mm.
Tabla A5	Modificaciones y respuestas durante la calibración
Tabla A6	Datos experimentales en un ciclo del control de temperatura
Tabla A7	Especificaciones del husillo
Tabla A8	Dimensión de la bobina en cada iteración de enrollado
Tabla A9	Expresiones momentos de Inercia

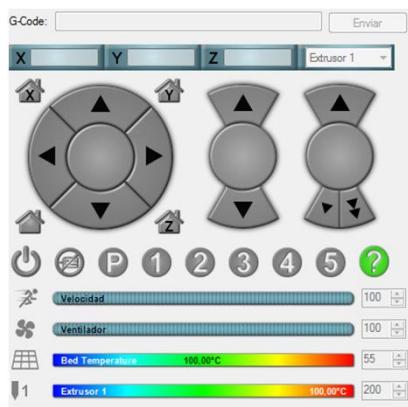
## Índice de gráficos

	Página	
Gráfico A1	Comparación velocidad de extrusión y diámetro promedio	17
Gráfico A2	Comparación temperatura de extrusión y diámetro promedio	18
Gráfico A3	Diámetro promedio en cada una de las condiciones de trabajo para 0,4mm.	19
Gráfico A4	Diámetro promedio en cada una de las condiciones de trabajo para 0,5mm	20
Gráfico A5	Ciclo de la temperatura en la extrusora	49
Gráfico A6	Gráfico velocidad de giro-producción	51
Gráfico A7	Relación velocidad de giro- par motor	54

## Anexo 1. Ensayo inicial

El objetivo principal de este ensayo consiste en la obtención de un diámetro de filamento constante a lo largo de su longitud, mediante la variación de los parámetros de velocidad y temperatura de extrusión, y ver cómo afectan dichas modificaciones a la dimensión que se obtiene al extruir, para facilitar el proceso de calibración en la extrusora (anexo 4).

Para conseguir calibrar un diámetro de extrusión constante, se hace extruir mediante una de las impresoras 3D del taller mecánico de la escuela (EEBE) un rollo de PLA, a diferentes temperaturas y velocidades, dirigidas mediante el programa que controla dicha máquina, Repieter Host, este proceso se realiza de la misma manera para dos boquillas de diferente diámetro, especificado en el siguiente apartado.



**Figura A1:** Software Repieter Host

Una vez solidificado el material extruido se procede a realizar 20 mediciones de su diámetro a lo largo de la longitud de cada trozo de cable con la ayuda de un micrómetro digital y se anotan los resultados que son representados gráficamente en el apartado “Gráficos” para poder ver la tendencia de material en cada situación.



**Figura A2:** Imagen del proceso durante el ensayo

**Datos de partida**

Los datos de los cuales se parten para realizar el proceso se indican en la siguiente tabla, en la que se tiene la temperatura adecuada a la cual se extruye el PLA, unas velocidades razonables de extrusión de las impresoras 3D, y los diámetros de las boquillas disponibles en el taller.

<b>Temperaturas de extrusión</b>	200 °C	210 °C	220 °C
<b>Velocidades de extrusión</b>	30 mm/min	45 mm/min	60 mm/min
<b>Diámetros de boquilla</b>	0,4 mm	0,5 mm	

**Tabla A1:** Datos iniciales al ensayo

Datos experimentales

	$\phi$ (mm)	v (mm/min)	T (°C)		$\phi$ (mm)	v (mm/min)	T (°C)		$\phi$ (mm)	v (mm/min)	T (°C)
	0,4	30	200		0,4	45	200		0,4	60	200
1		0,395		1		0,424		1		0,435	
2		0,396		2		0,425		2		0,435	
3		0,396		3		0,425		3		0,435	
4		0,398		4		0,425		4		0,437	
5		0,398		5		0,426		5		0,437	
6		0,399		6		0,430		6		0,438	
7		0,408		7		0,433		7		0,438	
8		0,409		8		0,434		8		0,439	
9		0,411		9		0,434		9		0,439	
10		0,415		10		0,435		10		0,439	
11		0,418		11		0,438		11		0,440	
12		0,418		12		0,439		12		0,441	
13		0,429		13		0,440		13		0,441	
14		0,430		14		0,440		14		0,441	
15		0,430		15		0,440		15		0,442	
16		0,432		16		0,440		16		0,442	

<b>17</b>	0,437	<b>17</b>	0,441	<b>17</b>	0,443
<b>18</b>	0,440	<b>18</b>	0,441	<b>18</b>	0,443
<b>19</b>	0,443	<b>19</b>	0,442	<b>19</b>	0,444
<b>20</b>	0,443	<b>20</b>	0,444	<b>20</b>	0,445

	<b>ϕ (mm)</b>	<b>v (mm/min)</b>	<b>T (°C)</b>		<b>ϕ (mm)</b>	<b>v (mm/min)</b>	<b>T (°C)</b>		<b>ϕ (mm)</b>	<b>v (mm/min)</b>	<b>T (°C)</b>
	0,4	30	210		0,4	45	210		0,4	60	210
<b>1</b>	0,364		<b>1</b>	0,396		<b>1</b>	0,428				
<b>2</b>	0,382		<b>2</b>	0,396		<b>2</b>	0,438				
<b>3</b>	0,375		<b>3</b>	0,393		<b>3</b>	0,429				
<b>4</b>	0,373		<b>4</b>	0,391		<b>4</b>	0,432				
<b>5</b>	0,367		<b>5</b>	0,391		<b>5</b>	0,428				
<b>6</b>	0,385		<b>6</b>	0,389		<b>6</b>	0,427				
<b>7</b>	0,376		<b>7</b>	0,390		<b>7</b>	0,425				
<b>8</b>	0,367		<b>8</b>	0,388		<b>8</b>	0,437				
<b>9</b>	0,362		<b>9</b>	0,408		<b>9</b>	0,426				
<b>10</b>	0,380		<b>10</b>	0,392		<b>10</b>	0,424				
<b>11</b>	0,369		<b>11</b>	0,407		<b>11</b>	0,430				

<b>12</b>	0,382	<b>12</b>	0,388	<b>12</b>	0,432
<b>13</b>	0,380	<b>13</b>	0,391	<b>13</b>	0,429
<b>14</b>	0,378	<b>14</b>	0,411	<b>14</b>	0,430
<b>15</b>	0,377	<b>15</b>	0,409	<b>15</b>	0,427
<b>16</b>	0,376	<b>16</b>	0,392	<b>16</b>	0,424
<b>17</b>	0,375	<b>17</b>	0,389	<b>17</b>	0,418
<b>18</b>	0,374	<b>18</b>	0,410	<b>18</b>	0,425
<b>19</b>	0,391	<b>19</b>	0,396	<b>19</b>	0,426
<b>20</b>	0,392	<b>20</b>	0,393	<b>20</b>	0,428

	<b>ϕ (mm)</b>	<b>v (mm/min)</b>	<b>T (ºC)</b>		<b>ϕ (mm)</b>	<b>v (mm/min)</b>	<b>T (ºC)</b>		<b>ϕ (mm)</b>	<b>v (mm/min)</b>	<b>T (ºC)</b>
	<b>0,4</b>	<b>30</b>	<b>220</b>		<b>0,4</b>	<b>45</b>	<b>220</b>		<b>0,4</b>	<b>60</b>	<b>220</b>
<b>1</b>		0,342		<b>1</b>		0,370		<b>1</b>		0,391	
<b>2</b>		0,342		<b>2</b>		0,363		<b>2</b>		0,399	
<b>3</b>		0,345		<b>3</b>		0,363		<b>3</b>		0,397	
<b>4</b>		0,341		<b>4</b>		0,358		<b>4</b>		0,399	
<b>5</b>		0,342		<b>5</b>		0,361		<b>5</b>		0,403	
<b>6</b>		0,343		<b>6</b>		0,361		<b>6</b>		0,397	

<b>7</b>	0,345	<b>7</b>	0,360	<b>7</b>	0,399
<b>8</b>	0,347	<b>8</b>	0,363	<b>8</b>	0,392
<b>9</b>	0,349	<b>9</b>	0,375	<b>9</b>	0,382
<b>10</b>	0,345	<b>10</b>	0,379	<b>10</b>	0,390
<b>11</b>	0,345	<b>11</b>	0,391	<b>11</b>	0,390
<b>12</b>	0,346	<b>12</b>	0,367	<b>12</b>	0,392
<b>13</b>	0,343	<b>13</b>	0,366	<b>13</b>	0,395
<b>14</b>	0,340	<b>14</b>	0,376	<b>14</b>	0,395
<b>15</b>	0,340	<b>15</b>	0,361	<b>15</b>	0,399
<b>16</b>	0,342	<b>16</b>	0,359	<b>16</b>	0,407
<b>17</b>	0,356	<b>17</b>	0,363	<b>17</b>	0,404
<b>18</b>	0,366	<b>18</b>	0,362	<b>18</b>	0,417
<b>19</b>	0,363	<b>19</b>	0,361	<b>19</b>	0,401
<b>20</b>	0,367	<b>20</b>	0,360	<b>20</b>	0,409

	$\phi$ (mm)	v (mm/min)	T (°C)		$\phi$ (mm)	v (mm/min)	T (°C)		$\phi$ (mm)	v (mm/min)	T (°C)
	0,5	30	200		0,5	45	200		0,5	60	200
<b>1</b>	0,497			<b>1</b>	0,502			<b>1</b>	0,567		
<b>2</b>	0,550			<b>2</b>	0,503			<b>2</b>	0,564		
<b>3</b>	0,564			<b>3</b>	0,508			<b>3</b>	0,565		
<b>4</b>	0,506			<b>4</b>	0,509			<b>4</b>	0,576		
<b>5</b>	0,443			<b>5</b>	0,507			<b>5</b>	0,581		
<b>6</b>	0,516			<b>6</b>	0,508			<b>6</b>	0,570		
<b>7</b>	0,413			<b>7</b>	0,505			<b>7</b>	0,586		
<b>8</b>	0,373			<b>8</b>	0,498			<b>8</b>	0,588		
<b>9</b>	0,473			<b>9</b>	0,505			<b>9</b>	0,567		
<b>10</b>	0,505			<b>10</b>	0,509			<b>10</b>	0,567		
<b>11</b>	0,436			<b>11</b>	0,507			<b>11</b>	0,564		
<b>12</b>	0,504			<b>12</b>	0,562			<b>12</b>	0,573		
<b>13</b>	0,504			<b>13</b>	0,615			<b>13</b>	0,576		
<b>14</b>	0,505			<b>14</b>	0,501			<b>14</b>	0,580		
<b>15</b>	0,420			<b>15</b>	0,499			<b>15</b>	0,580		
<b>16</b>	0,504			<b>16</b>	0,495			<b>16</b>	0,566		
<b>17</b>	0,504			<b>17</b>	0,504			<b>17</b>	0,565		

<b>18</b>	0,505	<b>18</b>	0,497	<b>18</b>	0,586
<b>19</b>	0,505	<b>19</b>	0,501	<b>19</b>	0,580
<b>20</b>	0,404	<b>20</b>	0,508	<b>20</b>	0,589

	<b>ϕ (mm)</b>	<b>v (mm/min)</b>	<b>T (ºC)</b>		<b>ϕ (mm)</b>	<b>v (mm/min)</b>	<b>T (ºC)</b>		<b>ϕ (mm)</b>	<b>v (mm/min)</b>	<b>T (ºC)</b>
	0,5	30	210		0,5	45	210		0,5	60	210
<b>1</b>	0,391		<b>1</b>		0,459		<b>1</b>		0,505		
<b>2</b>	0,399		<b>2</b>		0,455		<b>2</b>		0,509		
<b>3</b>	0,397		<b>3</b>		0,461		<b>3</b>		0,503		
<b>4</b>	0,403		<b>4</b>		0,459		<b>4</b>		0,511		
<b>5</b>	0,397		<b>5</b>		0,463		<b>5</b>		0,512		
<b>6</b>	0,399		<b>6</b>		0,460		<b>6</b>		0,510		
<b>7</b>	0,392		<b>7</b>		0,455		<b>7</b>		0,513		
<b>8</b>	0,384		<b>8</b>		0,455		<b>8</b>		0,508		
<b>9</b>	0,390		<b>9</b>		0,461		<b>9</b>		0,511		
<b>10</b>	0,390		<b>10</b>		0,462		<b>10</b>		0,508		
<b>11</b>	0,391		<b>11</b>		0,455		<b>11</b>		0,505		

<b>12</b>	0,395	<b>12</b>	0,457	<b>12</b>	0,507
<b>13</b>	0,395	<b>13</b>	0,458	<b>13</b>	0,502
<b>14</b>	0,499	<b>14</b>	0,460	<b>14</b>	0,505
<b>15</b>	0,407	<b>15</b>	0,453	<b>15</b>	0,632
<b>16</b>	0,404	<b>16</b>	0,448	<b>16</b>	0,516
<b>17</b>	0,417	<b>17</b>	0,455	<b>17</b>	0,517
<b>18</b>	0,401	<b>18</b>	0,457	<b>18</b>	0,510
<b>19</b>	0,409	<b>19</b>	0,460	<b>19</b>	0,512
<b>20</b>	0,392	<b>20</b>	0,459	<b>20</b>	0,508

	<b>φ (mm)</b>	<b>v (mm/min)</b>	<b>T (ºC)</b>		<b>φ (mm)</b>	<b>v (mm/min)</b>	<b>T (ºC)</b>		<b>φ (mm)</b>	<b>v (mm/min)</b>	<b>T (ºC)</b>
	0,5	30	220		0,5	45	220		0,5	60	220
<b>1</b>	0,384		<b>1</b>	0,435		<b>1</b>	0,465				
<b>2</b>	0,393		<b>2</b>	0,428		<b>2</b>	0,460				
<b>3</b>	0,392		<b>3</b>	0,412		<b>3</b>	0,452				
<b>4</b>	0,390		<b>4</b>	0,424		<b>4</b>	0,472				
<b>5</b>	0,394		<b>5</b>	0,429		<b>5</b>	0,474				

<b>6</b>	0,392	<b>6</b>	0,427	<b>6</b>	0,471
<b>7</b>	0,393	<b>7</b>	0,434	<b>7</b>	0,478
<b>8</b>	0,389	<b>8</b>	0,430	<b>8</b>	0,483
<b>9</b>	0,384	<b>9</b>	0,432	<b>9</b>	0,451
<b>10</b>	0,381	<b>10</b>	0,428	<b>10</b>	0,464
<b>11</b>	0,388	<b>11</b>	0,429	<b>11</b>	0,454
<b>12</b>	0,390	<b>12</b>	0,432	<b>12</b>	0,453
<b>13</b>	0,392	<b>13</b>	0,541	<b>13</b>	0,467
<b>14</b>	0,393	<b>14</b>	0,435	<b>14</b>	0,468
<b>15</b>	0,390	<b>15</b>	0,425	<b>15</b>	0,473
<b>16</b>	0,387	<b>16</b>	0,427	<b>16</b>	0,470
<b>17</b>	0,400	<b>17</b>	0,426	<b>17</b>	0,456
<b>18</b>	0,401	<b>18</b>	0,428	<b>18</b>	0,463
<b>19</b>	0,391	<b>19</b>	0,434	<b>19</b>	0,455
<b>20</b>	0,390	<b>20</b>	0,424	<b>20</b>	0,471

**Tabla A2:** Valores experimentales de diámetro de filamento

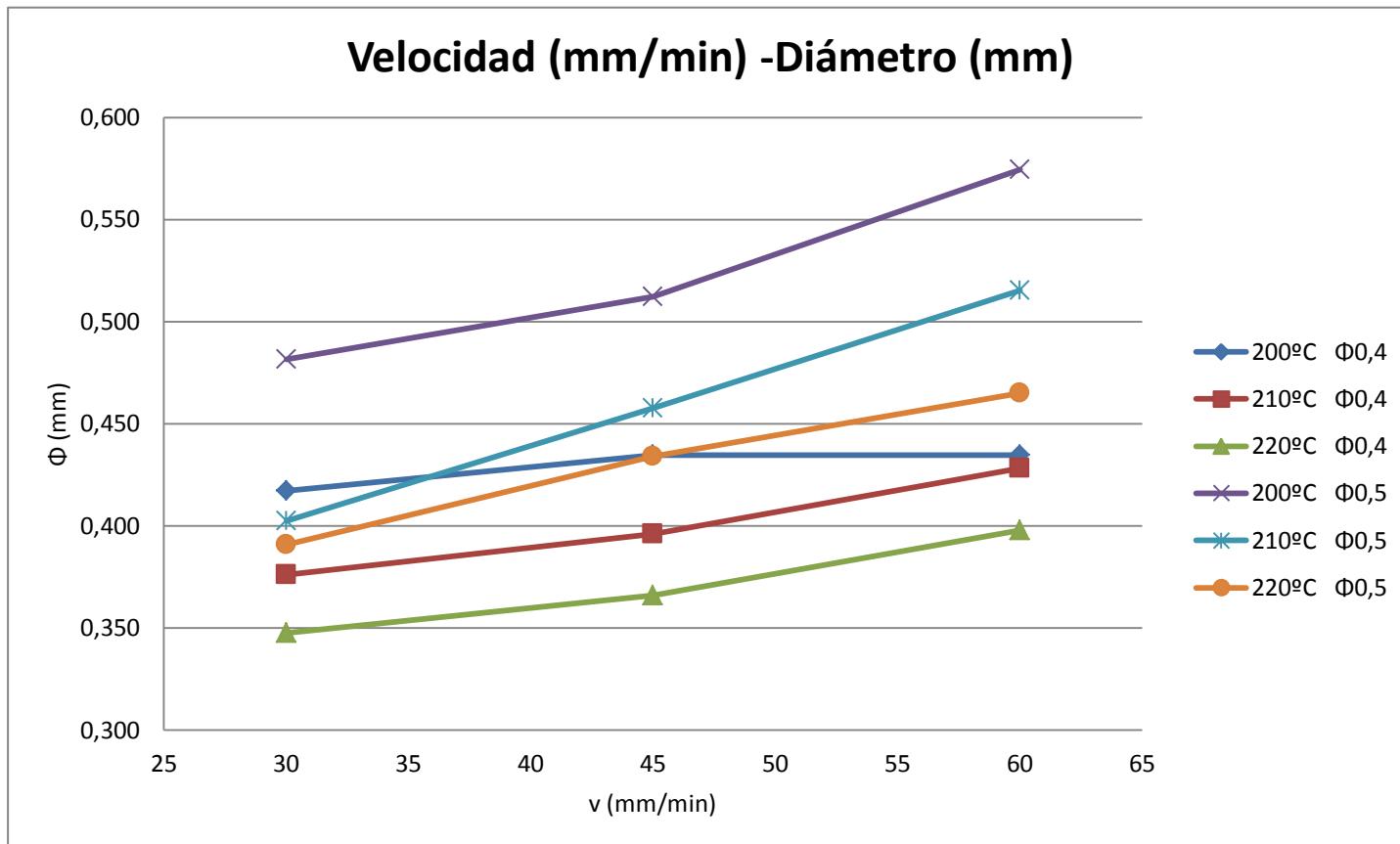
A continuación se muestra el promedio del diámetro de cable extruido en cada una de las condiciones velocidad – temperatura utilizadas. A partir de los cuales se obtiene una idea de cuál es la mejor situación para conseguir un diámetro constante lo más cercano posible al diámetro de la boquilla.

Temperatura (°C)	Diámetro (mm) (0,4mm boquilla)		
	30 mm/min	45 mm/min	60 mm/min
200	0,417	0,435	0,435
210	0,376	0,396	0,428
220	0,347	0,366	0,398

Temperatura ( °C)	Diámetro (mm) (0,5mm boquilla)		
	30 mm/min	45 mm/min	60 mm/min
200	0,482	0,512	0,575
210	0,403	0,458	0,515
220	0,391	0,434	0,465

**Tabla A3:** Resultados obtenidos con la boquilla de 0,4mm y 0,5mm

Gráficos



**Gráfico A1:** Comparación velocidad de extrusión y diámetro promedio

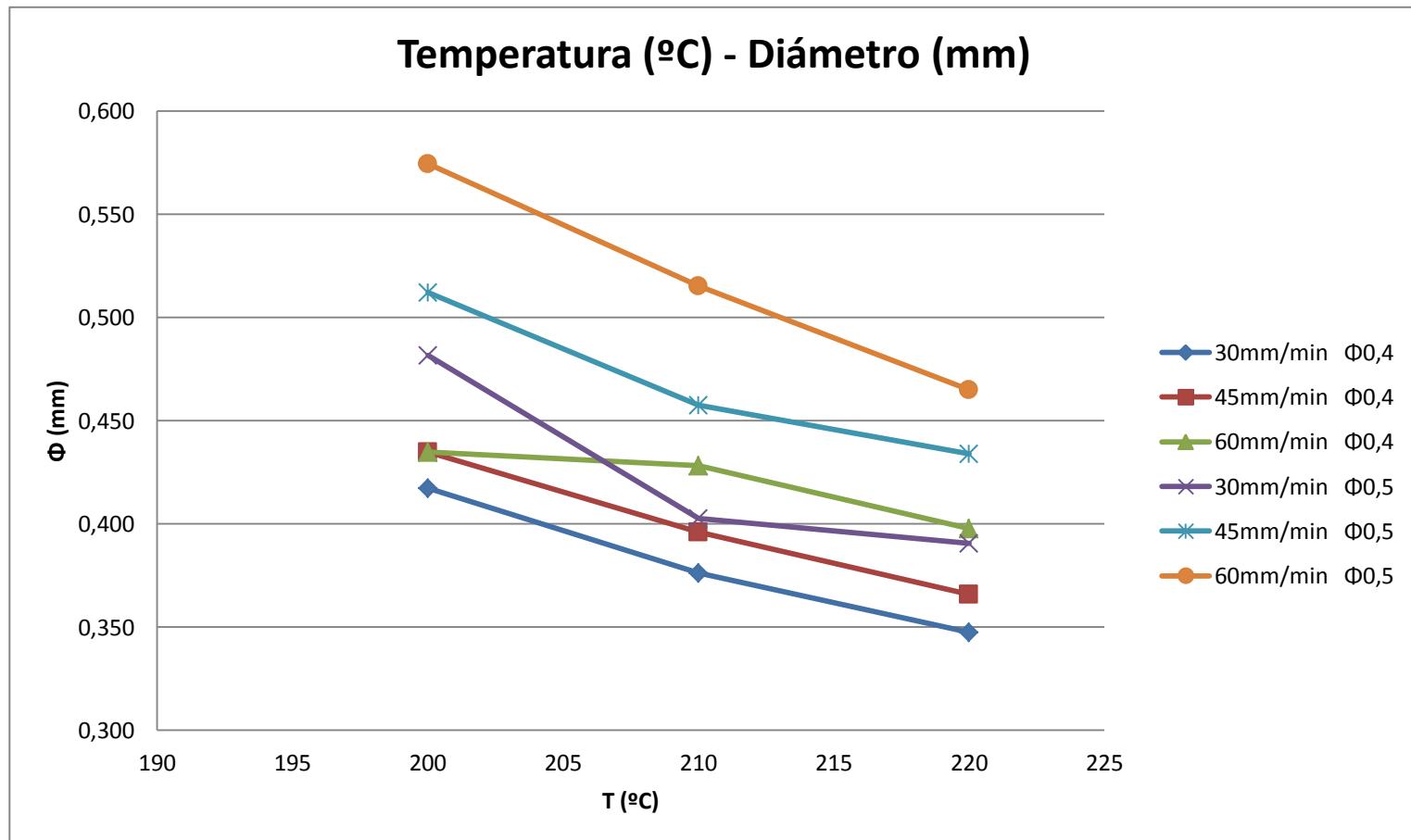


Gráfico A2: Comparación temperatura de extrusión y diámetro promedio

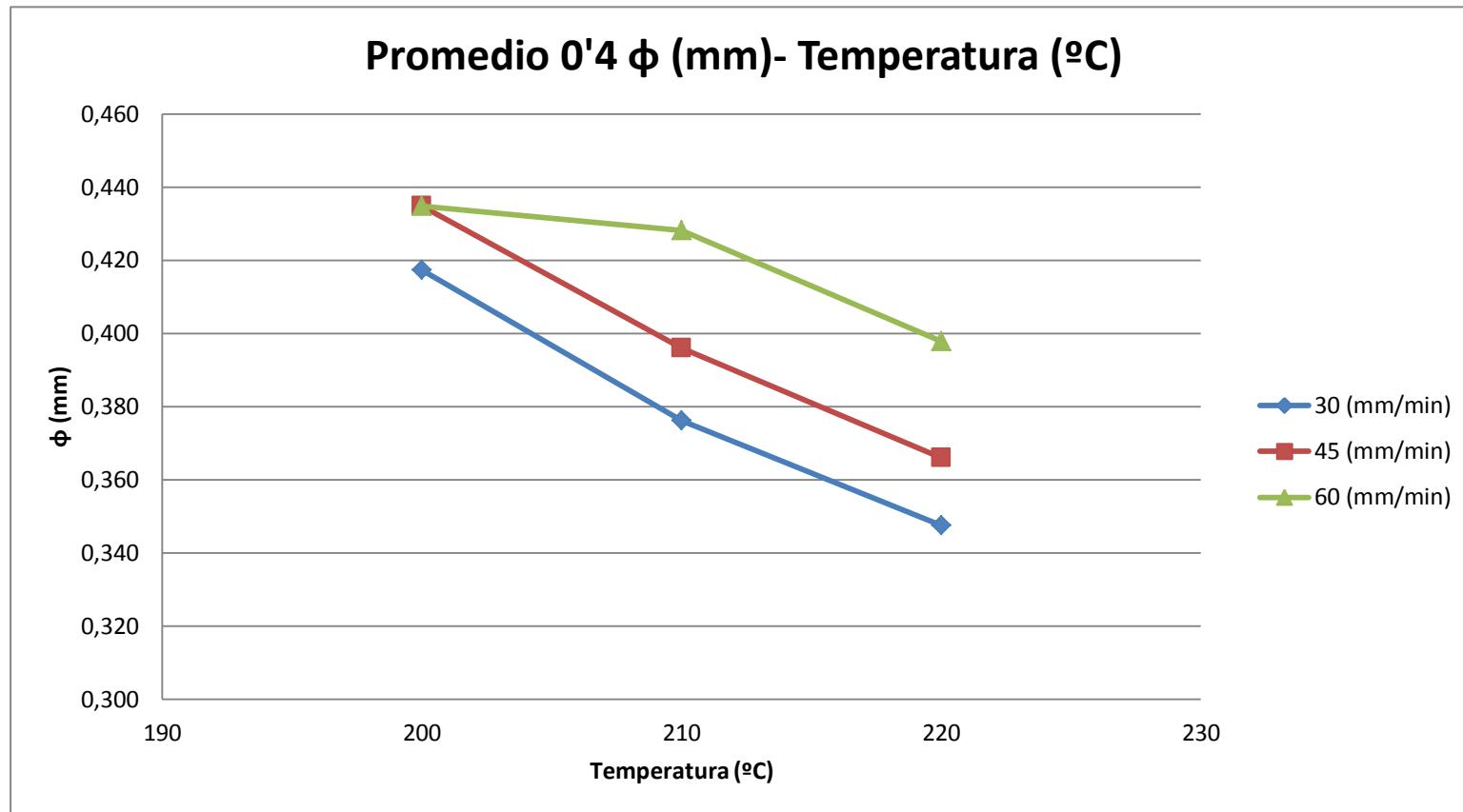


Gráfico A3: Diámetro promedio en cada una de las condiciones de trabajo para 0,4mm

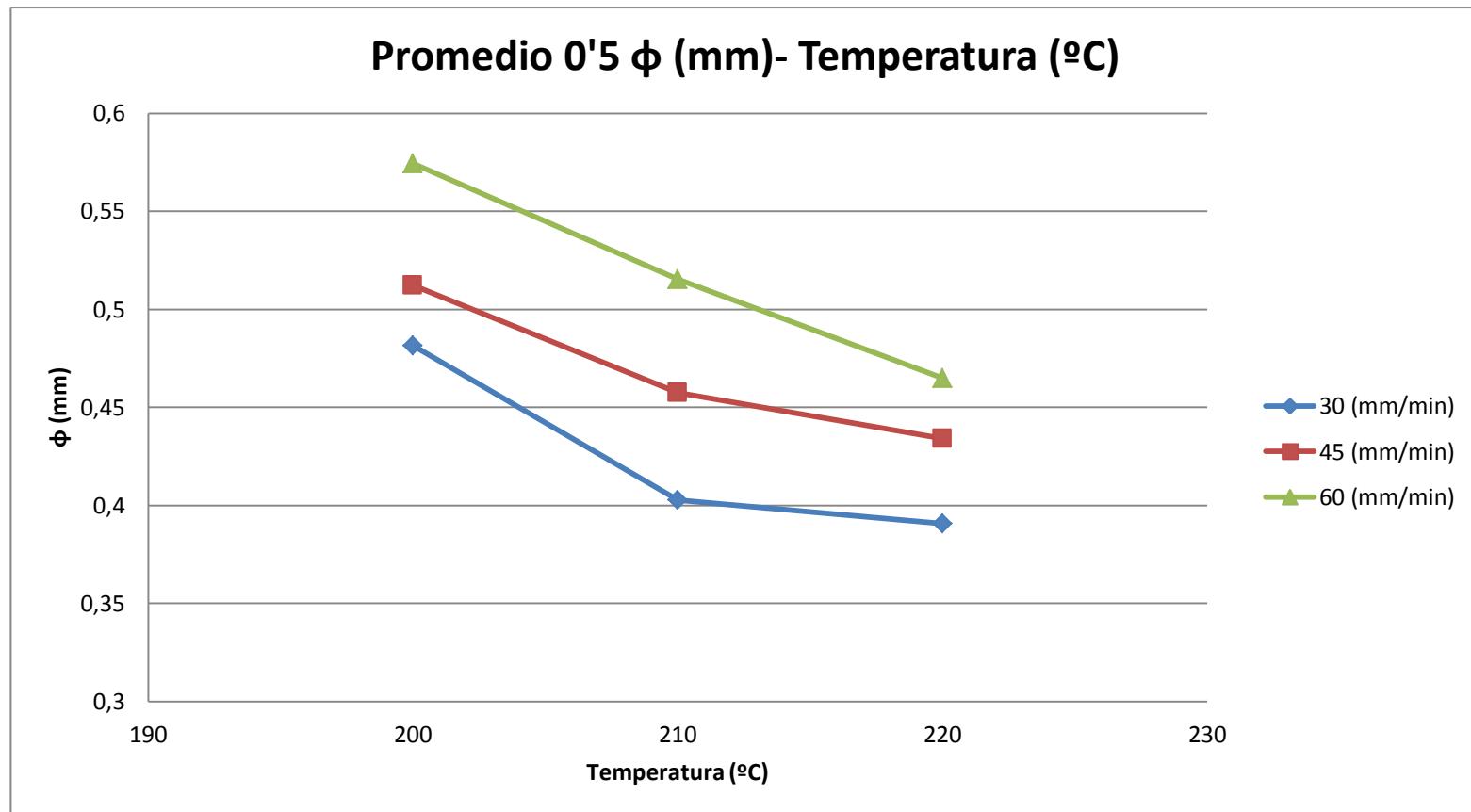


Gráfico A4: Diámetro promedio en cada una de las condiciones de trabajo para 0,5mm

### Conclusiones

En primera instancia cabe comentar que el material se comporta de manera que cuando se aumenta la temperatura (manteniendo constante la velocidad de extrusión), su viscosidad disminuye, por lo que existirán unas fuerzas viscosas menores lo cual permite una mayor velocidad de salida del fluido, reduciendo su tiempo de exposición a la fuente de calor y por lo tanto enfriándose más rápidamente, la respuesta del polímero ante esta situación es una menor dilatación con el mismo caudal. Por otra parte, si aumentamos la velocidad de extrusión, el motor hará girar de manera más rápida a los engranajes obteniendo más material por instante de tiempo, aumentando el caudal de material, por tanto, el diámetro del cable extruido aumentará si la velocidad de extrusión también lo hace. Este comportamiento se puede apreciar en los gráficos A1 y A2 representados a partir de los datos promedios obtenidos en el ensayo.

Teniendo en cuenta el comportamiento del material y observando gracias a los resultados graficados en las representaciones gráficas A3 y A4, se puede saber qué condición de trabajo se obtiene como promedio un valor de diámetro más cercano al de la boquilla.

En el caso del ensayo con 0,4 mm de diámetro de boquilla, las condiciones de trabajo que más se aproximan al diámetro de consigna son 45mm/min de velocidad de extrusión a 210 °C y con 60 mm/min a 220 °C de temperatura.

Por otra parte en el ensayo con 0,5 mm de diámetro de boquilla, las mejores condiciones fueron con una velocidad de extrusión 45mm/min a una temperatura de 200°C y con una velocidad de 60 mm/min a 210°C.

No se obtienen resultados óptimos de temperatura y velocidad que coincidan en ambos ensayos, aunque sí son similares, los cuales son los comentados y que se recogen en la siguiente tabla:

Condición de trabajo	v (mm/min)	T (°C)
1 (0,5mm)	45	200
2 (0,4mm)	45	210
3 (0,5mm)	60	210
4 (0,4mm)	60	220

**Tabla A4:** Condiciones de extrusión de diámetro constante para boquillas de 0,4 y 0,5mm.

## Anexo 2. Normativa aplicada

Para garantizar el funcionamiento y ergonomía de la máquina se ha aplicado normativa, la cual será detallada a continuación:

Para el diseño de la resistencia de los tornillos que deben soportar la solicitud a los que son sometidos se ha utilizado la norma de cálculo de tornillos según:

- SE-A Seguridad estructural Acero

El diseño realizado contiene zonas de riesgo para el usuario, como son el atrapamiento por polea, engranajes, o por el giro del eje del motor, cuyo grado de peligrosidad ha sido analizado mediante:

- Protección de máquinas frente a peligros mecánicos, NTP 552

El prototipo también contiene otros peligros como contacto con altas temperaturas o la posibilidad de electrocutamiento, por ello se ha determinado hasta qué punto aislar dichas zonas y las anteriores con intención de proteger al operario a partir de las medidas de seguridad requeridas a integrar mediante:

- Medidas de seguridad en máquinas, NTP 235

Para dar conocimiento al usuario de los peligros existentes, se han empleado las etiquetas correspondientes regidas por la norma:

- Simbología de peligrosidad, ISO 3864

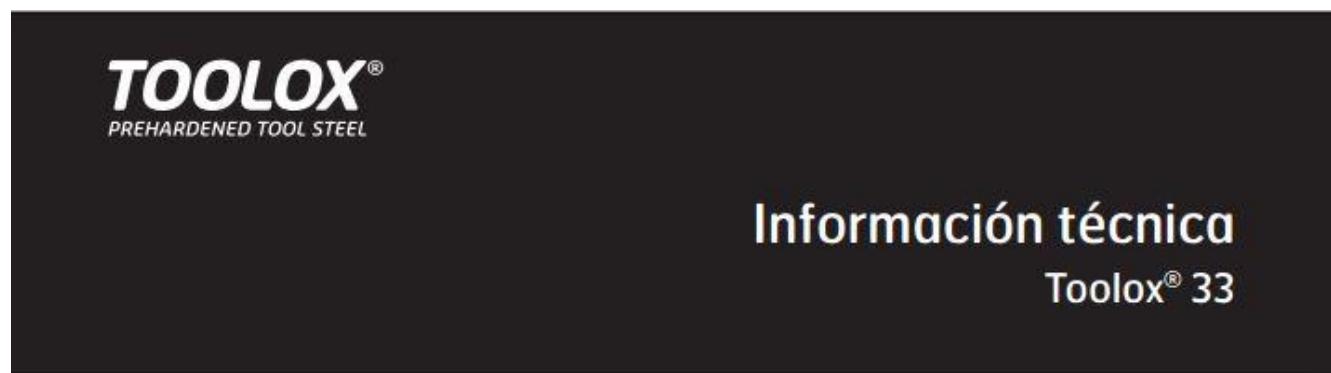
## Anexo 3.Fichas técnicas

### Anexo 3.1. Elementos constructivos

#### Acero AISI 304

TABLA DE CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL ACERO INOXIDABLE		SERIE 300 -					
		Acero al Cromo Níquel					
DESIGNACIÓN	TIPO ASTM (AISI)	301	302	303	304	304 L	321
	COMPOSICIÓN QUÍMICA	C% 0,15 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 16,0018,00 Ni% 6,008,00	C% 0,15 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 17,0019,00 Ni% 8,0010,00	C% 0,15 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 17,0019,00 Ni% 8,0010,00 S% 0,15 Min,	C% 0,08 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 18,0020,00 Ni% 8,0010,50	C% 0,030 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 18,0020,00 Ni% 8,0012,00	C% 0,08 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 17,0019,00 Ni% 9,0012,00 Ti%>5xC%0,07
PROPIEDADES FÍSICAS	PESO ESPECÍFICO (g/cm <sup>3</sup> )	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9
	MÓDULO DE ELASTICIDAD (N/mm <sup>2</sup> )	193.000	193.000	193.000	193.000	193.000	193.000
	ESTRUCTURA	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO
	CALOR ESPECÍFICO A 20C (J/Kg K)	500	500	500	500	500	500
	CONDUCTIBILIDAD TÉRMICA (W/m K) a 100 C a 150 C	16 21	16 21	16 21	16 21	16 21	16 21,5
	COEFICIENTE DE DILATACIÓN TÉRMICO MEDIO (x 10 <sup>6</sup> C <sup>-1</sup> ) 0100 C 0300 C 0500 C 0700 C	16,92 17,10 18,18 18,72	17,28 17,82 18,36 18,72	17,3 17,8 18,4 18,7	17,30 17,80 18,40 18,80	17,30 17,80 18,40 18,80	16,74 17,10 18,54 19,26
	INTERVALO DE FUSIÓN (C)	13981420	13981420	13981420	13981454	13981454	13981427
	PERMEABILIDAD TÉRMICA EN ESTADO SOLUBLE RECOCIDO	AMAGNÉTICO 1,02	AMAGNÉTICO 1,008	AMAGNÉTICO 1,008	AMAGNÉTICO 1,008	AMAGNÉTICO 1,008	AMAGNÉTICO 1,008
	CAPACIDAD DE RESISTENCIA ELÉCTRICA A 20C (μΩm)	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72
	DUREZA BRINELL CON DEFORMACIÓN EN FRÍO HB	135185 210330	135185 180330	130180 180330	130150 180330	125145 -	130185 -
PROPIEDADES ELÉCTRICAS	DUREZA ROCKWELL CON DEFORMACIÓN EN FRÍO HRB	7592 2541 1/4 DURO-DURO	7090 1035	7090 -	7088 1035	7085 -	7088 -
	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN CON DEFORMACIÓN EN FRÍO Rm(N/mm <sup>2</sup> )	590750 8701200 1/4 DURO-DURO	560720 6801180	530700 -	500700 7001180	500680 -	520700 -
	ELASTICIDAD CON DEFORMACIÓN EN FRÍO Rp (0,2)(N/mm <sup>2</sup> )	215340 500900 1/4 DURO-DURO	205340 340900	205340 350900	195340 340900	175300 -	205340 -

Acero duro como HSS



**Uso**

El Toolox 33 es un nuevo acero que se suministra templado y revenido. Posee una gran tenacidad a los impactos y sus tensiones residuales son muy bajas, a fin de proporcionar una buena estabilidad dimensional. El Toolox 33 tiene un bajo contenido de carbonos, y por ello es excelente para mecanizar. El Toolox 33 es apropiado en moldes para plásticos, moldes para goma y componentes de máquinas. Con un tratamiento apropiado de la superficie puede prolongarse la vida de servicio de la herramienta/componente.

**Valores típicos**

COMPOSICIÓN QUÍMICA		PROPIEDADES MECÁNICAS				
C	0.22-0.24%		+20°C	+200°C	+300°C	+400°C
Si	0.6-1.1%		980	900		
Mn	0.8%		850	800		
P	max 0.010%		16	12		
S	max 0.003%		800	750	700	590
Cr	1.0-1.2%		100	170	180	180
Mo	0.30%		300			
V	0.10-0.11%		29			
Ni	max 1%					
CE II W	0.62-0.71					
CET	0.40-0.44					
INCLUSIONES		PROPIEDADES FÍSICAS				
Tamaño (diám. equiv.)	6 µm		+20°C	+200°C	+400°C	
Facción de área	0.015%		35	35	30	
Relación de aspecto	1.2		Coeficiente de dilatación térmica [10 <sup>-6</sup> /K]	13.1	13.1	

Broca

**Imágenes del producto**

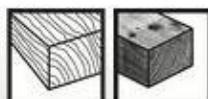


**Datos técnicos**

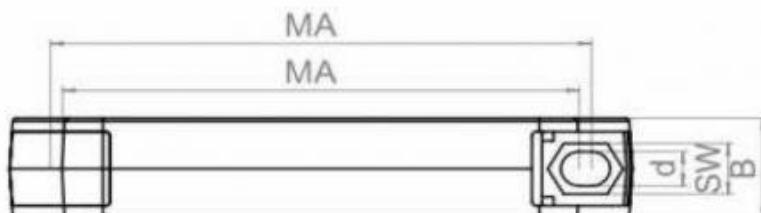
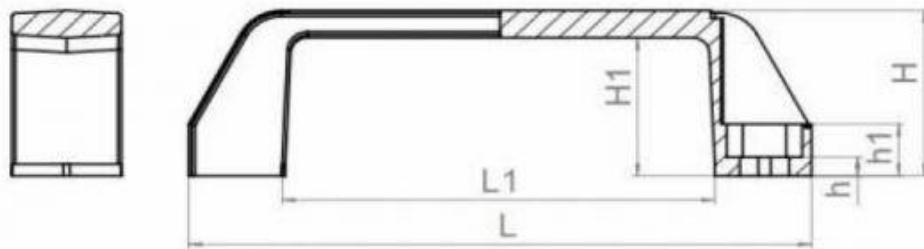
**Número de pedido 2 608 597 645**

Tipo de envase	Embalaje de plástico, cápsula, con europerforación
Unidades por embalaje	1
Embalaje de envío	1
Precio	26,00 EUR*
<b>Denominación</b>	
Longitud total 450 mm	
<b>Especificaciones</b>	
Diámetro (D) mm	18.0
Longitud de trabajo (L1) mm	385.0
Longitud total (L2) mm	450.0
Ancho de llave (d) mm	11.1
Diámetro (D) en pulgadas	7/16
Ancho de llave (d) en pulgadas	7/16

\* Precio de Venta al Público de Referencia sin IVA.



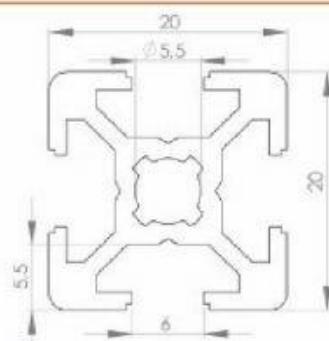
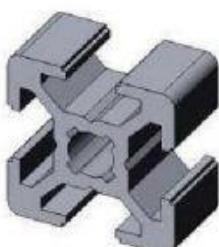
Maneta/Asa



L	H	B	H1	MA	L1	h1	h2	SW/ø	d
137	42	26	35	112-118	92,5	13,5	5	13/13	8,5

Perfil de aluminio

**Profile 20x20 B-Type slot 6**



**Profile 20x20 B-Type slot 6**

Slot	6	mm
Mass	m	Kg/m
Moment of Inertia	I <sub>x</sub>	cm <sup>4</sup>
	I <sub>y</sub>	cm <sup>4</sup>
Section modulus	W <sub>x</sub>	cm <sup>3</sup>
	W <sub>y</sub>	cm <sup>3</sup>
Surface	A	cm <sup>2</sup>

## Ejes de aluminio

### Barras redondas de aluminio Ø8mm



[Ampliar](#)

**Neto:** 2,71 €  
**Bruto:** 3,28 €  
excl. gastos de envío

Plazo de entrega: 3-6 días hábiles ExWorks



[Imprimir](#)

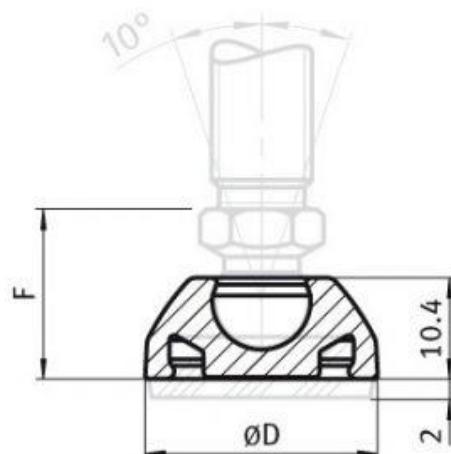
#### ▼ Detalles

Material: AlMgSi

Peso: 0,144 kg/m

Ligero y resistente a la corrosión.

## Pie articulado, serie 10 PA



Teller	D [mm]	Tragkraft [kg]	Gewicht [g]	ohne/ mit Anti-Slip-Platte
20	19	100	2.0	ohne
	19	100	3.0	mit
25	24	200	3.0	ohne
	24	200	4.5	mit
30	29	350	4.5	ohne
	29	350	6.5	mit
40	39	500	8.0	ohne
	39	500	11.0	mit

## Tornillo DIN 912

### DIN 912 Socket Cap Screws

Property Class	12.9
Hardness (HRC)	39-44
Tensile Strength (Mpa)	1,220 min.
Yield Strength at 0.2% Offset (Mpa)	1,100 min.
Elongation (%)	8 min.

### Mechanical Properties

Property		3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8 ≤ 16mm	> 16mm	10.9	12.9
Tensile Strength $R_m$ in MPa (N/mm <sup>2</sup> )	nominal value	300	400	400	500	500	600	800	800	1000	1200
	minimum	330	400	420	500	520	600	800	830	1040	1220
Vickers Hardness $HV=F$ 98N	minimum	95	120	130	155	160	190	230	255	310	372
	maximum	220	220	220	220	220	250	300	336	382	434
Brinell Hardness $HB$ F=30D <sup>2</sup>	minimum	90	114	124	147	152	181	219	242	295	353
	maximum			209			238	285	319	363	412
Rockwell Hardness HR	minimum HRB	52	67	71	79	82	89				
	minimum HRC							20	23	31	38
	maximum HRB	95	95	95	95	95					
	maximum HRC							30	34	39	44
Surface Hardness $HV$ 0.3	maximum							320	356	402	454
Yield Stress $R_{el}$ in MPa(N/mm <sup>2</sup> )	nominal value	180	240	320	300	400	480				
	minimum	190	240	340	300	420	480				

## Fibra de vidrio

**Professionally approved products.**

**Datasheet**

### **GLASS ROPE LAGGING**

**RS Stock number 775-7807**



#### **Product**

Glass Rope Lagging is manufactured from a central core of glass fibre sliver which is contained by an open over-braid of texturized continuous filament glass yarn. The low thermal conductivity offers an ideal and cost efficient method of insulating pipe work.

High temperature flue sealing and caulking applications are also alternative uses for this type of product. The maximum operating temperature recommended is 550 deg C.

#### **Physical Properties**

Diameter Coil Size

6mm 30m

8mm 30m

10mm 30m

12mm 5m - 775-7804

12mm 30m - 749-5124

15mm 30m

20mm 5m - 775-7807

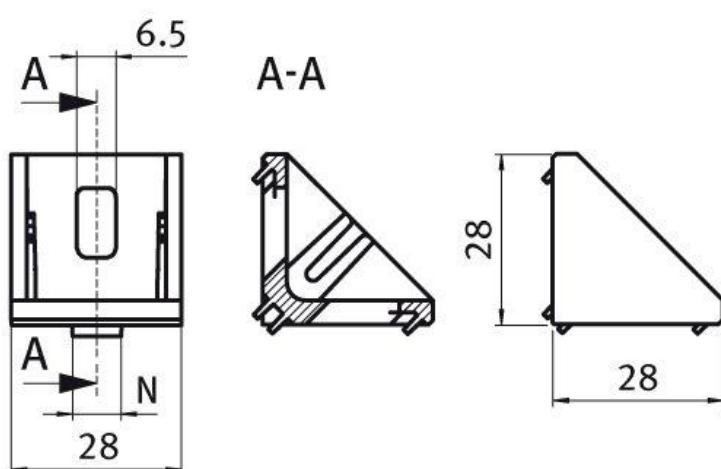
20mm 30m - 749-5127

25mm 30m

30mm 30m

Glass Rope Lagging is also available in cut length and "O" ring form produced to customers individual requirements.

## Soporte en L



## Anexo 3.2. Elementos dinámicos

### Rodamiento lineal

没有借口 / 完美执行

►► 直线轴承系列  
Linear bearing series  
**LM...UU**

图示尺寸单位：mm

主要尺寸

完整型	规格型号 钢珠条列	重量 g	间隙可调型	开放型	内接圆径 dr		外径 D	
					精	高	容许差	容许差
LM 3UU	4	1.4	—	—	3	0	7	0
LM 4UU	4	1.9	—	—	4	-0.005	8	-0.009
LM 5UU	4	4	LMSUUAJ	—	5	-0.008	10	—
LM 6UU	4	8	LM6UUAJ	—	6	—	12	0
LM 8UU	4	11	LM8UUAJ	—	8	—	15	-0.011
LM 8UU	4	16	LM8UUAJ	—	8	—	15	—
LM 10UU	4	30	LM10UUAJ	—	10	0	19	—
LM 12UU	4	31.5	LM12UUAJ	LM12UUOP	12	-0.006	21	0
LM 13UU	4	43	LM13UUAJ	LM13UUOP	13	—	23	-0.013
LM 16UU	4	69	LM16UUAJ	LM16UUOP	16	—	28	—
LM 20UU	5	87	LM20UUAJ	LM20UUOP	20	—	32	—
LM 25UU	6	220	LM25UUAJ	LM25UUOP	25	0	40	0
LM 30UU	6	250	LM30UUAJ	LM30UUOP	30	-0.007	45	-0.016
LM 35UU	6	390	LM35UUAJ	LM35UUOP	35	—	52	—
LM 40UU	6	585	LM40UUAJ	LM40UUOP	40	0	60	-0.019
LM 50UU	6	1580	LM50UUAJ	LM50UUOP	50	-0.008	80	—
LM 60UU	6	2000	LM60UUAJ	LM60UUOP	60	0	90	0
LM 80UU	6	4520	LM80UUAJ	LM80UUOP	80	-0.009	120	-0.022
LM 100UU	6	8600	LM100UUAJ	LM100UUOP	100	0	150	0
LM 120UU	8	15000	LM120UUAJ	LM120UUOP	120	-0.010	180	-0.025
LM 150UU	8	20250	LM150UUAJ	LM150UUOP	150	-0.013	210	-0.029

LM 25 UU — AJ

LM: 公制尺寸  
亚洲使用广泛  
LME: 公制尺寸  
欧洲使用广泛

轴径尺寸

AJ 标准型  
OP 调整型  
无密封型  
U 单面密封  
UU 双面密封

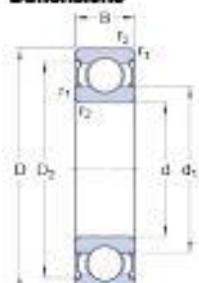
Page 26

Rodamiento 608-2Z

**608-2Z**

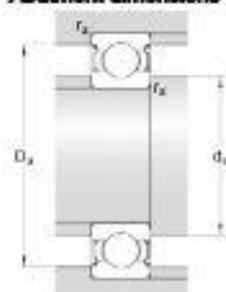
SKF Explorer

**Dimensions**



d	8	mm
D	22	mm
B	7	mm
d <sub>1</sub>	= 12.15	mm
D <sub>2</sub>	= 19.2	mm

**Abutment dimensions**



d <sub>a</sub>	min. 10	mm
d <sub>a</sub>	max. 12	mm
D <sub>a</sub>	max. 20	mm
r <sub>a</sub>	max. 0.3	mm

**Calculation data**

Basic dynamic load rating	C	3.4	kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	1.3	kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	0.057	kN
Reference speed		75000	r/min
Limiting speed		38000	r/min
Calculation factor	k <sub>r</sub>	0.025	
Calculation factor	f <sub>0</sub>	12	

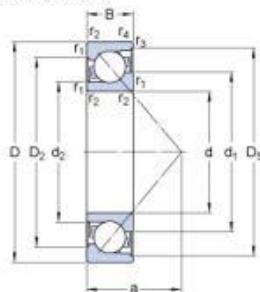
**Mass**

Mass bearing	0.0125	kg
--------------	--------	----

## Rodamiento 7202 BE-2RZP

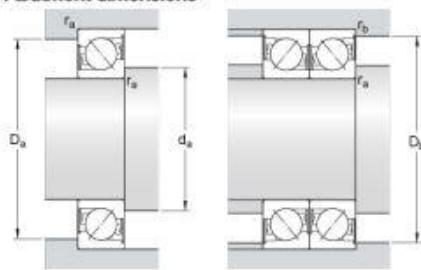
### 7202 BE-2RZP

#### Dimensions



d	15	mm
D	35	mm
B	11	mm
d <sub>1</sub>	≈ 22.7	mm
d <sub>2</sub>	≈ 18.93	mm
D <sub>2</sub>	≈ 28.5	mm
D <sub>5</sub>	≈ 32.4	mm
a	16	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 0.6	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 0.3	mm

#### Abutment dimensions



d <sub>a</sub>	min. 19.2	mm
d <sub>a</sub>	max. 22.5	mm
D <sub>a</sub>	max. 30.8	mm
D <sub>b</sub>	max. 32.6	mm
r <sub>a</sub>	max. 0.6	mm
r <sub>b</sub>	max. 0.3	mm

#### Calculation data

Basic dynamic load rating	C	8.3	kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	4.4	kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	0.183	kN
Limiting speed		24000	r/min
Calculation factor	k <sub>f</sub>	0.095	
Calculation factor	k <sub>a</sub>	1.4	
Calculation factor	e	1.14	

#### Single bearing or bearing pair arranged in tandem

Calculation factor	X	0.35
Calculation factor	Y <sub>0</sub>	0.26
Calculation factor	Y <sub>2</sub>	0.57

#### Bearing pair arranged back-to-back or face-to-face

Calculation factor	X	0.57
Calculation factor	Y <sub>0</sub>	0.52
Calculation factor	Y <sub>1</sub>	0.55
Calculation factor	Y <sub>2</sub>	0.93

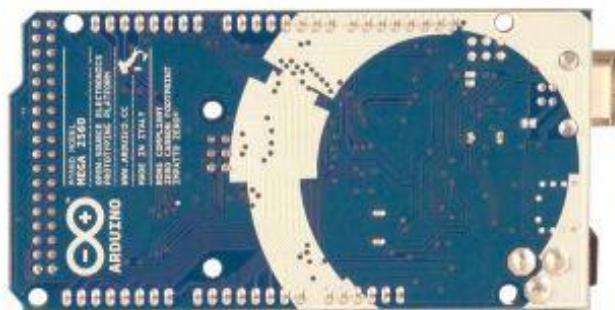
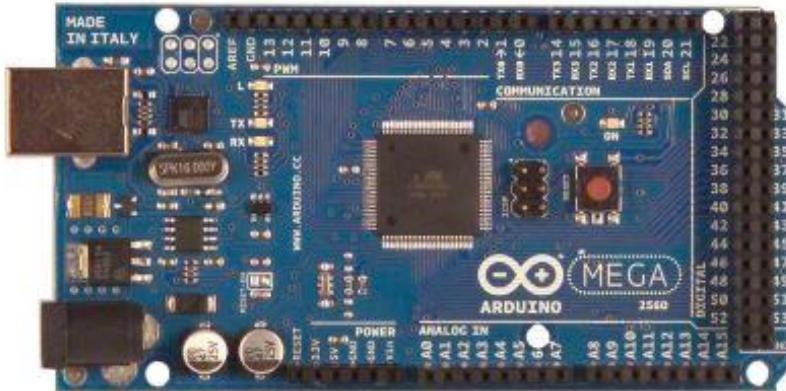
#### Mass

Mass bearing	0.045	kg
--------------	-------	----

### Anexo 3.3. Elementos electrónicos

#### Arduino Mega2560

*Arduino Mega 2560*



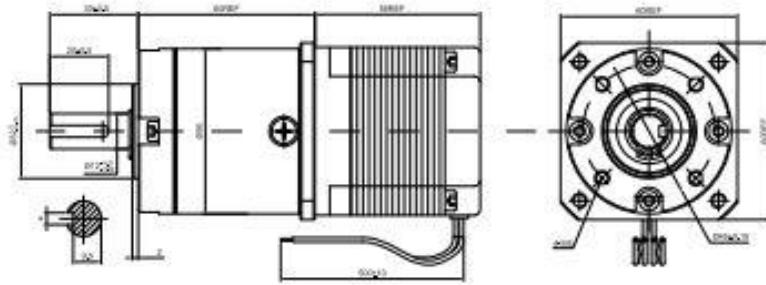
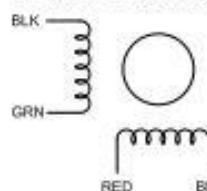
#### **Summary**

Microcontroller	ATmega2560
Operating Voltage	5V
Input Voltage (recommended)	7-12V
Input Voltage (limits)	6-20V
Digital I/O Pins	54 (of which 14 provide PWM output)
Analog Input Pins	16
DC Current per I/O Pin	40 mA
DC Current for 3.3V Pin	50 mA
Flash Memory	256 KB of which 8 KB used by bootloader
SRAM	8 KB
EEPROM	4 KB
Clock Speed	16 MHz

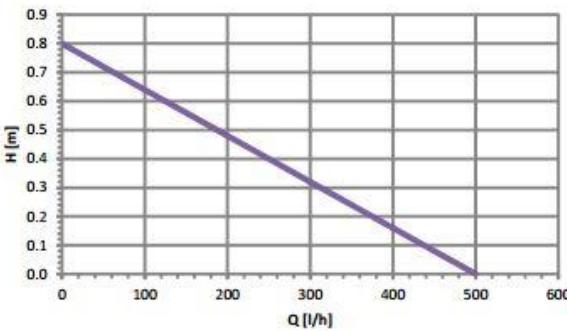
Nema 17HS10-0704S

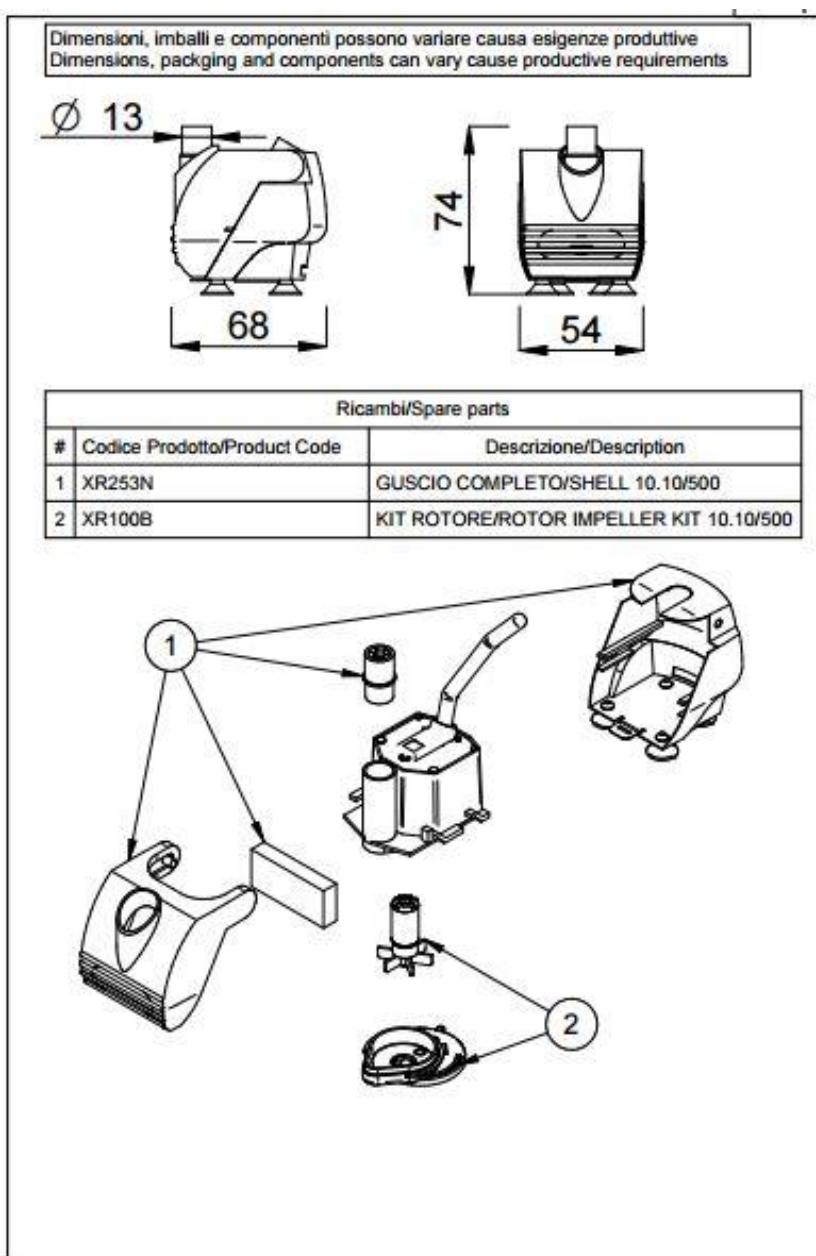
Nema 17 Stepper Motor						Rev: A																																
						Date:																																
<b>● COMMON RATINGS</b>																																						
Step angle : 1.8° Dielectric strength : 500VAC																																						
Positional accuracy : ±5% Insulation resistance : 100Mohm(500VDC)																																						
Number of Phase: 2 Ambient Temperature : -10°C~50°C																																						
Temperature rise : 80°C MAX Insulation class : B																																						
Rotor Inertia : 20gcm² Weight : 0.18Kg																																						
<b>● SPECIFICATIONS</b>																																						
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Holding Torque ( 2 phases on ) Kg.cm</th><th>Rated Current/Phase (Amps DC)</th><th>Phase Resistance ( ohms ) ±10%</th><th>Voltage Current/Phase ( V DC )</th><th>Phase Inductance ( mH ) ±20%(1kHz) Typical</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1.8</td><td>0.7</td><td>4.2</td><td>2.9</td><td>5.5</td></tr> </tbody> </table>						Holding Torque ( 2 phases on ) Kg.cm	Rated Current/Phase (Amps DC)	Phase Resistance ( ohms ) ±10%	Voltage Current/Phase ( V DC )	Phase Inductance ( mH ) ±20%(1kHz) Typical	1.8	0.7	4.2	2.9	5.5																							
Holding Torque ( 2 phases on ) Kg.cm	Rated Current/Phase (Amps DC)	Phase Resistance ( ohms ) ±10%	Voltage Current/Phase ( V DC )	Phase Inductance ( mH ) ±20%(1kHz) Typical																																		
1.8	0.7	4.2	2.9	5.5																																		
<b>● DIMENSIONS unit=mm</b>																																						
<b>● CONNECTIONS</b>																																						
<table border="1"> <tr> <td>标记</td><td>类别</td><td>分区</td><td>更改文件号</td><td>签名</td><td>日期</td><td>17HS10-0704S</td><td>技术规格书</td></tr> <tr> <td>设计</td><td></td><td></td><td>标准图</td><td></td><td></td><td></td><td>OSM TECHNOLOGY</td></tr> <tr> <td>审核</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr> <td>工装</td><td></td><td></td><td>检查</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> </table>							标记	类别	分区	更改文件号	签名	日期	17HS10-0704S	技术规格书	设计			标准图				OSM TECHNOLOGY	审核								工装			检查				
标记	类别	分区	更改文件号	签名	日期	17HS10-0704S	技术规格书																															
设计			标准图				OSM TECHNOLOGY																															
审核																																						
工装			检查																																			

Nema 23HS22-2804S-PG15

<b>Nema 23 Planetary Geared Stepper Motor</b>						Rev: A																																			
						Date:																																			
<b>● COMMON RATINGS</b>																																									
Step angle :	1.8°	Dielectric strength :	500VAC																																						
Positional accuracy :	±5%	Insulation resistance :	100Mohm(500VDC)																																						
Number of Phase :	2	Ambient Temperature :	-10°C~50°C																																						
Temperature rise :	80°C MAX	Insulation class :	B																																						
Rotor Inertia :	440gcm <sup>2</sup>	Weight :	1.4Kg																																						
<b>● SPECIFICATIONS</b>																																									
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>Holding Torque Before Gearbox (N.m)</th><th>Rated Current/Phase (Amps DC)</th><th>Phase Resistance (ohms) ±10%</th><th>Voltage Current/Phase (V DC)</th><th>Phase Inductance (mH) ±20%(1kHz) Typical</th><th>Gear Ratio</th><th></th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1.25</td><td>2.8</td><td>0.9</td><td>2.6</td><td>2.5</td><td>15.3</td><td></td></tr> </tbody> </table>							Holding Torque Before Gearbox (N.m)	Rated Current/Phase (Amps DC)	Phase Resistance (ohms) ±10%	Voltage Current/Phase (V DC)	Phase Inductance (mH) ±20%(1kHz) Typical	Gear Ratio		1.25	2.8	0.9	2.6	2.5	15.3																						
Holding Torque Before Gearbox (N.m)	Rated Current/Phase (Amps DC)	Phase Resistance (ohms) ±10%	Voltage Current/Phase (V DC)	Phase Inductance (mH) ±20%(1kHz) Typical	Gear Ratio																																				
1.25	2.8	0.9	2.6	2.5	15.3																																				
<b>● DIMENSIONS unit:mm</b>																																									
																																									
<b>● CONNECTIONS</b>																																									
																																									
<b>● GEARBOX</b>																																									
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>Gear Ratio</td><td>15:1</td></tr> <tr> <td>Efficiency</td><td>61%</td></tr> <tr> <td>Backlash at Neutral</td><td>≤ 1.5°</td></tr> <tr> <td>Max. Torque at No Load(Nm)</td><td>38.0</td></tr> <tr> <td>Moment Per Unit Torque(Nm)</td><td>5.0</td></tr> <tr> <td>Shaft Maximum Axial Load(N)</td><td>100.0</td></tr> <tr> <td>Shaft Maximum Radial Load(N)</td><td>250.0</td></tr> </table>							Gear Ratio	15:1	Efficiency	61%	Backlash at Neutral	≤ 1.5°	Max. Torque at No Load(Nm)	38.0	Moment Per Unit Torque(Nm)	5.0	Shaft Maximum Axial Load(N)	100.0	Shaft Maximum Radial Load(N)	250.0																					
Gear Ratio	15:1																																								
Efficiency	61%																																								
Backlash at Neutral	≤ 1.5°																																								
Max. Torque at No Load(Nm)	38.0																																								
Moment Per Unit Torque(Nm)	5.0																																								
Shaft Maximum Axial Load(N)	100.0																																								
Shaft Maximum Radial Load(N)	250.0																																								
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>23HS22-2804S-PG15</td> <td colspan="6" style="text-align: center;">技术规格书</td> </tr> <tr> <td>标记</td> <td>丝数</td> <td>分度</td> <td>更改代码</td> <td>签名</td> <td>日期</td> <td></td> </tr> <tr> <td>标记</td> <td colspan="4">标准化</td> <td>尺寸</td> <td>标记</td> </tr> <tr> <td>审核</td> <td colspan="4"></td> <td>重量</td> <td>比例</td> </tr> <tr> <td>工艺</td> <td colspan="4"></td> <td>寿命</td> <td>范围</td> </tr> </table>							23HS22-2804S-PG15	技术规格书						标记	丝数	分度	更改代码	签名	日期		标记	标准化				尺寸	标记	审核					重量	比例	工艺					寿命	范围
23HS22-2804S-PG15	技术规格书																																								
标记	丝数	分度	更改代码	签名	日期																																				
标记	标准化				尺寸	标记																																			
审核					重量	比例																																			
工艺					寿命	范围																																			
 <a href="http://www.OMC-StepperOnline.com">www.OMC-StepperOnline.com</a>																																									

## Bomba hidráulica

 <b>Dati Tecnici</b> <i>Technical Data</i>															
<b>Denominazione prodotto:</b> <i>Product's name:</i>	POMPA 10.10/500 T.SHU 1,5MT 230V BOX														
<b>Codici:</b> <i>Codes:</i>	A13S180154B														
<b>Emissione:</b> <i>Emission:</i>	04/10/2012														
<b>Foto prodotto:</b> <i>Product's product:</i>	 L'immagine è puramente indicativa - <i>The product image is just an example.</i>														
<b>Tipologia fluido:</b> <i>Fluid typology:</i>	Acqua dolce, pulita; non può essere utilizzata per il trattamento di acqua destinata al consumo umano. <i>Clean fresh water; cannot be used to purify water for human consumption.</i>														
<b>Tipologia costruttiva:</b> <i>Construction typology:</i>	Monostadio ad albero orizzontale, corpo assiale ad ingresso singolo, con rotore immerso. <i>Single stage, horizontal shaft, axial body with single-input, immersed rotor.</i>														
<b>Posizionamento:</b> <i>Positioning system:</i>	Immersa. <i>Submersible.</i>														
<b>Conformità e approvazioni:</b> <i>Conformity and approvals:</i>	EN 60335-1, EN 60335-2-41, EN 60335-2-55, EN 55014-1, EN 55014-2														
<b>Temperatura minima fluido:</b> <i>Minimum fluid temperature:</i>	4 [°C] 39.2 [°F]														
<b>Temperatura massima fluido:</b> <i>Maximum fluid temperature:</i>	35 [°C] 95 [°F]														
<b>Connessioni:</b> <i>Connections:</i>	OUT: Ø 13 [mm] M (Ø 12.4 [mm] F)														
<b>Portata:</b> <i>Flow-rate:</i>	500 [l/h] 132 [gph]														
<b>Prevalenza:</b> <i>Head:</i>	0.8 [m] 2.6 [ft]														
<b>Potenza assorbita:</b> <i>Input power:</i>	5 [W]														
<b>Tensione nominale:</b> <i>Rated voltage:</i>	220 + 240 [V]														
<b>Corrente nominale:</b> <i>Rated current:</i>	I <sub>max</sub> = 40 [mA]														
<b>Tipologia dell'alimentazione:</b> <i>Nature of supply:</i>	~ (AC) 50 [Hz]														
<b>Classe isolamento elettrico:</b> <i>Electrical insulation class:</i>	I														
<b>Grado di protezione IP:</b> <i>IP protection rate:</i>	IPX8														
<b>Cavo:</b> <i>Cable:</i>	H03VV-F 3X0.75	lunghezza: <i>length:</i> 1.5 [m] 4.9 [ft]													
<b>Spina:</b> <i>Plug:</i>	Europa (Shuko) European (Shuko)	 Standard: CEE 7/7 Water Proof													
<b>Portata regolabile/Adjustable flow rate</b>															
 <table border="1"> <caption>Data points from the graph</caption> <thead> <tr> <th>Q [l/h]</th> <th>h [m]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0</td><td>0.80</td></tr> <tr><td>100</td><td>0.65</td></tr> <tr><td>200</td><td>0.50</td></tr> <tr><td>300</td><td>0.35</td></tr> <tr><td>400</td><td>0.20</td></tr> <tr><td>500</td><td>0.05</td></tr> </tbody> </table>		Q [l/h]	h [m]	0	0.80	100	0.65	200	0.50	300	0.35	400	0.20	500	0.05
Q [l/h]	h [m]														
0	0.80														
100	0.65														
200	0.50														
300	0.35														
400	0.20														
500	0.05														



Resistencia calefactora 100W

**Resistencia para boquilla Inox**

Precio a partir de **26.98 EUR**

**Descripción**

Resistencia de boquilla estanca, Alta potencia.  
Se suministra con cable de 1000mm.  
230V



Referencia:	30mm	Ancho de banda	Watios
Z17030020	30mm	20mm	100W

Resistencia calefactora 230W

**Resistencia para boquilla Inox**

Precio a partir de **26.98 EUR**

**Descripción**

Resistencia de boquilla estanca, Alta potencia.  
Se suministra con cable de 1000mm.  
230V



Referencia:	30mm	40mm	Watios
Z17030040	30mm	40mm	230W

Resistencia calefactora 270W



**Resistencia para boquilla Inox**

Precio a partir de **26.98 EUR**

**Descripción**

Resistencia de boquilla estanca, Alta potencia.  
Se suministra con cable de 1000mm.  
230V

Referencia:	40mm	35mm	Watios
Z17040035	40mm	35mm	270W

## Ventilador axial

### **Ventilador Axial DC, 50 x 50 x 15mm, 16.1cfm, 1.5W, 12 V dc, Serie ME**

Código RS **111-8316**  
Fabricante Sunon  
Nº ref.fabric. **ME50151V2-000U-A99**



## **Especificaciones**

¿No es lo que buscaba? Seleccione los atributos que desee y pulse en el botón de abajo.

<input type="checkbox"/> Tensión de Alimentación	12 V dc
<input type="checkbox"/> Dimensiones	50 x 50 x 15mm
<input type="checkbox"/> Altura	50mm
<input type="checkbox"/> Anchura	50mm
<input type="checkbox"/> Profundidad	15mm
<input type="checkbox"/> Funcionamiento DC o AC	DC
<input type="checkbox"/> Flujo de Aire	16.1cfm
<input type="checkbox"/> Consumo de Energía	1.5W
<input type="checkbox"/> Corriente Máxima	125mA
<input type="checkbox"/> Tipo de Cojinete	Vapo
<input type="checkbox"/> Nivel de Ruido	36dB(A)
<input type="checkbox"/> Velocidad del Ventilador	6100rpm
<input type="checkbox"/> Serie	ME
<input type="checkbox"/> Tipo de terminación	Cable de conexión
<input type="checkbox"/> Dirección de la Curva	Radial
<input type="checkbox"/> Presión estática	0.2in/H2O
<input type="checkbox"/> Configuración	Cuadrado
<input type="checkbox"/> Seleccionar todo	

Ventilador radial

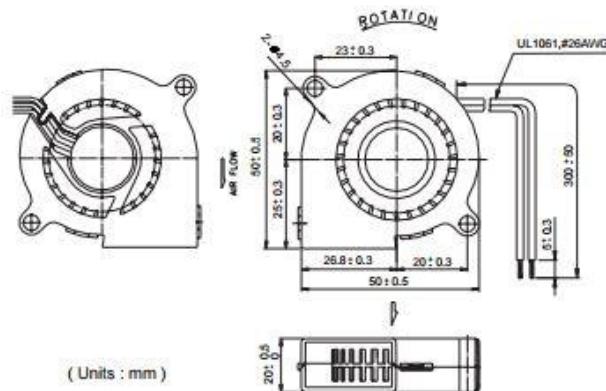
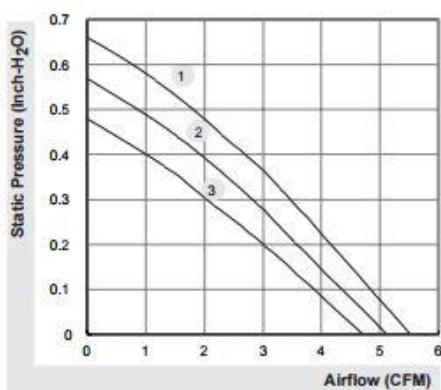


50x50x20 mm

4.8~5.7 CFM



MAGLev by SUNON	P/N	Bearing ● VAPO	Rating Voltage (VDC)	Power Current (AMP)	Power Consumption (WATTS)	Speed (RPM)	Air Flow (CFM)	Static Pressure (Inch-H <sub>2</sub> O)	Noise (dBA)	Weight (g)	Curve
GB1205PKV1-8AY	GN	●	12	0.124	1.5	5200	5.7	0.66	35	33	1
GB1205PKV2-8AY	GN	●	12	0.104	1.3	4800	5.2	0.56	33	33	2
GB1205PKV3-8AY	GN	●	12	0.088	1.1	4400	4.8	0.46	30	33	3



\*All model could be customized. Please contact with Sunon Sales.

\*Specifications subject to change without notice. Please Visit SUNON web site at <http://www.sunon.com> for update information.

## Controlador Motor TB6600HG

**TOSHIBA**

**TB6600HG**

TOSHIBA BiCD Integrated Circuit Silicon Monolithic•



..

### **PWM Chopper-Type bipolar Stepping Motor Driver IC**

The TB6600HG is a PWM chopper-type single-chip bipolar sinusoidal micro-step stepping motor driver.

Forward and reverse rotation control is available with 2-phase, 1·2-phase, W1·2-phase, 2W1·2-phase, and 4W1·2-phase excitation modes.

2-phase bipolar-type stepping motor can be driven by only clock signal with low vibration and high efficiency.

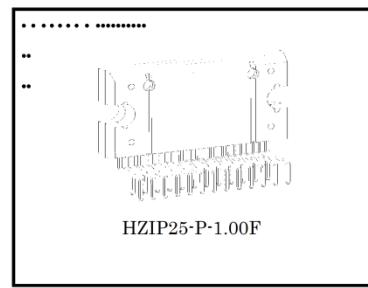
..

### **Features**

- PWM constant current drive single-chip bipolar sinusoidal micro-step stepping motor driver
  - BiCD 0.13 (50 V) process
  - $R_{on}$  (upper + lower) = 0.4  $\Omega$  (typ.)
  - Selectable excitation mode (1/1, 1/2, 1/4, 1/8, and 1/16 step)
  - Output withstand voltage:  $V_{CC}$  = 8 to 42 V (operation range)  
 $V_{CC}$  = 50 V (absolute maximum ratings, maximum value)
  - Output current:  $I_{OUT}$  = 5.0 A (absolute maximum ratings, peak, within 100ms)  
 $I_{OUT}$  = 4.5 A (operating range, maximal value)
  - Built-in thermal shutdown (TSD) circuit, over-current detection (ISD) circuit, and under voltage lock out (UVLO) circuit.
  - Single power supply
- ..

### **Absolute Maximum Ratings ( $T_a = 25^\circ C$ )**

Characteristic	Symbol	Rating	Unit
Power supply voltage	$V_{CC}$	50	V
Output current (per one phase)	$I_O$ (PEAK)	5.0/phase (Note 1)	A
Drain current (ALERT, DOWN)	$I$ (ALERT)	1	mA
	$I$ (MO)		
Input voltage	$V_{IN}$	6	V
Power dissipation	$P_D$	3.2 (Note 2)	W
		40 (Note 3)	
Operating temperature	$T_{opr}$	-30 to 85	$^\circ C$
Storage temperature	$T_{stg}$	-55 to 150	$^\circ C$



Weight  
HZIP25-P-1.00F: 7.7g(typ.)

Note 1: $T = 100\text{ms}$

Note 2: $T_a = 25^\circ C$ , No heat sink

Note 3: $T_a = 25^\circ C$ , with infinite heat sink.

### **Operating Range ( $T_a = 25^\circ C$ )**

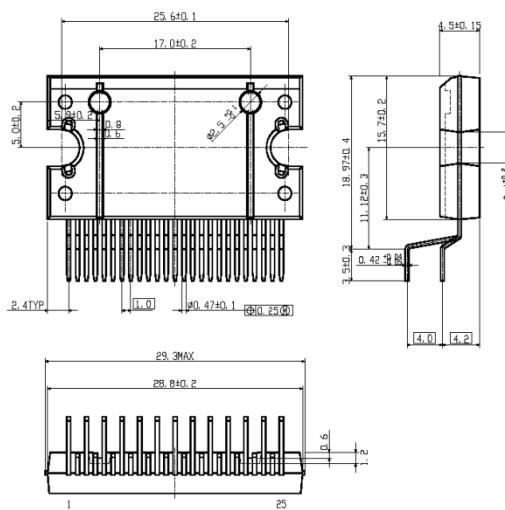
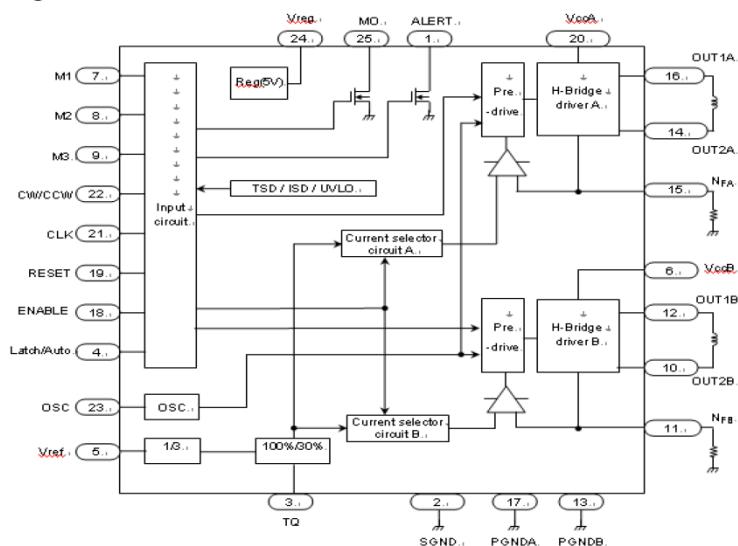
Characteristic	Symbol	Min	Typ.	Max	Unit
Power supply voltage	$V_{CC}$	8.0	—	42	V
Output current	$I_{OUT}$	—	—	4.5	A
Input voltage	$V_{IN}$	0	—	5.5	V
	$V_{ref}$	0.3	—	3.5	V
Clock frequency	$f_{CLK}$	—	—	200	kHz
Chopping frequency	$f_{chop}$	20	40	60	kHz
OSC frequency	$f_{osc}$	2.0	4.0	6.0	MHz

Please use the contents published in this material as a reference. Please inquire about a formal technical data sheet.

**TOSHIBA**

TB6600HG

Block Diagram



Pin No.	I/O	Symbol	Function
1	Output	ALERT	TSD / ISD monitor pin
2	—	SGND	Signal ground
3	Input	TQ	Torque (output current) setting input pin
4	Input	Latch/Auto	Select a return type for TSD.
5	Input	Vref	Voltage input for 100% current level
6	Input	VccB	B channel Power supply
7	Input	M1	Excitation mode setting input pin
8	Input	M2	Excitation mode setting input pin
9	Input	M3	Excitation mode setting input pin
10	Output	OUT1B	B channel output 2
11	—	NFB	B channel output current detection pin
12	Output	OUT1B	B channel output 1
13	—	PGNDB	Power ground
14	Output	OUT2A	A channel output 2
15	—	NFA	A channel output current detection pin
16	Output	OUT1A	A channel output 1
17	—	PGNDA	Power ground
18	Input	ENABLE	Enable signal input pin
19	Input	RESET	Reset signal input pin
20	Input	VCCA	A channel Power supply
21	Input	CLK	CLK pulse input pin
22	Input	CW/CCW	Forward/reverse control pin
23	—	OSC	Resistor connection pin for internal oscillation setting
24	Output	Vreg	Control side connection pin for power capacitor
25	Output	MO	Electrical angle monitor pin

**TOSHIBA**

TB6600HG

**Electrical Characteristics (Ta = 25°C, V<sub>CC</sub> = 24 V)**

Characteristic		Symbol	Test Condition	Min	Typ.	Max	Unit	
Input voltage	High	V <sub>IN</sub> (H)	M1, M2, M3, CW/CCW, CLK, RESET, ENABLE, Latch/Auto, and TQ	2.0	—	5.5	V	
	Low	V <sub>IN</sub> (L)		-0.2	—	0.8		
V <sub>CC</sub> supply current	I <sub>CC1</sub>	Output open, RESET: H, ENABLE: H, M1:L, M2:L, M3:H (1/1-step mode) CLK:L		—	3.1	7	mA	
		I <sub>CC3</sub>		—	1.8	4		
Minimum CLK pulse width	twCLKH			2.2	—	—	μs	
	twCLKL							
Output residual voltage	V <sub>OL</sub> MO	I <sub>OL</sub> = 1 mA		—	—	0.5	V	
	V <sub>OL</sub> ALERT			—	—	—		
Internal constant voltage	V <sub>reg</sub>	External capacitor = 0.1 μF (in standby mode)		4.5	5.0	5.5	V	
TSD operation temperature (Note)	TSD	Design target value		—	160	—	°C	
TSD hysteresis(Note)	TSDhys	Design target value		—	90	—	°C	
Over current detection current (Note)	ISD	All outputs, Design target value		—	6.5	—	A	
Oscillation frequency	f <sub>OSC</sub>	External resistance R <sub>OSC</sub> = 51 kΩ		2.8	4	5.2	MHz	
Output ON resistor	R <sub>ON U</sub> + R <sub>ON L</sub>	I <sub>OUT</sub> = 4 A		—	0.4	0.6	Ω	

Note: Pre-shipment testing is not performed.

**Description of Functions**

**(1) Excitation Settings**

Input			Mode (Excitation)
M1	M2	M3	
L	L	L	Standby mode (Operation of the internal circuit is almost turned off.)
L	L	H	1/1 (2-phase excitation, full-step)
L	H	L	1/2A type (1-2 phase excitation A type) ( 0% - 71% - 100% )
L	H	H	1/2B type (1-2 phase excitation B type) ( 0% - 100% )
H	L	L	1/4 (W1-2 phase excitation)
H	L	H	1/8 (2W1-2 phase excitation)
H	H	L	1/16 (4W1-2 phase excitation)
H	H	H	Standby mode (Operation of the internal circuit is almost turned off.)

**(2) Function (I/O truth table)**

Input				Output mode
CLK	CW/CCW	RESET••	ENABLE••	
	L	H	H	CW
	H	H	H	CCW
X	X	L	H	Initial mode
X	X	X	L	Z

X: Don't Care

V• • • •

RAMPS v1.4

**RAMPS v1.4**

**Referencia:** ELR00010

**12,00 € impuestos incluidos.**



Controlador motor DR8825

**Driver motor pap DRV8825 stepstick**

**Referencia:** ELR00025

**Condición:** Nuevo producto

**5,75 € impuestos incluidos.**



Final de carrera

## Final de carrera

Referencia: STOPEND

**4,19 € impuestos incluidos.**



Fuente 12V 20A AC/DC

## Fuente 12V 20A AC/DC

Referencia: ELX00065

**27,99 € impuestos incluidos.**



Termistor 100K NTC

**Termistor 100K NTC + cable 1m + conector**

**Referencia:** ELX00035

**2,99 € impuestos incluidos.**



## Anexo 4. Calibración y validación

La calibración de la máquina consiste en la regulación de los parámetros de temperatura y velocidad de extrusión en función del estudio analizado en el anexo 1, con el objetivo de obtener un filamento de diámetro de 3mm y constante a lo largo de toda su longitud.

En la siguiente tabla se muestra el procedimiento seguido para la calibración de la máquina con las respuestas de cada una de las modificaciones:

Parámetros			Respuesta	Motivos
Temperatura (°C)	Velocidad giro (rpm)	Otros parámetros		
210	10	Termistor en acople guía, Motor a 1Amperio	Quemado del PLA	Mal posicionamiento termopar
210	10	Termistor en camisa, Motor a 1Amperio	Atrancamiento motor	Par o temperatura insuficientes
210	5	Termistor en camisa, Motor a 1Amperio	Atrancamiento motor	Par o temperatura insuficientes
230	10	Termistoren camisa, Motor a 1Amperio	Atrancamiento motor	Par o temperatura insuficientes
230	5	Termistor en camisa, Motor a 1Amperio	Extrusión de PLA, Fluídez muy alta, Atrancamiento parcial motor	Par o temperatura inadecuados
230	1	Termistor en camisa, Motor a 1Amperio	Extrusión de PLA, Fluídez muy alta, Atrancamiento parcial motor	Par o temperatura inadecuados
230	4	Termistor en camisa, Motor a 4 Amperios	Atrancamiento motor	Par insuficiente
230	1	Termistor en camisa, Motor a 4 Amperios	Extrusión de PLA, Calidad dimensión alta, Fragilidad alta, % Aire alto	Refrigeración alta
230	1	Termistor en camisa, Motor a 4 Amperios, Mayor distancia ventilador	Extrusión de PLA, Fluídez alta, % Aire alto	Alta temperatura
220	1	Termistor en camisa, Motor a 4 Amperios	Extrusión de PLA, Calidad dimensionado baja, Fragilidad media, % Aire bajo	Velocidad insuficiente
220	2	Termistor en camisa, Motor a 4 Amperios	Extrusión de PLA, Calidad dimensionado alta, Fragilidad media, % Aire bajo	

Tabla A5: Modificaciones y respuestas durante la calibración

La calibración se valida cuando el filamento se extruye en un estado físico apto para ser refrigerado hidráulicamente y transportado, además de que las propiedades mecánicas como la fragilidad se mantengan lo máximo posible con respecto al filamento original. En este caso los parámetros para cumplir dichos requisitos una vez realizados los ensayos pertinentes mostrados en la tabla anterior son:

Temperatura de las resistencias: 220°C

Velocidad de giro: 2rpm

Amperaje motor: 4A

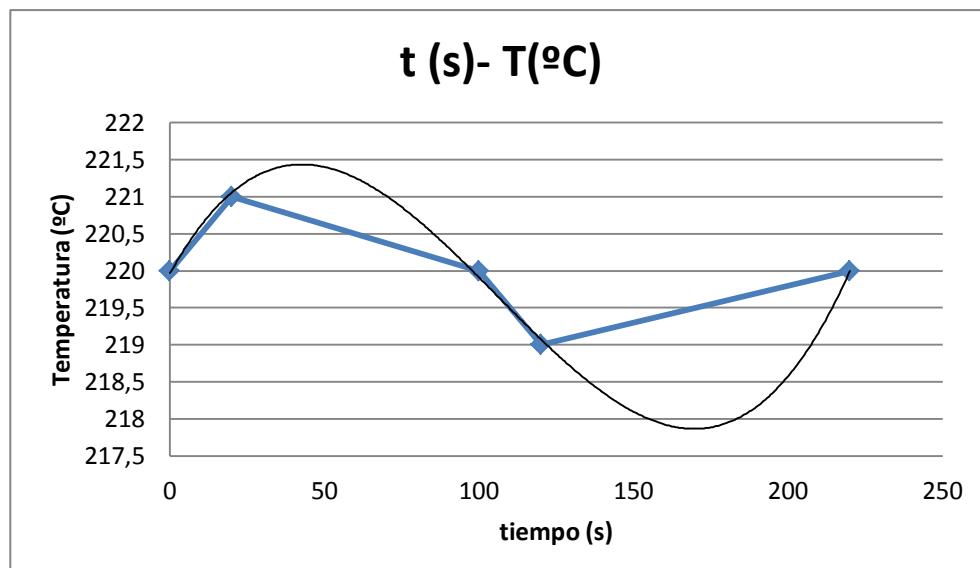
Durante el proceso de calibración se comprobó que se alcanzaban temperaturas mayores a la de consigna. Esto es debido a que las resistencias poseen la capacidad de alcanzar altas temperaturas rápidamente, el tiempo que pasa entre que la resistencia llega a la temperatura de consigna y el termistor capta la misma mediante conducción, la resistencia sigue calentando por inercia, es preciso por tanto no realizar la extrusión hasta que la máquina alcanza el equilibrio térmico.

Por ello se comprueba el control de temperatura cuando el sistema llega al régimen estacionario, y se observa hasta qué punto es constante la temperatura. Una vez conocido experimentalmente el tiempo en el que varía la temperatura en un ciclo se observa que existe un error de  $\pm 1$  en cada ciclo, tal y como se muestra en la siguiente tabla:

T (°C)	t (s)
220	0
221	20
220	100
219	120
220	220

**Tabla A6:** Datos experimentales en un ciclo del control de temperatura

Graficando los resultados se obtiene una representación en el que se puede ver la evolución de la temperatura en función del tiempo en uno de los ciclos cuando el sistema alcanza el equilibrio.



**Gráfico A5:** Ciclo de la temperatura en la extrusora

La línea azul que une los puntos hace referencia a los datos de temperatura-tiempo empíricamente obtenidos, mientras que la curva de color negro muestra la tendencia polinómica de orden 3 que sigue la función con un  $R^2 = 0,9906$  lo cual indica una satisfactoria aproximación de dicha tendencia.

## Anexo 5. Cálculos

### Anexo 5.1. Extrusión

En el presente apartado se especifica los cálculos previos al diseño de la extrusora.

El elemento principal para el diseño de la extrusora es el husillo, cuyas especificaciones se muestran en la tabla siguiente:

Diámetro externo (mm)	Φ	18
Profundidad canal	h	4
Longitud total (mm)	L	450
Longitud de trabajo (mm)	L <sub>t</sub>	352
Paso (mm)	t	32
Nº Canales	m	1
Número de filetes	N <sub>f</sub>	11
Ángulo de hélice (º)	Φ	29,5
Peso (kg)	M	0,44

**Tabla A7:** Especificaciones del husillo

#### Producción tornillo

La producción es la cantidad de material que se obtiene por unidad de tiempo, cuyo valor depende del volumen que transporta el husillo y las revoluciones a las que este gire.

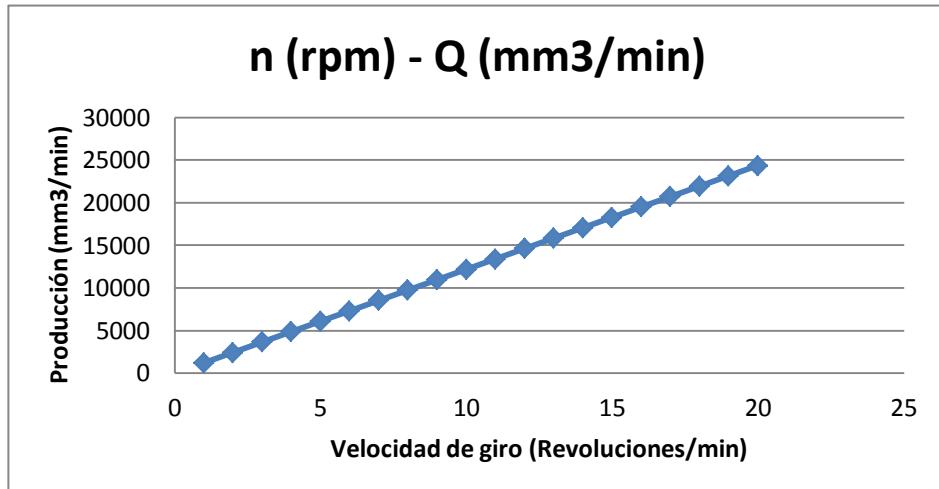
Por tanto, mediante el software CAD utilizado para diseñar este proyecto “Inventor” se determina el volumen de material existente en un paso del husillo, siendo este de valor 1219,36 mm<sup>3</sup>/paso, es decir en una vuelta, por lo que el volumen será 1219,36 mm<sup>3</sup>/revolución.

$$Q = V \cdot n \quad (1)$$

Q= producción (mm<sup>3</sup>/min)

V= Volumen en una revolución (mm<sup>3</sup>/rev)

n= revoluciones por minuto



**Gráfico A6:** Gráfico velocidad de giro-producción

Si se diseña el sistema a 12rpm se produce un caudal de  $14632,32 \text{ mm}^3/\text{min}$ , o lo que es lo mismo  $2,44 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$ .

Conociendo el diámetro de orificio de la boquilla (2,85mm) por donde sale el material es posible hallar la velocidad de salida del PLA:

$$\dot{Q} = v A \rightarrow v = \frac{\dot{Q}}{A} = \frac{4 \dot{Q}}{\pi \phi^2} \rightarrow v = 2293,66 \frac{\text{mm}}{\text{min}} \quad (2)$$

Además es necesario comprobar que el sistema a esta velocidad no alcanza un régimen turbulento en el interior de la boquilla, pues este efecto podría provocar irregularidades en el acabado del material de salida, para ello se valora el número de Reynolds, si este es menor que 2100 se considerará laminar, y por lo tanto óptimo:

$$Re = \frac{\rho v \phi}{\eta} \quad (3)$$

Donde:

$\rho$ = Densidad del PLA (considerado a temperatura ambiente, puesto que esta será mayor y por lo tanto será el peor caso,  $\rho=1250 \text{ kg/m}^3$ )

$v$ = Velocidad del fluido (m/s)

$\phi$ = Diámetro del orificio (2,85mm)

$\eta=1000 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  (Para polímeros en estado viscoso según M.Beltrán, Tecnología de Polímeros, pág. 26)

Aplicando datos, se obtiene un  $Re= 1,35 \cdot 10^{-4}$ , al ser menor que 2100, se confirma que se encuentra en un régimen laminar.

Aunque se ha diseñado el sistema a 12rpm una vez calibrada la máquina se ha visto que la velocidad de giro óptima es 2 rpm, donde se obtiene una producción de  $2438,73 \text{ mm}^3/\text{min}$ , aplicando la densidad del PLA ( $1250 \text{ kg/m}^3$ ) se halla el caudal másico producido:

$$\dot{m} = \rho \dot{Q} \rightarrow \boxed{\dot{m} = 0,18 \frac{kg}{h}} \quad (4)$$

Y la velocidad de salida del material por tanto será

$$\boxed{v = 382,28 \frac{mm}{min}}$$

### Presiones

Para la obtención del par del motor necesario para extruir y la fuerza que recibe el husillo se debe calcular las presiones que la extrusora tiene que soportar.

- Presión en el husillo

La presión máxima es la que se genera en la parte posterior del husillo, cuyo valor viene representado por la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = An - B \frac{\Delta P_{husillo}}{\eta} \rightarrow \Delta P_{husillo} = \eta \frac{An - \dot{Q}}{B} \quad (5)$$

Donde A y B simbolizan constantes del tornillo y se calculan:

$$A = \frac{\pi^2 \phi^2 \sin \varphi \cos \varphi h}{2} \rightarrow A = 2,036 \cdot 10^{-6} \quad (6)$$

$$B = \frac{h^3 \pi \phi \sin^2 \varphi}{12 L_t} \rightarrow B = 7,59 \cdot 10^{-10} \quad (7)$$

Suponiendo la velocidad de giro comentada anteriormente de 12rpm, su correspondiente producción y una viscosidad  $\eta=1000$  Pa·s, aislamos el incremento de presión en el husillo, obteniendo:

$$\Delta P_{husillo} = 31,88 MPa$$

- Presión en el acoplamiento guía y la boquilla

Por otra parte, es necesario tener en cuenta la presión generada en el acoplamiento y la boquilla, cuya fórmula de cálculo es:

$$\dot{Q} = k \frac{\Delta P}{\eta} \rightarrow \Delta P = \eta \frac{\dot{Q}}{k} \quad (8)$$

Donde Q y η admiten los mismos valores que anteriormente y k es una constante que depende de la geometría interior de la boquilla y del acoplamiento.

Para geometrías circulares:  $k = \frac{\pi R^4}{8L}$

R= Radio del orificio de salida

L= Longitud del canal donde se produce el incremento de presión

Sabiendo que:

	Acoplamiento-guía	Boquilla
Diámetro orificio (mm)	4	2,85
Longitud canal (mm)	13,7	1,5

Por lo que los resultados obtenidos son los siguientes:

$$\begin{aligned} k_{acople} &= 4,59 \cdot 10^{-10} \rightarrow \Delta P_{acople} = 0,53 \text{ MPa} \\ k_{boquilla} &= 1,08 \cdot 10^{-9} \rightarrow \Delta P_{boquilla} = 0,22 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (9)$$

- Presión total

La presión total se halla sumando la presión generada en el husillo, acople-guía y boquilla:

$$\Delta P_{Total} = \Delta P_{husillo} + \Delta P_{acople} + \Delta P_{boquilla} \rightarrow \boxed{\Delta P_{Total} = 32,64 \text{ MPa}}$$

#### Potencia de accionamiento del motor

La potencia de accionamiento del motor necesaria (N) para poder extruir se obtiene mediante la siguiente relación:

$$N = \Delta P_{Total} \dot{Q} \rightarrow \boxed{N = 7,96 \text{ W}} \quad (10)$$

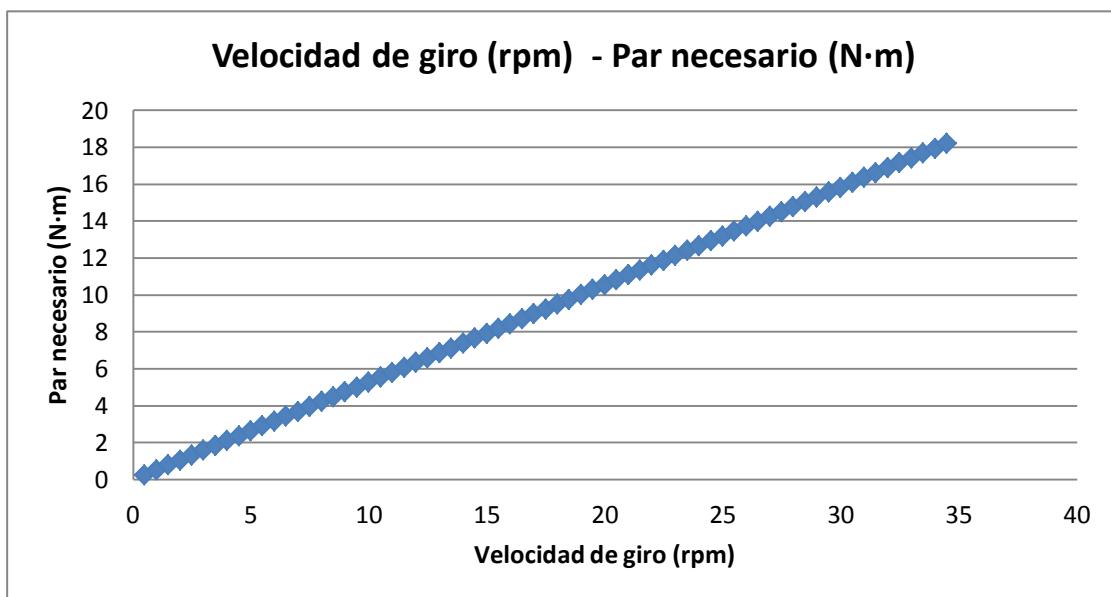
#### Par torsor del motor necesario

Una vez obtenida la potencia de accionamiento, se calcula el par torsor necesario para generar la presión de extrusión, con lo que se selecciona el motor adecuado:

$$N = M_T w = M_T \frac{2\pi}{60} n \rightarrow M_T = \frac{60}{2\pi n} N \rightarrow \boxed{M_T = 6,33 \text{ N}\cdot\text{m}} \quad (11)$$

En este caso se ha seleccionado un motor teniendo en cuenta un factor de seguridad de 2, y adoptando el más próximo al resultado obtenido, cuyo par motor es de 15 N·m.

Relacionando la velocidad de producción del husillo y el par motor se grafica la siguiente relación:



**Gráfico A7:** Relación velocidad de giro- par necesario

Analizando el gráfico obtenido se puede concluir que para producir más, el par que el motor debe superar crece, puesto que una mayor producción se traduce en una mayor velocidad que a su vez significa más presión y por lo tanto mayor potencia y par necesarios. Sin embargo, al aumentar la velocidad de giro, el motor disminuye su torque. Por este motivo se tuvo que reducir la velocidad hasta 2rpm, necesitando menos esfuerzo a vencer y consiguiendo que el motor fuera capaz de alcanzar el valor de par necesario para extruir, tal y como se explica en el anexo 4, calibración y validación.

#### Fuerza en el husillo

Finalmente, se calcula la fuerza que ejerce la presión máxima sobre el husillo, para comprobar posteriormente en el cálculo de vida infinita del husillo, (anexo 5.8.1, en el cual se considera como un eje) si es capaz de soportar dicho esfuerzo.

$$F_{husillo} = \Delta P_{husillo} A = \Delta P_{husillo} \frac{\pi \phi_{husillo}^2}{4} \rightarrow F_{husillo} = 8112,47 \text{ N} \quad (12)$$

## Anexo 5.2. Dilatación

### Husillo - Camisa

Con ciertos incrementos de temperatura los materiales sufren dilatación térmica, variando su volumen, esto podría ocasionar problemas en el diseño de la extrusora pues si el husillo se dilata más que la camisa podría llegar a producirse estancamiento del material o del propio husillo.

Por ello se han seleccionado los materiales adecuados para que la dilatación del husillo sea menor que la de la camisa, evitando los problemas comentados.

Broca: Acero HSS, coeficiente de dilatación térmica:  $\alpha_{HSS} = 13,1 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

Camisa: Acero AISI 304, coeficiente de dilatación térmica:  $\alpha_{AISI\ 304} = 17,8 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

Aplicando los fundamentos teóricos de la dilatación y conociendo los diámetros iniciales de ambos elementos, la temperatura inicial ( $20^\circ\text{C}$ ) y la final ( $220^\circ\text{C}$ ) a la que son sometidos se calcula la dimensión final de los componentes.

Se considerará como juego mínimo  $d=0,02$   $\Phi_{broca}=0,04\text{mm}$  según el científico Savgorodny V.K (véase el apartado de bibliografía, en memoria). Mientras que la camisa tiene una tolerancia limitada por el fabricante, cuyos valores son  $18^{+0,1}_{-0,05} \text{ mm}$ , siendo 18 el diámetro nominal en ambos casos.

Seleccionando el eje como referencia (h), el juego mínimo es el comentado, mientras que el máximo es 0,1mm, por lo que según las tablas de calidades según "Technical pocket guide Schaeffler" (véase Bibliografía en el volumen Memoria):

$$AIT_a = f(18, X) = 0,05\text{mm} = 50\mu\text{m} \rightarrow IT_a = 10$$

$$PIT_a = f(18, Y) = 0,05\text{mm} = 50\mu\text{m} \rightarrow Posición = D$$

Por tanto:

$$PIT_a = J_{\min} + AIT_e \rightarrow AIT_e = PIT_a - J_{\min}$$

$$AIT_e = 0,01\text{mm} = 10\mu\text{m} \rightarrow IT_e = IT6$$

De esta manera se obtiene la nomenclatura según norma ISO 18D10h6, la cual debe mantenerse al incrementar la temperatura a  $220^\circ\text{C}$ :

$$J_{\min}(220^\circ\text{C}) = J_{\min}(20^\circ\text{C}) + \phi_{\min,a}(20^\circ\text{C})\alpha_{AISI\ 304}(220-20) - \phi_{\max,a}(20^\circ\text{C})\alpha_{HSS}(220-20)$$

$$J_{\min}(220^\circ\text{C}) = 0,057\text{ mm}$$

Se halla la dilatación del intervalo de amplitud de tolerancia (AIT) de ambos elementos a la temperatura de trabajo mediante:

$$\phi_f = \phi_0 \cdot (1 + \alpha \Delta T) \quad (13)$$

$$AIT_a = 0,05\text{mm} = 50\mu\text{m} \rightarrow IT_a = 10$$

$$AIT_e = 0,01\text{mm} = 10\mu\text{m} \rightarrow IT_e = IT6$$

Se recalcula la posición del intervalo de tolerancia (PIT) para el agujero:

$$PIT_a(220^\circ C) = J_{\min}(220^\circ C) + AIT_e(220^\circ C) \rightarrow PIT_a = 0,058 \text{ mm} = 58 \text{ mm} \rightarrow \text{Posición D}$$

Todos los parámetros se mantienen, por lo que se concluye que el ajuste antes y después del calentamiento de la extrusora es el mismo.

### Boquilla

Aplicando el mismo fundamento teórico e incremento de temperatura que en el caso anterior se diseña el diámetro de la boquilla para obtener 3mm de diámetro de PLA.

Boquilla: Latón, coeficiente de dilatación térmica:  $\alpha_{\text{Latón}} = 19 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

Polímero extruido, coeficiente de dilatación térmica:  $\alpha_{\text{PLA}} = 7,4 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$

Para  $\phi_f=3\text{mm}$  de PLA:

$$\phi_{f, \text{PLA}} = \phi_{0, \text{PLA}} \cdot (1 + \alpha_{\text{PLA}} \Delta T) \rightarrow \phi_{0, \text{PLA}} = \frac{\phi_{f, \text{PLA}}}{1 + \alpha_{\text{PLA}} \Delta T}$$

$$\phi_{0, \text{PLA}} = 2,61 \text{ mm}$$

Este valor sería igual al valor final del diámetro de la boquilla dilatada, por tanto:

$$\phi_{0, \text{PLA}} = \phi_{f, \text{Latón}} = 2,61 \text{ mm}$$

Obteniendo finalmente el diámetro de la boquilla inicial:

$$\phi_{f, \text{Latón}} = \phi_{0, \text{Latón}} \cdot (1 + \alpha_{\text{Latón}} \Delta T) \rightarrow \phi_{0, \text{Latón}} = \frac{\phi_{f, \text{Latón}}}{1 + \alpha_{\text{Latón}} \Delta T}$$

$$\phi_{0, \text{Latón}} = 2,60 \text{ mm}$$

El valor obtenido del diámetro de la boquilla para la obtención de un filamento de PLA de 3mm es 2,60mm, sin embargo al ser inevitable que durante el proceso de tensado este se estire, deformándose y reduciendo su diámetro. Se diseñará un diámetro de boquilla ligeramente mayor para compensar dichas deformaciones, cuyo valor será 2,85mm, por lo tanto:

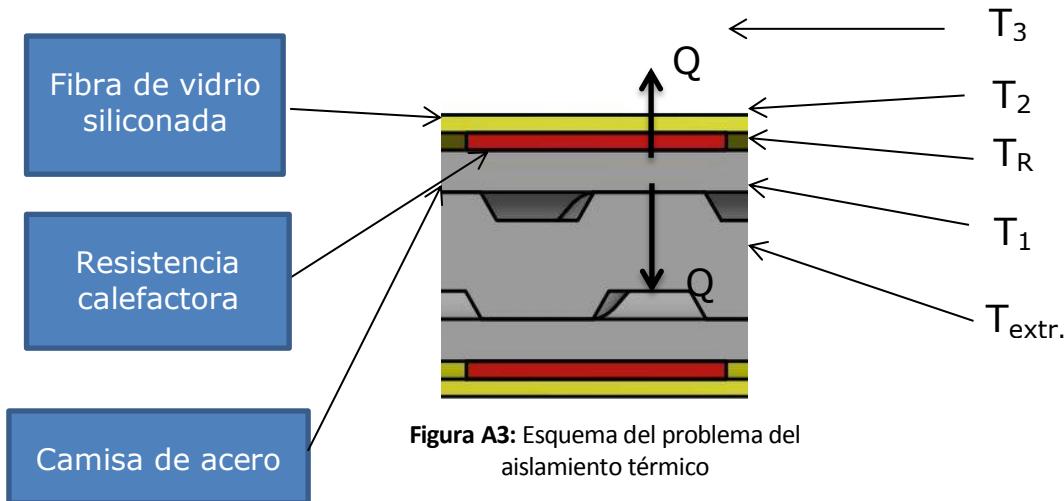
$$\boxed{\phi_{0, \text{Latón}} = 2,85 \text{ mm}}$$

Rehaciendo los cálculos de manera inversa a la realizada se obtiene un diámetro final del latón de  $\phi_{f, \text{Latón}}=2,86\text{mm}$  cuyo valor es igual al valor inicial del PLA. Mientras que el polímero alcanzaría una dimensión de  $\phi_{f, \text{PLA}}=3,28\text{mm}$ , que como ya se ha comentado se reduciría hasta aproximadamente 3mm debido a la tensión producida por el sistema de tensionado.

### Anexo 5.3. Aislante térmico

Como se ha comentado en el apartado 4.4.1 de la memoria, el material aislante a utilizar es fibra de vidrio. Mediante los fundamentos de transferencia de calor se comprueba si el espesor de aislante es óptimo para las condiciones a soportar por el sistema y se justifica la transmisión de calor de la resistencia al PLA.

A continuación se muestra un esquema del problema a resolver:



Dónde:

$T_1$ = Temperatura en la superficie interior de la camisa.

$T_2$ = Temperatura en la superficie exterior del aislante. [53°C mediante termistor]

$T_3$ = Temperatura en el ambiente.

$T_R$ = Temperatura de la resistencia calefactora. (220°C [mediante termistor])

$T_{extr.}$ = Temperatura de extrusión.  $\approx T_1$

Para determinar la capa de aislante óptima se plantea el sistema de transferencia de calor en el volumen de control, donde el calor es constante:

$$\dot{Q} = \frac{T_R - T_1}{\ln(r_2 / r_1)} = \frac{T_R - T_2}{\ln(r_3 / r_2)} = \frac{T_1 - T_{ext.}}{\frac{1}{A_{int} h_{int}}} = \frac{T_2 - T_3}{\frac{1}{A_{ext} h_{ext}}} \quad (14)$$

Dónde:

$H$ = Longitud de extrusión. (153 mm)

$k_1$ = Coeficiente térmico de la camisa de acero. (21 W/mk)

$k_2$ = Coeficiente térmico de la fibra de vidrio siliconada. (0,035 W/mk)

$r_1 = \frac{\phi_1}{2}$  Radio interior de la camisa de acero. ( $\Phi_1=18$  mm)

$r_2 = \frac{\phi_2}{2}$  Radio exterior de la camisa de acero. ( $\Phi_2=30$  mm)

$r_3 = \frac{\phi_3}{2}$  Radio exterior de la fibra de vidrio siliconada. ( $\Phi_2=110$  mm)

$A_{int}$ = Superficie interna de la camisa.

$A_{ext}$ = Superficie externa del aislante.

$h_{int}$ = Coeficiente de convección interno.

$h_{ext}$ = Coeficiente de convección externo. ( $h_{ext} = \frac{Nu k_{aire}}{\phi_3}$ ,  $k_{aire}=0,02$  W/mk)

Conociendo las temperaturas en la resistencia ( $T_R$ ) y en la capa del aislante ( $T_2$ ) gracias al termistor, se obtiene el calor existente:

$$\dot{Q} = \frac{T_R - T_2}{\ln(r_3 / r_2)} \rightarrow \boxed{\dot{Q} = 10,24 \text{ W}}$$

$$2 \pi H k_2$$

Una vez obtenido el calor generado, es necesario el cálculo del número de Nusselt, el cual relaciona las temperaturas del ambiente y de una superficie, en este caso la del aislante, mediante el coeficiente de convección para cilindros horizontales, y que se expresa de la siguiente manera, según Churchill y Chu::

$$Nu = \left( 0,6 + \frac{0,387 Ra^{\frac{1}{6}}}{[1 + (\frac{0,559}{Pr})^{\frac{9}{16}}]^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \rightarrow \boxed{Nu = 1068,78} \quad (15)$$

Dónde:

$Ra$ = Número de Rayleigh ( $10^{-5} < Ra < 10^{12}$ )

$Pr$ = Número de Prandtl (0,7 para aire)

En el que se ha aplicado  $Ra = 10^{12}$  para convecciones naturales.

Volviendo a la fórmula (14) para calcular la temperatura del ambiente:

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_3}{\frac{1}{A_{ext} h_{ext}}} \rightarrow T_3 = T_2 - \frac{\dot{Q}}{A_{ext} h_{ext}} = T_2 - \frac{\dot{Q}}{2 \pi r_3 H h_{ext}} = T_2 - \frac{\dot{Q}}{\pi \phi_3 H \frac{Nu k_{aire}}{\phi_3}}$$

$$T_3 = T_2 - \frac{\dot{Q}}{\pi H Nu k_{aire}} \rightarrow \boxed{T_3 = 52^\circ C}$$

El valor obtenido coincide con lo observado en los ensayos de calibración de la máquina.

Finalmente, se comprueba la transferencia de calor de la resistencia al interior de la extrusora:

$$\dot{Q} = \frac{T_R - T_1}{\frac{\ln(r_2 / r_1)}{2 \pi H k_1}} \rightarrow T_1 = T_R - \dot{Q} \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2 \pi H k_1} \rightarrow \boxed{T_1 = 219,74^\circ C}$$

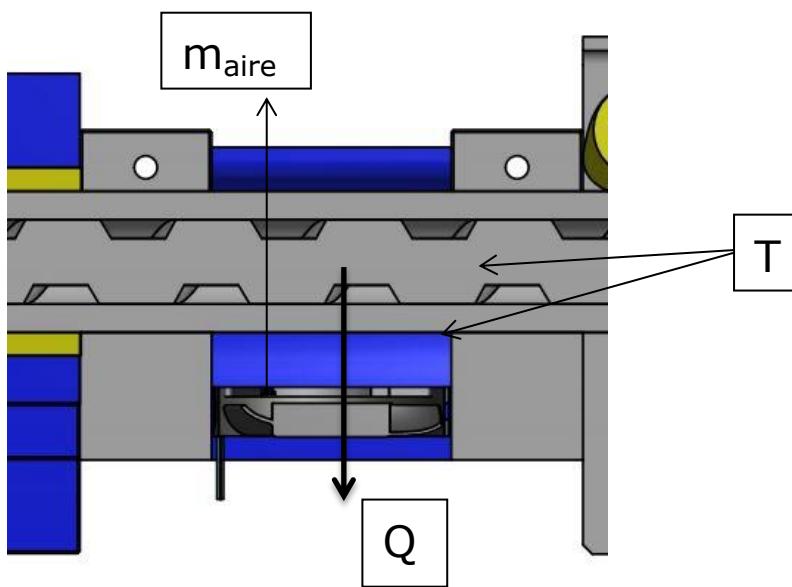
Se demuestra así como efectivamente el aislante seleccionado es adecuado para la aplicación y como la temperatura se transmite casi en su totalidad desde las resistencias calefactoras hasta el PLA.

## Anexo 5.4. Refrigeración

### Refrigeración de la camisa

Tal como se ha comentado en el apartado 4.4.2. de la memoria, cabe diseñar una refrigeración en la camisa mediante un ventilador axial para evitar que el calor llegue a la tolva de la máquina, diseñada de plástico como material.

En este apartado se concretan los cálculos realizados en los que se comprueba que el ventilador axial seleccionado (ver anexo 3) es capaz de extraer el calor necesario para alcanzar una temperatura adecuada en la zona más próxima de la camisa a la parte diseñada en plástico de la máquina, evitando su derretimiento. A continuación se presenta un esquema del planteamiento propuesto:



**Figura A4:** Sección de la refrigeración en la camisa

En primer lugar cabe comentar que debido a la similitud entre las temperaturas del interior de la extrusora y del exterior de la camisa de acero calculadas en el anexo 5.3. Cálculo del aislante térmico, se ha realizado la hipótesis de considerarlas iguales para simplificar los cálculos, siendo además idéntica a la temperatura final del caudal del aire refrigerante.

La ecuación que gobierna este problema es la de transmisión de calor, como la temperatura del interior de la extrusora es la que es transferida al PLA se considera que el polímero alcanza la misma temperatura.

Se iguala la potencia que el ventilador puede extraer y la que entrega el polímero caliente para calcular qué temperatura se podrá alcanzar con el ventilador seleccionado:

$$\dot{Q}_{\text{ventilador}} = \dot{Q}_{\text{extraído del PLA}} \quad (16)$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} c_{e, \text{aire}} (T_{2, \text{aire}} - T_{1, \text{aire}}) = \dot{m}_{\text{PLA}} c_{e, \text{PLA}} (T_{2, \text{PLA}} - T_{1, \text{PLA}})$$

Donde:

$Q$ = Calor transmitido (W)

$m$ = Caudal másico (kg/s) ( $m_{\text{PLA}}= 0,18 \text{ kg/h}$ ,  $V_{\text{aire}}= 16,1 \text{ cfm}$  que entrega el ventilador)

$C_e$ = Calor específico (J/(kg K)) ( $C_{e, \text{PLA}}= 1800 \text{ J/(kg K)}$ ,  $C_{e, \text{aire}}= 1000 \text{ J/(kg K)}$ )

$T_{1, \text{aire}}$ = Temperatura inicial del aire (20°C)

$T_{2, \text{aire}}$ = Temperatura final del aire

$T_{1, \text{PLA}}$ = Temperatura inicial del PLA (219,74 °C según el anexo 5.3)

$T_{2, \text{PLA}}$ = Temperatura final del PLA

Reconvertimos el caudal de aire que entrega el ventilador a unidades prácticas para el cálculo:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 16,1 \text{ cfm} \times \frac{1,699 m^3 / s}{1 \text{ cfm}} \times 1,25 \frac{\text{kg}}{m^3} \rightarrow \dot{m}_{\text{aire}} = 34,19 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Como se ha comentado, se emplea la hipótesis que  $T_{2, \text{aire}}= T_{2, \text{PLA}}= T$ , por lo que despejando de (16):

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{aire}} c_{e, \text{aire}} (T_{2, \text{aire}} - T_{1, \text{aire}}) &= \dot{m}_{\text{PLA}} c_{e, \text{PLA}} (T_{2, \text{PLA}} - T_{1, \text{PLA}}) \\ \dot{m}_{\text{aire}} c_{e, \text{aire}} T - \dot{m}_{\text{aire}} c_{e, \text{aire}} T_{1, \text{aire}} &= \dot{m}_{\text{PLA}} c_{e, \text{PLA}} T - \dot{m}_{\text{PLA}} c_{e, \text{PLA}} T_{1, \text{PLA}} \\ \dot{m}_{\text{aire}} c_{e, \text{aire}} T - \dot{m}_{\text{PLA}} c_{e, \text{PLA}} T &= -\dot{m}_{\text{PLA}} c_{e, \text{PLA}} T_{1, \text{PLA}} + \dot{m}_{\text{aire}} c_{e, \text{aire}} T_{1, \text{aire}} \\ (\dot{m}_{\text{aire}} c_{e, \text{aire}} - \dot{m}_{\text{PLA}} c_{e, \text{PLA}}) T &= \dot{m}_{\text{aire}} c_{e, \text{aire}} T_{1, \text{aire}} - \dot{m}_{\text{PLA}} c_{e, \text{PLA}} T_{1, \text{PLA}} \end{aligned}$$

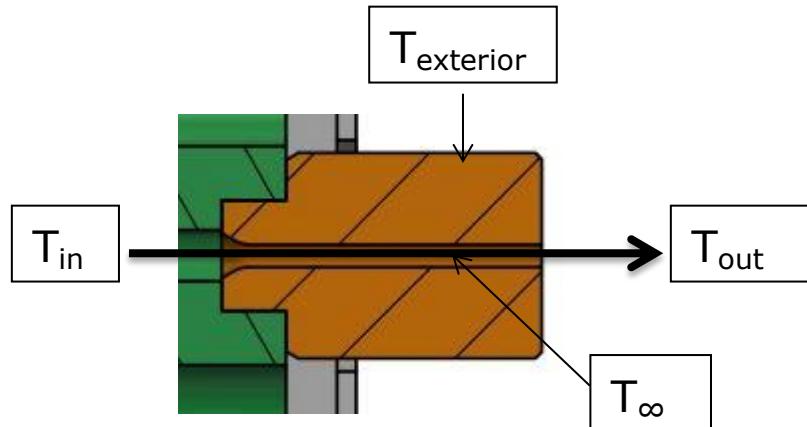
$$T = \frac{\dot{m}_{\text{aire}} c_{e, \text{aire}} T_{1, \text{aire}} - \dot{m}_{\text{PLA}} c_{e, \text{PLA}} T_{1, \text{PLA}}}{\dot{m}_{\text{aire}} c_{e, \text{aire}} - \dot{m}_{\text{PLA}} c_{e, \text{PLA}}} \rightarrow \boxed{T = 18,09^\circ C}$$

Por tanto, el ventilador seleccionado entrega un caudal que refrigerará adecuadamente la camisa evitando cualquier accidente por derretimiento.

#### Refrigeración en la boquilla

En el capítulo 4.4.2 se cita la existencia del ventilador radial (véase anexo 3) en la salida de la extrusora para refrigerar un determinado valor el cable extruido de PLA, previamente a la refrigeración mediante agua. En este apartado se aproxima la temperatura del polímero a la salida de la extrusora ( $T_{\text{out}}$ ) después de la acción del ventilador sobre el dado o boquilla.

Para ello, se conoce la temperatura a la que el material entra en la boquilla, pues es igual a la temperatura de extrusión ( $T_{in} = 220^{\circ}\text{C}$ ), y la del exterior de la misma, ya que se ha observado empíricamente mediante un termistor ( $T_{exterior} = 110^{\circ}\text{C}$ ). Se plantea el siguiente esquema para obtener la temperatura de salida ( $T_{out}$ ):



**Figura A5:** Esquema del problema de la refrigeración en la boquilla

Donde la temperatura media en la parte central de la boquilla, la cual es necesaria para obtener la temperatura en la salida, se calcula como:

$$T_{\infty} = \frac{T_{out} + T_{in}}{2} \quad (17)$$

Para obtener la temperatura media, se precisa calcular el calor extraído del ambiente una vez accionamos el ventilador a máxima potencia:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{aire} c_{e_{aire}} (T_{in} - T_{exterior}) = V_{aire} \rho_{aire} c_{e_{aire}} (T_{in} - T_{exterior}) \rightarrow \boxed{\dot{Q} = 355,67 \text{ W}} \quad (18)$$

Donde:

$V_{aire}$ = caudal volumétrico de aire ( $V_{aire}=9,7 \text{ m}^3/\text{h}$ , entregado por el ventilador radial)

$\rho_{aire}= 1,2 \text{ kg/m}^3$

$C_{e, aire}= 1000 \text{ J}/(\text{kg K})$

Conociendo el calor transmitido, se aplica los fundamentos de transferencia de calor en superficies cilíndricas:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty} - T_{exterior}}{\frac{\ln(r_{ext} / r_{int})}{2 \pi H k_{latón}}} \quad (19)$$

Donde:

$$r_{ext} = \frac{\phi_{ext}}{2} \text{ Radio exterior de la boquilla. } (\Phi_{ext}=16 \text{ mm})$$

$$r_{int} = \frac{\phi_{int}}{2} \text{ Radio interior de la boquilla. } (\Phi_{int}=2,85 \text{ mm})$$

$$k_{latón} = \text{Coeficiente de transferencia térmica del latón } (k_{latón}=81 \text{ W/mk})$$

$$H = \text{Longitud de la boquilla } (H=20\text{mm})$$

Despejamos de la expresión (19), la temperatura media para conocer su valor:

$$T_{\infty} = \frac{\dot{Q} \ln(r_{ext} / r_{int})}{2 \pi H k_{latón}} + T_{exterior} \rightarrow [T_{\infty} = 170,28^{\circ}\text{C}]$$

De vuelta a la expresión (17) se aísla la temperatura en la salida del dado:

$$T_{out} = 2T_{\infty} - T_{in} \rightarrow [T_{out} = 120,56^{\circ}\text{C}]$$

Por lo que la temperatura de salida de material es 120,56 °C.

### Refrigeración hidráulica

Para el cálculo de la refrigeración hidráulica se vuelve a emplear el sistema de transferencia de calor, en este caso se hace pasar agua bombeada en sentido contrario del movimiento del cable de PLA extruido, la expresión que lo domina es la siguiente:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{e_c} (T_{c1} - T_{c2}) = \dot{m}_f c_{e_f} (T_{f2} - T_{f1}) * \quad (20)$$

Dónde:

$Q$ = Calor transmitido (W)

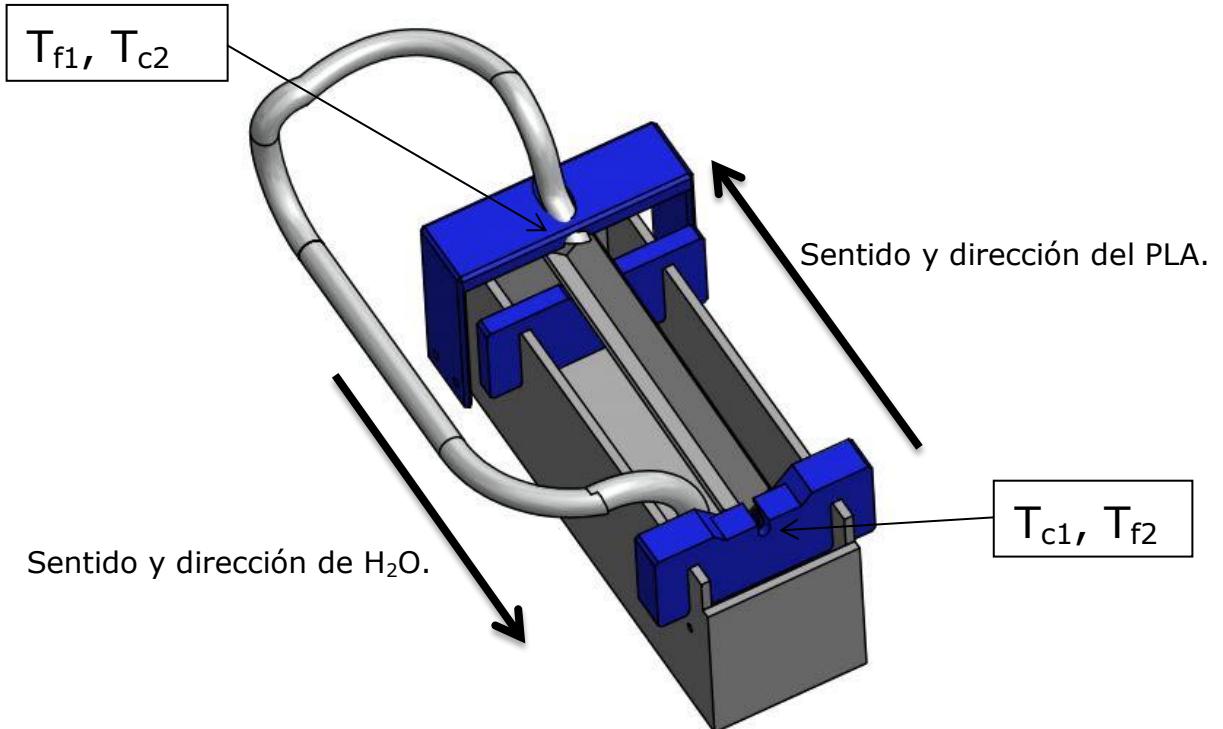
$m$ = Caudal másico (kg/s) ( $m_{PLA}= 0,18$  kg/h,  $V_{agua}= 8$  l/min que entrega la bomba, véase el anexo 3)

$C_e$ = Calor específico (J/(kg K)) ( $C_{e,PLA}= 1800$  J/(kg K),  $C_{e,agua}= 4180$  J/(kg K))

$T$ = Temperatura

\*Los subíndices “c” y “f” se refieren al material caliente (PLA) y frío (agua) correspondientemente.

A continuación se muestra una imagen la cual muestra cómo se ha definido el problema:



**Figura A6:** Representación de los parámetros de cálculo de la refrigeración hidráulica

Para el cálculo de la temperatura de agua de recirculación se realiza una hipótesis la cual consiste en considerar que el filamento de PLA alcanza la temperatura inicial del agua, puesto que se comprobó experimentalmente que la temperatura del agua era prácticamente constante a lo largo del proceso. Debido a que dependiendo del incremento de temperatura sufrido por el material, este se volvía más o menos frágil, siguiendo una relación proporcional (véase el anexo 4, calibración y validación), se decidió no refrigerar con agua a temperatura ambiente, sino a 35°C para reducir el incremento de temperatura por lo que también la fragilidad del polímero, es decir que  $T_{c2}=T_{f1}=35^{\circ}\text{C}$ .

Mediante la expresión (20) se calcula el calor extraído del sistema:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{e_c} (T_{c1} - T_{c2}) \rightarrow \boxed{\dot{Q} = 7,65 \text{ W}}$$

Donde  $T_{c1}= 120,56^{\circ}\text{C}$  puesto que es la temperatura de llegada del PLA, calculado en el apartado anterior.

Se obtiene la temperatura del agua a la salida del sistema:

$$\dot{Q} = \dot{m}_f c_{e_f} (T_{f2} - T_{f1}) \rightarrow T_{f2} = T_{f1} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_f c_{e_f}} \rightarrow \boxed{T_{f2} = 35,01^{\circ}\text{C}}$$

Siendo  $m_f = \rho_{\text{agua}} V_{\text{agua}} = 1000 \cdot 8 = 8000 \text{ l/min}$ , es decir:  $m_f = 480 \text{ kg/h}$

Se comprueba que efectivamente el valor obtenido corresponde con lo observado empíricamente, ya que el agua prácticamente mantiene su temperatura.

## Anexo 5.5. Tensionado

Se calcula la tensión necesaria para que el PLA sea capaz de ser arrastrado y transportado gracias al volante. Para ello, es necesario calcular la masa de cable existente en la máquina, la cual se formula de la siguiente manera:

$$m_x = \rho_{PLA} V_x = \rho_{PLA} L_x A = \rho_{PLA} L_x \frac{\pi \phi_{PLA}^2}{4} \quad (21)$$

Siendo:

$\rho_{PLA}$ = Densidad del PLA(  $\rho_{PLA} = 1250 \text{ kg/m}^3$  )

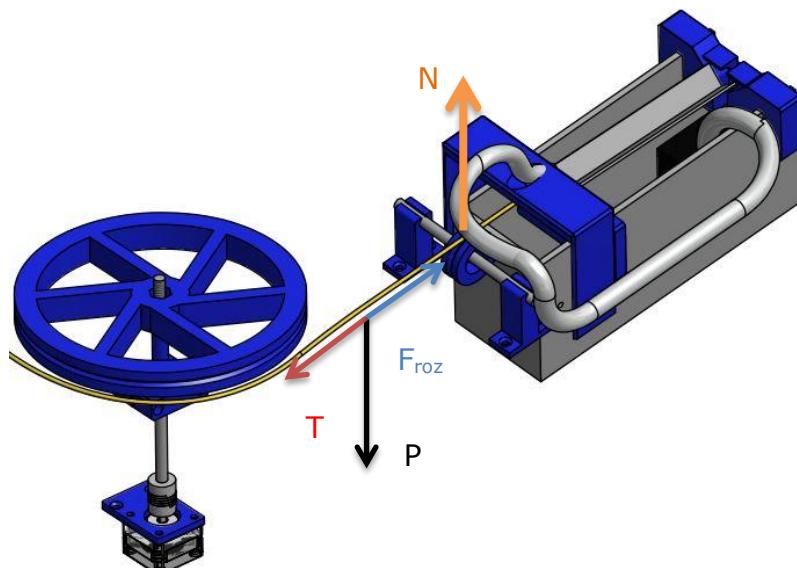
$\phi_{PLA}$ = Diámetro del cable de PLA (  $\phi_{PLA} \approx 3\text{mm}$  )

$L_x$ = Longitud del cable de PLA

Por lo que la expresión de la masa sería:

$$m_x = 8,84 \cdot 10^{-3} L_x \quad (22)$$

En la siguiente figura se aprecian las direcciones y sentidos de las fuerzas que intervienen en el sistema, para que el sistema se encuentre en equilibrio, en el cual se deduce que la tensión (T) es igual a la fuerza de rozamiento ( $F_{rozamiento}$ ), y la normal (N) equilibra el peso del cable (P).



**Figura A7:** Representación de las fuerzas actuantes sobre el sistema de tensionado

$$T = F_{rozamiento}$$

$$N = P$$

$$\left. \begin{array}{l} F_{rozamiento} = \mu_{PLA} N \\ P = m g \\ m = 8,84 \cdot 10^{-3} L_x \end{array} \right\} \text{Entonces } \rightarrow T = \mu_{PLA} \cdot 8,84 \cdot 10^{-3} L_x g \quad (23)$$

Dónde:

$\mu_{PLA}$ = Coeficiente de rozamiento del PLA ( $\mu_{PLA} = 0,16$ )

$g$ = Gravedad ( $g \approx 10 \text{ m/s}^2$ )

Por lo que la fórmula de la tensión del cable final queda de la manera siguiente:

$$T = 14,13 \cdot 10^{-3} L_x \quad (24)$$

Y para una longitud  $L_1=425\text{mm}$  correspondiente desde la boquilla de la extrusora hasta el volante:

$$T = 6 \cdot 10^{-3} N$$

Finalmente cabe comprobar que esta tensión en el cable no supera el límite de tracción del PLA, con el objetivo de evitar posibles roturas del polímero en el momento del tensionado, para ello se calcula la presión ejercida por esta tensión y se compara con el límite de tracción comentado:

$$P_T < \sigma_{PLA}$$

$$P_T = \frac{T}{A} = \frac{4T}{\pi \phi_{PLA}^2} \rightarrow P_T = 8,48 \cdot 10^{-4} \text{ MPa}$$

Como  $\sigma_{PLA} = 60 \text{ MPa}$ , efectivamente, se cumple que  $8,48 \cdot 10^{-4} \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$ , por lo que la estructura interna del cable de PLA es capaz soportar la tensión a la que es sometida sin romperse.

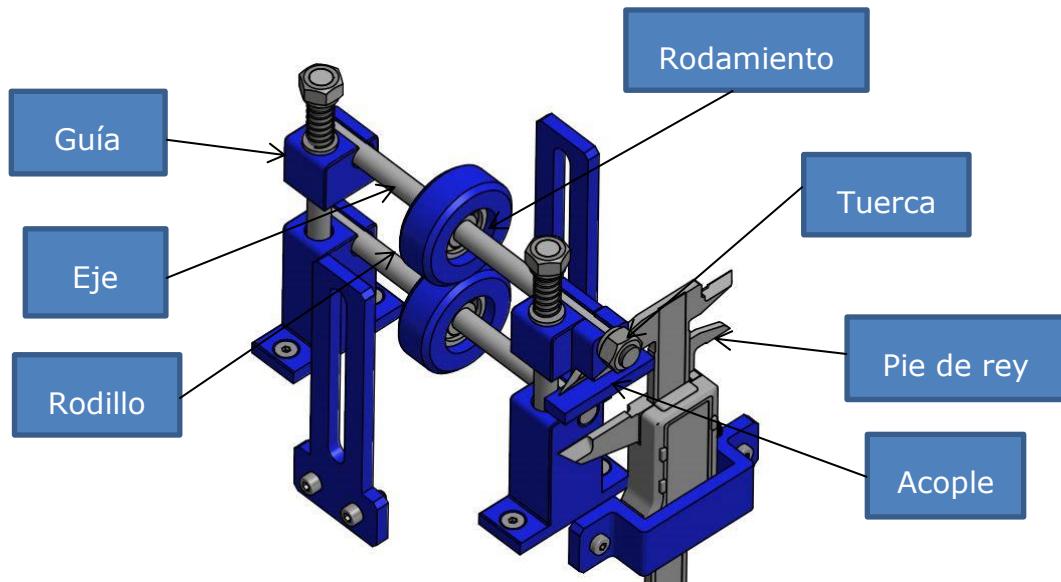
## Anexo 5.6. Comprobación peso

### Comprobación peso sistema de medida

En el apartado 4.4.4 se explica el sistema de comprobación de medida del diámetro del cable una vez se ha extruido, para ello el cable pasa a través de unos rodillos. Por este motivo es necesario verificar que el cable es capaz de soportar el peso de todos los componentes que debe levantar para realizarse la medida, sin provocar en él una deformación.

Para ello, se calcula la fuerza de peso aplicada sobre el cable de PLA, a partir de la masa de todos los componentes, las cuales se intuyen a partir del software de modelaje utilizado, Inventor, aplicando el material correspondiente a cada uno de los elementos. Una vez aplicada esta acción los resultados son los siguientes:

- a) Masa guía=  $3 \cdot 10^{-3}$  kg (x2)
- b) Masa eje = 0,02 kg
- c) Masa rodillo=  $5 \cdot 10^{-3}$  kg
- d) Masa tuerca=  $6,00 \cdot 10^{-3}$  kg
- e) Masa rodamiento=  $12,00 \cdot 10^{-3}$  kg
- f) Masa acople=  $2 \cdot 10^{-3}$  kg
- g) Masa del pie de rey= 0,08 kg



**Figura A8:** Componentes de sistema de dimensionado

La suma total de la masa es 0,13 kg. A partir del módulo elástico del PLA ( $E_{PLA} = 3,50$  GPa) se comprueba si existe deformación cuando el cable es sometido a una presión ( $\tau$ ) equivalente al peso ( $P$ ) calculado en una superficie la cual es prácticamente puntual, en este caso se considera una longitud aproximada de  $L=1$  mm y que se encuentra aplicada en la mitad del perímetro del cable, para poder realizar el cálculo.

Como se ha comentado, se debe cumplir la siguiente desigualdad:

$$\tau < E_{PLA}$$

Se calcula la presión en el punto en el que se aplica la fuerza del peso, teniendo en cuenta que el cable tiene un diámetro de 3mm:

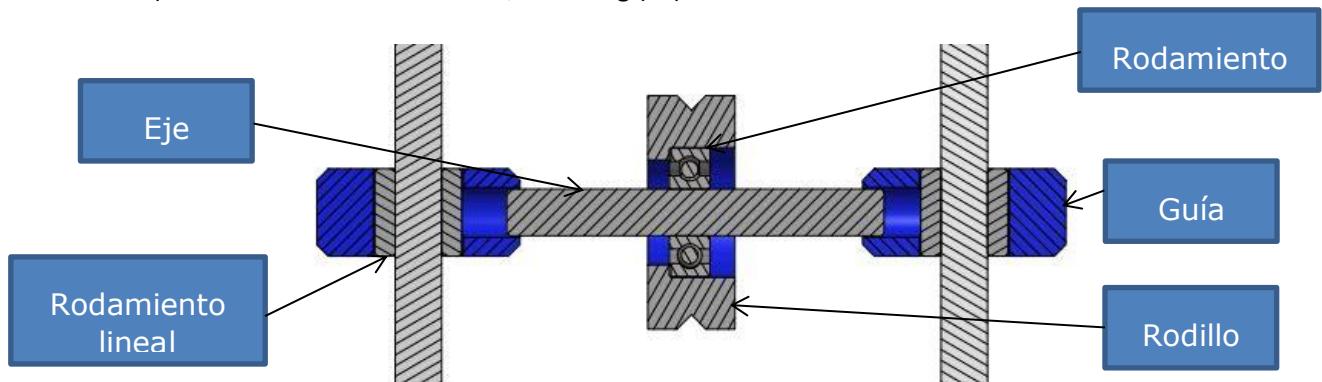
$$\tau = \frac{P}{A} = \frac{m g}{2 \pi \frac{\phi}{2} L} = \frac{2 m g}{\pi \phi L} \rightarrow \tau = 2,76 \cdot 10^{-4} \text{ GPa} \quad (25)$$

Como  $E_{PLA} = 3,50 \text{ GPa}$ , efectivamente se cumple que  $2,76 \cdot 10^{-4} \text{ GPa} < 3,50 \text{ GPa}$ , por lo que el cable es capaz de levantar el peso de los componentes del instrumento de medida sin sufrir deformación.

#### Comprobación peso sistema de control de velocidad de bobinado

Tal y como en el anterior cálculo cabe realizar la misma operación para el control del sistema de velocidad de bobinado, puesto que se basa en el levantamiento de unos ciertos componentes a partir de la tensión del filamento de PLA, las masas de los elementos obtenidas emprando el mismo procedimiento que en el caso anterior son:

- a) Masa rodillo=  $10 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$
- b) Masa rodamiento =  $12,00 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$
- c) Masa eje=  $9,00 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$
- d) Masa guía=  $4 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$  (x2)
- e) Masa rodamiento lineal=  $5,00 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$  (x2)



**Figura A9:** Componentes del sistema de control de velocidad de bobinado

La suma total de la masa es 0,05 kg. Aplicando las mismas condiciones dimensionales anteriores y la misma expresión (25) se tiene:

$$\tau = \frac{P}{A} = \frac{m g}{2 \pi \frac{\phi}{2} L} = \frac{2 m g}{\pi \phi L} \rightarrow \tau = 1,12 \cdot 10^{-4} \text{ GPa}$$

Como  $E_{PLA} = 3,50 \text{ GPa}$ , efectivamente se cumple que  $1,12 \cdot 10^{-4} \text{ GPa} < 3,50 \text{ GPa}$ , por lo que el cable es capaz de levantar el peso de los componentes del controlador de velocidad de bobinado sin deformarse.

## Anexo 5.7. Cálculo dimensión y tiempo de obtención de una bobina

Debido a que el objetivo es el enrollado de 1 kg de filamento de PLA, se calcula el número de vueltas en las que se bobina sobre sí mismo el cable extruido. Con la meta de conocer la dimensión del producto final y el tiempo de enrollado.

Para ello se calcula la longitud de cable para 1 kg de PLA mediante la misma fórmula que en (21):

$$m = \rho_{PLA} V = \rho_{PLA} L A = \rho_{PLA} L \frac{\pi \phi_{PLA}^2}{4} \rightarrow L = \frac{4 m}{\rho_{PLA} \pi \phi_{PLA}^2}$$

Siendo:

$$m = 1 \text{ kg}$$

$$\rho_{PLA} = 1250 \text{ kg/m}^3$$

$$\phi_{PLA} = 3 \text{ mm}$$

Por tanto, la longitud para 1 kg de masa de PLA es 113,2 metros.

Inicialmente, el diámetro de la bobinadora sin filamento enrollado es de 99mm, con un ancho de 67mm, siendo el diámetro de cable extruido de 3mm, el número de vueltas con un mismo diámetro de cable es  $\frac{67}{3} \approx 22$ .

Cada vez que la bobina dé 22 vueltas, el cable se volverá a enrollar sobre sí mismo, y aumentará su diámetro el valor correspondiente al doble de la dimensión del cable,  $3 \times 2 \text{ mm}$ , es decir, 6mm. Esto significa que por cada iteración en la que el diámetro aumente, el perímetro y por lo tanto la longitud de cable enrollado también será mayor, siguiendo las siguientes expresiones:

$$p_0 = 22 \pi \phi_0, \text{ para el diámetro } n^{\circ} 1 \quad (26)$$

$$p_{i+1} = p_i + 22 \pi (\phi_i + 6), \text{ para el diámetro } n^{\circ} i+1 \quad (i = 0, 1, 2, 3, \dots)$$

De manera que se calcula la longitud o perímetro en cada iteración que el diámetro aumenta, en el momento en que este valor alcanza o supera los 113,2m se conoce las veces que el filamento se enrolla sobre sí mismo una vez alcanzado el kilo de masa. El resultado del cálculo se muestra en la tabla A8.

Nº veces enrollado sobre sí mismo	Número de vuelta	Diámetro (mm)	Perímetro (m)
1	22	99	6,84
2	44	105	14,10
3	66	111	21,77
4	88	117	29,86
5	110	123	38,36
6	132	129	47,27
7	154	135	56,61
8	176	141	66,35
9	198	147	76,51
10	220	153	87,08
11	242	159	98,07
12	264	165	109,48
13	286	171	121,30

**Tabla A8:** Dimensión de la bobina en cada iteración de enrollado

Tal y como muestra la tabla anterior, el cable alcanza el kilo de PLA a las 13 vueltas, siendo su diámetro de 3mm el diámetro externo de la bobina de PLA es 171mm.

Conociendo la producción de material calculada en el anexo 5.1, es posible conocer el tiempo aproximado en enrollar una bobina de 1 kg de PLA para nuestra máquina. El valor de tiempo obtenido no será exacto debido a que en el diseño la velocidad de bobinado no es constante, sin embargo será un dato que podrá ser utilizado para saber el rango de duración del proceso:

$$t = \frac{m}{\dot{m}} = \frac{1 \text{ kg}}{0,183 \text{ kg / h}} \rightarrow t = 5,45 \text{ h} \quad (27)$$

El tiempo total de bobinado de la máquina será de 5 horas y media.

## Anexo 5.8. Ejes a vida infinita

En este apartado se procederá a exponer las fórmulas empleadas y el procedimiento seguido para el cálculo de los ejes a vida infinita, todos los ejes del mecanismo se calcularán según lo indicado a continuación:

### Par torsor

$$M_T = \frac{P}{w} \quad \text{donde} \begin{cases} M_T = \text{Momento torsor} \\ P = \text{Potencia} \\ w = \text{Velocidad angular} \end{cases} \quad (28)$$

### Relación de transmisión (Diámetros, Par Torsor, Velocidades, Núm. Dientes)

$$i_{1-2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{M_{T2}}{M_{T1}} \quad \text{donde} \begin{cases} i = \text{Relación de transmisión} \\ n = \text{Velocidad de giro (rpm)} \\ d = \text{Diámetro} \\ z = \text{Número de dientes} \end{cases} \quad (29)$$

A partir de los datos anteriores, será posible conocer las fuerzas que actuarán en nuestro sistema, a continuación se muestran las expresiones tanto para engranajes como para poleas, únicos elementos de transmisión del mecanismo diseñado.

### Fuerzas engranajes cilíndricos rectos

$$F_t = \frac{2M_T}{d} \quad F_n = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad \text{donde} \begin{cases} F_t = \text{Fuerza tangencial} \\ \alpha = 20^\circ \\ F_n = \text{Fuerza normal} \end{cases} \quad (30)$$

### Fuerzas poleas

$$\alpha = 2 \arccos \frac{d_2 - d_1}{2C} \quad \beta = 90^\circ - \frac{\alpha}{2}$$

$$S_1 = \frac{2M_{T1}}{d_1} \quad S_2 = \frac{2M_{T2}}{d_2} \quad \text{donde} \begin{cases} \alpha = \text{Ángulo alfa} \\ \beta = \text{Ángulo beta} \\ S_1 = \text{Fuerza ramal tenso} \\ S_2 = \text{Fuerza ramal flojo} \\ F_{lc} = \text{Fuerza línea de centros} \\ F_{ortho} = \text{Fuerza ortogonal} \end{cases} \quad (31)$$

$$F_{lc} = (S_1 + S_2) \cdot \cos \beta \quad F_{ortho} = (S_1 - S_2) \cdot \sin \beta$$

### Diagramas de esfuerzos

En cada caso se especificarán los diagramas de esfuerzos que corresponden a la combinación de fuerzas y distancias de cada eje, a partir del equilibrio de momentos y fuerzas.

$$\sum_{i=1}^n F_{x,i} = 0 \quad \sum_{i=1}^n F_{y,i} = 0 \quad \sum_{i=1}^n M_{f,i} = 0 \quad \text{donde} \begin{cases} F_x = \text{Fuerza plano } x \\ F_y = \text{Fuerza plano } y \\ M_f = \text{Momento flector} \end{cases} \quad (32)$$

### Suma vectorial de momentos flectores

En algunos casos existirán momentos flectores en un mismo punto en distintos planos, por lo tanto es necesario tener en cuenta en los cálculos el efecto de ambos parámetros realizando una suma vectorial.

$$M_{f,\text{resultante}} = \sqrt{M_{f,x}^2 + M_{f,y}^2} \quad \text{donde} \begin{cases} M_{f,\text{resultante}} = \text{Momento flector resultante} \\ M_{f,x} = \text{Momento flector plano } x \\ M_{f,y} = \text{Momento flector plano } y \end{cases} \quad (33)$$

### Deducción sección crítica

Todos los ejes escogidos tendrán en su misma longitud el mismo diámetro, por lo tanto se podrán comparar los momentos y no las tensiones para la deducción de la sección crítica por la que es más propenso el eje a romper por fatiga, a partir de los momentos que podrán ser visualizados en los diagramas de esfuerzos.

### Paso a tensiones

Una vez conocida la sección crítica, se calcularán las tensiones de ese punto.

$$\sigma_{f,\max} = \frac{M_{f,\text{resultante}}}{\frac{\pi}{64} \cdot d^4} \cdot \frac{d}{2} \quad \tau_{T,\max} = \frac{M_T}{\frac{\pi}{32} \cdot d^4} \cdot \frac{d}{2} \quad \sigma_{axil} = \frac{4N}{\pi \cdot d^2}$$

(34)

donde  $\begin{cases} \sigma_{f,\max} = \text{Tensión máxima a flector} \\ \tau_{T,\max} = \text{Tensión máxima a torsor} \\ \sigma_{axil} = \text{Tensión a axil} \end{cases}$

### Paso a tensiones de amplitud y medias

Para poder comparar las tensiones de solicitud con las máximas resistentes de nuestro eje, será necesario pasar a tensiones medias y de amplitud a partir del ciclo de carga, en nuestro mecanismo todas las de flexión serán oscilatorias, y tanto las de torsión como las axiles constantes en el tiempo.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \text{donde} \begin{cases} \sigma_m = \text{Tensión media} \\ \sigma_a = \text{Tensión de amplitud} \end{cases} \quad (35)$$

En caso de tener torsión se aplicará Mohr y Von Mises:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \quad (36)$$

$$\text{donde} \begin{cases} \sigma_{1,2} = \text{Tensión de Mohr} \\ \sigma_{eq} = \text{Tensión de Von Mises} \end{cases}$$

### Resistencia máxima

Tal como se ha citado anteriormente, se deberá comparar la solicitud con la resistencia, por tanto será indispensable hallar el valor de la tensión máxima a fatiga de nuestro eje.

$$\sigma_f = (k_a k_b k_c k_d k_e \frac{1}{K_F}) \sigma_f' \quad \text{donde} \begin{cases} \sigma_f = \text{Tensión límite a fatiga a } 10^6 \text{ ciclos corregida} \\ k_a = \text{Factor de acabado superficial} \\ k_b = \text{Factor de tamaño} \\ k_c = \text{Factor de tipo de esfuerzo} \\ k_d = \text{Factor de temperatura} \\ k_e = \text{Factor de confiabilidad} \\ K_F = \text{Factor de entalla} \\ \sigma_f' = \text{Tensión límite a fatiga a } 10^6 \text{ ciclos} \end{cases} \quad (37)$$

Los factores modificadores de fatiga se obtendrán a partir de las tablas del anexo 6.

### Cálculo final

Finalmente, con las expresiones oportunas comparando solicitudación y resistencia será posible encontrar el Factor de seguridad existente con las dimensiones diseñadas, o por el contrario, el par del motor necesario para que el sistema funcione con un determinado factor de seguridad, a partir de la tensión media equivalente  $\sigma_{m,eq}$ .

$$\sigma_m^s = \frac{\sigma_f}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{m,eq}} + \frac{\sigma_f}{\sigma_F}} \quad (38)$$

$$FS = \frac{\sigma_m^s}{\sigma_{m,eq}} \quad \text{donde} \begin{cases} \sigma_m^s = \text{Tensión media del límite a fatiga} \\ \phi = \text{Diámetro del eje} \\ FS = \text{Factor de seguridad} \end{cases} \quad (39)$$

Cabe destacar que todos los ejes utilizan el mismo material, aluminio AlMgSi, por lo que sus propiedades de resistencia son:

$$\begin{aligned} \sigma_F &= 110 \text{ MPa} \\ \sigma_R &= 205 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Para la excepción del husillo, cuyo material es acero rápido HSS por lo que sus características se aproximan a las de un acero duro al tratarse de una broca, es decir, una herramienta de corte, por lo que sus parámetros de resistencia se han tomado como:

$$\begin{aligned} \sigma_F &= 800 \text{ MPa} \\ \sigma_R &= 900 \text{ MPa} \end{aligned}$$

### Anexo 5.8.1. Husillo

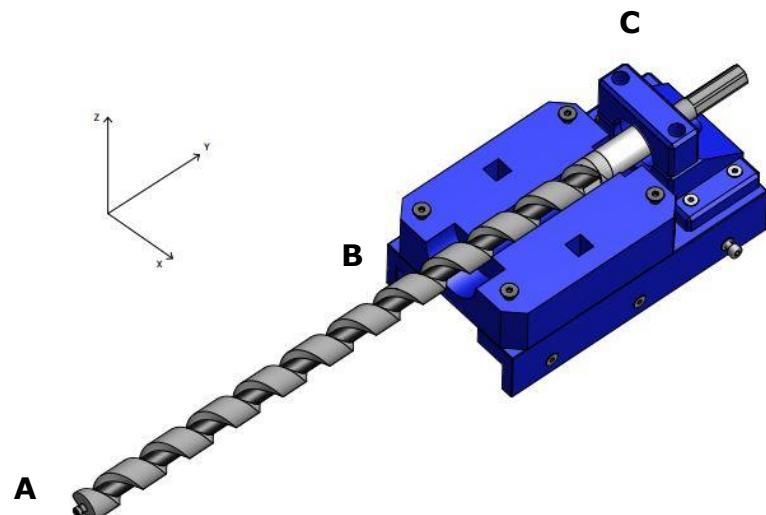
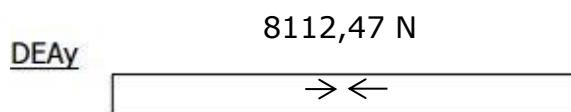
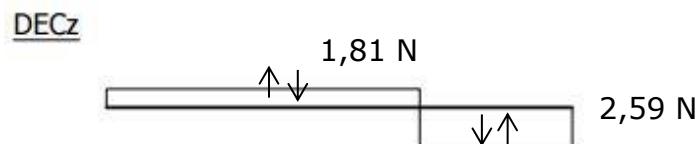
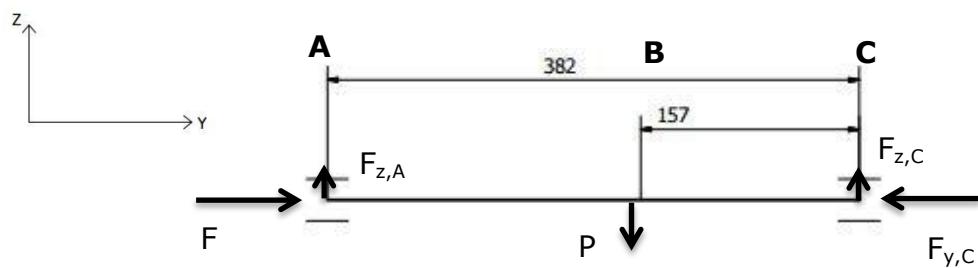


Figura A10: Ejes de referencia y fijaciones del husillo

Diagrama de esfuerzos del eje:



El diámetro del husillo se considera igual al diámetro máximo de este, es decir 18mm. A partir del mismo, del par torsor del motor seleccionado (15 N·m), de la fuerza de la presión al extruir (8112,47 N) y del peso del husillo (0,44kg, es decir, 4,4 N) a la que es sometido se calculan los esfuerzos que este aguanta. Se comprueba que el factor de seguridad es mayor que 1 para asegurar que el par del motor seleccionado efectivamente soporta las solicitudes calculadas a 12rpm.

$$\begin{aligned}\sigma_{f,a} &= 716,09 \text{ kPa} & \tau_{T,a} &= 0 & \sigma_{axil,a} &= 0 \\ \sigma_{f,m} &= 0 & \tau_{T,m} &= 13,10 \text{ MPa} & \sigma_{axil,m} &= -31,88 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Aplicando Von Mises:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= 716,09 \text{ kPa} \\ \sigma_{m,eq} &= 72,49 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Suponiendo los siguientes datos se calcula la resistencia del eje:

- Acabado: Mecanizado
- Calculado para un diámetro aproximado de 20mm
- Tipo de esfuerzo predominante axial
- Factor temperatura
- Confiabilidad del 90%

$$\sigma_f = 228,85 \text{ MPa}$$

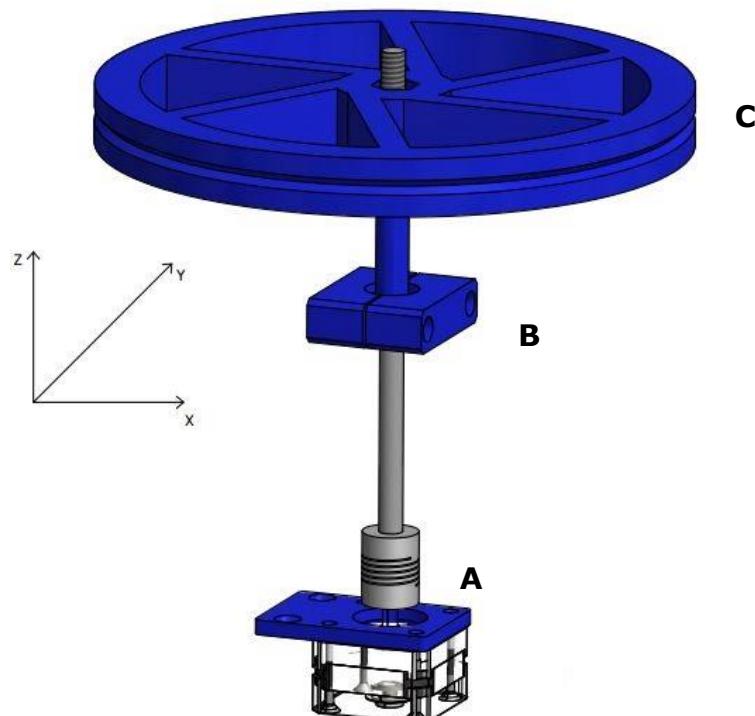
Por lo que:

$$\sigma_m^s = 773,29 \text{ MPa}$$

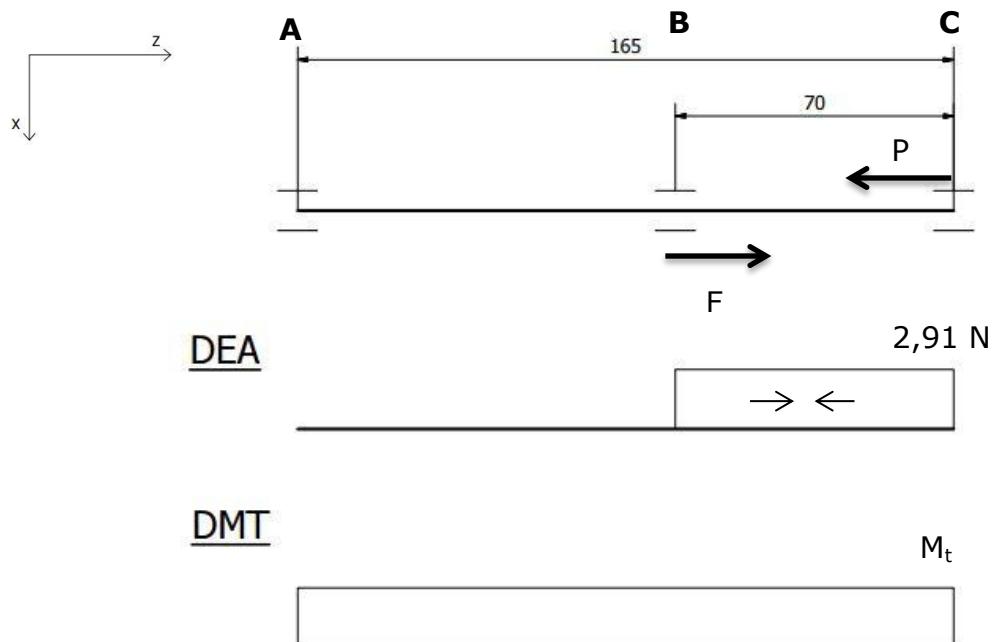
Finalmente, mediante la expresión (39) se adquiere el factor de seguridad:

$FS = 10,67 \gg 1$  Por lo tanto, el motor es capaz de hacer girar el husillo y este es capaz de soportar los esfuerzos a los que es sometido.

**Anexo 5.8.2. Eje sistema de empuje**



**Figura A11:** Ejes de referencia y fijaciones del sistema de empuje



El diámetro del eje del sistema de empuje es 8 mm. A partir del mismo y de la fuerza del peso de la pieza a la que es sometido, (0,097 kg, es decir, 0,97 Newtons) obtenemos los esfuerzos que soporta mediante las expresiones (34), donde se obtienen valores de tensiones únicamente medias ya que los esfuerzos axiales y de torsión son constantes:

$$\tau_{T,a} = 0 \quad \sigma_{axil,a} = 0$$

$$\tau_{T,m} = \frac{M_T \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot d^4} \quad \sigma_{axil,m} = 19,30 \text{ kPa (de compresión)}$$

En este caso la incógnita es el par torsor del motor, por lo que para hallar su valor se procederá a calcular la tensión de torsión mediante el siguiente procedimiento:

Se supone un factor de seguridad igual a 2 y a partir de la fórmula (39) se obtiene  $\sigma_{m,eq} = 55 \text{ MPa}$ .

En este caso es necesario utilizar Von Mises, donde se conoce que:

$$\sigma_{m,eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \quad \sigma_{1,2} = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \begin{cases} \sigma_1 = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \\ \sigma_2 = \frac{\sigma}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \end{cases}$$

Donde  $\tau = \tau_{T,m}$        $\sigma = \sigma_{axil,m}$

Simplificamos valores para trabajar de una manera más cómoda:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma}{2} \pm \underbrace{\sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}}_B \rightarrow \sigma_{1,2} = A \pm B \quad \begin{cases} \sigma_1 = A + B \\ \sigma_2 = A - B \end{cases}$$

Introducimos  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  en la fórmula de Von Mises y despejamos B debido a que contiene el valor de la torsión que buscamos:

$$\begin{aligned} \sigma_{m,eq} &= \sqrt{(A+B)^2 + (A-B)^2 - (A+B)(A-B)} \\ \sigma_{m,eq} &= \sqrt{A^2 + B^2 + 2AB + A^2 + B^2 - 2AB - (A^2 - AB + AB - B^2)} \\ \sigma_{m,eq} &= \sqrt{A^2 + B^2 + 2AB + A^2 + B^2 - 2AB - (A^2 - AB + AB - B^2)} \\ \sigma_{m,eq} &= \sqrt{A^2 + B^2 + A^2 + B^2 - (A^2 - B^2)} = \sqrt{2A^2 + 2B^2 - A^2 + B^2} \\ \sigma_{m,eq} &= \sqrt{A^2 + 3B^2} \rightarrow \sigma_{m,eq}^2 = A^2 + 3B^2 \\ B &= \sqrt{\frac{\sigma_{m,eq}^2 - A^2}{3}} \end{aligned}$$

Por lo que  $B = 31,75 \text{ MPa}$ .

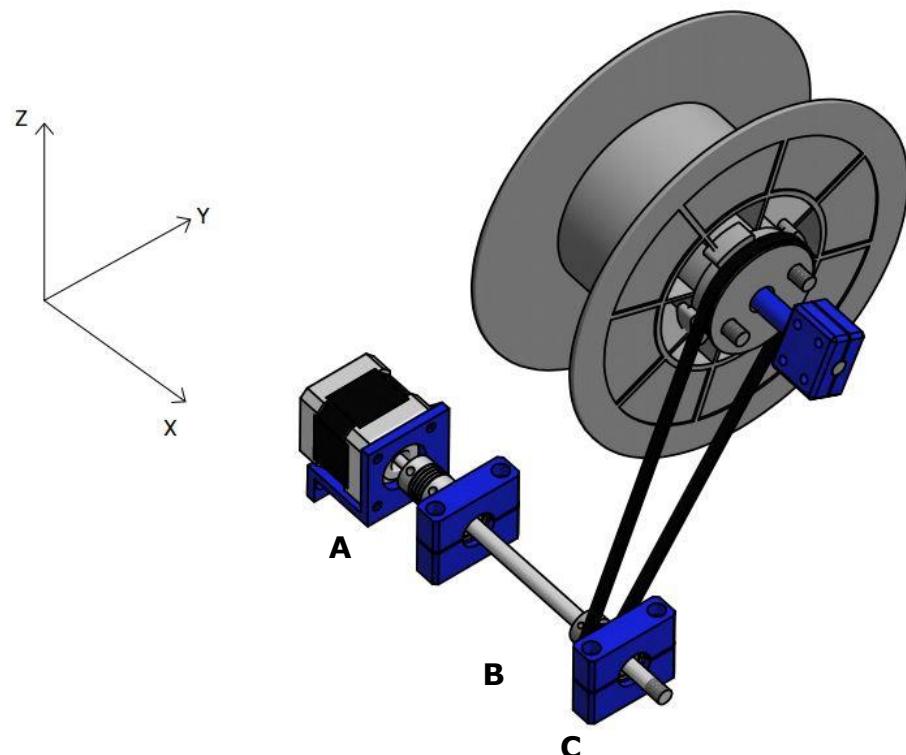
$$B = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \rightarrow \tau = \sqrt{B^2 - \left(\frac{\sigma}{2}\right)^2} \quad \text{Por lo que } \tau = 31,75 \text{ MPa}$$

Con este dato es posible obtener el par torsor del motor necesario con un factor de seguridad de 2:

$$\tau_{T,m} = \frac{M_T \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot d^4} \rightarrow M_T = \frac{\tau_{T,m} \frac{\pi}{32} d^4}{\frac{d}{2}}$$

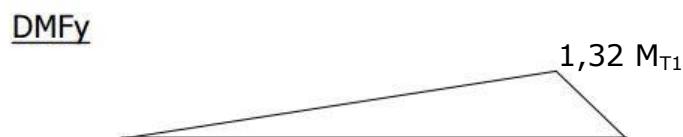
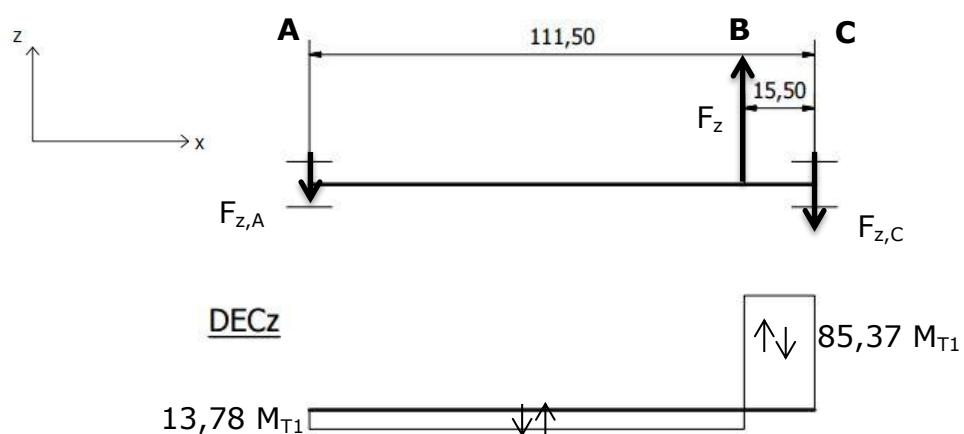
El valor obtenido es  $M_T = 3,19 \text{ Nm}$  por lo que, como era de esperar, debido a que el motor seleccionado tiene un par motor menor al calculado, este es capaz de accionar el sistema y el eje de 8mm de diámetro tendría vida infinita con un factor de seguridad de 2, soportando perfectamente los esfuerzos a los que es sometido.

**Anexo 5.8.3. Eje bobinadora**



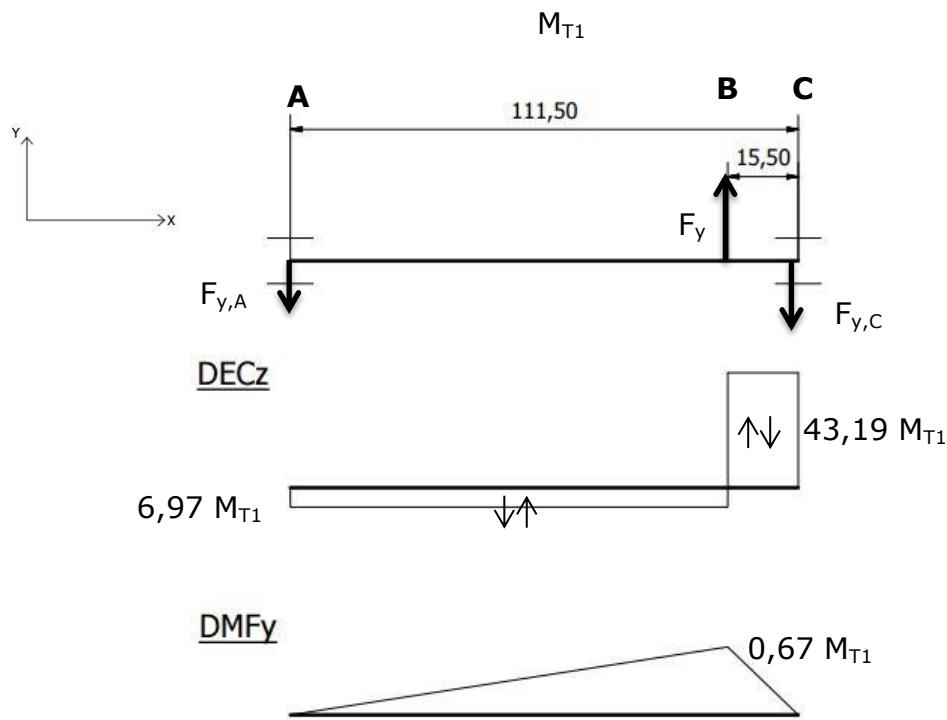
**Figura A12:** Ejes de referencia y fijaciones del eje de la bobinadora

Diagrama de esfuerzos del eje:



DMT





En este caso ha sido necesario descomponer las fuerzas en el sistema de ejes cartesianos, pues la polea se encuentra inclinada un ángulo de  $\gamma = 69,50^\circ$  y a una distancia entre centros de 190mm.

A partir de las expresiones (31) y sabiendo que los diámetros de las poleas son 60 y 18mm:

$$\alpha = 167,31^\circ$$

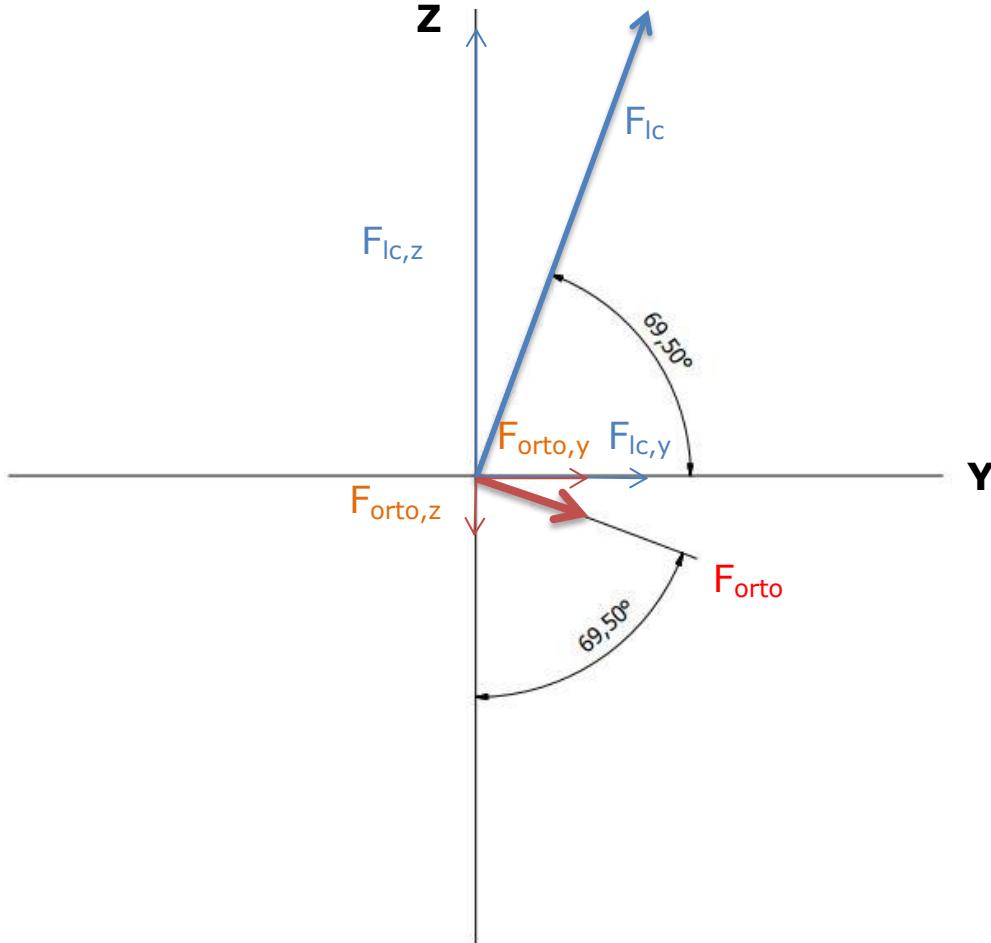
$$\beta = 6,34^\circ$$

Siendo correas dentadas:  $S_2=0$ , por lo tanto:

$$F_{lc} = 110,43 M_{T1} \text{ (N)}$$

$$F_{ortho} = 12,27 M_{T1} \text{ (N)}$$

Proyectando las fuerzas a los ejes cartesianos:



$$F_{lc_z} = F_{lc} \cdot \sin \gamma = 103,44 M_{T1} \text{ (N)}$$

$$F_{lc_y} = F_{lc} \cdot \cos \gamma = 38,67 M_{T1} \text{ (N)}$$

$$F_{ortho_z} = F_{ortho} \cdot \cos \gamma = 4,29 M_{T1} \text{ (N)}$$

$$F_{ortho_y} = F_{ortho} \cdot \sin \gamma = 11,49 M_{T1} \text{ (N)}$$

Por lo tanto:

$$F_z = F_{lc_z} - F_{ortho_z} \rightarrow F_z = 99,15 M_{T1} \text{ (N)}$$

$$F_y = F_{lc_y} + F_{ortho_y} \rightarrow F_y = 50,16 M_{T1} \text{ (N)}$$

Tal y como se aprecia en los diagramas de esfuerzos, la sección crítica es la B, en la que existen dos momentos flectores de valor  $1,32 M_{T1}$  y  $0,67 M_{T1}$  en los ejes "y" y "z" respectivamente, los cuales resultan un momento flector total de  $1,48 M_{T1}$ , además del par torsor que se quiere calcular.

Aplicando la dimensión del eje se pasan los esfuerzos a tensiones, obteniendo:

$$\begin{aligned}\sigma_{f,a} &= 29,44M_{T1} \text{ MPa} & \tau_{T,a} &= 0 \\ \sigma_{f,m} &= 0 & \tau_{T,m} &= 9,95M_{T1} \text{ MPa}\end{aligned}$$

Aplicando Von Mises:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= 29,44M_{T1} \text{ MPa} \\ \sigma_{m,eq} &= 17,23M_{T1} \text{ MPa}\end{aligned}$$

Suponiendo los siguientes datos se calcula la resistencia del eje:

- Acabado: Mecanizado
- Calculado para un diámetro aproximado de 10mm
- Tipo de esfuerzo predominante flexión
- Confiabilidad del 90%
- Factor de entalla = 2 (Hipótesis, sobredimensionado)

$$\sigma_f = 32,18 \text{ MPa}$$

Por tanto, la tensión media del límite a fatiga es  $\sigma_{m,eq} = 16,08 \text{ MPa}$ .

Finalmente, suponiendo un factor de seguridad de 2 mediante la expresión (39) se adquiere el par del motor necesario para hacer funcionar el sistema:

$$M_{T1} = 0,47 \text{ Nm}$$

El valor obtenido es  $M_t = 0,47 \text{ Nm}$  por lo que, como era de esperar, debido a que el motor seleccionado tiene un par motor menor al calculado, este es capaz de accionar el sistema y el eje de 8mm de diámetro tendría vida infinita con un factor de seguridad de 2, soportando perfectamente los esfuerzos a los que es sometido.

## Anexo 5.9. Eje soporte bobina

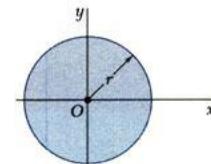
Suponiendo que se obtiene una bobina completa de 1kg, se calcula si la estructura que soporta dicha bobina aguanta el peso de la misma.

Barra 1:

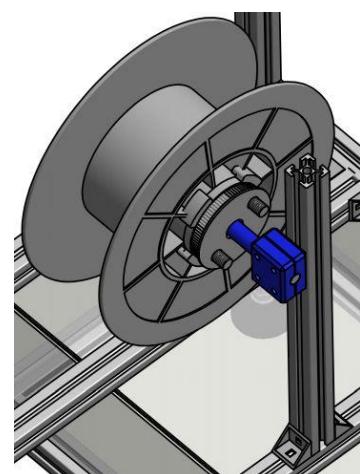
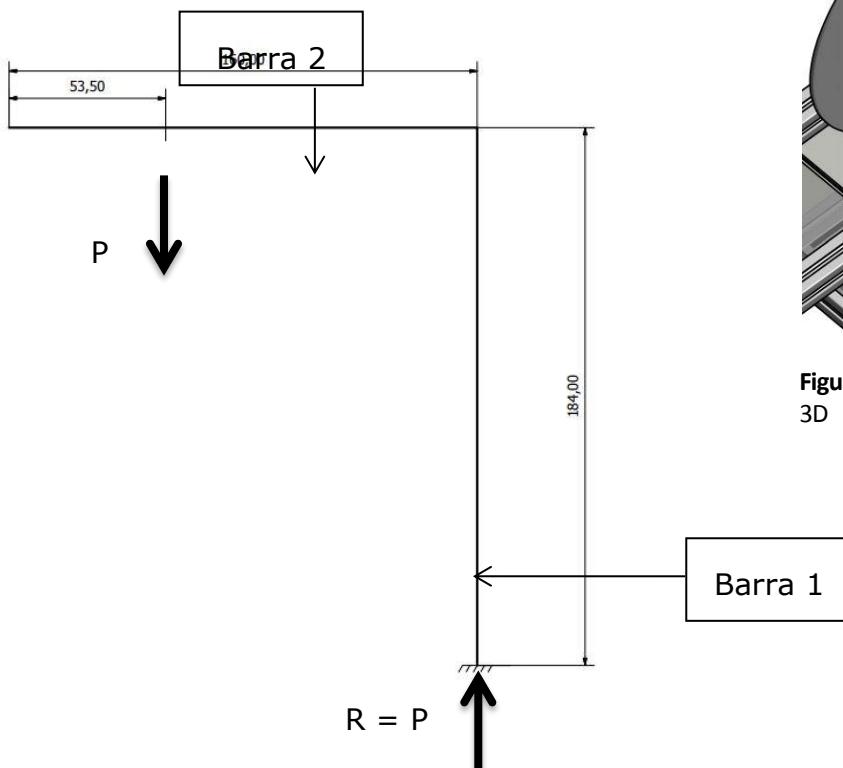
- Material: Aluminio,  $\sigma_{f,Al} = 270 \text{ MPa}$
- Perfil: Cuadrado no macizo (Momento de inercia:  $I_x = 7 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$ )
- Dimensión: 20x20mm

Barra 2:

- Material: Aluminio,  $\sigma_{f,Al} = 270 \text{ MPa}$
- Perfil: Circular macizo (Momento de inercia:  $I_x = \frac{1}{4}\pi r^4$ )
- Dimensión: 8mm de diámetro



**Figura A13:** Momento de Inercia para geometría circular, Anexo 7.



**Figura A14:** Vista de la estructura en 3D

La fuerza a soportar por la estructura será  $P=mg=1\cdot10=10N$  en la barra 2, cuyo valor será igual a la reacción en el apoyo de la barra 1, en sentido contrario.

Por tanto, ambas barras soportarán un momento flector de valor:

$$M_f = Pd = P(160 - 53,5) \cdot 10^{-3} \rightarrow M_f = 1,07 N \cdot m \quad (40)$$

Se calculará el esfuerzo que ocasiona dicha flexión en ambas barras y se comparará con la resistencia a flexión del aluminio:  $\sigma_{f,Al} = 270 \text{ MPa}$ .

$$\sigma_f = \frac{M_f y_{\max}}{I} \quad (41)$$

Para la barra 1, con  $y_{\max}=10\text{mm}$ ,  $\sigma_{f,1}= 1,53 \text{ MPa} < 270 \text{ MPa}$ .

Para la barra 2, con  $y_{\max}=4\text{mm}$ ,  $\sigma_{f,2}= 21,2 \text{ MPa} < 270 \text{ MPa}$ .

Los esfuerzos del momento flector de ambas barras es inferior a la resistencia del aluminio, por tanto la estructura es capaz de resistir el peso de la bobina de 1kg de PLA, sin embargo es preciso calcular la deformación generada en la barra 2 puesto que se encuentra en voladizo. Se considera como un diseño óptimo si la deformación  $< L/300$ .

Aplicando la expresión de la flecha para barras en voladizo con esfuerzos puntuales a lo largo de la zona intermedia de su longitud:

$$f = P a^3 \frac{3L-a}{6EI} \quad (42)$$

Donde:

f= flecha o deformación al extremo del voladizo

P= Fuerza puntual

a= Distancia desde el extremo fijo a la fuerza puntual (160-53,5mm, a=106,5mm)

L= Longitud de la barra (160mm)

E= Módulo elástico del material ( $E_{Aluminio} = 70 \text{ GPa}$ )

I= Momento de inercia (para la barra 2  $I_x = \frac{1}{4}\pi r^4$ ,  $I_x = 2,01 \cdot 10^{-10} \text{ m}^4$ )

Sustituyendo los datos se obtiene la deformación, siendo esta:

$$f = 3,21 \cdot 10^{-4} m \rightarrow [f = 0,32 \text{ mm}]$$

Si  $f < \frac{L}{300}$  el diseño es óptimo, sustituyendo datos:  $0,32\text{mm} < 0,53\text{mm}$  Por lo que se considera que el sistema funciona correctamente y sin riesgo a roturas ni grandes deformaciones.

## Anexo 5.10. Engranaje planetario

El diseño del engranaje planetario ha sido necesario debido a la alta relación de transmisión requerida tal y como se explica a continuación:

Sabiendo que cada vuelta de la bobinadora el husillo autoretorno debe desplazar 3mm (el diámetro del filamento), y que la hélice del husillo son 4 revoluciones en una longitud de 65mm, el número de revoluciones que debe hacer para avanzar 3mm será:

$$\frac{65\text{mm}}{4\text{ rev}} = \frac{3\text{mm}}{x} \rightarrow x = \frac{3 \cdot 4}{65} \rightarrow x = 0,185 \text{ revoluciones}$$

La relación de las velocidades de giro del motor y la bobinadora es 4,5, por lo que la relación de transmisión del motor al husillo autoretorno será:

$$i = \frac{4,5}{0,185} \rightarrow i = 24,32 \approx 24$$

Para cumplir dicha reducción en un engranaje planetario se decidió plantear dos etapas de reducción en serie, siendo la primera de 1/6 y una segunda de 1/4.

Por convenio para las reducciones diseñadas se debe utilizar módulo 0,5, sin embargo dado a que los engranajes son imprimidos en 3D, la máquina no alcanza una precisión óptima para cumplir dicho módulo, por lo que se ha tomado m=1.

### Reducción 1/6:

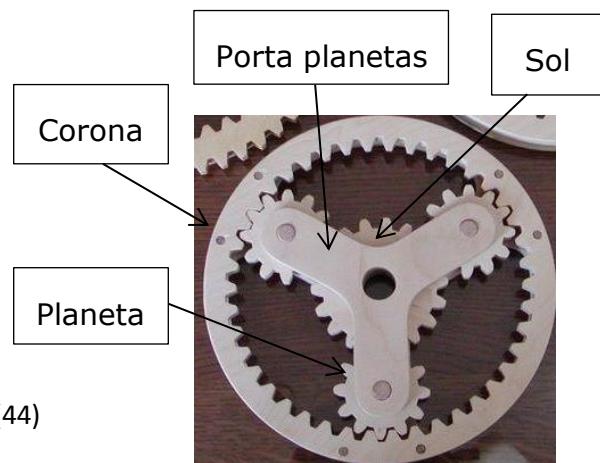
$$1^{\text{a}} \text{ Condición: } Z_R = 2Z_P + Z_S \quad (43)$$

Donde:

$Z_R$ = Número de dientes de la corona

$Z_P$ = Número de dientes del planeta

$Z_S$ = Número de dientes del sol



$$2^{\text{a}} \text{ Condición: } (Z_R + Z_S)w_{PP} = Z_R w_R + Z_S w_S \quad (44)$$

Donde:

$w_{PP}$ = Velocidad angular del porta-planetas

$w_R$ = Velocidad angular de la corona

$w_S$ = Velocidad angular del sol

**Figura A15:** Partes de un engranaje planetario,  
[https://woodgears.ca/gear/planetaria\\_es.html](https://woodgears.ca/gear/planetaria_es.html)

3<sup>a</sup> Condición: Se toma como referencia la corona, por lo que  $w_R=0$ .

Debido a criterios del diseño del diámetro del eje de entrada del engranaje planetario se selecciona  $Z_s = 15$ .

Suponiendo  $w_s = 1 \text{ rad/s}$ :

$$i = 6 = \frac{w_{\text{entrada}}}{w_{\text{salida}}} = \frac{w_s}{w_{PP}} = \frac{1}{w_{PP}} \rightarrow w_{PP} = \frac{1}{6} \text{ rad / s}$$

Aplicando las condiciones y suposiciones impuestas:

$$\begin{aligned} (Z_R + Z_s)w_{PP} &= Z_R w_R + Z_s w_s \\ (Z_R + 15) \frac{1}{6} &= Z_R \cdot 0 + 15 \cdot 1 \\ (Z_R + 15) \frac{1}{6} &= 15 \rightarrow Z_R = 75 \end{aligned}$$

Por lo que:

$$\begin{aligned} Z_R &= 2Z_p + Z_s \\ 75 &= 2Z_p + 15 \rightarrow Z_p = 30 \end{aligned}$$

Para que todos los planetas se encuentren a la misma distancia y engranen de manera sincronizada se debe cumplir que el resultado de la suma de dientes de la corona y de los dientes de un planeta sea divisible por el número de planetas:

$$\frac{Z_p + Z_R}{N^{\circ} \text{ planetas}} = \frac{30 + 75}{2} = 52,5 \text{ No se deben utilizar dos planetas}$$

$$\frac{Z_p + Z_R}{N^{\circ} \text{ planetas}} = \frac{75 + 30}{3} = 35 \text{ El diseño funcionará correctamente con 3 planetas}$$

Por lo que  $N^{\circ} \text{ planetas} = 3$

Reducción 1/6:

Puesto que en la segunda reducción es necesario que el diámetro de la corona sea el mismo que en la primera el número de dientes de la corona será simétrico:  $Z_R = 75$

Suponiendo  $w_s = 1 \text{ rad/s}$ :

$$i = 4 = \frac{w_{\text{entrada}}}{w_{\text{salida}}} = \frac{w_s}{w_{PP}} = \frac{1}{w_{PP}} \rightarrow w_{PP} = \frac{1}{4} \text{ rad / s}$$

Y aplicando las mismas condiciones que en el caso anterior:

$$(Z_R + Z_S)w_{PP} = Z_R w_R + Z_S w_S$$

$$(75 + Z_S) \frac{1}{4} = 75 \cdot 0 + Z_S \cdot 1$$

Por lo que:

$$(75 + Z_S) \frac{1}{4} = Z_S \rightarrow [Z_S = 25]$$

$$Z_R = 2Z_P + Z_S$$

$$75 = 2Z_P + 25 \rightarrow [Z_P = 25]$$

Comprobamos que la suma de dientes de la corona y de los dientes de un planeta sea divisible por el número de planetas:

$$\frac{Z_P + Z_R}{N^{\circ} \text{ planetas}} = \frac{25 + 75}{2} = 50 \quad \text{El diseño funcionará correctamente con 2 planetas}$$

Por lo que  $N^{\circ} \text{ planetas} = 2$

## Anexo 5.11. Tornillería

Debido a la fuerza de tracción generada por la presión en el momento de la extrusión, se realiza un cálculo para comprobar que los tornillos que fijan el acoplamiento guía y el plato rompedor a la camisa de la extrusora soportan dicha fuerza.

Sabiendo que la extrusora sufre una fuerza de 8112,47 N calculada en el anexo 5.1 y que se dispone de 4 tornillos como anclaje, el esfuerzo se dividiría en 4, obteniendo 2028,12 N a soportar por tornillo. La expresión que define la máxima fuerza a tracción capaz a resistir para tornillos según el código técnico de la edificación “seguridad estructural acero” es la siguiente:

$$F_{T,R} = \frac{0,9 f_{ub} A_s}{\gamma_{MB}} \quad (45)$$

Donde:

$f_{ub}$ = Resistencia a tracción del material de tornillo (DIN912, 1200 MPa)

$A_s$ = Área resistente a tracción del tornillo ( $\text{mm}^2$ )

$\gamma_{MB}$ = Coeficiente parcial de seguridad (1,25 para tornillos)

$$A_s = \frac{\pi}{4} (d - 0,938194P)^2 \rightarrow A_s = 5,03 \text{ mm}^2 \quad (46)$$

d: Diámetro nominal de la rosca del tornillo (3mm)

P: Paso de la rosca (0,5mm para 3mm)

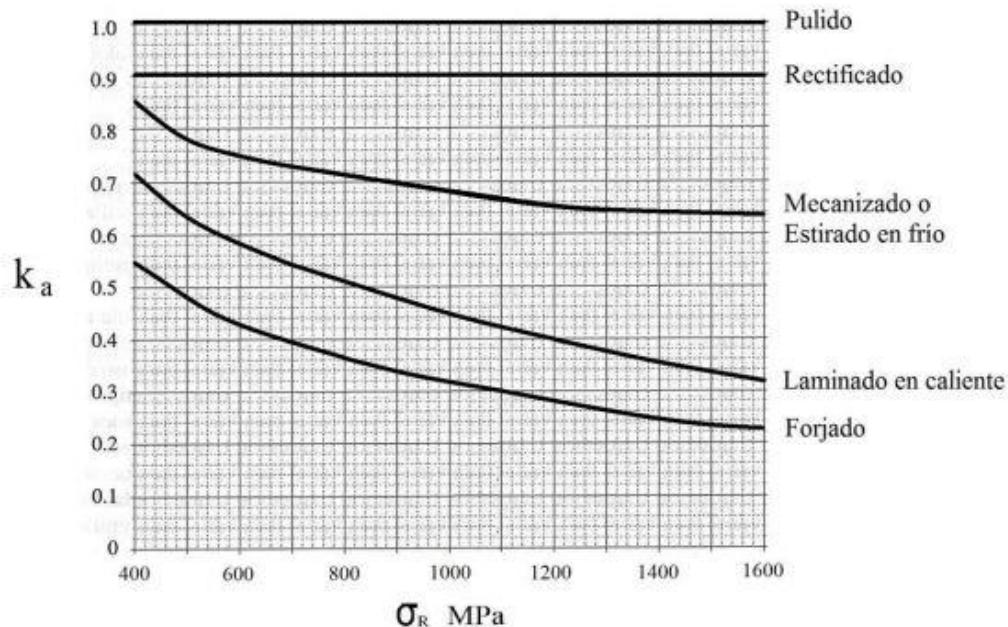
Por lo tanto:

$$F_{T,E} = 4345,92 \text{ N}$$

Como el tornillo es capaz de resistir 4345,92 N y el esfuerzo existente es de 2028,12 N, se comprueba que la fijación es adecuada para la solicitud que recibirá.

## Anexo 6. Factores modificadores de fatiga

### Factor de acabado superficial - $k_a$



### Factor de tamaño – $k_b$

Para piezas de sección circular a flexión y/o torsión:

$\varnothing$ [mm]	10	15	20	25	30	35	40	45	50
$k_b$	1	0,93	0,90	0,87	0,85	0,84	0,83	0,82	0,80

Si  $\varnothing > 50$  mm entonces  $k_b = 0,75$

Para piezas de sección circular a tracción/compresión:

Si  $\varnothing < 50$  mm entonces  $k_b = 1$

Si  $\varnothing > 50$  mm entonces  $k_b = 0,75$

En ambos casos, cuando no se trate de una sección circular → sección equivalente.

### **Factor de tipo de esfuerzo – $k_c$**

---

$$k_c = \begin{cases} 0,923 & \text{Carga axial, } \sigma_R \leq 1520 \text{ MPa} \\ 1 & \text{Carga axial, } \sigma_R > 1520 \text{ MPa} \\ 1 & \text{Flexión} \\ 0,577 & \text{Torsión y cortante} \end{cases}$$

En cada caso concreto se determinará cuál es el esfuerzo preponderante, teniendo en cuenta:

- 1.- Sólo deben compararse las componentes variables de los esfuerzos.
- 2.- La resistencia del acero a las tensiones tangenciales es aproximadamente la mitad que a las tensiones normales.

### **Factor de temperatura – $k_d$**

---

T (°C)	$k_d$
300	0.975
350	0.927
400	0.922
450	0.840
500	0.766
550	0.670
600	0.546

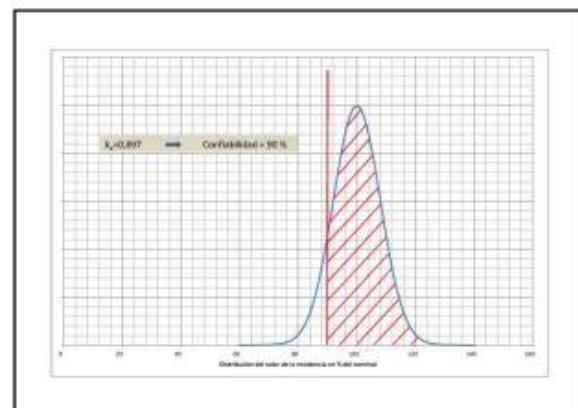
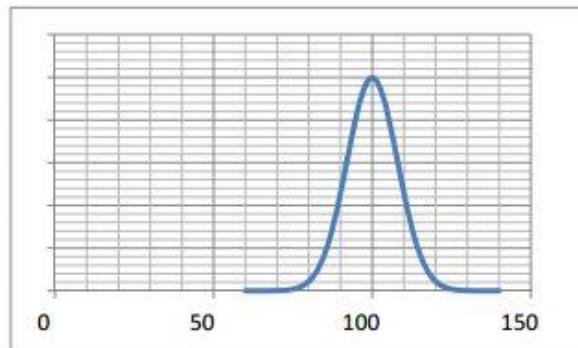
## Factor de confiabilidad – $k_e$

Los datos de resistencia a fatiga asociados a los materiales son valores medios, sujetos a una cierta dispersión estadística.

Los estudios publicados sostienen que dicha distribución se corresponde con una distribución normal con desviación estándar del 8%.

Así, si se utiliza como valor de referencia el valor comunicado (eso sería equivalente a multiplicar el valor comunicado por 1,000) entonces en el 50 % de los casos, el valor de resistencia real del elemento concreto será menor del utilizado en el cálculo.

Si se desea por ejemplo, que en el 90 % de los casos el valor de resistencia real sea superior al de cálculo, debo usar como resistencia de cálculo el resultado de multiplicar la resistencia comunicada por el factor de confiabilidad 0,897



Confiabilidad (%)	$k_e$
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

### Factor de entalla – $K_f$

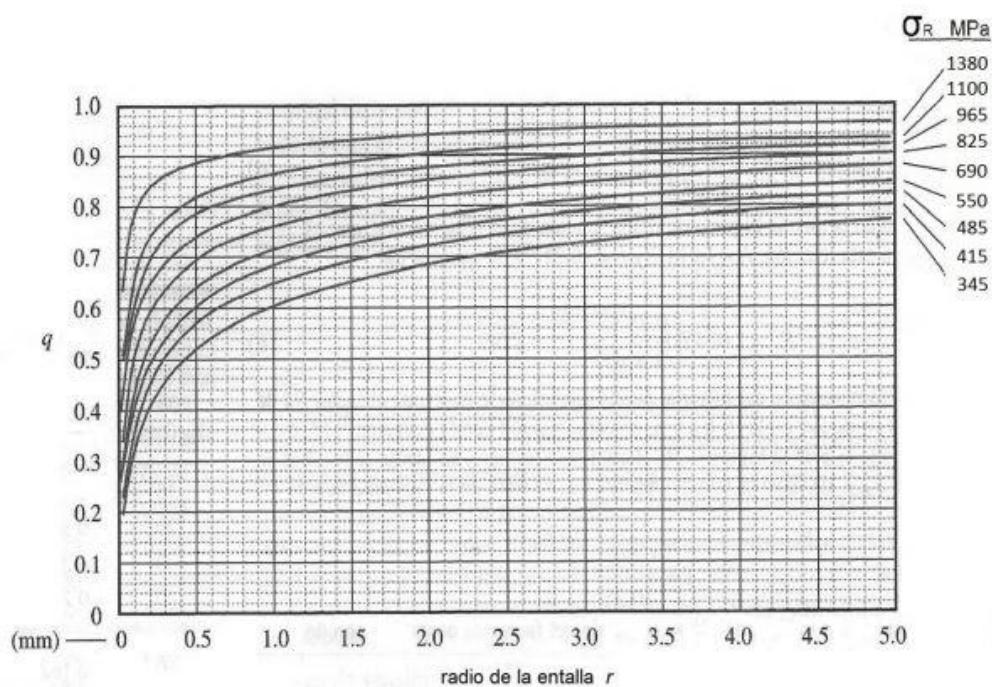
Se define mayor que uno y por tanto en el producto de factores ha de ir dividiendo.

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

Donde:  $K_t$  es el factor de concentración de tensiones y  
 $q$  es el factor de sensibilidad a la entalla

Para ambos factores, la bibliografía ofrece diagramas gráficos y también expresiones matemáticas, que son generalmente obtenidas a partir de los gráficos, por lo que en el presente curso se opta por utilizar preferentemente los gráficos.

### FACTOR DE SENSIBILIDAD A LA ENTALLA ( $q$ )



**Figura A16:** Factores modificadores de fatiga, (Apuntes de la asignatura Diseño de máquinas y mecanismos II, autor: Pedro Ortiz)

## Anexo 7. Tabla momentos de inercia

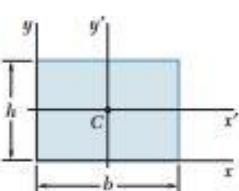
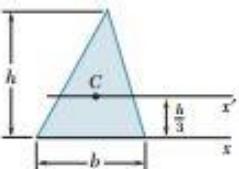
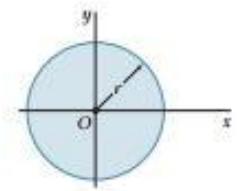
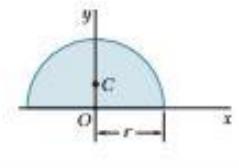
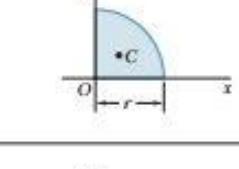
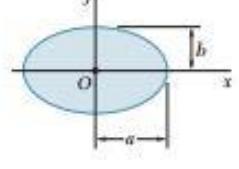
Rectángulo		$\bar{I}_{x'} = \frac{1}{12}bh^3$ $\bar{I}_{y'} = \frac{1}{12}b^3h$ $I_x = \frac{1}{3}bh^3$ $I_y = \frac{1}{3}b^3h$ $J_C = \frac{1}{12}bh(b^2 + h^2)$
Triángulo		$\bar{I}_{x'} = \frac{1}{36}bh^3$ $I_x = \frac{1}{12}bh^3$
Círculo		$\bar{I}_x = \bar{I}_y = \frac{1}{4}\pi r^4$ $J_O = \frac{1}{2}\pi r^4$
Semicírculo		$I_x = I_y = \frac{1}{8}\pi r^4$ $J_O = \frac{1}{4}\pi r^4$
Cuarto de círculo		$I_x = I_y = \frac{1}{16}\pi r^4$ $J_O = \frac{1}{8}\pi r^4$
Elipse		$\bar{I}_x = \frac{1}{3}\pi ab^3$ $\bar{I}_y = \frac{1}{4}\pi a^3b$ $J_O = \frac{1}{4}\pi ab(a^2 + b^2)$

Tabla A9: Expresiones momentos de Inercia, Beer Johnston, 2010: 511)

## Anexo 8. Electrónica

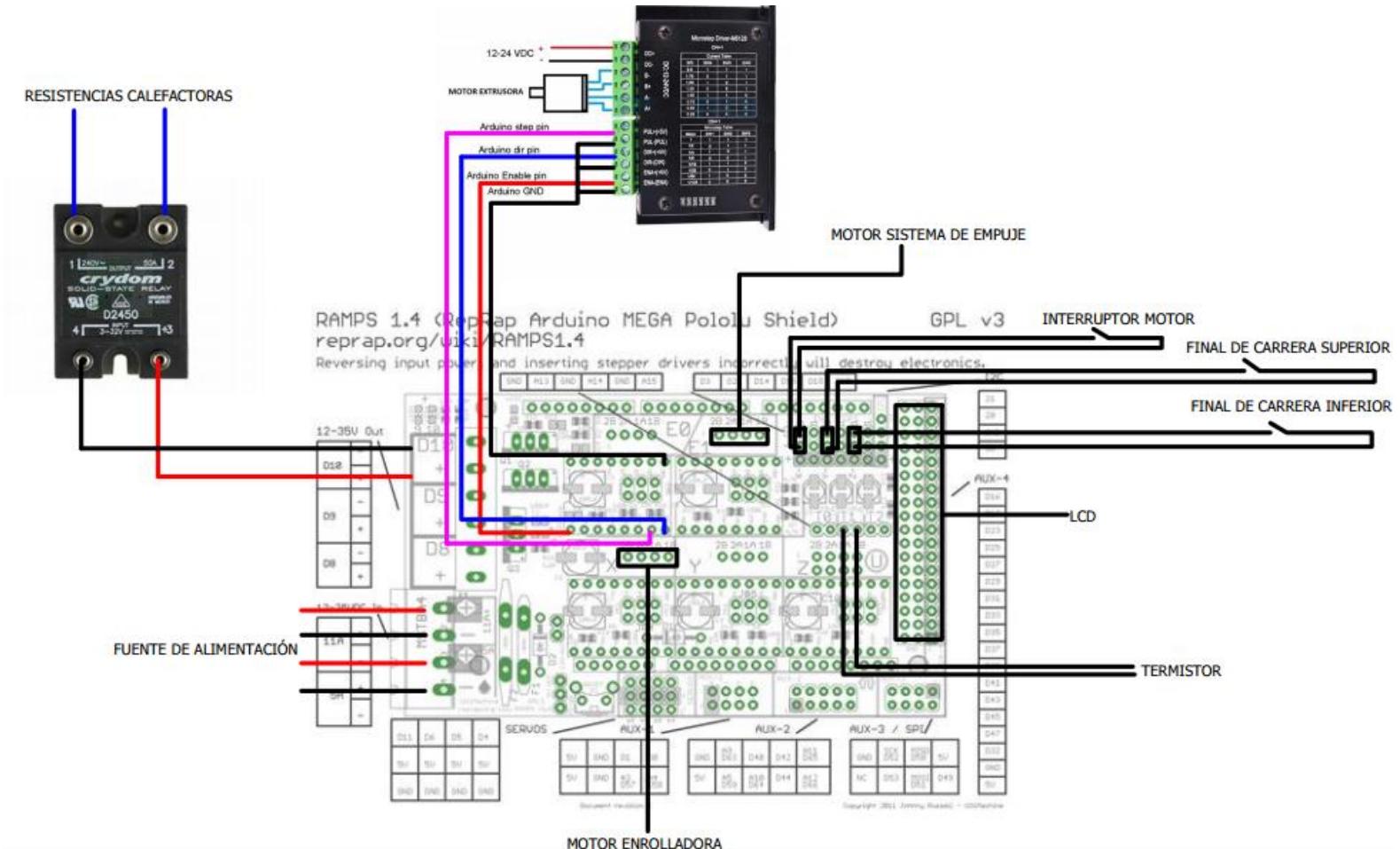


Figura A17: Conexión eléctrica (<http://www.reprap.org/wiki/File:Arduinomega1-4connectors.png>)

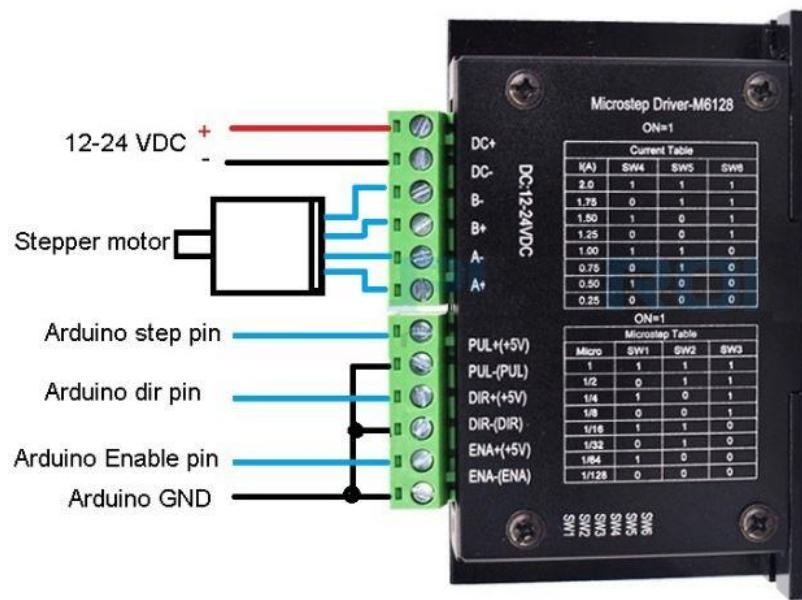
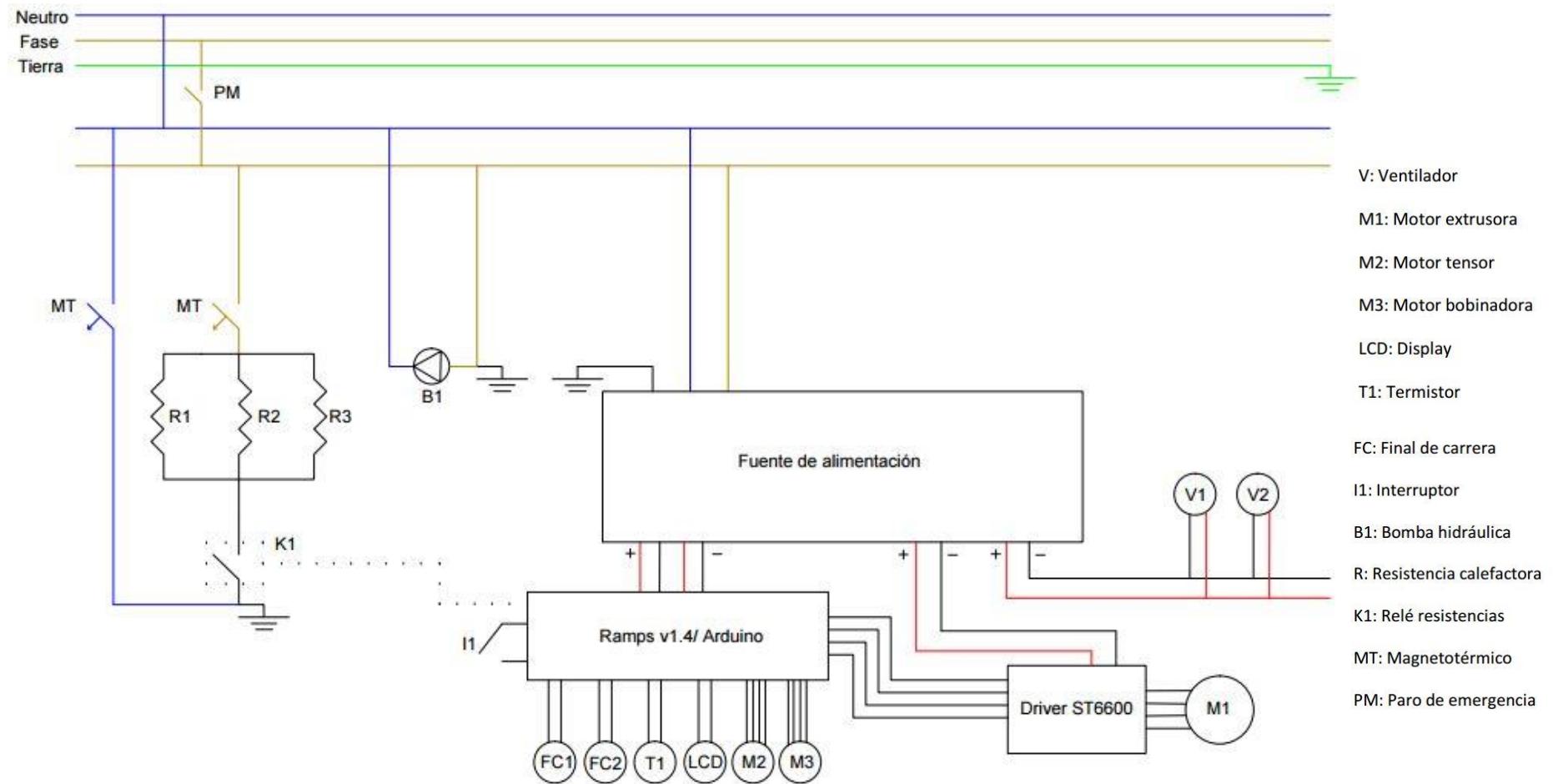


Figura A18: Detalle conexión control motor extrusora



**Figura A19:** Conexión eléctrica