

**Universidad Tecnológica Nacional**

Facultad Regional Venado Tuerto – Ingeniería Electromecánica



**LÍNEA DE MONTAJE AÉREO PARA MOTOS**

**Profesores:** Ing. Ferreyra Daniel  
Ing. Giraudo Germán

**Autores:** Díaz, Ezequiel - Medina, Bruno - Ortíz, Nicolás

**2023**

**Índice General**

Capítulo 1 – Marco Referencial.....	4
1.1 Introducción.....	4
1.2 Resumen del proyecto .....	4
1.3 Partes principales.....	5
Capítulo 2 – Cálculos y diseño de la línea aérea .....	7
2.1 Cálculos estructurales .....	7
2.1.1 Cálculo de travesaños .....	8
2.1.2 Cálculo de patas .....	16
2.2 Sistema de transmisión .....	20
2.2.1 Cálculo de cadena y trolleys .....	20
2.2.2 Cálculo y adopción de coronas .....	21
2.2.3 Cálculo del tramo de trabajo y cantidad de trolleys.....	23
2.3 Motor eléctrico de línea .....	24
2.3.1 Cálculo de potencia del motor .....	24
2.4 Caja reductora .....	27
2.4.1 Cálculo de reducciones .....	27
2.4.2 Cálculo de ejes .....	43
2.4.3 Cálculo de chavetas.....	63
2.4.4 Cálculo rodamientos .....	65
2.5 Dispositivo de sujeción .....	75
Capítulo 3 – Cálculo de sistemas complementarios.....	80
3.1 Sistema de aire comprimido .....	80
3.1.1 Esquema de instalación de aire comprimido.....	80
3.1.1 Esquema de producción de aire comprimido .....	80
3.1.2 Dimensionamiento y cálculo de caudal .....	81
3.1.3 Cálculo del depósito y compresor .....	82
3.1.4 Cálculo cañerías .....	84
3.1.4 Cálculo del espesor de la cañería.....	87
3.1.5 Estudio de tratamiento del aire .....	88
3.2 Sistema eléctrico .....	96
3.2.1 Cálculo de la iluminación para cada puesto .....	96
3.2.2 Cálculo de corrientes .....	101
3.2.3 Adopción de conductores y protecciones para líneas .....	103
Capítulo 4 – Conclusión .....	140

# Capítulo 1

## Marco Referencial

## **Capítulo 1 – Marco Referencial**

### **1.1 Introducción**

El avance de la tecnología y su creciente influencia en los campos productivos industriales resulta altamente beneficioso para lograr un ambiente de trabajo provechoso y versátil en los procesos de ensamblaje. Este punto central será entonces el disparador del proyecto, que busca nuclear los diferentes sistemas necesarios para los procesos de armado, con el objetivo final de lograr una línea de producción ergonómica, confiable y adaptable.

### **1.2 Resumen del proyecto**

En este proyecto se realizarán los correspondientes cálculos electromecánicos, diseño y planos de una línea de montaje aéreo para motos y los diferentes subsistemas. La línea estará dispuesta de 10 estaciones de trabajo. Cada una de estas estaciones, tiene una distancia longitudinal de trabajo de aproximadamente 2,5m por puesto.

La estructura de la misma deberá soportar una carga de 2000 kg, con un máximo de 200 kg por dispositivo de sujeción.

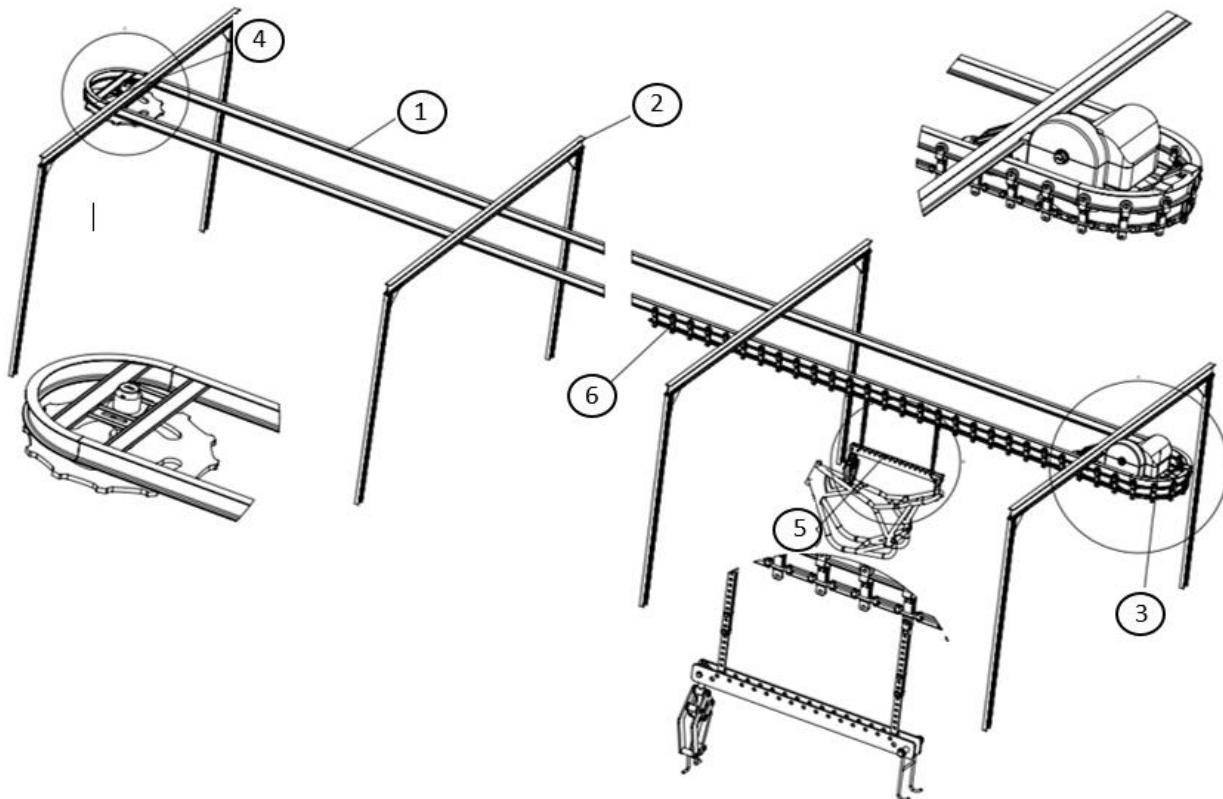
Las herramientas necesarias para el armado serán en su mayoría neumáticas, por lo que el proyecto abarca el cálculo y dimensionamiento de los sistemas necesarios para esta utilidad.

La conexión eléctrica se proyectará en base a los requerimientos técnicos y ergonómicos de trabajo en los puestos operativos.

El motor que permitirá la traslación de las motos a ensamblar será adoptado como parte del proyecto, y se diseñará íntegramente la caja reductora que utilizaremos para lograr las condiciones de movimiento solicitadas.

### 1.3 Partes principales

En la siguiente representación podemos visualizar la línea ensamblada con las diferentes partes.



1. Guía IPN: Cumple la función de vía por la cual se deslizará la cadena.
2. Patas estructurales: La línea está sostenida completamente por estas estructuras. El sistema completo consta de 7 patas iguales.
3. Motor, caja reductora y corona principal: Esta corona transmite el movimiento a la cadena, estando potenciada por un motor eléctrico. Debido a las bajas revoluciones de trabajo utilizaremos una caja reductora.
4. Corona secundaria: Permite que la traslación de la cadena sea suave y continua, además de dar tensión a la misma.
5. Dispositivo de sujeción: Sostiene el chasis de la moto durante el proceso de ensamblaje. Su diseño permite adaptarse a las geometrías de los distintos chasis y aporta la practicidad suficiente para la rápida carga y descarga de la línea.
6. Cadena de transmisión: Esta es compuesta por trolleys, encargados de soportar los esfuerzos verticales y conducir el movimiento lineal.

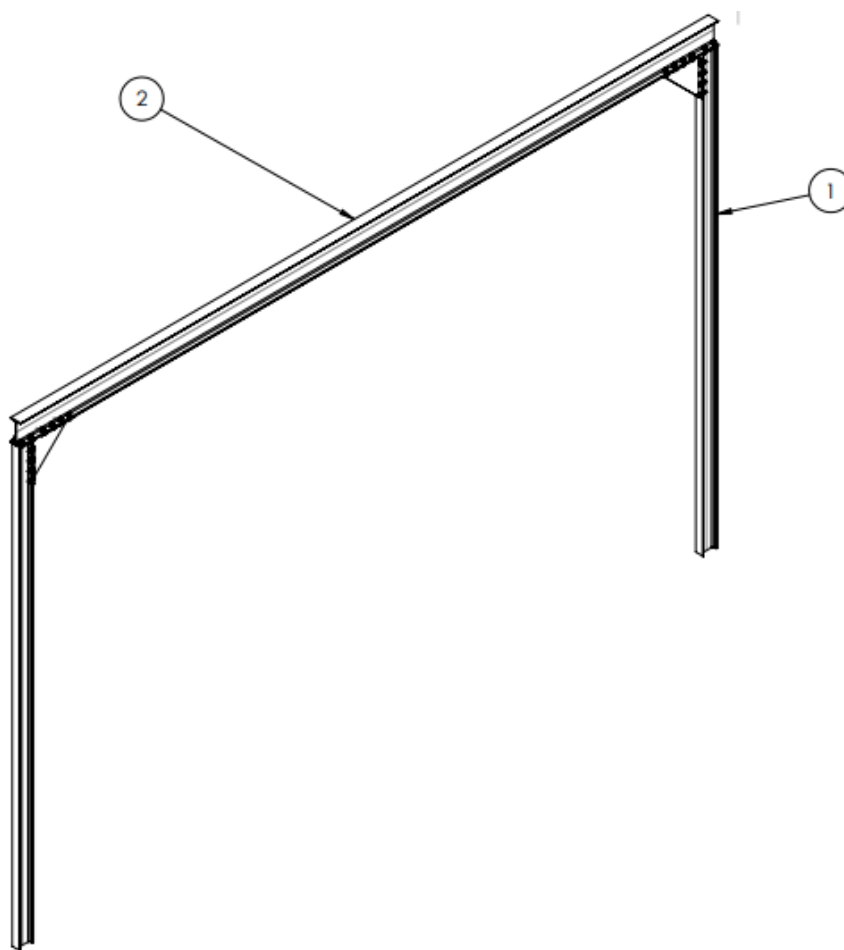
# **Capítulo 2**

## **Cálculos y diseño de la línea aérea**

## Capítulo 2 – Cálculos y diseño de la línea aérea

### 2.1 Cálculos estructurales

Utilizaremos un sistema de sujeción que consta de siete travesaños soldados al IPN 100 que será la guía de la cadena. Estos estarán sostenidos por dos patas en cada extremo.



1. Patatas: Dos perfiles IPN dispuestos en los extremos que soportarán las cargas de todos los elementos necesarios de la línea.
2. Perfil transversal: Perfil IPN que estará soldado a la guía de la cadena de ensamblaje.

Comenzamos entonces un estudio para determinar los esfuerzos a los que estará sometido este perfil, y mediante este cálculo adoptar el perfil adecuado.

Para esto calculamos el peso total de la cadena, trolleys, dispositivos de sujeción y motos. El mismo se detalla en la siguiente tabla.

Descripcion	Cantidad	Peso Unitario [Kg]	Peso Total [Kg]
Trolleys	252	4	1008
Dispositivo de elevacion	21	20	420
Motocicletas	10	200	2000
Cadena	51	4	204,0
Mensula	21	1	21,0
IPN	51	8,34	427,1
PESO MOTOR	1	15	15
PESO REDUCTOR	1	49	49
PESO TOTAL DE LA ESTRUCTURA			<b>4144,1</b>

### 2.1.1 Cálculo de travesaños

Para poder determinar los esfuerzos que deben soportar los perfiles transversales vamos a suponer las cargas igualmente distribuidas a lo largo de la línea, a excepción del peso de las motos que estará aplicado solo de un lado de la línea de montaje, es decir, lado por el cual la moto es armada.

Por comodidad de trabajo adoptamos las dimensiones de la estructura de soporte con travesaños de 4 metros de largo, y respetando la altura de la línea.

Calcularemos los esfuerzos de uno de los perfiles transversales, y mediante este dimensionaremos el resto.

Para realizar el cálculo que debe soportar cada una de las patas vamos a considerar que la pata izquierda es aquella que se ubica del lado por el cual el dispositivo de sujeción regresa solo. Por otro lado, la pata derecha será aquella que se ubica del lado por donde moto es armada.

Entonces:

$$F_i \text{ total} = \left( \frac{\text{peso total a soportar} - \text{peso motos}}{2} \right) * g$$

$$F_i \text{ total} = \left( \frac{4144,1 \text{ Kg} - 2000 \text{ Kg}}{2} \right) * 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_i \text{ total} = 10,516 \text{ KN}$$



Dividiendo esta fuerza en las 7 patas que llevara la estructura tenemos

$$***F_i = 1,483 KN***$$

Ahora calculamos el lado derecho:

$$F_d \text{ total} = \left( \frac{\text{peso total de la estructura} - \text{peso motos}}{2} + \text{peso motos} \right) * g$$

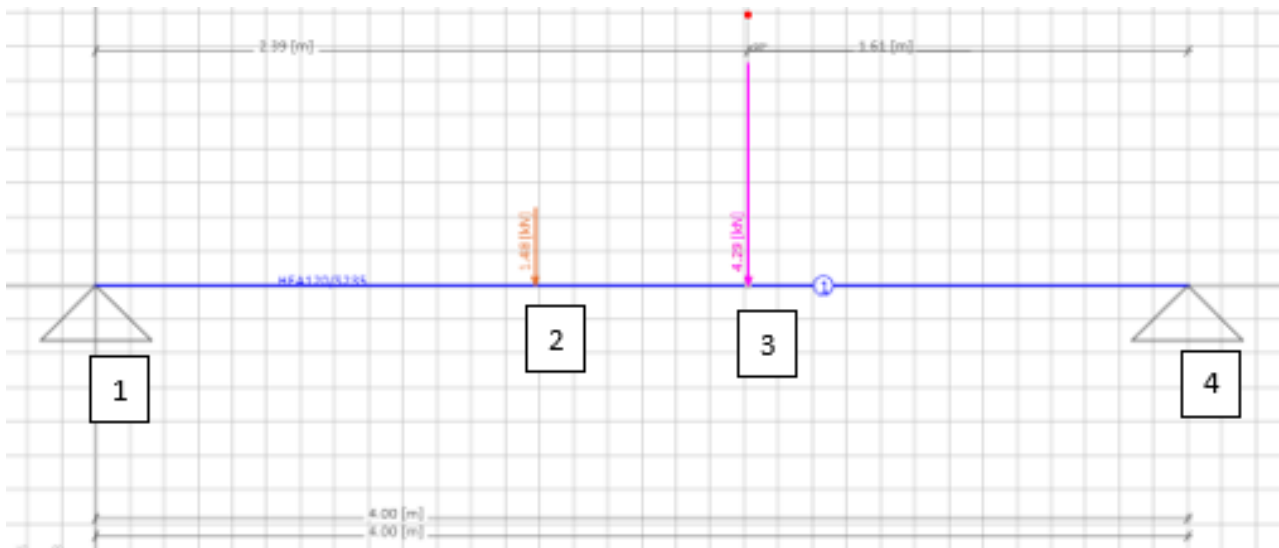
$$F_d \text{ total} = \left( \frac{4144,1 \text{ Kg} - 2000 \text{ Kg}}{2} + 2000 \text{ Kg} \right) * 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_d \text{ total} = 30,01 \text{ KN}$$

Dividiendo esta fuerza en las 7 patas que llevara la estructura tenemos

$$***F_d = 4,285 KN***$$

Con estos valores planteamos el sistema de esfuerzos característicos, para determinar la sollicitación del perfil.



Planteando sumatoria de momento en 1 tenemos:

$$\sum \text{momento} = 0$$

$$\sum \text{momento} = F2 * D2 + F3 * D3 - F4 * D4$$

$$\sum \text{momento} = 1,48\text{KN} * 1,61\text{m} + 4,29\text{KN} * 2,39\text{m} - F4 * 4\text{m}$$

$$F4 = \frac{1,48\text{KN} * 1,61\text{m} + 4,29\text{KN} * 2,39\text{m}}{4\text{m}}$$

$$F4 = 3,159 \text{ KN}$$

Planteando ahora sumatoria de fuerzas en el eje vertical tenemos:

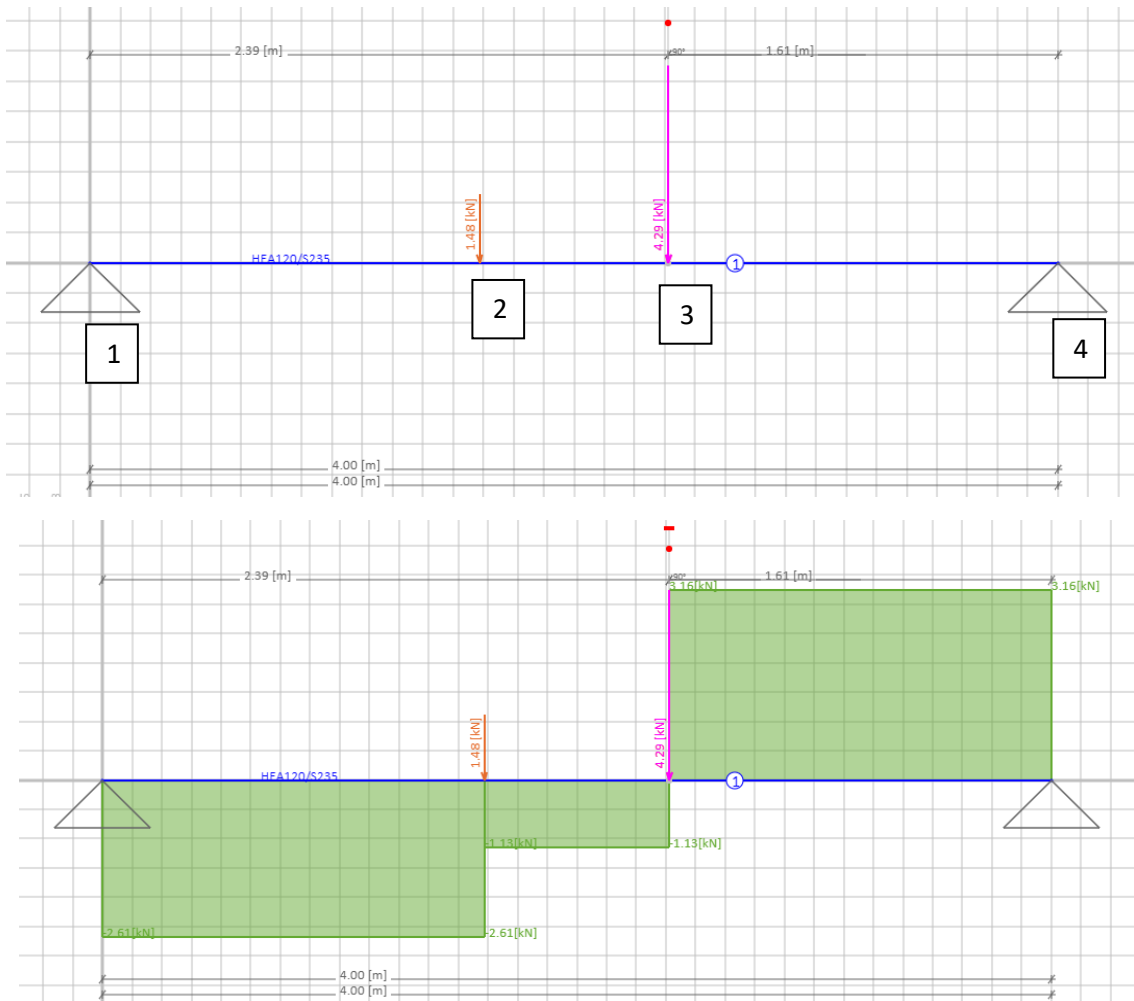
$$\sum F \text{ verticales} = 0$$

$$\sum F \text{ verticales} = F1 - F2 - F3 + F4$$

$$\sum F \text{ verticales} = F1 - 1,48KN - 4,29KN + 3,159 KN$$

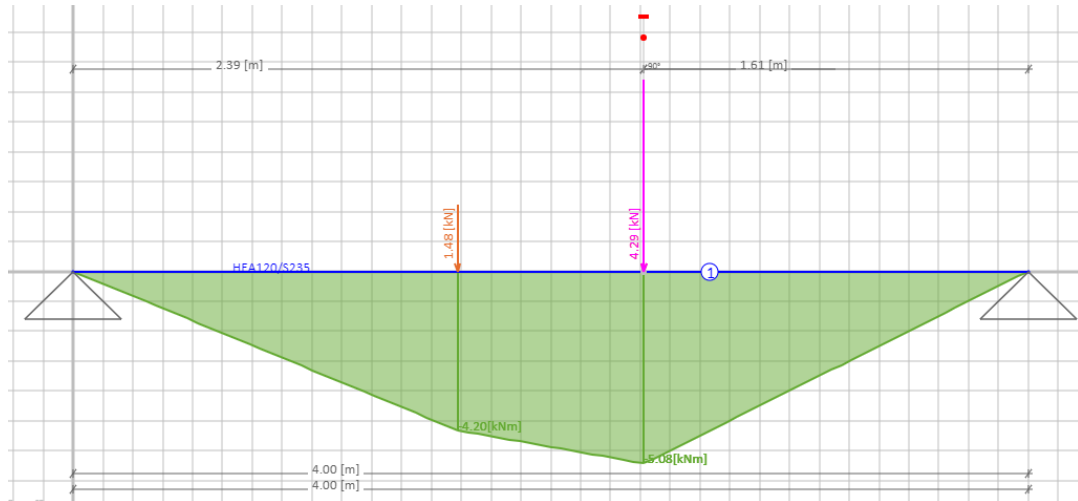
$$F1 = 2,611 KN$$

Verificamos utilizando el software “Frame Design”:



Calculamos ahora el momento flector máximo al que estará sometido el perfil, que se dará en el punto 3:

$$\sum \text{momento (3)} = M_{max}$$



$$\sum \text{momento (3)} = F1 * D_{1-3} - F2 * D_{2-3}$$

$$\sum \text{momento (3)} = 2,611 \text{ KN} * 2,39\text{m} - 1,48 \text{ KN} * 0,78\text{m}$$

$$\sum \text{momento (3)} = 5,086 \text{ KNm}$$

**Momento flector máximo = 5,086 KNm**

El momento máximo es de 5,086 KNm, en el punto (3) donde esta aplicada la fuerza puntual máxima.

Como el perfil esta solicitado con esfuerzos de flexión simple con corte, calcularemos los momentos y los esfuerzos de corte.

Tomando los valores de un IPN-80, acero F-24 (Tensión de fluencia 24 KN/cm<sup>2</sup>)

$$\sigma_{Trabajo} = \frac{Mx}{Wx}$$

$$\sigma_{Trabajo} = \frac{M * y}{Ix}$$

$$\sigma_{Trabajo} = \frac{508 \text{ KNcm} * 4 \text{ cm}}{77,8 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_{Trabajo} = 26,118 \text{ KN/cm}^2$$

$$\sigma_{Admisible} = \frac{\text{Tension de fluencia}}{\text{Coeficiente de seguridad}}$$

Tomamos un coeficiente de seguridad de 1,6

$$\sigma_{Admisible} = \frac{24 \text{ KN/cm}^2}{1,6}$$

$$\sigma_{Admisible} = 15 \text{ KN/cm}^2$$

Para que el perfil resista, debe verificar

$$\sigma_{Trabajo} \leq \sigma_{Admisible}$$

$$26,118 \text{ KN/cm}^2 \not\leq 15 \text{ KN/cm}^2$$

No verifica, por lo que continuamos el cálculo con el perfil IPN-120

$$\sigma_{Trabajo} = \frac{M * y}{Ix}$$

$$\sigma_{Trabajo} = \frac{508 \text{ KNcm} * 6 \text{ cm}}{328 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_{Trabajo} = 9,29 \text{ KN/cm}^2$$

$$\sigma_{Trabajo} \leq \sigma_{Maxima}$$

$$9,29 \text{ KN/cm}^2 \leq 15 \text{ KN/cm}^2$$

Verifica

Calculamos los esfuerzos de corte mediante la fórmula de Jourasky.

$$\tau_{Trabajo} = \frac{Q * S}{I * b}$$

Para perfiles IPN será:

$$\tau_{Trabajo} = 1,17 \frac{Q}{e * h}$$

e = espesor alma

h = altura

$$\tau_{Trabajo} = 1,17 * \frac{4,29 \text{ KN}}{0,51 \text{ cm} * 12 \text{ cm}}$$

$$\tau_{Trabajo} = 0,82 \text{ KN/cm}^2$$

Para que el perfil resista, debe verificar

$$\tau_{Trabajo} \leq \tau_{Admisible}$$

$$\tau_{Admisible} = 0,57 * \sigma_{Admisible}$$

$$\tau_{Admisible} = 0,57 * \frac{24 \text{ KN/cm}^2}{1,6}$$

$$\tau_{Admisible} = 8,55 \text{ KN/cm}^2$$

$$0,82 \text{ KN/cm}^2 \leq 8,55 \text{ KN/cm}^2$$

Verifica

A continuación, verificamos el perfil cuando es solicitado en simultáneo por los dos esfuerzos

$$\sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} \leq \sigma_{Admisible}$$

$$\sqrt{9,29 \text{ KN/cm}^2 + 3 * 0,82 \text{ KN/cm}^2} \leq 15 \text{ KN/cm}^2$$

$$9,40 \text{ KN/cm}^2 \leq 15 \text{ KN/cm}^2$$

Verifica

**Adopto perfil IPN-120 de acero F-24 (tensión de fluencia 24 KN/cm<sup>2</sup>)**

### 2.1.2 Cálculo de patas

A continuación, dimensionaremos las patas que sostendrán los travesaños calculados anteriormente. Las mismas tendrán 2,5m de largo y estarán sometidas a esfuerzos de compresión, por lo que serán calculadas a compresión y luego verificaremos por pandeo.

El esfuerzo de compresión será el calculado para las reacciones del perfil anterior, por lo que evaluaremos la pata que se encuentre más solicitada. Además, debemos considerar el peso del perfil IPN 120 que se encuentra arriba.

$$F4 = 3,159 \text{ KN}$$

A esta tensión le sumaremos la mitad del peso del travesaño IPN 120 anteriormente adoptado.

#### Cálculo del peso del travesaño adoptado

Peso del perfil: 11,1 Kg/m

$$11,1 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * 4 \text{ m} = P$$

$$44,4 \text{ Kg} = P$$

Debe verificarse

$$\sigma_{Trabajo} = \frac{(F4 + P * g/2)}{\Omega} \leq \sigma_{Admisible}$$

$\Omega$  = área transversal

Comenzamos calculando con un IPN 80

$$\sigma_{Trabajo} = \frac{(3159 \text{ N} + 44,4 \text{ Kg} * 9,81 \text{ m/seg}^2/2)}{7,57 \text{ cm}^2}$$

$$\sigma_{Trabajo} = 0,44 \text{ KN/cm}^2$$

$$\sigma_{Trabajo} \leq \sigma_{Admisible}$$



$$0,44 \text{ KN/cm}^2 \leq 15 \text{ KN/cm}^2$$

Verifica

Verificamos ahora por pandeo mediante la tensión crítica de Euler

La altura libre de pandeo será la correspondiente a un perfil vertical, empotrado-articulado

$$S_x = 0,7 * l$$

$$S_x = 0,7 * 2,5 \text{ m}$$

$$S_x = 1,75 \text{ m}$$

$$\lambda = \frac{S_x}{i}$$

$i$  = radio de giro mínimo de la pieza

$$\lambda = \frac{1,75 \text{ m}}{0,032 \text{ m}}$$

$$\lambda = 54,68$$

Como el acero F-24 tiene una tensión de rotura de 370 Mpa (St 37) utilizando la tabla siguiente calculamos la tensión crítica

$\lambda$	$\sigma_{Ki}$		$\sigma_{Ki}$	$\sigma_{c adm}$ (hipót. carga 1)	
	St 37	St 52		St 37	St 52
20	2023	2975	–	1349	1983
30	1941	2832	–	1294	1888
40	1845	2659	–	1230	1773
50	1737	2456	–	1158	1637
60	1617	2231	–	1078	1487
70	1489	1995	4230	993	1330
80	1358	1762	3238	905	1175
90	1229	1546	2559	819	1024
100	1107	1354	2073	738	829
110	994	1186	1713	663	685
120	892	1043	1439	576	576
130	–	–	1226	490	490
140	–	–	1057	423	423
150	–	–	921	368	368

Adoptamos  $\lambda = 60$  y  $\sigma_{c Adm} = 1078$

$$w = \frac{\sigma_{Admisible}}{\sigma_{c Adm}}$$

$$w = \frac{15 \text{ KN/cm}^2}{1078 \text{ KN/cm}^2}$$

$$w = 0,013$$

$$\sigma_{Trabajo} = \frac{w * (F4 + P * g/2)}{\Omega}$$

$$\sigma_{Trabajo} = \frac{0,013 * (3159 N + 44,4 Kg * 9,81 m/seg^2/2)}{7,57 cm^2}$$

$$\sigma_{Trabajo} = 738,41 N/cm^2$$

$$\sigma_{Trabajo} = 0,738 KN/cm^2$$

$$\sigma_{Trabajo} \leq \sigma_{Admisible}$$

$$0,738 KN/cm^2 \leq 15 KN/cm^2$$

Verifica

**Adopto perfil IPN-80**

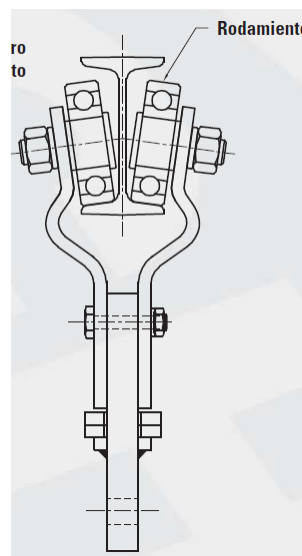
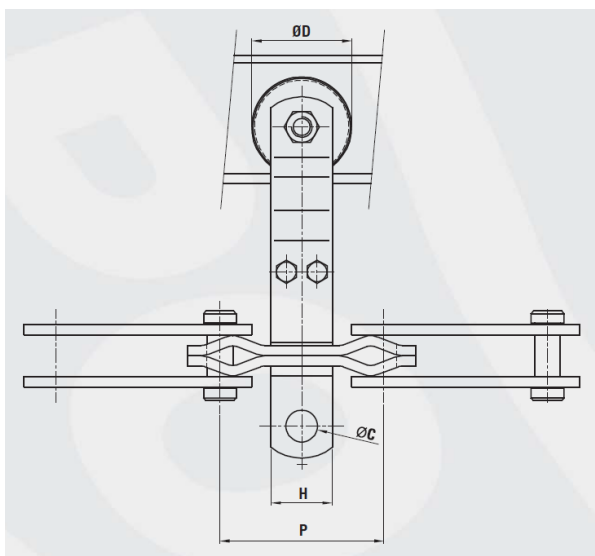
## 2.2 Sistema de transmisión

### 2.2.1 Cálculo de cadena y trolleys

La selección del tipo de trolley (soporte donde se sujetan los dispositivos, y junto a este la moto) y la cantidad a utilizar, estará determinada por la carga máxima a soportar. Ésta carga corresponde al peso de la moto completamente armada, aproximadamente unos 200Kg.

Por medio del catálogo de Powerchain adoptamos el trolley relacionado con IPN 100. El cuál soporta una carga de 200 kg, donde se utilizarán dos de éstos para suspender cada uno de los dispositivos de sujeción de motos. Permitiendo así, en conjunto, una carga máxima de 400kg.

En base al trolley adoptado, seleccionamos cadena serie P- 458. (pág. 20 catalogo Powerchain).



La longitud que se pretende por puesto es de 2500mm, pero ésta quedara determinada por las medidas de los eslabones de la cadena.

Calculamos la longitud real de los puestos con el paso de la cadena (P=203,2 mm)

$$N^{\circ} \text{ eslabones por puesto} = \frac{\text{longitud de puesto estimada (mm)}}{\text{paso de cadena (mm)}}$$

$$N^{\circ} \text{ eslabones por puesto} = \frac{2500 \text{ mm}}{203,2 \text{ mm}}$$

$$N^{\circ} \text{ eslabones por puesto} = 12,3$$

De esto adoptamos, **12 eslabones por puesto.**

Calculamos la longitud real de cada puesto, con el paso de la cadena y la cantidad de eslabones por puesto calculada anteriormente:

$$\text{Long. real de cada puesto} = \text{paso de la cadena} * n^{\circ} \text{ eslab por puesto}$$

$$\text{Long. real de cada puesto} = 203,2 \text{ mm} * 12$$

$$\text{Long. real de cada puesto} = 2438,4 \text{ mm}$$

Calculamos longitud total de la cadena (21 puestos)

$$\text{Long. total de la cadena} = 21 * 2438,4 \text{ mm}$$

$$\text{Long. total de la cadena} = 51,21 \text{ m}$$

### 2.2.2 Cálculo y adopción de coronas

Calculamos el diámetro de las coronas tomando como valor primordial el radio de giro mínimo de la cadena. Dado que el fabricante es el mismo, elegiremos una corona adecuada para el radio mínimo de ésta, de esta manera nos aseguramos de no tener problemas en el giro de la cadena. Luego, podemos tomar conveniente que el perímetro de las coronas sea cercano a la longitud de un puesto para que la suma de los semicírculos formados por la cadena en las esquinas sume un puesto. Por definición el diámetro es el perímetro dividido "pi". Por lo tanto, calcularemos el diámetro como:

$$\text{Diametro coronas} = \frac{\text{long. de un puesto}}{\pi}$$

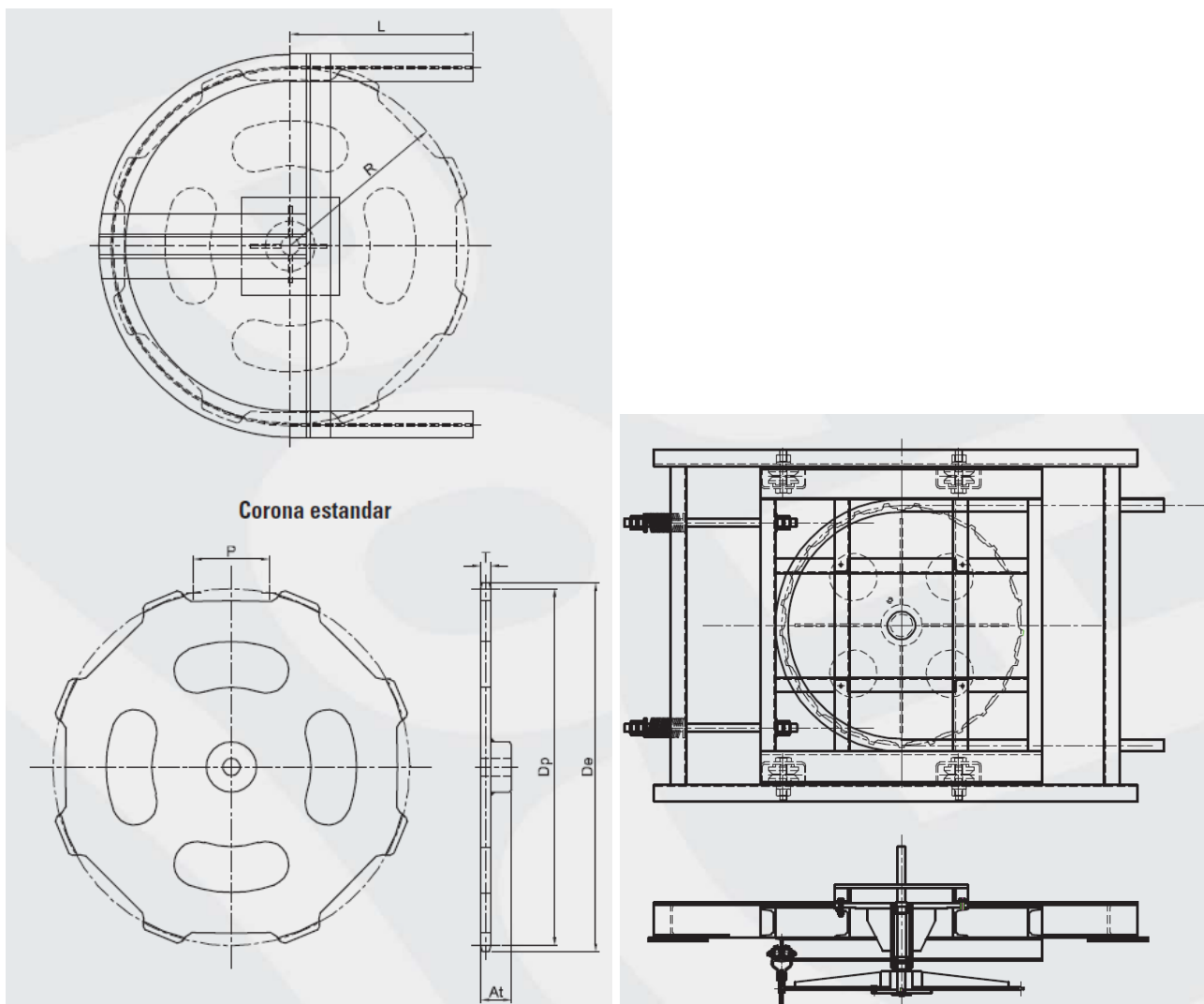
$$\text{Diametro coronas} = \frac{2438,4 \text{ mm}}{\pi}$$

$$\text{Diametro coronas} = 776,2 \text{ mm}$$

Con este valor teórico vamos al catálogo y adoptamos dos **coronas de diámetro 778,4mm**, para cadena P - 458.

Esta corona será fabricada por el proveedor Powerchain. (pág. 21 y 22 catalogo Powerchain).

De esta manera, tendremos una corona en cada uno de los extremos de la línea. Una de ellas, solidaria al eje de la caja reductora, que proporcionara el movimiento. Por otro lado, la conducida será la encargada de tensar el sistema de cadena, mediante un tensor suministrado por el mismo fabricante.



### 2.2.3 Cálculo del tramo de trabajo y cantidad de trolleys

Calculamos el tramo de trabajo

$$\text{Long. tramo de trabajo} = \text{long. de un puesto} * \text{N}^\circ \text{ puestos de trabajo}$$

$$\text{Long. tramo de trabajo} = 2438,4 \text{ mm} * 10$$

$$\text{Long. tramo de trabajo} = 24384 \text{ mm}$$

Finalmente, calculamos cantidad de trolleys necesarios

$$\text{Cantidad de trolleys totales} = \frac{\text{long. total cadena}}{\text{paso de la cadena}}$$

$$\text{Cantidad de trolleys totales} = \frac{51206,4 \text{ mm}}{203,2 \text{ mm}}$$

$$\text{Cantidad de trolleys totales} = 252$$

## 2.3 Motor eléctrico de línea

### 2.3.1 Cálculo de potencia del motor

Calculamos la potencia necesaria del motor de la línea por la segunda ley de Newton, partiendo de la base de que la fuerza que ejercerá el motor deberá ser igual la masa por la aceleración en adición a la fuerza de rodadura a vencer, propia de los rodamientos.

$$\sum F_x = F_m - F_{rod} = m * a$$

$$F_m = m * a + F_{rod}$$

La masa que deberá arrastrar el motor será la especificada en la siguiente tabla

Descripción	Cantidad	Peso Unitario [Kg]	Peso Total [Kg]
Trolleys	252	4	1008
Dispositivo de elevación	21	20	420
Moto	10	200	2000
Cadena	51	4	204,8
Ménsula	21	1	21,0
PESO QUE TIENE QUE ARRASTRAR EL MOTOR			<b>3653,8</b>

Calcularemos la fuerza de rodadura como:

$$F_{rod} = \mu_r * N$$

Siendo  $\mu_r$  el coeficiente de rodadura estático por catálogo SKF.

$$F_{rod} = \mu_r * masa * g$$

$$F_{rod} = 0,001 * 3653,8 \text{ Kg} * 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_{rod} = 35,84 \text{ N}$$

Para calcular la aceleración, definimos que el motor alcanzara su velocidad nominal en 0,1 segundo. De esto se desprende la fuerza que ejercerá el motor.



$$F_m = m * a + F_{rod}$$

Como la aceleración será igual a:

$$a = \frac{\text{velocidad nominal}}{\text{tiempo de arranque}}$$

Y definiendo tiempo de arranque de 0,1 seg, tendremos:

$$a = 0,08 \frac{m}{s^2}$$

$$F_m = 3653,8 \text{ Kg} * 0,08 \frac{m}{s^2} + 35,84 \text{ N}$$

$$F_m = 328,01 \text{ N}$$

Calculamos entonces la máxima potencia del motor, multiplicando la fuerza por la velocidad nominal máxima.

$$P_m = F_m * \text{Vel. tangencial maxima}$$

$$P_m = 2008,89 \text{ N} * 0,008 \text{ m/seg}$$

$$P_m = 16,07 \text{ N} \frac{m}{seg} = 0,022 \text{ HP}$$

**Adoptamos entonces, del catálogo de motores Siemens (pág. 8) el motor “A7B10000048458” de 900 rpm nominales, y 0,5 HP.**

El motor no requiere de mucha potencia debido a que, si bien la masa suspendida es significativa, la misma se desplaza mediante rodamientos.

Aun así, es importante tener en cuenta que el rendimiento de una caja de engranajes se encuentra aproximadamente en un 90%, dependiendo de la configuración de la misma. En nuestro caso, al incluir una transmisión sin fin y corona, éste se ve afectado aún más. Finalmente, podemos decir que el rendimiento total del conjunto oscilará entre un 60 - 80%.

Tomando la peor condición, y afectando la potencia del motor por el rendimiento de la caja tenemos:

$$P_{tm} = \frac{P_m}{\eta} = \frac{0,022 \text{ HP}}{0,6} = 0,037 \text{ HP}$$

Como podemos ver, el rendimiento de la caja reductora no impacta en la adopción del motor ya que la potencia de trabajo es baja. Por esta razón, podemos decir que las pérdidas en la caja reductora no gravitarán en los cálculos de la adopción del motor.

### Limitador de par

Adoptaremos un limitador de par, también conocido como limitador de torque, que es un dispositivo utilizado para limitar o controlar la cantidad de par (fuerza rotacional) transmitido en un sistema mecánico. Su función principal es proteger los componentes y equipos de posibles daños debido a cargas excesivas o situaciones de sobrecarga.

El limitador de par actúa como un mecanismo de seguridad que interviene cuando se supera un cierto nivel de torque predefinido. Cuando se alcanza o se excede este nivel, el limitador de par se activa y transmite menos torque o incluso desconecta completamente la transmisión de potencia. Esto ayuda a prevenir la sobrecarga y la ruptura de componentes, minimizando así los daños y el tiempo de inactividad del sistema.

$$\tau = \frac{P_{tm}}{n} = \frac{0,037 \text{ HP}}{900 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}} \times \frac{76,07 \frac{\text{kg m}}{\text{s}}}{1 \text{ HP}} = 0,21 \text{ Nm}$$

Debemos ajustar el limitador de par entre la salida del motor y la entrada de la caja. El limitador actuará cuando el par supere los 0,21 Nm

## 2.4 Caja reductora

El sistema necesitará de una caja reductora para obtener la velocidad de avance buscada (1,3 rpm). Para realizar la reducción debemos determinar la cantidad de pasos y reducción de cada paso necesaria.

$$V_{entrada} = 900 \text{ rpm}$$

$$V_{salida} = 1,3 \text{ rpm}$$

La relación de transmisión total será:

$$i = \frac{V_{entrada}}{V_{salida}} = \frac{900}{1,3} = 692,3$$

Debido a que necesitamos una gran reducción se decide utilizar, como primer paso, a la salida del motor un sinfín – corona, dejando solidario al eje del motor el tornillo sinfín.

Las demás reducciones necesarias se realizarán mediante engranajes cilíndricos y el último paso utilizando un engranaje cónico. Vamos a realizar una reducción mayor en el 2do paso, siendo la del 3er paso mayor aún, ya que la velocidad del 2do es mayor y por ende la fuerza será menor para la misma potencia. En cambio, en la 3er reducción la velocidad de entrada será menor y los dientes del engranaje tendrán que soportar mayor fuerza.

### 2.4.1 Cálculo de reducciones

#### 2.4.1.1 Primer paso: Tornillo sin-fin y corona

Los sistemas sinfín corona permiten grandes reducciones del orden de 8:1 a 100:1. Para nuestro caso utilizaremos una reducción de 80:1, ya que es lo que generalmente se utiliza en estos sistemas, siendo:

$$\text{Velocidad eje conductor (salida motora):} \quad n_1 = 900 \text{ rpm}$$

$$\text{Relación de transmisión:} \quad i = 80$$

$$\text{Velocidad eje conducido:} \quad n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{900 \text{ rpm}}{80} = 11,25 \text{ rpm}$$

Ahora precisamos determinar las dimensiones y materiales del tornillo y corona. Particularmente, para el tornillo utilizaremos como material un **SAE 4140 templado y revenido**, por



Adoptamos una relación de diámetros de engranajes igual a 5,5. También un ángulo de presión del diente de  $20^\circ$  y un ángulo de contacto total del tornillo de  $100^\circ$ . Entonces:

$$\xi = \frac{1}{5,5}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\varphi = 100^\circ$$

Para determinar las características dimensionales hacemos uso de la **fórmula de Euler para dos ruedas que se tocan**:

$$\sigma_c^2 = \frac{P \times E' \times 0,35}{L_{min} \times \rho'} \quad (\text{Fórmula de Euler})$$

Siendo:

$$P_n = \frac{2 \times Mt}{\Phi_{rueda} \times \cos \alpha \times \cos \lambda} \quad (\text{Fuerza normal al diente})$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \quad (\text{Módulo de elasticidad compuesto})$$

$$\frac{1}{\rho'} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \quad (\text{Radio compuesto})$$

Pero  $\rho_2$  se supone infinito, entonces:

$$\rho' = \rho_1 = \frac{\Phi_{rueda} \times \sin \alpha}{2} \quad (\text{Radio de curvatura del diente})$$

Por otro lado:

$$L_{min} = \frac{\pi \times \Phi_{tornillo} \times \varepsilon \times \lambda' \times 2\gamma^\circ}{\cos \lambda \times 360^\circ} \quad [\text{cm}] \quad (\text{Longitud mínima del tornillo})$$

$2\gamma \approx 100^\circ$  (ángulo de contacto del tornillo)

$\varepsilon \approx 1,8$  (coeficiente de recubrimiento)

$\lambda' \approx 0,75$  (coeficiente de error de contacto)

Simplificando:

$$L_{min} \approx 1,2 \times \Phi_{tornillo}$$

Sustituyendo en la fórmula de Euler, podemos despejar el diámetro de la rueda:

$$\sigma_c^2 = \frac{Mt \times 2 \times E' \times 0,35}{\phi_{rueda}^3 \times \cos \alpha \times \sin \alpha \times \cos \beta \times 1,2 \times \varepsilon} \quad (\text{Fórmula de Euler})$$

A consecuencia de la deformación del tornillo sin fin, del árbol de la rueda, de los cojinetes y la armazón, de las inexactitudes de fabricación y de montaje, la carga se distribuye de forma irregular a lo largo de las líneas de contacto. Por lo que el término medio de la carga “ $q_{med}$ ” debemos afectarlo por un coeficiente de concentración de la carga “ $k_c$ ”.

Debido a que contamos con una carga constante, el desgaste uniforma la carga y podemos adoptar  $k_c = 1$ .

Por otro lado, las inexactitudes del engranaje, condicionadas por la falta de precisión de la herramienta y de la máquina para elaborar engranajes, son la causa de un funcionamiento no rítmico (irregularmente) de la transmisión. A consecuencia de esto, incluso a una velocidad constante de la rueda conductora (sin-fin), la rueda conducida (corona) gira irregularmente. Las aceleraciones angulares que surgen en este caso son la causa de que los dientes entren en engrane con golpes. Esto provoca cargas dinámicas complementarias en los dientes que disminuyen la capacidad de las ruedas de transferir carga útil. A través del coeficiente de cargas dinámicas “ $k_d$ ”, tenemos en cuenta esta disminución de capacidad, donde podemos adoptar un valor según la velocidad de la rueda que manejemos: siendo  $v_{rueda} \leq 3 \frac{m}{seg} \rightarrow k_d = 1 \sim 1,1$ ; siendo  $v_{rueda} > 3 \frac{m}{seg} \rightarrow k_d = 1,1 \sim 1,2$ .

Finalmente adoptamos  $k_d = 1,1$ .

$$\phi_{rueda} = \sqrt[3]{\frac{Mt \times 2 \times E' \times 0,35 \times k_c \times k_d}{\sigma_c^2 \times \cos \alpha \times \sin \alpha \times \cos \beta \times 1,2 \times \varepsilon}}$$

Al ser  $\sigma_{res. trac} < 30 \frac{kg}{mm^2}$ , descartamos la posibilidad de agarramiento (pag 392 Drobrovolski), entonces la capacidad de carga de la transmisión se limita por la fatiga de contacto y la magnitud del esfuerzo admisible se debe afectar por el coeficiente de Kreg (pág. 393 Drobrovolski):

$$k_{reg} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}}$$

$$N = 60 \times n \times T \times a$$

$n$ : número de revoluciones de la rueda

$T$ : tiempo de servicio

$a$ : años de servicio

Considerando que la rueda gira a 11,5 rpm, un uso intermitente de 24 horas al día por 250 días del año y 10 años de servicio:

$$k_{reg} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{40500000}} = 0,84$$

La tensión de contacto:

$$\sigma_c = 2500 \frac{Kgf}{cm^2} \times 0,84 = 2099 \frac{kgf}{cm^2}$$

Finalmente calculamos el  $\emptyset$  de la rueda:

$$\emptyset_{rueda} = 22,26 \text{ cm}$$

Considerando  $z_{rueda} = 80$  calculamos el módulo:

$$m = \frac{\emptyset_{rueda}}{z} = \frac{22,26}{80} = 0,278 \text{ cm} = 2,78 \text{ mm}$$

Redondeando el valor del módulo a un valor entero, calculamos nuevamente el diámetro de la corona:

$$m = 3 \rightarrow \emptyset_{rueda} = 240 \text{ mm}$$

Ahora calculamos el diámetro del tornillo:

$$\varnothing_{\text{tornillo}} = \frac{\varnothing_{\text{rueda}}}{\xi} = \frac{240\text{mm}}{5,5} = 43,63 \text{ mm}$$

El ancho de la rueda será (redondeando el valor):

$$b = 2 \times \frac{\varnothing_{\text{tornillo}}}{2} \times \sin \varnothing = 34 \text{ mm}$$

Ahora calculamos la resistencia de los dientes de la rueda (ya que son más débiles que los del tornillo) utilizando la ecuación de Lewis:

$$F_g = \frac{s_n \times b \times Y \times P_{cn}}{\pi} [\text{Kg}] \quad (\text{página 560 Faïres})$$

Siendo:

$$s_n = 0,4 \times s_{ut} = 0,4 \times 2750 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = 1100 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \quad (\text{Carga límite de fatiga – página 275 Shigley})$$

$$b = 3,4 \text{ cm} \quad (\text{Anchura efectiva de cara de la rueda})$$

$$Y = 0,392 \quad (\text{Factor de forma de Lewis})$$

$$P_{cn} = 0,936 \text{ cm} \quad (\text{Paso circunferencial normal})$$

$$F_g = \frac{1100 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \times 3,4\text{cm} \times 0,392 \times 0,936 \text{ cm}}{\pi}$$

$$F_g = 436,72 \text{ Kg} \quad (\text{resistencia de los dientes de la rueda})$$

La carga dinámica se calcula como sigue:

$$F_d = \left( \frac{366 + v_{mg}}{366} \right) \times F_t [\text{Kg}] \quad (\text{página 560 Faïres})$$

$F_t$ : Carga transmitida, calculada por la ecuación de potencia, aplicada a la rueda dentada

$$F_t = \frac{M_t \times 2}{\varnothing_{\text{rueda}}} = \frac{3183 \text{ Kg.cm} \times 2}{24\text{cm}} = 265,26 \text{ Kg}$$

$$v_{mg} = w \times r \times 60 = 8,48 \text{ mpm} \quad (\text{Velocidad de la circunferencia primitiva de la rueda})$$



$$F_d = \left( \frac{366 + 8,48 \text{ mpm}}{366} \right) \times 265,26$$

$$F_d = 267,6 \text{ Kg (fuerza dinámica a soportar)}$$

Podemos ver que la fuerza dinámica a soportar es menor que la que resisten los dientes calculada anteriormente.

Finalmente determinamos la carga límite respecto al desgaste. El tipo de desgaste al que nos referimos es el que se producirá a causa de un fallo por fatiga del material de la superficie a consecuencia de elevados esfuerzos de contacto, fenómeno llamado **picado**.

$$F_w = D_g \times b \times K_w \text{ [Kg]} \text{ (página 560 Faires)}$$

$$D_g = \emptyset_{rueda normal} \times (\cos \beta)^2 = 238,87 \text{ mm (Diámetro primitivo de la rueda dentada)}$$

$$K_w = 6 \text{ (Coeficiente de desgaste – tabla AT27 Faires)}$$

$$F_w = 238,87 \text{ mm} \times 33,92 \text{ mm} \times 6 \text{ [Kg]}$$

$$F_w = 486,15 \text{ [Kg]} \text{ (carga límite de desgaste)}$$

Podemos ver que el resultado de la carga límite de desgaste está por debajo de la fuerza dinámica a soportar.

Finalmente vemos que:

$$F_d < F_g < F_w$$

$$267,6 \text{ Kg} < 436,72 \text{ kg} < 486,15 \text{ Kg}$$

Los datos para la construcción del sin-fin y corona serán:

<b>DATOS ENGRANAJES 1ER PASO</b>			
	<b>Sinfín</b>	<b>Corona</b>	<b>Unidades</b>
m	3,00	3,00	mm
Diámetro	44,00	240,00	mm
Z	-	80,00	
N° entradas	1	-	
Paso circular	9,42	9,42	mm
Paso angular	-	4,50	°
Paso diametral	-	0,33	mm
Diámetro base	36,80	225,53	mm
Addendum	3,00	3,00	mm
Espacio libre	-	0,75	mm
Dedendum	3,60	3,75	mm
Altura trabajo	-	6,00	mm
Altura total	6,60	6,75	mm
Diámetro exterior	50,00	246,00	mm
Long roscada	57,49		mm
Extremo sin rosca	9,42		mm
R	19,00		mm
C	142,00		mm

#### 2.4.1.2 Segundo paso: Engranajes rectos

La siguiente reducción la realizaremos mediante engranajes rectos.

Según los cálculos iniciales, en este paso debemos obtener una reducción de  $i = 4,05$ . Proponemos como dato de partida la utilización de un Acero SAE 4140 BONIFICADO cuyas características son:

**Engranaje: Acero SAE 4140 Bonificado:**

Equivalencia:	ASTM A 29/A29M - 16: 4140			DIN 1.7225			JIS SCM440	
Composición Química:	%C	%Mn	%P	%S	%Si	%Cr	%Mo	----
	0.38 - 0.43	0.75 - 1.00	0.035 máx.	0.040 máx.	0.15 - 0.35	0.80 - 1.10	0.15 - 0.25	----
Condición de Suministro:	Recocido a una dureza de ~ 190 HB (~ 91 HRB); y como pretemplado (tratado o bonificado) a una dureza entre 248 - 301 HB (~ 24 - 32 HRC).							
Propiedades mecánicas (aprox. a temperatura ambiente):	Resistencia a la tensión MPa (Lb/in <sup>2</sup> )			Límite elástico MPa (Lb/in <sup>2</sup> )		% Elongación en 2.0"		Dureza HB (HRC)
	850 - 1,000 (123,000 - 142,000)			680 (98,000)		12		248 - 302 (~ 24 - 32)

$$E = 200 \text{ GPa} = 2039432 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \quad (\text{página 1025 Shigley})$$

Utilizando un coeficiente de seguridad = 2

$$\sigma_{flex adm} = \frac{680}{2} \text{ MPa} = \frac{6934 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}}{2} = 3467 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \quad (\text{hoja técnica serviaceros especiales})$$

El  $\sigma_{contacto}$  será:

$$\sigma_{contacto} = 3,2 \times \sigma_{flex adm} = 3,2 \times 3467 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 11094 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Afectamos la tensión límite de contacto por el coeficiente de Kreg:

$$k_{reg} = \sqrt[6]{\frac{10^6}{N}} \quad (\text{página 321 - Dobrovolski})$$

$$N = 60 \times n \times T \times a = 40500000$$

$$k_{reg} = \sqrt[6]{\frac{10^6}{40500000}} = 0,8$$

$$\sigma_{contacto} = 11094 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \times 0,8 = 8875,52 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Adoptamos ángulo de contacto del diente y relación entre ancho del diente y radio:

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\xi = \frac{b}{r} = 1$$

Calculamos el radio del engranaje conductor mediante la fórmula de Euler, adoptando como valor inicial de  $k=2$ :

$$r = \sqrt[3]{\frac{Mt \times E \times 0,17 \times (1 + i) \times k}{\sigma_c^2 \times \xi \times \cos \alpha \times \sin \alpha \times i}}$$

Luego ajustamos este factor “k” mediante la fórmula:

$$k = \frac{183 + v}{183} \quad \text{para } v < 656 \text{ m/min}$$

y volvemos a realizar el cálculo, hasta que “k” se mantenga constante

<b>Fórmula de Euler para 2 ruedas que se tocan</b>			
	k	r [cm]	v[m/min]
0	2	4,81933	3,406587
1	1,018615	3,84870	2,720484
2	1,014866	3,84397	2,717142
3	1,014848	3,84395	2,717126

Finalmente:

$$r = 3,85 \text{ cm}$$

Ahora mediante la ecuación de Lewis determinamos el módulo:

Propongo 15 dientes, el factor de forma será  $\rightarrow y = 0,092$

Ancho del diente:

$$b = \xi \times r \approx 3,8 \text{ cm}$$

La fuerza aplicada sobre el diente:

$$P_x = \frac{Mt}{r} = \frac{3183,11 \frac{Kgf}{cm^2}}{3,85 \text{ cm}} = 828 \text{ Kg}$$

Debido a que los dientes de un engranaje están sometidos a una carga pulsatoria, se debe tener en cuenta la fatiga que genera una carga de estas características. Esto lo hacemos afectando el límite elástico por un coeficiente de reducción igual a 1,5, además de un coeficiente de seguridad igual a 2 y el coeficiente de Kreg:

$$\sigma_{flex adm} = 6934 \frac{Kgf}{cm^2} \times \frac{1}{2} \times \frac{1}{1,5} \times 0,8 = 1849 \frac{Kgf}{cm^2}$$

Calculamos el módulo del engranaje como sigue:

$$M_f = P_0 \times l \quad ; \quad \sigma_{flex} = \frac{M_f}{W} \quad ; \quad W = \frac{b \times s^2}{6}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{P_0 \times l \times 6 \times t}{b \times s^2 \times t} \quad ; \quad t = m \times \pi \quad ; \quad \frac{1}{y} = \frac{6 \times l \times t}{s^2}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{P_0}{b \times t \times y} = \frac{P_0}{b \times m \times \pi \times y} \rightarrow m = \frac{P_0}{b \times \sigma_{flex} \times \pi \times y}$$

Calculo el módulo y diámetro:

$$m = 0,407 \text{ cm} = 4,07 \text{ mm} \quad \text{adopto} \rightarrow m = 5$$

El diámetro del engranaje será:

$$\emptyset = m \times z = 0,5 \times 15 = 7,5 \text{ [cm]}$$

No cumple el radio mínimo calculado anteriormente (3,85cm), entonces sumamos un diente más (16 dientes) y volvemos a calcular:

$$\emptyset = m \times z = 0,5 \times 16 = 8 \text{ [cm]}$$

Calculamos el esfuerzo dinámico por Buckingham y verificamos:

$$P_d = \frac{0,113 \times v \times (P_0 + C \times b)}{0,113 \times v + \sqrt{P_0 + C \times b}}$$

$$v = \omega \times r = 11,25 \frac{rev}{min} \times 2\pi \times \frac{4 \text{ cm}}{100} = 2,83 \frac{m}{min} \quad ; \quad b = 3,8 \text{ cm}$$

$$C = \frac{f \times E \times x}{2} = \frac{0,0043 \times (2,1 \times 10^6) \times 0,111}{2} = 501,165 \quad ; \quad P_0 = \frac{M_t}{r} = \frac{3183 \text{ Kgf} \times \text{cm}}{4 \text{ cm}} = 795,8 \text{ Kgf}$$

$$P_d = 16,5 \text{ Kgf}$$

$$k = \frac{P_0 + P_d}{P_0} = 1,02$$

El engranaje conducido será:

$$z_2 = z_1 \times i = 16 \times 4,05 = 64,8 \rightarrow z_2 = 65 \text{ dientes}$$

$$\emptyset = m \times z = 0,5 \times 65 = 16,25 \text{ [cm]}$$

La relación final será:

$$i = \frac{32,5 \text{ cm}}{8 \text{ cm}} = 4,0625$$

$$\omega_2 = \frac{11,25 \text{ rpm}}{4,0625 \text{ rpm}} = 2,769 \text{ rpm}$$

Los datos para la construcción de los engranajes serán:

DATOS ENGRANAJES 2DO PASO			
	Conductor	Conducido	Unidades
m	5,00	5,00	mm
diámetro	80,00	325,00	mm
Z	16,00	65,00	
paso circular	15,71	15,71	mm
paso angular	22,50	5,54	°
paso diametral	0,20	0,20	mm
diámetro base	75,18	305,40	mm
Addendum	5,00	5,00	mm
espacio libre	1,25	1,25	mm
Dedendum	6,25	6,25	mm
altura trab	10,00	10,00	mm
altura total	11,25	11,25	mm
diámetro exte	90,00	335,00	mm
Diam. Interior	67,50	312,50	mm
C	202,50		mm

### 2.4.1.3 Tercer paso: Engranajes cónicos

El tercer y último paso lo realizaremos con un conjunto de engranajes cónicos del mismo material utilizado en los engranajes rectos.

Debido a que la velocidad de giro es demasiado baja, el coeficiente de Kreg es igual a 1, entonces el  $\sigma_{contacto}$  no se verá afectado más que por el coeficiente de seguridad, entonces:

$$\sigma_{contacto} = 11094 \frac{Kgf}{cm^2}$$

Para determinar las dimensiones de los engranajes, calculamos como si fueran rectos y luego determinamos las equivalencias a cónicos. ;

$$\alpha = 20^\circ$$

El ancho mínimo del diente para engranajes cónicos debe ser:

$$\frac{b_{conico}}{L} \leq \frac{1}{3}$$

Entonces:

$$b_{recto} = b_{conico} \times \left(1 - \frac{b_{conico}}{L}\right) = b_{equiv} \times \left(1 - \frac{1}{3}\right) = \frac{2}{3} \times b_{conico}$$

$$b_{conico} = \frac{3}{2} \times b_{recto}$$

$$b_{conico} = \frac{\emptyset}{3} \rightarrow b_{recto} \times 1,5 = \frac{r}{1,5}$$

$$\frac{b_{recto}}{r} = \frac{1}{2,25} = 0,44$$

$$\xi = \frac{b_{recto}}{r} = 0,44$$

La relación de transmisión la calcularemos sabiendo que a la velocidad final debe ser de 1,3 rpm, entonces:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2,77 \text{ rpm}}{1,3 \text{ rpm}} = 2,13$$

Calculamos el radio del engranaje de la misma forma que el engranaje anterior. Luego de proponer un valor "k" e ir corrigiéndolo, el radio será:

$$r = 7,32[cm]$$

Propongo 19 dientes, el factor de forma será  $\rightarrow y = 0,1$

Ancho del diente:

$$b_{recto} = \xi \times r \approx 3,2 \text{ cm}$$

La fuerza aplicada sobre el diente:

$$P_x = \frac{Mt}{r} = \frac{12931,39 \frac{Kgf}{cm^2}}{7,015 \text{ cm}} = 1766,24 \text{ Kgf}$$

Debido a que los dientes de un engranaje están sometidos a una carga pulsatoria, se debe tener en cuenta la fatiga que genera una carga de estas características. Esto lo hacemos afectando el límite elástico por un coeficiente de reducción igual a 1,5, además de un coeficiente de seguridad igual a 2. En este caso no afectamos por el coeficiente de Kreg debido a lo explicado con anterioridad:

$$\sigma_{flex adm} = 6934 \frac{Kgf}{cm^2} \times \frac{1}{2} \times \frac{1}{1,5} = 2311,33 \frac{Kgf}{cm^2}$$

Calculamos el módulo del engranaje como sigue:

$$M_f = P_0 \times l \quad ; \quad \sigma_{flex} = \frac{M_f}{W} \quad ; \quad W = \frac{b \times s^2}{6}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{P_0 \times l \times 6 \times t}{b \times s^2 \times t} \quad ; \quad t = m \times \pi \quad ; \quad \frac{1}{y} = \frac{6 \times l \times t}{s^2}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{P_0}{b \times t \times y} = \frac{P_0}{b \times m \times \pi \times y} \rightarrow m = \frac{P_0}{b \times \sigma_{flex} \times \pi \times y}$$

Calculo el módulo y diámetro:

$$m = 0,76 \text{ cm} = 7,6 \text{ mm} \quad \text{adopto} \rightarrow m = 8$$

El diámetro del engranaje será:

$$\emptyset = m \times z = 0,8 \times 19 = 15,2 \text{ [cm]}$$

Calculamos el esfuerzo dinámico por Buckingham y verificamos el módulo del engranaje nuevamente por Lewis:

$$P_d = \frac{0,113 \times v \times (P_0 + C \times b)}{0,113 \times v + \sqrt{P_0 + C \times b}}$$

$$v = \omega \times r = 2,77 \frac{rev}{min} \times 2\pi \times \frac{7,6 \text{ cm}}{100} = 1,32 \frac{m}{min} \quad ; \quad b = 3,2 \text{ cm}$$

$$C = \frac{f \times E \times x}{2} = \frac{0,0043 \times (2,1 \times 10^6) \times 0,111}{2} = 501,165 \quad ; \quad P_0 = \frac{Mt}{r} = \frac{12931,39 \text{ Kgf} \times \text{cm}}{7,6 \text{ cm}} = 1701,5 \text{ Kgf}$$



$$P_d = 8,57 \text{ Kgf}$$

$$k = \frac{P_0 + P_d}{P_0} = 1,005$$

El engranaje conducido será:

$$z_2 = z_1 \times i = 19 \times 2,13 = 40,47 \quad \text{adoptamos} \rightarrow z_2 = 40 \text{ dientes}$$

$$\emptyset = m \times z = 0,8 \times 40 = 32 \text{ cm}$$

$$b_{\text{conico}} = \frac{3}{2} \times b_{\text{recto}} = 1,5 \times 3,2 = 4,8 \text{ cm}$$

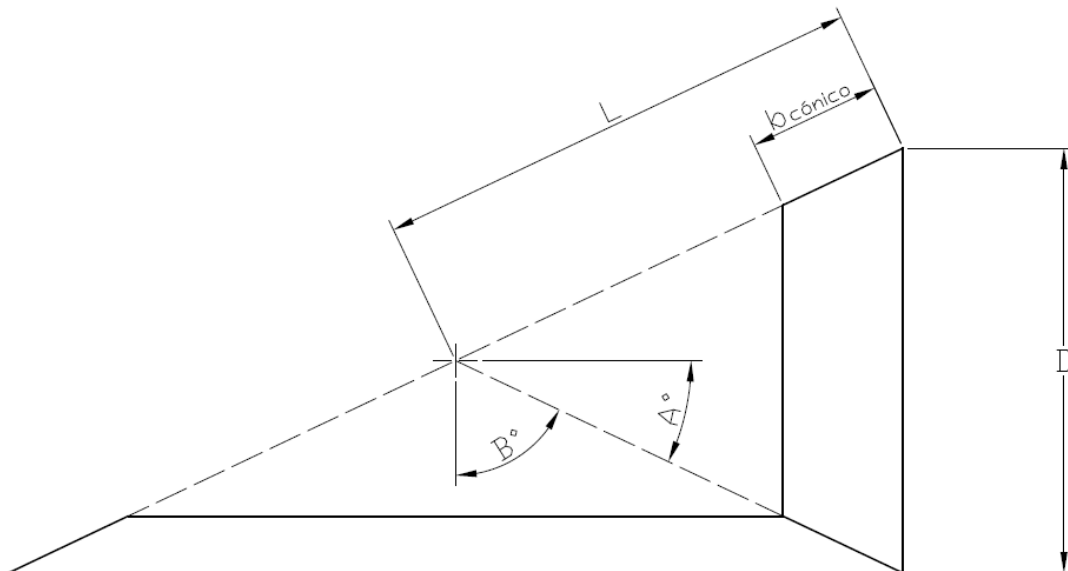
La relación final será:

$$i = \frac{32 \text{ cm}}{15,2 \text{ cm}} = 2,105$$

Finalmente, la velocidad:

$$\omega_2 = \frac{2,77 \text{ rpm}}{2,105 \text{ rpm}} = 1,315 \text{ rpm}$$

Una vez determinadas las dimensiones de engranajes rectos, podemos determinar los engranajes cónicos equivalentes.



$$\sin(A^\circ) = \cos(B^\circ)$$

$$i = \tan(B^\circ) = 2,105$$

$$B^\circ = \tan^{-1}(2,105) = 64,59^\circ$$

$$A^\circ = 90^\circ - B^\circ = 90^\circ - 64,59^\circ = 25,4^\circ$$

$$b_{conico} = \frac{3}{2} \times b_{recto} = 1,5 \times 3,2 \text{ cm} = 4,8 \text{ cm}$$

$$L = 3 \times b_{conico} = 14,4 \text{ cm}$$

<b>DATOS ENGRANAJES 3ER PASO</b>			
	<b>Conductor</b>	<b>Conducido</b>	<b>Unidades</b>
m	8,00	8,00	mm
diámetro	152,00	320,00	mm
Z	19,00	40,00	
paso circular	25,13	25,13	mm
paso angular	18,95	9,00	°
paso diametral	0,13	0,13	mm
diámetro base	142,83	300,70	mm
Addendum	8,00	8,00	mm
espacio libre	2,00	2,00	mm
Dedendum	10,00	10,00	mm
altura trab	16,00	16,00	mm
altura total	18,00	18,00	mm
diámetro exte	168,00	336,00	mm
Diam. Interior	132,00	300,00	mm
C	236,00		mm

#### 2.4.1.4 Aceite de caja reductora

El aceite adecuado para una aplicación de baja velocidad y carga moderada, vamos a utilizar un aceite lubricante de viscosidad media a alta, con propiedades EP (extrema presión) para una mayor protección contra el desgaste.

El aceite a utilizar será un aceite industrial **ISO VG 320**.

Este es un aceite industrial con base mineral, para todo tipo de engranajes industriales cerrados. Se recomienda para reductores con engranajes rectos, cónicos, helicoidales y sinfín.

#### 2.4.2 Cálculo de ejes

##### 2.4.2.1 Eje 1

Vamos a realizar el cálculo del eje que sostiene la corona de la primera reducción y el engranaje conductor de la segunda reducción.

Para dimensionar usamos el momento torsor máximo que puede extraerse del motor.

$$M_{torsor} = \frac{71620 \times Pot}{\omega} = \frac{71620 \times 0,5 \text{ HP}}{11,25 \text{ rpm}} = 3183,11 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

Calculamos la fuerza tangencial:

$$W_t = \frac{M_{torsor}}{r} = \frac{3183 \text{ Kg} \cdot \text{cm}}{\frac{23,89 \text{ cm}}{2}} = 266,51 \text{ Kg}$$

Mediante la fuerza tangencial calculamos las demás componentes y la fuerza resultante:

Siendo:

$$\alpha = 20^\circ \text{ (ángulo de ataque del diente)}$$

$$\beta = 3,93^\circ \text{ (ángulo de avance de la corona)}$$

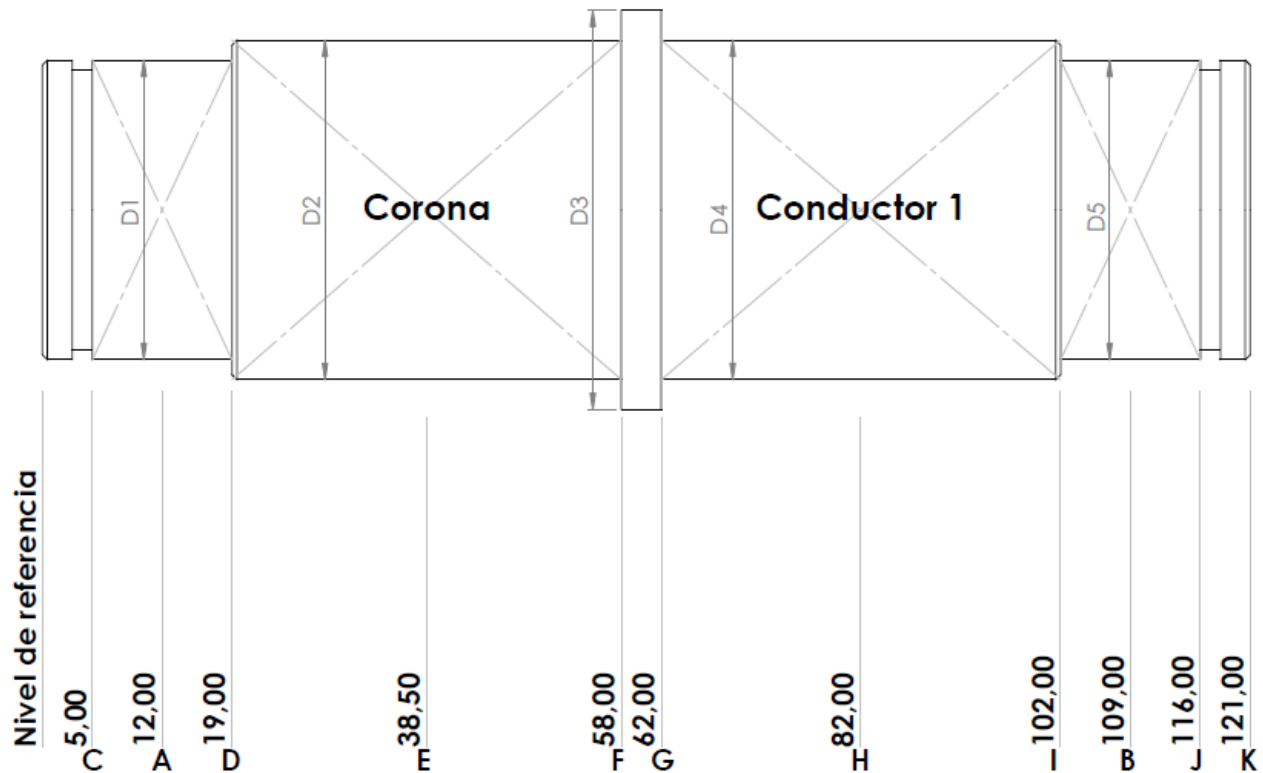
$$W = \frac{W_t}{\cos \alpha \times \cos \beta} \text{ (Fuerza resultante)}$$

$$W_r = W \times \sin \alpha \text{ (Fuerza radial)}$$

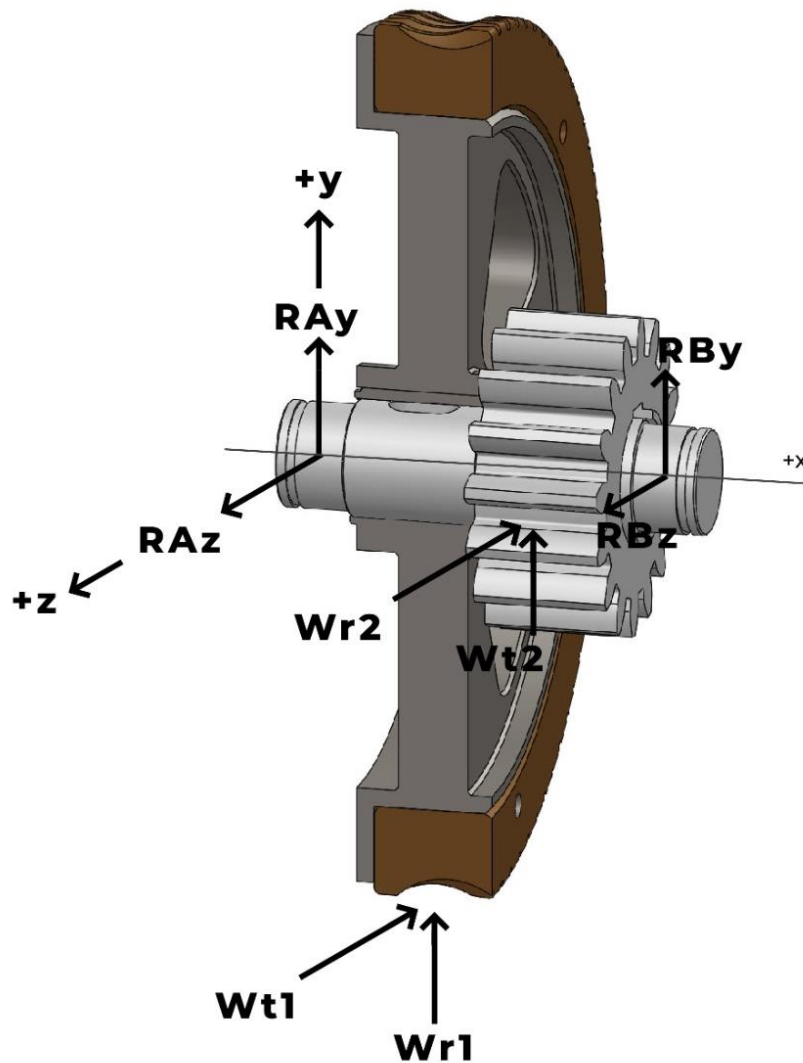
$$W_a = W_t \times \tan \beta \text{ (Fuerza axial)}$$

EJE 1					
CORONA			CONDUCTOR 1		
d1	23,89	cm	d2	8,00	cm
z	80,00	dientes	z	16,00	dientes
Mt	3183,11	Kgf*cm	Mt	3183,11	Kgf*cm
W	284,29	Kgf	W	846,85	Kgf
Wt	266,51	Kgf	Wt	795,78	Kgf
Wr	97,23	Kgf	Wr	289,64	Kgf
Wa	18,32	Kgf	-	-	-

Para continuar con el cálculo y poder desarrollar un diagrama de cuerpo libre, proponemos una configuración de dimensiones axiales aproximada a las dimensiones finales, pensando ya en el diseño de la caja de engranajes.



A través del análisis de un diagrama de cuerpo libre obtendremos las fuerzas de reacción en los cojinetes.



$$Mz_{Ra} = 0 = W_{r1} \times (E - A) + W_{t2} \times (H - A) + R_{By} \times (B - A)$$

$$R_{By} = \frac{-W_{t2} \times (H - A) - W_{r1} \times (E - A)}{(B - A)} = -600,84 \text{ Kg}$$

$$0 = R_{Ay} + W_{r1} + W_{t2} - R_{By}$$

$$R_{Ay} = R_{By} - W_{t2} - W_{r1} = -292,17 \text{ [Kgf]}$$

$$My_{Ra} = 0 = W_{t1} \times (E - A) + W_{r2} \times (H - A) - R_{Bz} \times (B - A)$$

$$R_{Bz} = \frac{W_{r2} \times (H - A) + W_{t1} \times (E - A)}{(B - A)} = 282 \text{ [Kgf]}$$

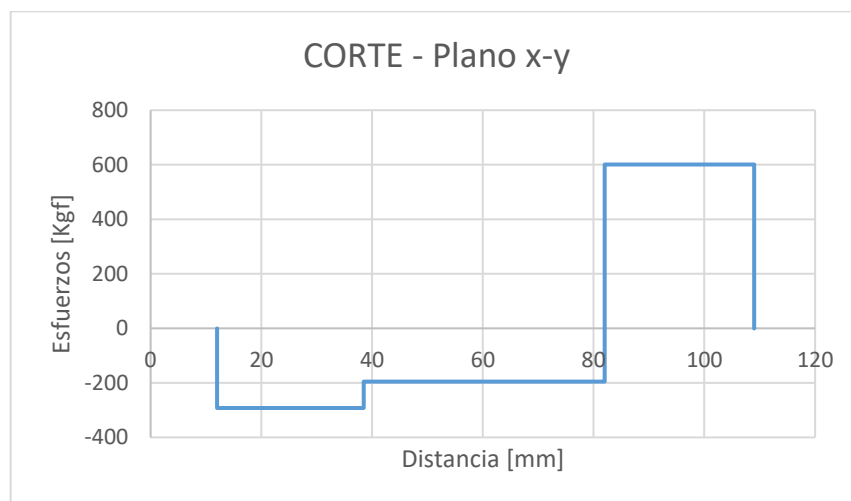
$$0 = R_{Az} - W_{r2} - W_{t1} + R_{Bz}$$

$$R_{Az} = -R_{Bz} + W_{t1} + W_{r2} = 274,78 \text{ [Kgf]}$$

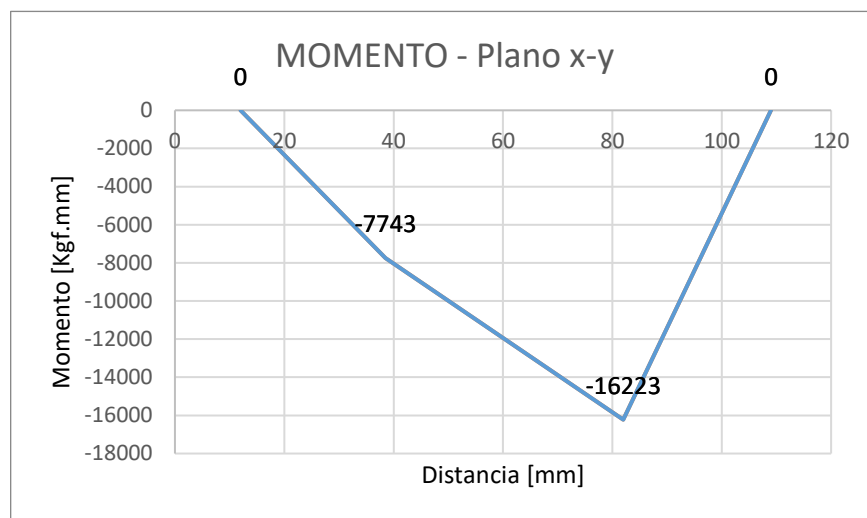
Generamos diagramas de corte y de momento en dos planos ortogonales (X-Y y X-Z) para determinar el punto más crítico del eje y determinar el diámetro del mismo:

**Plano x-y:**

Corte		
	Fuerzas [Kgf]	Distancias [mm]
Tramo1 [E-A]	0	12
	-292	12
	-292	38,5
Tramo2 [H-A]	-195	38,5
	-195	82
Tramo3 [B-A]	601	82
	601	109
	0	109

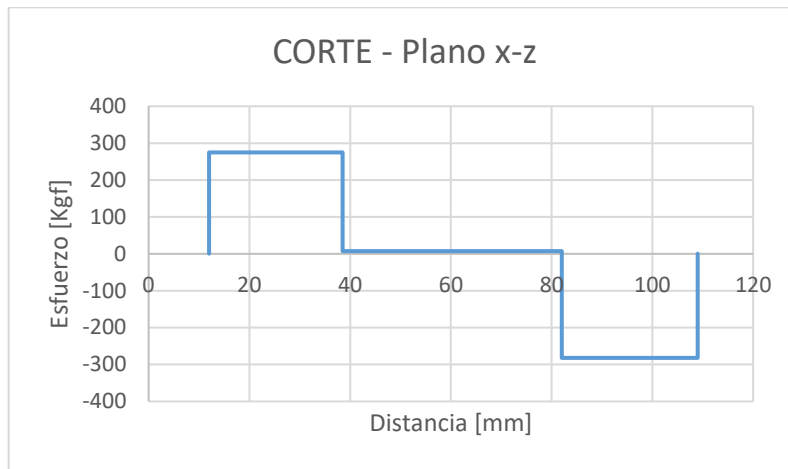


Momento	
Momento [Kgf.mm]	Distancias [mm]
0	12
-7743	38,5
-16223	82
0	109

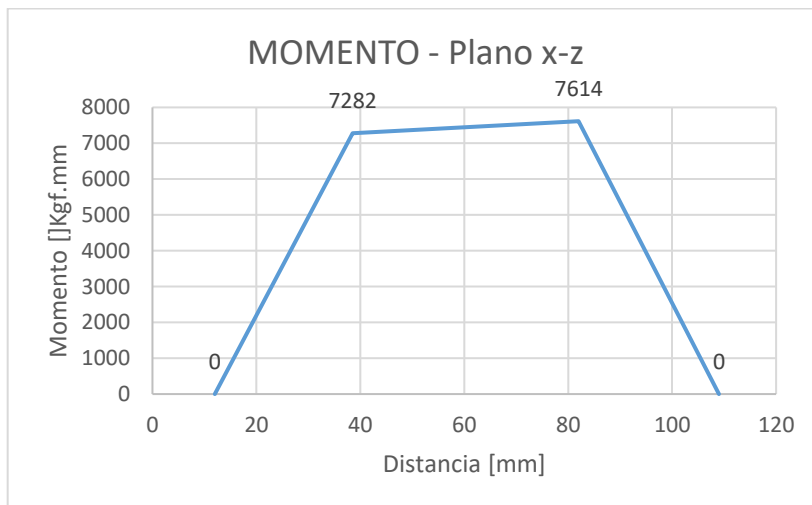


**Plano x-z:**

	Corte	
	Fuerzas [Kgf]	Distancias [mm]
Tramo1 [E-A]	0	12
	275	12
	275	38,5
Tramo2 [H-A]	8	38,5
	8	82
Tramo3 [B-A]	-282	82
	-282	109
	0	109



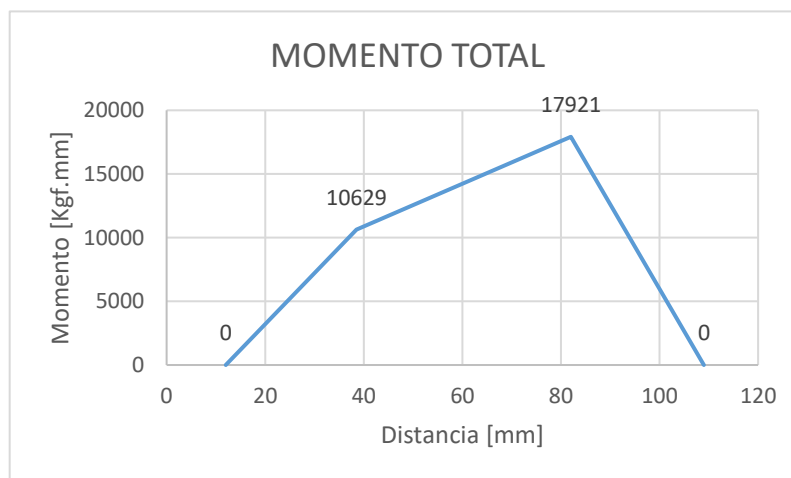
Momento	
Momento [Kgf.mm]	Distancias [mm]
0	12
7282	38,5
7614	82
0	109





**Momento resultante:**

Momento resultante	
Momento [Kgf.mm]	Distancias [mm]
0	12
10629	38,5
17921	82
0	109



Comparando los gráficos con el dibujo del eje, podemos ver que uno de los puntos más críticos será en “G” (a los 62 mm), ya que tenemos un momento flexor alto y una concentración de esfuerzos en el cambio de diámetros, además hay un par torsión presente.

En “G” tendremos:

$$M_z = R_{Ay} \times (G - A) + W_{r1} \times (G - E) = -1232 \text{ Kgf.cm}$$

$$M_y = R_{Az} \times (G - A) - W_{t1} \times (G - E) = 746 \text{ Kgf.cm}$$

$$M_a = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{(-1232)^2 + (746)^2} = 1441 \text{ Kgf.cm (Momento alternante)}$$

$$M_t = 3183 \text{ Kgf.cm (Momento torsor)}$$

Mediante el uso del criterio de ED-Goodman realizaremos una primera estimación del diámetro pequeño del punto “G”:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left( \frac{2(K_f \times M_a)}{\sigma_{fat}} + \frac{[3(K_{fs} \times M_t)^2]^{1/2}}{\sigma_{tracc}} \right) \right\}^{1/3}$$

Mediante el uso de la tabla 7-1 (Shigley – pág. 361) estimamos una aproximación de los factores de concentración de esfuerzos. Para dar un primer pase rápido y conservador, suponemos que  $K_t = K_f$ ,  $K_t = K_{fs}$ :

$$K_t = K_f = 1,7 \quad K_t = K_{fs} = 1,5$$

**Para el eje seleccionamos un Acero 4140 Normalizado (datos sacados de Tabla A-21 pág. 1022 - Shigley)**

$$\sigma_{tracc} = 148 \text{ [Kpsi]} = 10406 \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right] \text{ (Resistencia última a la tensión)}$$

$$\sigma_{flue} = 95 \text{ [Kpsi]} = 6679 \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right] \text{ (Resistencia a la fluencia)}$$

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga " $\sigma_{fat}$ " utilizamos la ecuación de Marin:

$$\sigma_{fat} = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \times \sigma'_{fat}$$

donde  $k_a$  = factor de modificación de la condición superficial

$k_b$  = factor de modificación del tamaño

$k_c$  = factor de modificación de la carga

$k_d$  = factor de modificación de la temperatura

$k_e$  = factor de confiabilidad

$k_f$  = factor de modificación de efectos varios

$\sigma'_{fat}$  = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$\sigma_{fat}$  = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$$k_a = a \times \sigma_{tracc}^b = 14,4 \times 148^{-0,718} = 0,4$$

donde los valores a y b son extraídos de la tabla 6-2 (Shigley – pág. 337).

Consideramos  $k_b = 0,9$  hasta que tengamos el valor del diámetro (d), luego verificamos.

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

$$\sigma'_{fat} = 0,5 \times \sigma_{tracc} = 0,5 \times 148 \text{ Kpsi} = 74 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma_{fat} = 0,4 \times 0,9 \times 74 \text{ Kpsi} = 27 \text{ Kpsi} = 1864 \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

Utilizando un coeficiente de seguridad  $n = 2$  y reemplazando en "d":

$$d = \left\{ \frac{16 \times 2}{\pi} \left( \frac{2(1,7 \times 1441[\text{Kgf} \times \text{cm}])}{1864 \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right]} + \frac{[3(1,5 \times 3183[\text{Kgf} \times \text{cm}])^2]^{1/2}}{10406 \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right]} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = 3,3 \text{ [cm]}$$

Una relación típica  $D/d$  para el soporte en un hombro es  $D/d = 1,2$ , así que  $D = 1,2(3,3 \text{ cm}) = 3,96 \text{ cm}$ .

De esta manera podemos partir de una barra laminada de  $1 \frac{5}{8}$  pulgadas (41,3 mm).

Verificamos si estas estimaciones son aceptables.

$$\frac{D}{d} = \frac{41,3}{33} = 1,25$$

Corregimos los factores antes utilizados:

$$K_t = 1,6 \text{ (Fig. A - 15 - 9)}, \quad q = 0,9 \text{ (Fig. 6 - 20)}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,9(1,6 - 1) = 1,54$$

$$K_{ts} = 1,35 \text{ (Fig. A - 15 - 8)}, \quad q_s = 1 \text{ (Fig. 6 - 21)}$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) = 1 + 1(1,35 - 1) = 1,35$$

$$k_b = \left( \frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} = \left( \frac{33 \text{ [mm]}}{7,62} \right)^{-0,107} = 1,1$$

$$\sigma_{fat} = 0,4 \times 1,1 \times 74 \text{ Kpsi} = 32 \text{ Kpsi} = 2266 \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y a la torsión están dados por:

$$\begin{aligned} \sigma_a &= K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} & \sigma_m &= K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \\ \tau_a &= K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} & \tau_m &= K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \end{aligned}$$

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[ \left( \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[ \left( \frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

axiales están dador por:

Entonces:

$$\sigma'_a = \frac{32 \times 1,54 \times 1441}{\pi \times (3,3)^3} = 628,83 \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3 \times \left( \frac{16 \times 1,35 \times 3183}{\pi \times (3,3)^3} \right)^2} = 1054,81 \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

Usando el criterio de Goodman evaluamos la resistencia a la fatiga

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{\sigma_{fat}} + \frac{\sigma'_m}{\sigma_{tracc}} = \frac{628,83}{2265,91} + \frac{1054,81}{10406} = 0,38$$

$$n_f = 2,64$$

Verificamos a la fluencia:

$$n_y = \frac{\sigma_{flue}}{\sigma'_{max}} > \frac{S_{flue}}{\sigma'_a + \sigma'_m} = \frac{6679}{628,83 + 1054,81}$$

$$n_y = 3,97$$

Podemos ver que verifica tanto el factor de seguridad que inicialmente supusimos  $n_f = 2$ , así también la fluencia.

A partir de esto dimensionamos el resto del eje.

Medidas recomendadas eje	
1	
D1=D7	30,000
D2=D4	33,000
D3	39,000

### 2.4.2.2 Eje 2

Mediante el momento torsor máximo y el radio de los engranajes calculamos la fuerza tangencial. Para el caso del engranaje cónico haremos uso del radio medio.

$$W_t = \frac{M_{torsor}}{r}$$

Las fuerzas sobre el engranaje cónico estarán dadas por:

$$W = \frac{W_t}{\cos \alpha} \text{ (Fuerza resultante)}$$

$$W_r = W_t \times \tan \alpha \times \cos \gamma_p \text{ (Fuerza radial)}$$

$$W_a = W_t \times \tan \alpha \times \sin \gamma_p \text{ (Fuerza axial)}$$

EJE 2					
CONDUCIDO 1			PIÑÓN CÓNICO		
d1	32,5	cm	d2	10,30	cm
z	65	dientes	z	19	dientes
Mt	12931,39	Kgf*cm	Mt	12931,39	Kgf*cm
W	846,85	Kgf	W	2672,78	Kgf
Wt	795,78	Kgf	Wt	2511,59	Kgf
Wr	289,64	Kgf	Wr	825,73	Kgf
			Wa	392,22	Kgf

Proponemos una configuración inicial de dimensiones axiales aproximada a las dimensiones finales:

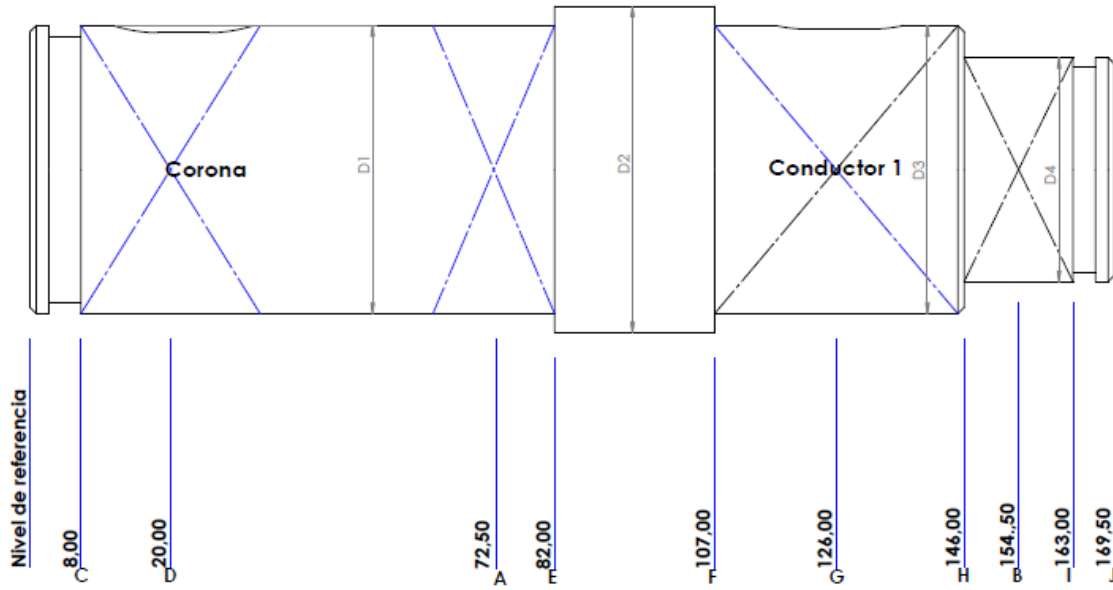
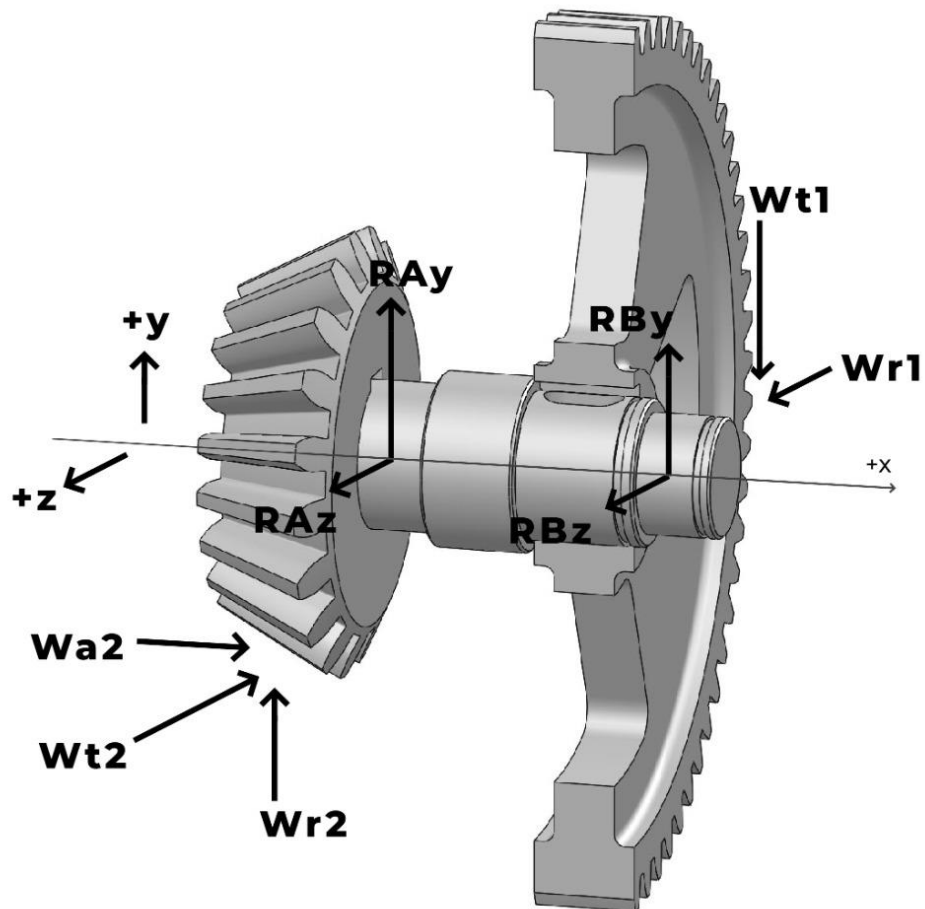


Diagrama de cuerpo libre



$$Mz_{Ra} = 0 = -W_{r2} \times (A - D) - W_{t1} \times (G - A) + R_{By} \times (B - A)$$

$$R_{By} = \frac{W_{r2} \times (A - D) + W_{t1} \times (G - A)}{(B - A)} = 978 \text{ [Kgf]}$$

$$0 = R_{By} - W_{t1} + R_{Ay} + W_{r2}$$

$$R_{Ay} = -R_{By} + W_{t1} - W_{r2} = -898 \text{ [Kgf]}$$

$$My_{Ra} = 0 = -W_{t2} \times (A - D) - W_{r1} \times (G - A) - R_{Bz} \times (B - A)$$

$$R_{Bz} = \frac{-W_{t2} \times (A - D) - W_{r1} \times (G - A)}{(B - A)} = -1449 \text{ [Kgf]}$$

$$0 = -W_{t2} + R_{Az} + W_{r1} - R_{Bz}$$

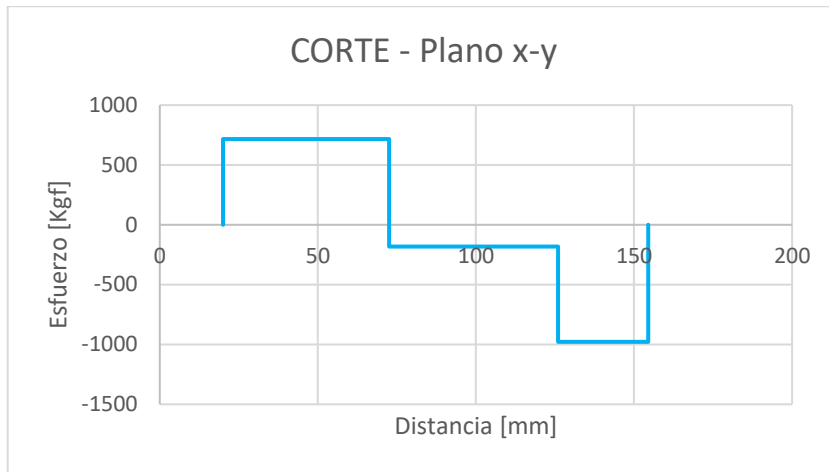
$$R_{Az} = W_{t2} + R_{Bz} - W_{r1} = 3128 \text{ [Kgf]}$$

Generamos diagramas de corte y de momento para determinar el punto más crítico del eje:

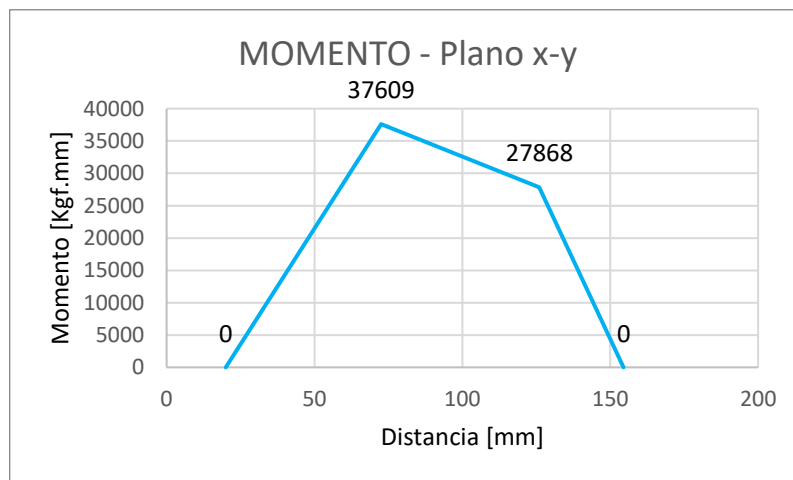
**Plano x-y:**

	Corte	
	Fuerzas [Kgf]	Distancias [mm]
Tramo1	0	20
	716	20
	716	72,5
Tramo2	-182	72,5
	-182	126
Tramo3	-978	126
	-978	154,5
	0	154,5



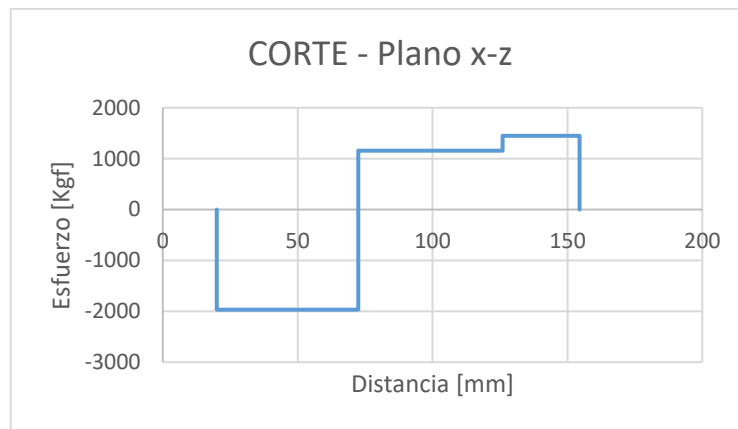


Momento	
Momento [Kgf.mm]	Distancias [mm]
0	20
37609	72,5
27868	126
0	154,5

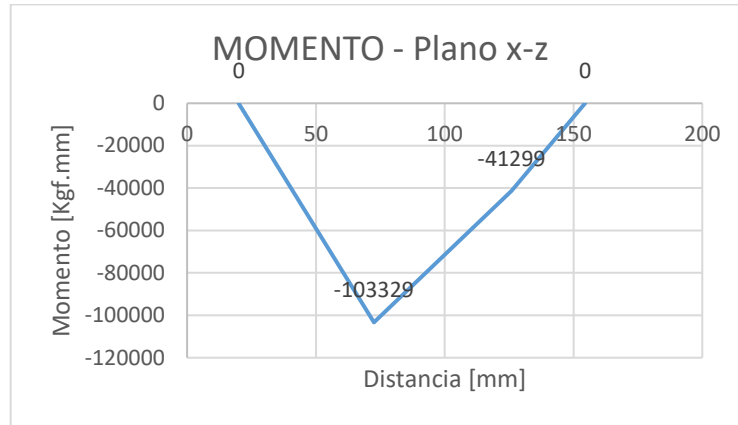


**Plano x-z:**

Corte		
	Fuerzas [Kgf]	Distancias [mm]
Tramo1	0	20
	-1968	20
	-1968	72,5
Tramo2	1159	72,5
	1159	126
Tramo3	1449	126
	1449	154,5
	0	154,5

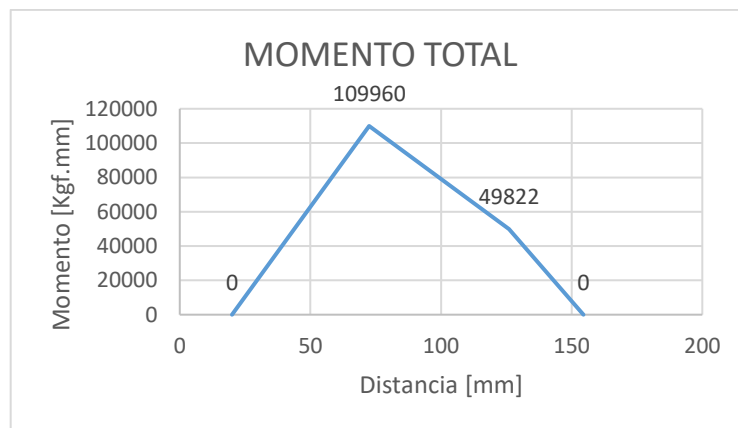


Momento	
Momento [Kgf.mm]	Distancias [mm]
0	20
-103329	72,5
-41299	126
0	154,5



**Momento resultante:**

Momento resultante	
Momento [Kgf.mm]	Distancias [mm]
0	20
109960	72,5
49822	126
0	154,5



Comparando los gráficos con el dibujo del eje, podemos ver que uno de los puntos más críticos será en “E”, ya que tenemos un momento flexor alto y una concentración de esfuerzos en el hombro, además hay un par torsión presente.

En “E” tendremos:

$$M_z = W_{r2} \times (E - D) = -4441 \text{ [Kgf.cm]}$$

$$M_y = W_{t2} \times (E - D) = 12203 \text{ [Kgf.cm]}$$

$$M_a = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{(-4441)^2 + (12203)^2} = 12986 \text{ [Kgf} \times \text{cm]} \text{ (Momento alternante)}$$

$$M_t = 12931 \text{ [Kgf} \times \text{cm]} \text{ (Momento torsor)}$$

Vamos a utilizar el mismo material que seleccionamos para el eje anterior:

**Para el eje seleccionamos un Acero 4140 Normalizado**

$$\sigma_{tracc} = 148 \text{ [Kpsi]} = 10406 \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right] \text{ (Resistencia a la tensión)}$$

$$\sigma_{fluen} = 95 \text{ [Kpsi]} = 6679 \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right] \text{ (Resistencia a la fluencia)}$$

Utilizando el mismo procedimiento de cálculo que para el eje anterior, tendremos:

$$K_t = K_f = 1,7 \quad K_t = K_{fs} = 1,5$$

$$\sigma_{fat} = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \times \sigma'_{fat}$$

$$k_a = 0,72$$

$$k_b = 0,9$$

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

$$\sigma'_{fat} = 0,5 \times \sigma_{fat} = 0,5 \times 148 \text{ Kpsi} = 74 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma_{fat} = 0,72 \times 0,9 \times 74 \text{ Kpsi} = 48 \text{ Kpsi} = 3363 \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

Utilizando un coeficiente de seguridad  $n = 2$  y reemplazando en la ecuación de “d”:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left( \frac{2(K_f \times M_a)}{\sigma_{fat}} + \frac{[3(K_{fs} \times M_t)^2]^{1/2}}{\sigma_{tracc}} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ \frac{16 \times 2}{\pi} \left( \frac{2(1,7 \times 12986 [Kgf \times cm])}{3363 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]} + \frac{[3(1,5 \times 12931 [Kgf \times cm])^2]^{1/2}}{10406 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = 5,5 [cm]$$

$D/d = 1,2$ , así que  $D = 1,2(5,5cm) = 6,6 cm$ .

De esta manera podemos partir de una barra laminada de  $2\frac{5}{8}$  pulgadas (66,5 mm).

Verificamos si estas estimaciones son aceptables.

$$\frac{D}{d} = \frac{66,5}{55} = 1,21$$

Corregimos los factores antes utilizados:

$$K_t = 1,95 \text{ (Fig. A - 15 - 9)}, \quad q = 0,95 \text{ (Fig. 6 - 20)}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,95(1,95 - 1) = 1,9$$

$$K_{ts} = 1,45 \text{ (Fig. A - 15 - 8)}, \quad q_s = 1 \text{ (Fig. 6 - 21)}$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) = 1 + 1(1,45 - 1) = 1,45$$

$$k_b = 1,51 \times d^{-0,157} = 1,51 \times 55^{-0,157} = 1,61$$

$$\sigma_{fat} = 0,72 \times 1,61 \times 74 \text{ Kpsi} = 86 \text{ Kpsi} = 6015,1 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y a la torsión están dados por:

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3}$$

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[ \left( \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[ \left( \frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

están dador por:

Entonces:

$$\sigma'_a = \frac{32 \times 1,90 \times 12986}{\pi \times (5,5)^3} = 1512,53 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3 \times \left( \frac{16 \times 1,45 \times 12931}{\pi \times (5,5)^3} \right)^2} = 994,16 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

Usando el criterio de Goodman

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{\sigma_{fat}} + \frac{\sigma'_m}{\sigma_{tracc}} = \frac{1512,53}{6015,1} + \frac{994,16}{10406} = 0,35$$

$$n_f = 2,88$$

Verificamos a la fluencia:

$$n_y = \frac{\sigma_{flex}}{\sigma_{max}} > \frac{\sigma_{flex}}{\sigma'_a + \sigma'_m} = \frac{6679}{1512,53 + 994,16}$$

$$n_y = 2,66$$

Podemos ver que verifica tanto el factor de seguridad que inicialmente supusimos  $n_f = 2$ , así también la fluencia.

Medidas finales eje 2	
	mm
D1=D7	45
D3=D5	55
D4	65

### 2.4.3 Cálculo de chavetas

Mediante el diámetro del eje obtenemos alto (h) y ancho (b) de la chaveta utilizando el catálogo de chavetas, mientras que, para determinar el largo de la misma realizamos el siguiente cálculo:

El material a utilizar será un acero SAE 1010:

$$\sigma_{fluencia} = \sigma_{aplastamiento} = 3000 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_{adm} = \frac{3000 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]}{1,5} = 2000 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\tau_{adm} = 0,8 \times \sigma_{adm} = 0,8 \times 2000 = 1600 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

#### 2.4.2.1 Chaveta corona

- Cálculo al corte

$$F = \frac{M_{torsor}}{r_{corona}} = \frac{3183 [Kgf \cdot cm]}{11,95 [cm]} = 267 [Kgf] \text{ (Fuerza a soportar)}$$

$$\Omega = \frac{F}{\tau_{adm}} = \frac{267 [Kgf]}{1600 [Kgf]} = 0,1666 [cm^2] \text{ (área que debe soportar el esfuerzo de corte)}$$

Entonces:

$$b = 1 [cm] \quad h = 0,8 [cm]$$

$$l_{min} = \frac{\Omega}{b} = \frac{0,1666 [cm^2]}{1 [cm]} = 0,167 [cm]$$

- Cálculo al aplastamiento:

$$\sigma_{fluencia} = \sigma_{aplastamiento} = 3000 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_{adm} = \frac{3000 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]}{1,5} = 2000 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_{aplast} = \frac{F}{h_{min} \times l} \rightarrow l = \frac{267 [Kgf]}{0,33 [cm] \times 2000 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]} = 0,404 [cm]$$

**Seleccionamos chaveta normalizada  $b = 1 \text{ cm}$  ;  $h = 0,8 \text{ cm}$  ;  $l = 2 \text{ cm}$**

#### 2.4.2.2 Chaveta engranaje recto conductor de eje 1 y conducido de eje 2

$$F = \frac{M_{torsor}}{r_{conductor}} = \frac{3183 \text{ [Kgf.cm]}}{4 \text{ [cm]}} = 796 \text{ [Kgf]} \text{ (Fuerza a soportar)}$$

$$\Omega = \frac{F}{\tau_{adm}} = \frac{796 \text{ [Kgf]}}{1600 \text{ [Kgf]}} = 0,4974 \text{ [cm}^2\text{]} \text{ (área que debe soportar el esfuerzo de corte)}$$

Seleccionamos chaveta:

$$b = 1 \text{ [cm]} \quad h = 0,8 \text{ [cm]}$$

- Cálculo al corte:

$$l_{min} = \frac{\Omega}{b} = \frac{0,4979 \text{ [cm}^2\text{]}}{1 \text{ [cm]}} = 0,4974 \text{ [cm]}$$

- Cálculo al aplastamiento:

$$\sigma_{aplast} = \frac{F}{h_{min} \times l} \rightarrow l = \frac{796 \text{ [Kgf]}}{0,33 \text{ [cm]} \times 2000 \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right]} = 1,206 \text{ [cm]}$$

**Seleccionamos para conductor de eje 1 chaveta normalizada  $b = 1 \text{ cm}$  ;  $h = 0,8 \text{ cm}$  ;  $l = 2 \text{ cm}$**

Si bien la chaveta debería ser la misma para el conducido del eje 2, ya que actúa la misma magnitud de fuerza, vamos a seleccionar la misma chaveta que elegimos para el cónico conductor del eje 2. Con esto lo que hacemos es mantener iguales chavetas para el mismo eje.

#### 2.4.2.4 Cónico conductor de eje 2 y conducido eje 3

$$F = \frac{M_{torsor}}{r_{prim\ cónico}} = \frac{12931 \text{ [Kgf.cm]}}{65,7 \text{ [cm]}} = 1968 \text{ [Kgf]} \text{ (Fuerza a soportar)}$$



$$\Omega = \frac{F}{\tau_{adm}} = \frac{1968 [Kgf]}{1600 [Kgf]} = 1,2301 [cm^2] \quad (\text{área que debe soportar el esfuerzo de corte})$$

Seleccionamos chaveta:

$$b = 1,6 [cm] \quad h = 1 [cm]$$

- Cálculo al corte:

$$l_{min} = \frac{\Omega}{b} = \frac{1,0019 [cm^2]}{1,4 [cm]} = 0,716 [cm]$$

- Cálculo al aplastamiento:

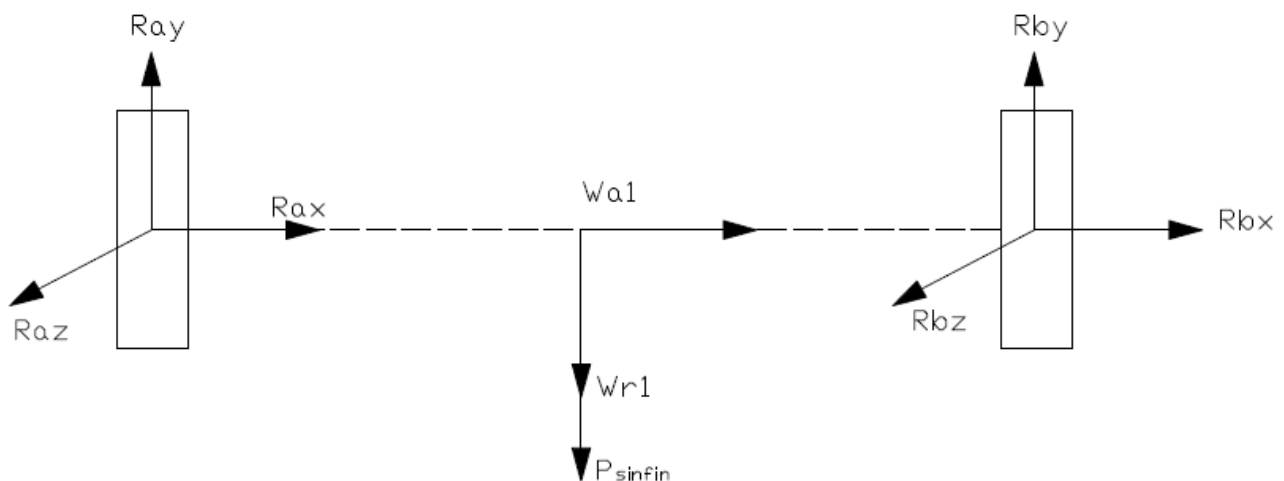
$$\sigma_{aplast} = \frac{F}{h_{min} \times l} \rightarrow l = \frac{1968 [Kgf]}{0,43 [cm] \times 2000 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]} = 2,289 [cm]$$

**Seleccionamos chaveta normalizada  $b = 1,6 \text{ cm}$  ;  $h = 1 \text{ cm}$  ;  $l = 3 \text{ cm}$**

## 2.4.4 Cálculo rodamientos

### 2.4.4.1 Rodamientos sin-fin

Para determinar los rodamientos, primero calculamos los esfuerzos a los que estarán sometidos.



En “y”:

$$P_{sinfin} = 1,5 [kg] \times 9,81 \left[ \frac{m}{seg^2} \right] = 14,72 [N]$$

$$W_{r1} = 97,23 [kg] \times 9,81 \left[ \frac{m}{seg^2} \right] = 953,8 [N]$$

En “x”:

$$W_{a1} = 266,5 [kg] \times 9,81 \left[ \frac{m}{seg^2} \right] = 2614,5 [N]$$

Determinamos “Rb” y “Ra”:

$$M_{Z_{Ra}} = 0 = -(W_{r1} + P_{sinfin}) \times \left( \frac{B-A}{2} \right) + R_{By} \times (B-A)$$

$$R_{By} = \frac{(W_{r1} + P_{sinfin}) \times \left( \frac{B-A}{2} \right)}{(B-A)} = 484 [N]$$

$$R_{Ay} = 484 [N]$$

Debido a que son las únicas fuerzas aplicadas sobre el sin-fin:

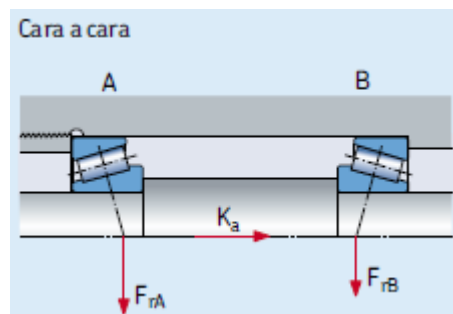
$$R_A = 0,48 [KN]$$

$$R_B = 0,48 [KN]$$

$$F_a = K_a = 2,61 [KN]$$

Seleccionamos el mismo rodamiento cónico para ambos lados:

Rodamiento: **30205** Disposición cara con cara.



$$C = 30,8 \text{ KN} \quad e = 0,37 \quad Y = 1,6 \quad C_0 = 33,5 \text{ KN} \quad f_0 = 15$$

Debido a que:

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} = \frac{F_{rB}}{Y_B} \quad y \quad K_a > 0$$

Entonces:

$$F_{aA} = \frac{0,5 \times F_{rA}}{Y_A} = \frac{0,5 \times 0,48}{1,6} = 0,15 \text{ [KN]}$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a = 0,15 + 2,61 = 2,77 \text{ [KN]}$$

En B:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2,77}{0,48} = 5,71 > e = 0,37 \Rightarrow P = 0,4 \times F_r + Y \times F_a$$

$$P = 0,4 \times 0,48 + 1,6 \times 2,77 = 4,61 \text{ KN}$$

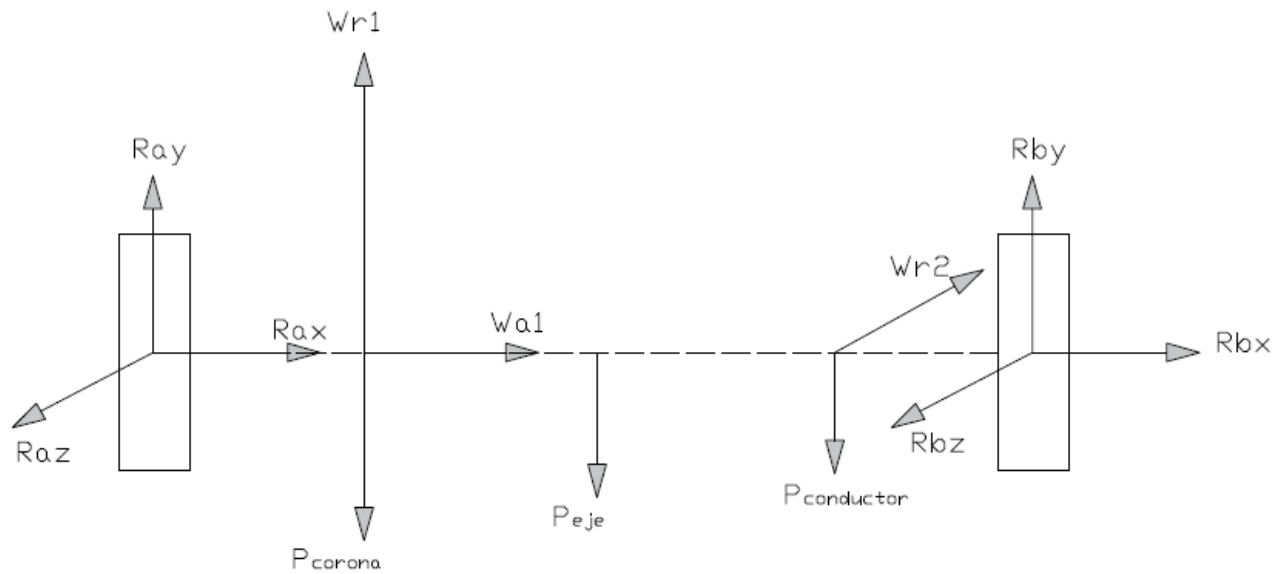
$$\therefore L_{10} = \left( \frac{30,8 \text{ KN}}{4,61 \text{ KN}} \right)^{3,33} = 554 \times 10^6 \text{ rev}$$

Para 900 rpm tendremos:  $\Rightarrow x_{hs} = \frac{554 \times 10^6 \text{ rev}}{900 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times 60} \Rightarrow 10270 \text{ hs}$  que a 24hs/día son:

**8889 días, es decir 24.35 años.**

#### 2.4.4.2 Rodamientos eje 1

Para determinar los rodamientos, primero calculamos los esfuerzos a los que estarán sometidos.



En "y":

$$P_{corona} = 9 [kg] \times 9,81 \left[ \frac{m}{seg^2} \right] = 88,3 [N]$$

$$P_{conductor} = 0,5 [kg] \times 9,81 \left[ \frac{m}{seg^2} \right] = 4,9 [N]$$

$$P_{eje} = 1 [kg] \times 9,81 \left[ \frac{m}{seg^2} \right] = 9,8 [N]$$

$$W_{r1} = 97,23 [kg] \times 9,81 \left[ \frac{m}{seg^2} \right] = 953,8 [N]$$

En "z":

$$W_{r2} = 289,64 [kg] \times 9,81 \left[ \frac{m}{seg^2} \right] = 2841,4 [N]$$

En "x":

$$W_{a1} = 18,32 [kg] \times 9,81 \left[ \frac{m}{seg^2} \right] = 179,7 [N]$$

Determinamos "Rb" y "Ra":

$$M_{ZRa} = 0 = (W_{r1} - P_{corona}) \times (G - A) - P_{eje} \times \frac{(B - A)}{2} - P_{conductor} \times (J - A) + R_{By} \times (B - A)$$

$$R_{By} = \frac{P_{eje} \times \frac{(B-A)}{2} - (W_{r1} - P_{corona}) \times (G-A) + P_{conductor} \times (J-A)}{(B-A)} = -456,3 [N]$$

$$0 = R_{Ay} + W_{r1} - P_{corona} - P_{eje} - P_{conductor} - R_{By}$$

$$R_{Ay} = -W_{r1} + P_{corona} + P_{eje} + P_{conductor} + R_{By} = -394,5 [N]$$

$$M_{yRa} = 0 = W_{r2} \times (J-A) - R_{Bz} \times (B-A)$$

$$R_{Bz} = \frac{W_{r2} \times (J-A)}{(B-A)} = 3046,4 [N]$$

$$0 = R_{Az} - W_{r2} + R_{Bz}$$

$$R_{Az} = -R_{Bz} + W_{r2} = 205 [N]$$

Calculamos la resultante en cada apoyo donde irá ubicado el cojinete:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{(-0,544 [KN])^2 + (1,1735 [KN])^2} = 1,26 [KN]$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{(-0,306 [KN])^2 + (2,615 [KN])^2} = 2,65 [KN]$$

$$F_a = 0,2 [KN]$$

Seleccionamos de catálogo SKF **rodamiento 6006**.

En este eje utilizaremos rodamientos iguales por lo que vamos a calcular las horas de vida basándonos en el lado de apoyo más solicitado, es decir, donde la fuerza de reacción sea mayor.

$$C = 13,8 KN \quad F_r = R_B = 3,1 KN \quad F_a = 0,2 KN \quad C_0 = 8,3 KN \quad f_0 = 15$$

Entonces:

$$\left(\frac{C}{P}\right)^3 = L_{10} \quad f_0 \times \frac{F_a}{C_0} = 0,325 \Rightarrow \approx e = 0,22 \quad X = 0,56 \quad Y = 1,99 \quad (\text{Pág. 299 SKF})$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0,2}{3,1} = 0,064 < e = 0,22 \Rightarrow P = F_r$$

$$P = 3,1 KN$$

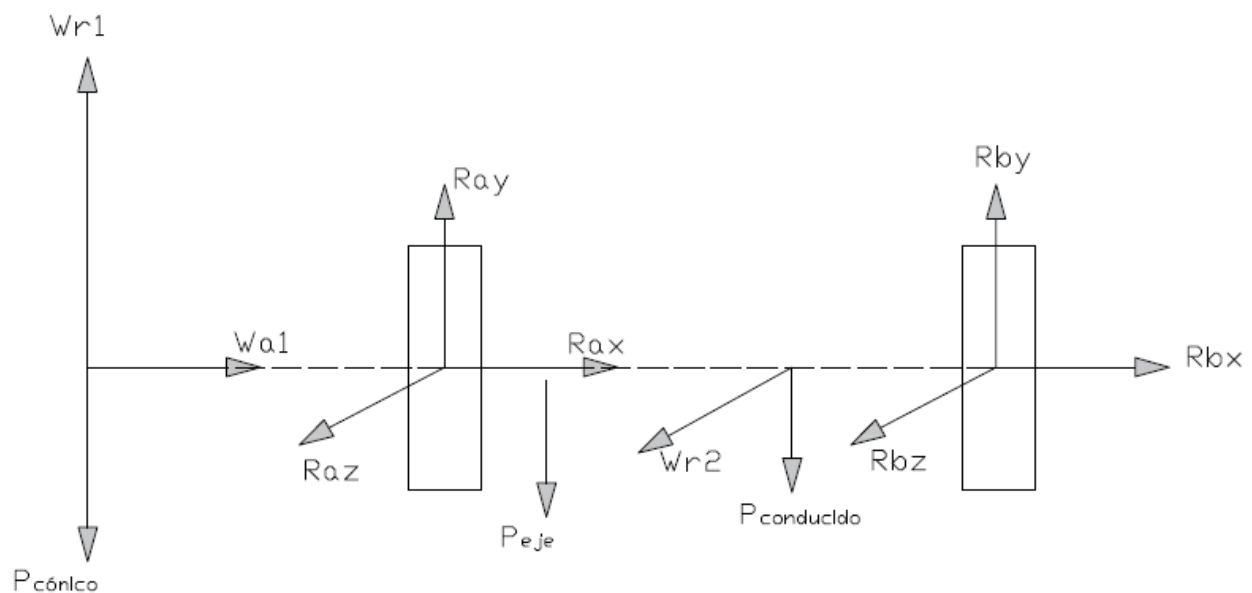
$$\therefore L_{10} = \left( \frac{13,8 \text{ KN}}{3,1 \text{ KN}} \right)^3 = 88,21 \times 10^6 \text{ rev}$$

Para 11,25 rpm tendremos:  $\Rightarrow x_{hs} = \frac{88,21 \times 10^6 \text{ rev}}{11,25 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times 60} \Rightarrow 130681 \text{ hs}$  que a 24hs/día son:

**5445 días, es decir 14.91 años.**

### 2.4.4.3 Rodamientos eje 2

Para realizar determinar los rodamientos, primero debemos calcular los esfuerzos a los que estarán sometidos.



En "y":

$$P_{conducido} = 6 \text{ [kg]} \times 9,81 \left[ \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} \right] = 58,9 \text{ [N]}$$

$$P_{cónico} = 3 \text{ [kg]} \times 9,81 \left[ \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} \right] = 29,4 \text{ [N]}$$

$$P_{eje} = 2,5 \text{ [kg]} \times 9,81 \left[ \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} \right] = 24,5 \text{ [N]}$$

$$W_{r1} = 647 [kg] \times 9,81 \left[ \frac{m}{seg^2} \right] = 6347,73 [N]$$

En "z":

$$W_{r2} = 289,64 [kg] \times 9,81 \left[ \frac{m}{seg^2} \right] = 2481,36 [N]$$

En "x":

$$W_{a1} = 307,36 [kg] \times 9,81 \left[ \frac{m}{seg^2} \right] = 3015,17 [N]$$

Determinamos "Rb" y "Ra":

$$M_{zRa} = 0 = (-W_{r1} + P_{cónico}) \times (A - D) - P_{eje} \times \left( \frac{M}{2} - A \right) - P_{conducido} \times (I - A) + R_{By} \times (B - A)$$

$$R_{By} = \frac{(W_{r1} - P_{cónico}) \times (A - D) + P_{eje} \times \left( \frac{M}{2} - A \right) + P_{conducido} \times (I - A)}{(B - A)} = 4088,53 [Kgf]$$

$$0 = W_{r1} - P_{cónico} + R_{Ay} - P_{eje} - P_{conducido} + R_{By}$$

$$R_{Ay} = -W_{r1} + P_{cónico} + P_{eje} + P_{conducido} - R_{By} = -2146,38 [Kgf]$$

$$M_{yRa} = 0 = W_{r2} \times (I - A) + R_{Bz} \times (B - A)$$

$$R_{Bz} = \frac{-W_{r2} \times (I - A)}{(B - A)} = -3135,9 [Kgf]$$

$$0 = R_{Az} + W_{r2} - R_{Bz}$$

$$R_{Az} = -W_{r2} + R_{Bz} = 294,53 [Kgf]$$

Calculamos la resultante en cada apoyo donde irá ubicado el cojinete:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{(-2,146 [KN])^2 + (0,294 [KN])^2} = 2,17 [KN]$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{(4,088 [KN])^2 + (-3,135 [KN])^2} = 5,15 [KN]$$

$$F_a = 3,02 [KN]$$

Seleccionamos de catálogo SKF

Rodamiento: **32011 X/Q** (B)

$$\phi_i = 55 \text{ mm} \quad \phi_e = 90 \text{ mm}$$

$$C = 80,9 \text{ KN}$$

$$C_0 = 116 \text{ KN}$$

$$F_{rB} = 2,17 \text{ KN}$$

$$F_a = 3,02 \text{ KN}$$

Rodamiento: **32009 X/Q** (A)

$$\phi_i = 45 \text{ mm} \quad \phi_e = 75 \text{ mm}$$

$$C = 58,3 \text{ KN}$$

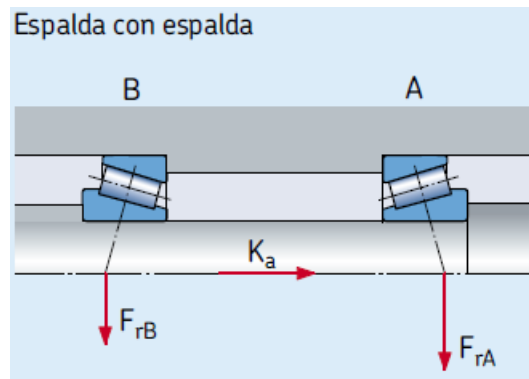
$$C_0 = 80 \text{ KN}$$

$$F_{rA} = 5,15 \text{ KN}$$

$$F_a = 3,02 \text{ KN}$$



Disposición: Espalda con espalda



Debido a que:

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B} \quad y \quad K_a \geq 0,5 \left( \frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$$

Entonces:

$$F_{aA} = \frac{0,5 \times F_{rA}}{Y_A} = \frac{0,5 \times 5,15}{1,5} = 1,71 \text{ [KN]}$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a = 1,71 + 3,02 = 4,73 \text{ [KN]}$$

En A:

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{1,71}{5,15} = 0,33 < e = 0,4 \Rightarrow P = F_r$$

$$P = 5,15 \text{ KN}$$

$$\therefore L_{10} = \left( \frac{58,3 \text{ KN}}{5,15 \text{ KN}} \right)^{3,33} = 3231 \times 10^6 \text{ rev}$$

Para 2,77 rpm tendremos:  $\Rightarrow x_{hs} = \frac{3231 \times 10^6 \text{ rev}}{2,77 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times 60} \Rightarrow 19440433,213 \text{ hs}$  que a 24hs/día son:

**810018 días, es decir 2219 años.**

En B:

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{4,73}{2,17} = 2,18 > e = 0,4 \Rightarrow P = 0,4 \times F_r + Y \times F_a$$

$$P = 0,4 \times 2,17 + 1,5 \times 4,73 = 7,96 \text{ KN}$$

$$\therefore L_{10} = \left( \frac{80,9 \text{ KN}}{7,96 \text{ KN}} \right)^{3,33} = 2256 \times 10^6 \text{ rev}$$

Para 2,77 rpm tendremos:  $\Rightarrow x_{hs} = \frac{554 \times 10^6 \text{ rev}}{2,77 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times 60} \Rightarrow 13574007 \text{ hs}$  que a 24hs/día son:

**565583 días, es decir 1549,54 años.**

## 2.5 Dispositivo de sujeción

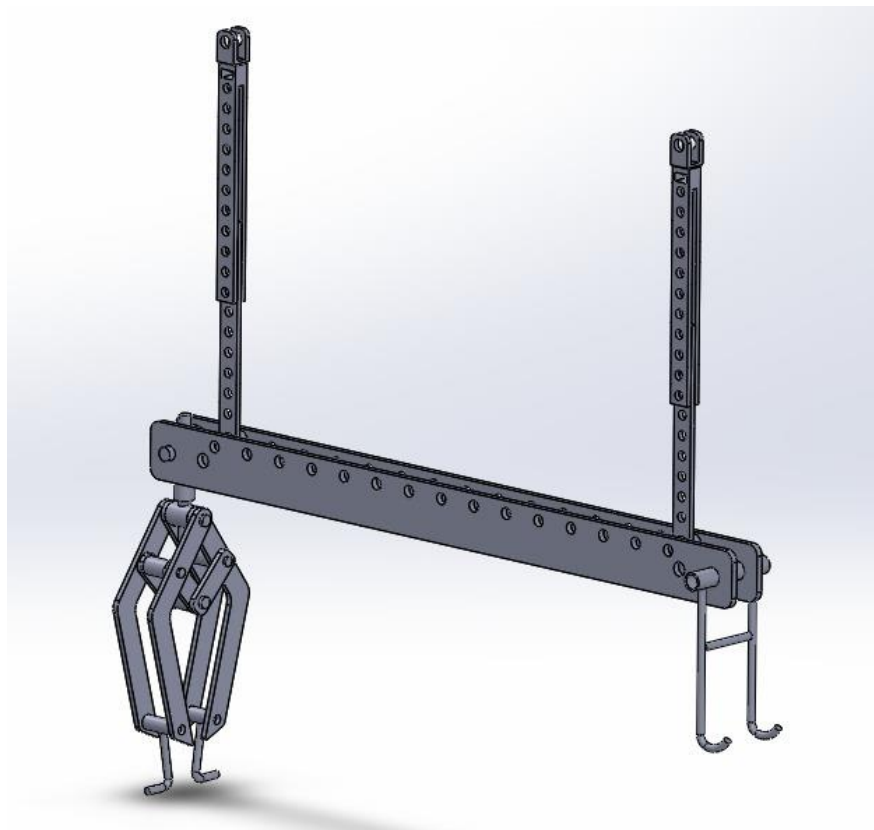
---

El dispositivo de sujeción tendrá como objetivo sujetar el chasis de la moto a la línea a lo largo del proceso de ensamblaje. La línea contará con un dispositivo de sujeción separado de tal manera que se encuentre uno por cada puesto de trabajo operativo.

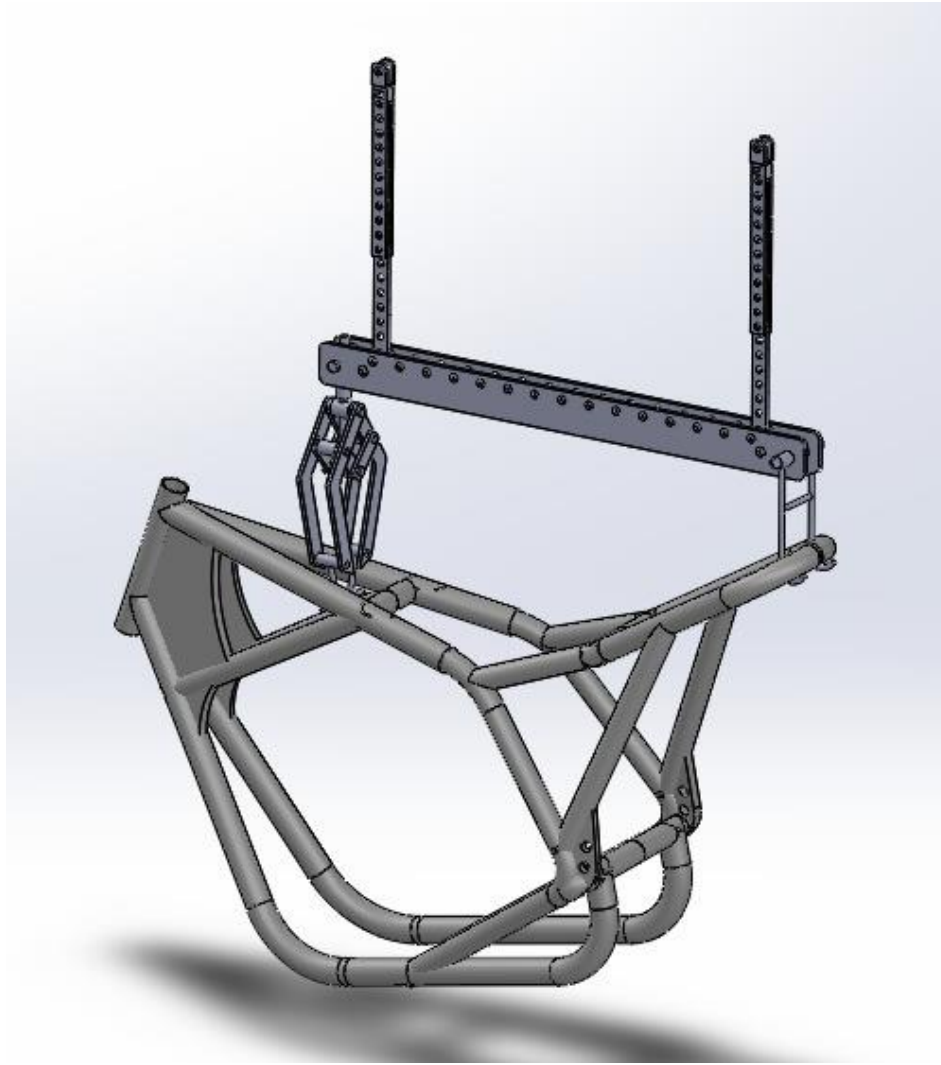
Comenzaremos enumerando los requerimientos que deberá cumplir el dispositivo de sujeción, estos serán la base de nuestro diseño:

1. Debe ser de colocación rápida y sencilla.
2. Debe dar soporte suficiente para que el movimiento libre no incomode el armado.
3. Debe ser funcional a las variaciones en las dimensiones de los chasis de los diferentes modelos.
4. Debe tener una altura conveniente para que los puestos de ensamblaje sean ergonómicamente correctos.
5. Debe ser de bajo o nulo mantenimiento.

A partir de estos requerimientos realizamos el siguiente diseño:



Dispositivo de sujeción en funcionamiento:



Ahora analizaremos el funcionamiento del prototipo para ver cómo se comporta en cuanto a los requerimientos solicitados:

**1) Debe ser de colocación rápida y sencilla**

El tiempo de ciclo de armado en cada puesto será en el menor de los casos, de 5 minutos. Como el chasis será colocado en la línea en el primer puesto, ese será el tiempo máximo para colocar el chasis en el dispositivo, antes de que la motocicleta pase a la segunda estación de armado. Sin embargo, por razones de productividad, buscamos que este tiempo sea lo más bajo posible. En nuestro caso, el dispositivo permite colgar el chasis sin necesidad de herramientas adicionales, ajustes o piezas extra. El procedimiento de colocación llevará aproximadamente 15 segundos y podrá ser realizado por solo un operario con la ayuda de un carro para transportar el chasis. Esto

permite que el operario encargado de grabar el número de VIN en el chasis, sea el mismo que cuelga el chasis en la línea antes de comenzar el primer puesto de ensamblaje. El procedimiento de colocación será tan simple como colgar el chasis desde su parte trasera en el gancho fijo, y luego el presentar el agarre delantero, que se abrirá al ejercerse presión vertical por el peso del chasis.

## **2) Debe dar soporte suficiente para que el movimiento libre no incomode el armado**

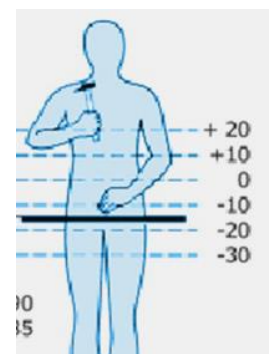
Debido a que podemos considerar a la motocicleta simétrica respecto a su eje de avance natural, solo nos interesará que el dispositivo no permita que esta se balancee variando la altura de los ejes de las ruedas durante el ensamblaje. Debido a que el dispositivo cuenta con dos anclajes a la cadena este movimiento queda restringido. Además, los cambios en el centro de masa de la motocicleta no serán relevantes.

## **3) Debe ser funcional a las variaciones en las dimensiones de los chasis de los diferentes modelos**

Los modelos para los cuales la línea está diseñada tienen en común (en su gran mayoría) soportes traseros de estructura cruzados, y un espacio abierto (que puede variar su dimensión) en donde más adelante irá el tanque de combustible. Es por esta razón, que el dispositivo será funcional a la mayoría de los diseños de chasis. Esta característica es de fundamental importancia para reducir tiempos muertos en las puestas a punto entre modelos.

## **4) Debe tener una altura conveniente para que los puestos de ensamblaje sean ergonómicamente correctos**

Tomando una altura media de operario de 1,76m, el espacio ergonómicamente óptimo para el trabajo en estado de bipedestación, es el cubo de 50cm x 50cm formado delante del operario a partir del codo. Por esta razón, el chasis se encontrará en su parte más baja, a aproximadamente un metro del suelo.



---

**5) Debe ser de bajo o nulo mantenimiento**

Como podemos ver, el dispositivo no cuenta con partes que deban recibir mantenimiento periódicamente. Las partes que podríamos considerar móviles no sufrirán desgaste que pueda afectar su funcionamiento, en menos de un año. En vista de lo anterior, se determinará, realizar un mantenimiento preventivo a los dispositivos durante la parada de planta anual.

Podemos ver finalmente, que el dispositivo cumple satisfactoriamente con los requerimientos propuestos.

# **Capítulo 3**

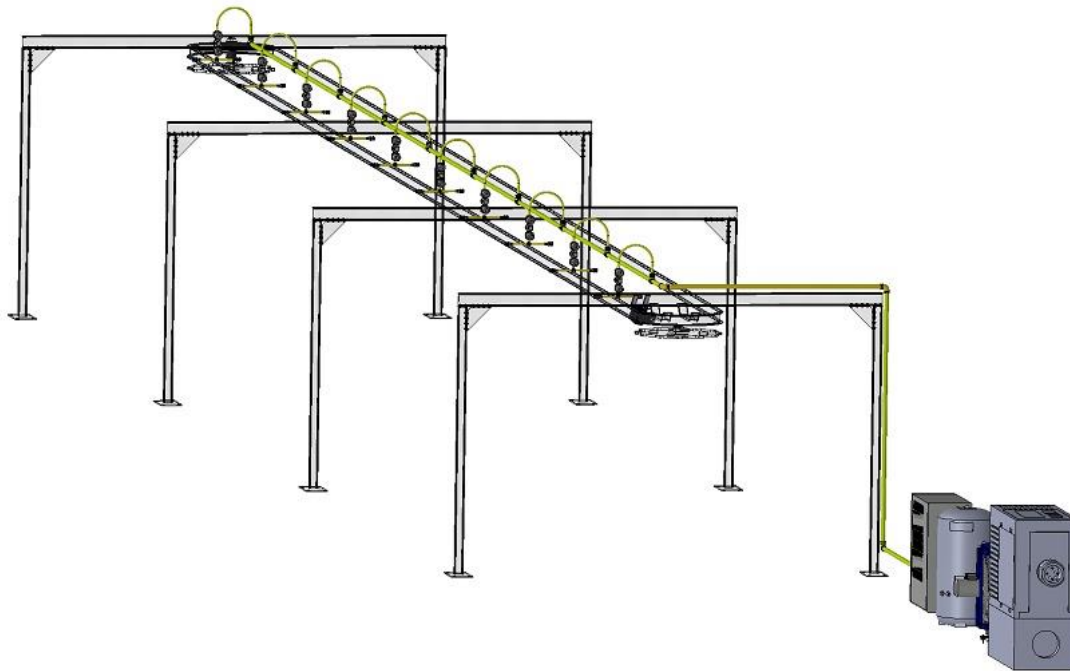
## **Cálculo de sistemas periféricos**

### Capítulo 3 – Cálculo de sistemas complementarios

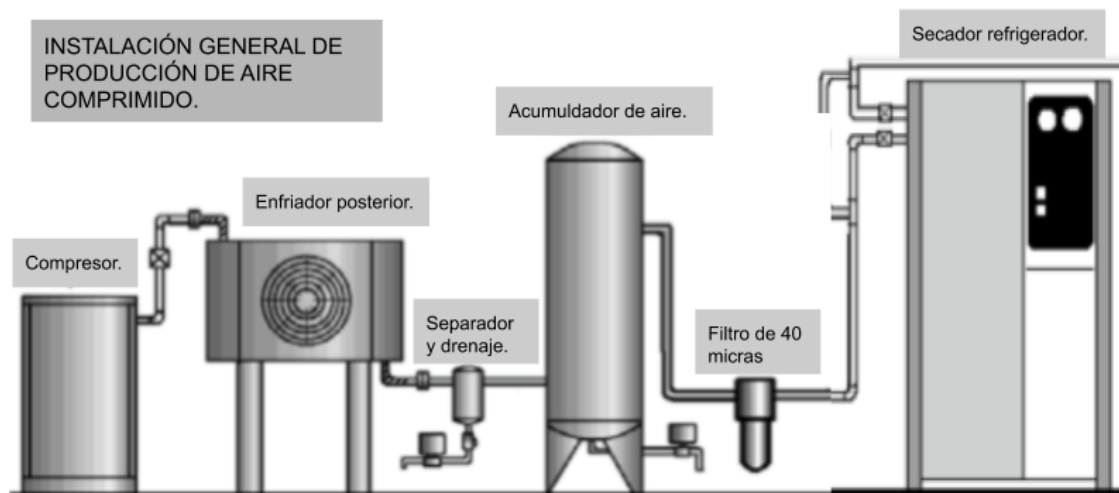
#### 3.1 Sistema de aire comprimido

##### 3.1.1 Esquema de instalación de aire comprimido

El sistema de aire comprimido estará dimensionado para abastecer las herramientas que utilizaran los operarios en el ensamblaje



##### 3.1.1 Esquema de producción de aire comprimido





### 3.1.2 Dimensionamiento y cálculo de caudal

A razones de calcular el caudal que será solicitado por la instalación, consideraremos que cada operario utilizará una herramienta neumática el 50% del tiempo de armado.

Las herramientas que comúnmente se encuentran en un puesto de armado para moto son las siguientes:

Herramientas	Presión (bar)	Cantidad	Consumo (Its/seg)	Factor de utilización
Llave de impacto	6,3	10	10	50%
Atornillador	6,2	10	5	50%

Para calcular el caudal total necesario tenemos:

$$Q_{total} = N^{\circ}maquinas * \sum (Q_{consumo} * Fu)$$

Herramientas	Consumo (m3/min)	Cantidad	Factor de utilización	Q total (m3/min)
Llave de impacto	0,6	10	50%	3,00
Atornillador	0,3	10	50%	1,50
			Q total	4,50

Entonces

$$Q_{total} = 4,5 \frac{m^3}{min} * \frac{60 min}{h} = 270 \frac{m^3}{h}$$

Aplicando un coeficiente de fugas de 10% calcularemos el caudal de aire necesario.

$$Q_{total} = 270 \frac{m^3}{h} * 1,1 = 297 \frac{m^3}{h}$$

Consideraremos un factor de carga del 70% puesto que de no hacerlo el compresor deberá funcionar de manera continua

$$Q_{total} = 297 \frac{m^3}{h} * 1,7 = 505 \frac{m^3}{h}$$

En caso de querer utilizar la instalación neumática de la empresa deberíamos corroborar que el sistema satisfaga los requisitos de presión y caudal.

### 3.1.3 Cálculo del depósito y compresor

Para el cálculo del volumen del depósito de aire comprimido tenemos:

$$C = \frac{15xQ}{Zx\Delta P}$$

Dónde:

C= capacidad del acumulador en m<sup>3</sup>

Q= es consumo de aire en m<sup>3</sup>/min

Z= cantidad de maniobras horarias

$\Delta P$ = regulación de presión

$$C = \frac{15xQ}{Zx\Delta P} = \frac{15x8,41}{15x7} = 1,2m^3 = 1200 \text{ lts}$$

Del catálogo de NUAIR podemos adoptar la combinación de dos calderas en paralelo de 1000-270 lts. o también quedarnos con un único depósito de 2000 lts. Vamos a adoptar el depósito de 2000lts, para que quede capacidad de reserva.

<b>Prestaciones</b>							
Nombre	Código	Caldera litros	Presión max. bar	Conexión	Dimesiones lxbxa	Peso kg.	
<b>SIN ACCESORIOS</b>							
C. V. 100tts 11bar	85FY770054	100	11	3/4"	370x370x1156	37	
C. V. 200tts 11bar	85LY770054	200	11	1"	446x446x1554	62	
C. V. 270tts 11bar	85NY770054	270	11	1"	500x500x1648	80	
C. V. 500tts 11bar	85TY771054	500	11	1"	600x600x2025	135	
C. V. 1000tts 12bar	85WY77005	1000	12	2"	800x800x2350	230	
C. V. 2000tts 12bar	85YY770054	2000	12	2"	1100x1100x2490	330	
C. V. 3000tts 12bar	85JY770054	3000	12	2"	1200x1200x2990	560	
C. V. 270tts 16bar	85NY771054	270	16	1"	500x500x1648	100	
C. V. 500tts 16bar	85TY772054	500	16	1"	600x600x2025	150	
<b>CON ACCESORIOS:</b> Llave de corte, manómetro, válvula de seguridad, grifo purga y racores. (No incluye latiguillo)							
C. V. 100tts 11bar	87FY000	100	11	3/4"	370x370x1156	37	
C. V. 200tts 11bar	87LY000	200	11	1"	446x446x1554	62	
C. V. 270tts 11bar	87NY000	270	11	1"	500x500x1648	80	
C. V. 500tts 11bar	87TY000	500	11	1"	600x600x2025	135	
C. V. 1000tts 12bar	85WY770054ACC	1000	12	2"	800x800x2350	230	
C. V. 2000tts 12bar	87YY010	2000	12	2"	1100x1100x2490	330	
C. V. 3000tts 12bar	87JY010	3000	12	2"	1200x1200x2990	560	
C. V. 270tts 16bar	87XY100	270	16	1"	500x500x1648	100	
C. V. 500tts 16bar	87TY100	500	16	1"	600x600x2025	150	

Luego, adoptamos el compresor a tornillos desde el catálogo VEGA.



<b>Prestaciones</b>										
Nombre	Código	Potencia hp/kw	Caldera litros	Aire real lts/min.	Volt/hz.	Presión max. bar	Dimensiones lxhxa	Conexión BSP	dB(A)	Peso kg.
VEGA 1010	V60SH92N1N064	10/7,5	-	1000	400/TRIF/50	10	1200x700x1010	3/4"	62	326
VEGA 1510	V60SP92N1N064	15/11	-	1500	400/TRIF/50	10	1200x700x1010	3/4"	63	350
VEGA 2010	V60SS92N1N064	20/15	-	1850	400/TRIF/50	10	1200x700x1010	3/4"	64	410
VEGA 2510	V60SV92N1N064	25/18,5	-	2500	400/TRIF/50	10	1510x730x1080	3/4"	70	436
VEGA 3010	V60SY92N1N064	30/22	-	3000	400/TRIF/50	10	1510x730x1080	3/4"	71	635
VEGA 4010	V60TE92N1N064	40/30	-	4300	400/TRIF/50	10	1510x730x1080	3/4"	71	710
VEGA 5010	V60TW92N1N064	50/37	-	5300	400/TRIF/50	10	1600x950x1500	1 1/4"	70	870
VEGA 6010	V60EI92N1N364	60/45	-	6500	400/TRIF/50	10	1600x950x1500	1 1/4"	72	910
VEGA 7510	V60NT92N1N364	75/55	-	7800	400/TRIF/50	10	1600x950x1500	2"	74	952
VEGA 7610	V60AP92N1N064	75/55	-	8300	400/TRIF/50	10	1900x1300x2040	2"	70	1650
VEGA 10010	V60AZ92N1N064	100/75	-	10500	400/TRIF/50	10	1900x1300x2040	2"	72	1720

### 3.1.4 Cálculo cañerías

#### Cañería principal

Cálculo del diámetro de la cañería

$$D = \left( \frac{C_{Rc} * \rho_r * L_{equ} * Q^{1,82}}{2 * P_n * \Delta P} \right)^{0,21} = \left( \frac{3,47 * L_{equ} * Q^{1,82}}{\Delta P} \right)^{0,21}$$

$L_{equ}$  = Longitud equivalente (m)

$Q$  = Caudal Normal ( $m^3/h$ )





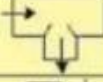
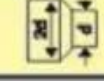
$D$  = Diámetro interior de la cañería en mm

$\Delta P$  = caída de presión admisible

La caída de presión admisible la adoptaremos de  $\Delta P = 0.5$  bar puesto que el rango de presiones de la herramienta para el funcionamiento normal varia de 6.3 a 7 bares.

Para calcular la longitud equivalente primeramente detallaremos la cantidad de accesorios que tendrá la línea para luego poder extraer las pérdidas de carga por unidad de longitud de la tabla.

Accesorios	Cantidad
Te	19
Codo	3
Válvula de bola	10

Longitud equivalente de tubería en metros											
Componentes	Diámetro interior de tubería en mm (d)										
	25	40	50	80	100	125	200	250	300	400	
Válvula de bola abierta 100% 	0.3 5	0.5 8	0.8 10	1.0 16	1.3 20	1.8 25	1.9 30	2.6 40	3.2 50	3.9 60	5.2 80
Válv. diafragma abierta 100% 	1.5	2.5	3.0	4.5	6	8	10	-	-	-	-
Válv. angular abierta 100% 	4	6	7	12	15	18	22	30	36	-	-
Válvula de globo 	7.5	12	15	24	30	36	45	60	-	-	-
Válvula antirretorno de clapeta 	2.0	3.2	4.0	5.4	6.0	10	12	16	20	24	32
Codo R=2d 	0.3	0.5	0.5	1.0	1.2	1.5	1.8	2.4	3.0	3.6	4.8
Codo R=d 	0.4	0.6	0.8	1.3	1.6	2.0	2.4	3.2	4.0	4.8	6.4
Ángulo 90° 	1.5	2.4	3.0	4.5	6.0	7.5	9	12	15	18	24
T, salida en línea 	0.3	0.4	1.0	1.5	2.0	2.5	3	4	5	6	8
T, salida angular 	1.5	2.4	3.0	4.5	6.0	7.5	9	12	15	18	24
Reductor 	0.5	0.7	1.0	2.0	2.6	3.1	3.6	4.8	6.0	7.2	9.8

Accesorios	Cantidad	Long/unidad m	L total
Te	19	0,4	7,6
Codo	3	2,4	7,2
Válvula de bola	10	4	40
		Long total	54.8

La nueva longitud total será la suma de la longitud de la cañería más la longitud equivalente de los accesorios

$$L_{total} = L_{cañería} + L_{accesorios} = 30 \text{ m} + 54.8 \text{ m} = 84.8 \text{ m}$$

$$D = \left( \frac{3.47 * L_{equ} * Q^{1.82}}{\Delta P} \right)^{0.21} = \left( \frac{3.47 * 84.8 * 297^{1.82}}{0.5} \right)^{0.21} = 33.63 \text{ mm}$$

De la siguiente tabla adoptamos un caño sin costura de 1 1/4"

Ø nominal pulgadas	Ø exterior mm.	Tubo acero soldado ST-33		Tubo acero sin soldadura ST-35		
		Espesor s/norma ISO R-65 mm.	Espesor s/norma DIN 2440 mm.	Espesor s/norma DIN 2448 mm.	Espesor s/norma DIN 2440 mm.	Espesor s/norma DIN 2441 mm.
1/8"	10,2	1,8 • 0,361	2 • 0,407	1,6 • 0,344	2 • 0,407	2,65 • 0,493
1/4"	13,5	1,8 • 0,522	2,35 • 0,65	1,8 • 0,522	2,35 • 0,65	2,9 • 0,769
3/8"	17,2	1,8 • 0,674	2,35 • 0,852	1,8 • 0,688	2,35 • 0,852	2,9 • 1,02
1/2"	21,3	2 • 0,952	2,65 • 1,22	2 • 0,962	2,65 • 1,22	3,25 • 1,45
3/4"	26,9	2,35 • 1,41	2,65 • 1,58	2,3 • 1,41	2,65 • 1,58	3,25 • 1,90
1"	33,7	2,65 • 2,01	3,25 • 2,44	2,6 • 2,01	3,25 • 2,44	4,05 • 2,97
1 1/4"	42,4	2,65 • 2,58	3,25 • 3,14	2,6 • 2,57	3,25 • 3,14	4,05 • 3,84
1 1/2"	48,3	2,9 • 3,25	3,25 • 3,61	2,6 • 2,95	3,25 • 3,61	4,05 • 4,43

### 3.1.4 Cálculo del espesor de la cañería

Según la norma DIN para la relación

$$\frac{D_0}{D_i} \leq 1.7$$

Debemos utilizar la expresión

$$e = \frac{P_c \cdot D_0}{2 \cdot f \cdot z + P_c}$$

Donde

$P_c$  = Presión de trabajo (N/mm<sup>2</sup>)

$D_0$  = Diámetro exterior de la cañería (mm)

$z$  = Coeficiente de soldadura que se toma 1 para tubos sin costura

$f$  = Tensión de diseño. Se calcula de la siguiente manera

$$f = \min \left[ \frac{R_{eHt}}{1.5} \text{ ó } \frac{R_{p0,2t}}{1.5}; \frac{R_m}{2.4} \right]$$

$R_{eHt}$  (Limite elástico),  $R_{p0,2t}$  (Límite de fluencia),  $R_m$  (Resistencia a la tracción). Se pueden obtener de la siguiente tabla.

GRUPO	DESIGNACIÓN		Temp. máx. °C	LÍMITES DE FLUENCIA EN N/mm <sup>2</sup> (MPa) <sup>(1)</sup>											Rm	
	DIN			t °C												
	17007	17006	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600		
Acero no aleado	1.0254	St 37.0	300	235	218	202	185	165	140	----	----	----	----	----	350	
	1.0427	C 22.3	350	240	210	190	170	150	130	110	----	----	----	----	410	
Aceros de construcción	1.0038	Rst 37-2	300	205	187	174	161	143	122	----	----	----	----	300		
	1.0050	St 50-2	300	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	470		
	1.0570	St 52-3	300	315	254	240	226	206	186	----	----	----	----	490		
Alta temperatura	1.0460	C 22.8	480	240	230	210	185	165	145	125	100	80	----	410		
Aceros aleados alta temperatura	1.0345	HI	480	235	218	202	185	165	140	120	110	105	----	360		
	1.0425	HI	480	265	245	225	205	185	155	140	130	125	----	410		
	1.0481	17 Mn 4	500	290	275	260	245	225	205	180	155	135	----	460		
	1.5415	15 Mo 3	530	275	263	252	240	220	195	185	175	170	165	440		
	1.7335	13 Cr Mo 44	570	300	285	270	255	245	230	215	205	195	190	440		
	1.7380	10 Cr Mo 910	600	310	288	267	245	240	230	215	205	195	185	480		
	1.0305	St 35.8	480	235	218	202	185	165	140	120	110	105	----	360		
Aceros estructurales	1.0562	St E 355	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	480		
	1.0565	W StE 355	400	355	304	284	255	226	216	196	167	----	----	---		
	1.0566	TStE 355	(-50)	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	---		
	1.1106	ESTE 355	(-60)	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	---		
Inox. Ferrítico	1.4511	X 6 Cr Nb 17	200	250	215	203	190	----	----	----	----	----	----	450		
	1.4512	X 5 Cr Ti 12	400	260	230	210	200	195	190	185	180	----	----	390		
Inox. Austenítico	1.4301	X 5 Cr Ni 1810	550	220	182	165	152	143	135	128	123	120	117	500		
	1.4306	X 2 Cr Ni 1911	550	220	182	165	152	143	135	128	123	120	117	80	460	
	1.4541	X 6 Cr Ni Ti 1810	550	230	196	186	177	164	156	147	145	147	139	118	500	
	1.4571	X 6 Cr Ni Mo Ti	550	240	205	197	187	175	165	157	155	151	149	127	500	
	1.4435	X 2 Cr Ni Mo 18143	550	240	186	172	157	147	138	133	128	123	120	----	450	
	1.4465	X 2 Cr Ni Mo N 2525	550	255	195	175	155	145	135	130	125	120	115	110	540	
	1.4539	X 2 Ni Cr Mo Cu 25205	400	220	175	165	155	145	135	130	125	----	----	----	520	
Austenítico alta temperatura <sup>(2)</sup>	1.4529	X 2 Ni Cr Mo Cu 25206	----	300	230	210	190	180	170	160	150	----	----	600		
	1.4948	X 6 Cr Ni 1811	700	185	157	142	127	118	108	103	98	93	88	83	78	500
Acero resistente al calor <sup>(3)</sup>	1.4919	X 6 Cr Ni Mo MB	700	205	175	160	145	135	127	120	115	112	110	108	98	500
	1.4828	X 15 Cr Ni Si 2012	1000	339	332	325	318	309	300	290	279	266	253	236	218	500
	1.4876	X 10 Ni Cr Al Ti 3220	----	210	185	170	160	150	145	138	130	128	125	120	115	450

Adoptamos un tubo no aleado, por lo tanto.

$$f = \min \left[ \frac{140}{1.5}; \frac{350}{2.4} \right] = [93.3; 145.83]$$

Por tanto

$$f = 93.3$$

$$e = \frac{0.7 \cdot 42.4}{2 \cdot 93.3 \cdot 1 + 0.7} \approx 0.16 \text{ mm}$$

Adoptaremos entonces un tubo de 1 ¼“ para la tubería principal de espesor 2.58 mm

### 3.1.5 Estudio de tratamiento del aire

#### Condiciones de trabajo

Considerando que la jornada laboral es de 16 hs.



$$Q_{por\ dia} = 4.75 \frac{m^3}{min} * \frac{60\ min}{h} * \frac{16\ h}{1\ dia} = 4560\ m^3\ dia$$

T: 20°C

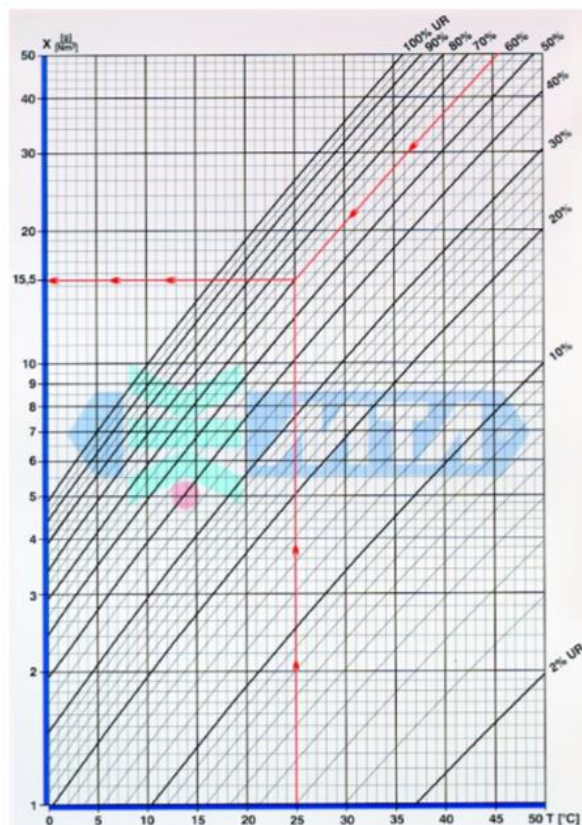
H<sub>R</sub>: 60%

Siendo:

T= temperatura ambiente

H<sub>R</sub> =Humedad relativa

Determinaremos la cantidad de agua contenida en el aire, para ello debemos recurrir al siguiente grafico obtenido del manual de FESTO.



$$X = 15.5 \frac{g}{Nm^3}$$

$$X_1 = 15,5 \frac{gr}{Nm^3} \times 4560 = 70680gr = 70.68kg$$

### Cálculo del agua condensada en el postenfriador del compresor

El mayor porcentaje de agua contenida en el aire comprimido se decanta en el postenfriador del compresor.

#### Datos:

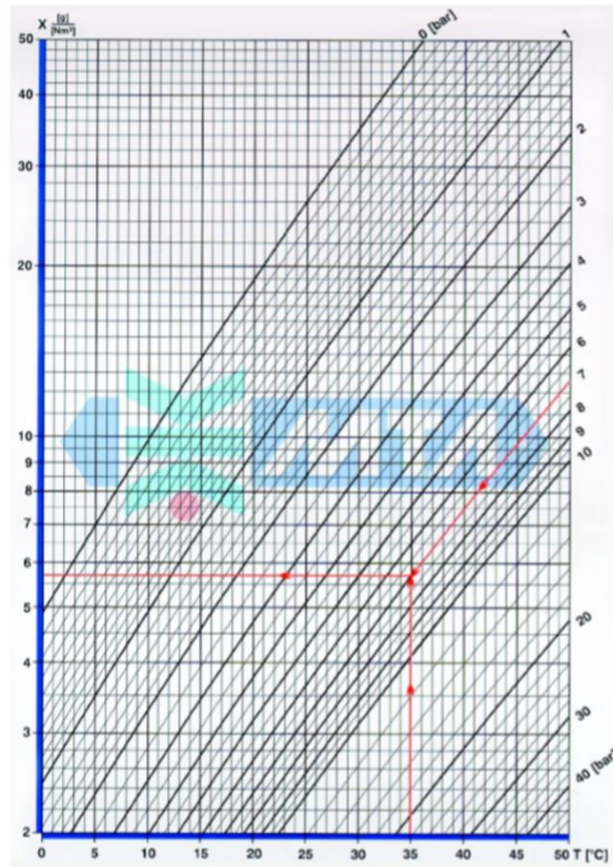
Temperatura del aire postenfriador: 35°C

P=7 bar

$$X_p = 5.7 \frac{gr}{Nm^3}$$

$$G_1 = (15.5 - 5.7) \frac{gr}{Nm^3} \times 4560m^3 = 44688gr = 44.68Kg$$

Siendo  $G_1$  = cantidad de líquido condensado en el postenfriador



Al pasar por el postenfriador se condensará un total del 44.68kg de agua, continuando el circuito con un título de 5.7

### Postenfriador

El post-enfriador es un dispositivo que sirve para enfriar el aire. Es capaz de enfriarlo hasta a una temperatura de 40°C o menor, removiendo asimismo de manera eficaz la humedad presente en el aire. El condensado que se acumula en el dispositivo es removido mediante una purga acoplada.



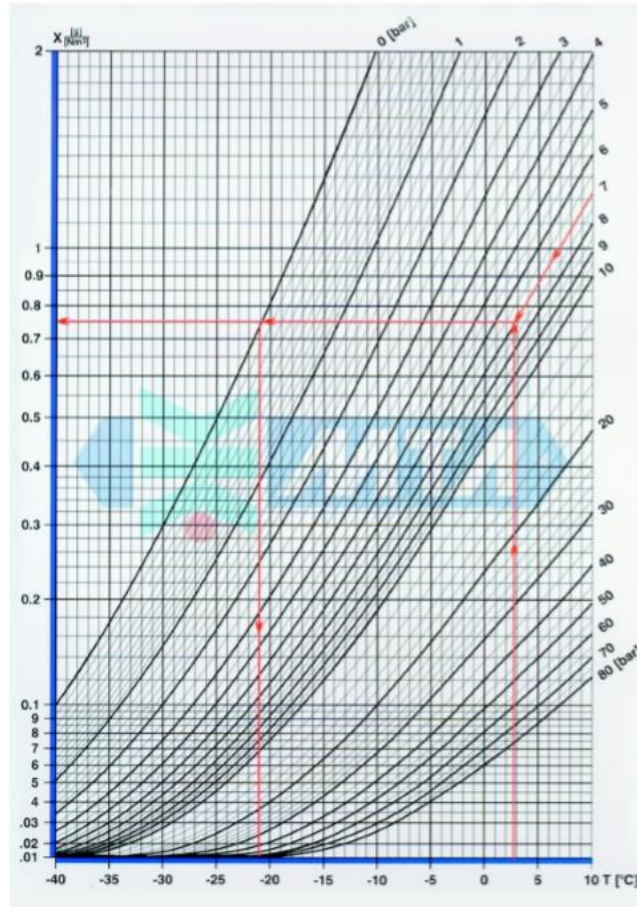
En nuestro caso, seleccionaremos de tabla el postenfriador:

<b>Prestaciones</b>							
Nombre	Código	Alimentación volt/hz	Caudal lts/min.	Presión bar	Dimensiones lxhxa	Conexión entrada-salida	Peso kg.
AFR 11	AFR011	230/MONO/50	1100	15	850x300x595	1"	19
AFR 21	AFR021	230/MONO/50	2100	15	850x300x595	1"	20
AFR 37	AFR037	400/TRIF/50	3700	15	990x310x765	1.1/2"	27
AFR 49	AFR049	400/TRIF/50	4900	15	990x310x765	1.1/2"	29
AFR 65	AFR065	400/TRIF/50	6500	15	1175x440x1010	2"	44
AFR 87	AFR087	400/TRIF/50	8700	15	1175x440x1010	2"	48
AFR 129	AFR129	400/TRIF/50	12900	15	1325x490x1020	2"	61
AFR 165	AFR165	400/TRIF/50	16500	15	1325x490x1020	2.1/2"	66
AFR 210	AFR210	400/TRIF/50	21000	15	1800x660x1980	DN100 PN 16	127

### Cálculo del agua condensada en el secador frigorífico

Es importante definir la temperatura de rocío. Esta temperatura es la que permite la formación de condensados, y en la instalación en estudio debe ser fijada teniendo en cuenta la mínima temperatura a la que podría estar sometida la tubería de distribución.

Del catálogo de FESTO obtenemos

Datos:

$$T_{\text{rocio}} = 3^{\circ}\text{C}$$

$$P = 7 \text{ bar}$$

$$X_{PR} = 0.75 \frac{\text{gr}}{\text{Nm}^3}$$

$$G_2 = (5.7 - 0.75) \frac{\text{gr}}{\text{Nm}^3} \times 4560 \text{ m}^3 = 22572 \text{ gr} = 22.572 \text{ kg}$$

Siendo  $G_2$  = cantidad de líquido condensado en el secador frigorífico

Al pasar por el secador frigorífico se condensará un total de 22.57Kg de agua

Por tanto, el total de líquido que logrará atravesar por todo el circuito llegando hasta las herramientas será:

$$X_f = X_1 - G_1 - G_2 = 70.68Kg - 44.68Kg - 22.57Kg = 3.43Kg$$

Recordar que estos cálculos están hechos para una jornada de 16 Hs por día expresando el resultado anterior por hora nos quedaría

$$G_2 = \frac{3.43Kg}{16h} = 0.21 \frac{Kg}{h} = 0.21 \frac{l}{h}$$



Prestaciones									
Nombre	Código	Refrigerante	Caudal lts/min.	Caída de presión bar	Volt/hz.	Presión max. bar	Dimensiones lxxa	Conexión entrada-salida	Peso kg.
AMD 3	AMD003	R134.a	350 lts/min	0,15	230/MONO/50	16	320x345x435	3/8"	21
AMD 6	AMD006	R134.a	600 lts/min	0,04	230/MONO/50	16	370x515x475	1/2"	25
AMD 9	AMD009	R134.a	950 lts/min	0,09	230/MONO/50	16	370x515x475	1/2"	26
AMD 12	AMD012	R134.a	1,200 lts/min	0,14	230/MONO/50	16	370x515x475	1/2"	28
AMD 18	AMD018	R134.a	1,800 lts/min	0,32	230/MONO/50	16	370x515x475	1/2"	32
AMD 25	AMD025	R134.a	2,500 lts/min	0,24	230/MONO/50	14	345x420x740	1"	34
AMD 32	AMD032	R134.a	3,200 lts/min	0,16	230/MONO/50	14	345x445x740	1 1/4"	39
AMD 43	AMD043	R404A	4,300 lts/min	0,24	230/MONO/50	14	345x445x740	1 1/4"	40
AMD 52	AMD052	R404A	5,200 lts/min	0,34	230/MONO/50	14	345x445x740	1 1/4"	41
AMD 61	AMD061	R404A	6,100 lts/min	0,19	230/MONO/50	14	555x580x885	1 1/2"	54
AMD 75	AMD075	R404A	7,500 lts/min	0,25	230/MONO/50	14	555x580x885	1 1/2"	56
AMD 105	AMD105	R404A	10,500 lts/min	0,14	230/MONO/50	14	555x625x975	2 "	94
AMD 130	AMD130	R404A	13,000 lts/min	0,20	230/MONO/50	14	555x625x975	2 "	96

Selección del filtro

Para la selección del filtro utilizaremos la siguiente tabla. Como se observa la calidad del aire para el caso de dispositivos industriales manuales debe ser para partículas sólidas de no más de 40µm, el punto de rocío es de 10 °C y el contenido de aceite no debe ser superior a 5 mg/m<sup>3</sup>

**Tabla 11.1. CLASIFICACION DE CALIDADES DE AIRE COMPRIMIDO SEGUN PNEUROP 6611/1984**

Calidades recomendadas para diferentes aplicaciones				Tamaño máximo y densidad de partículas		
Aplicación	Clase de calidad			Clase	Tamaño partícula µm	Densidad partícula mg/m <sup>3</sup>
	Sólidos	Agua	Aceite			
Aire de agitación	3	5	3	1	0,1	0,1
Aire de almacenamiento	2	2	3	2	1	1
Aire de medición	2	3	3	3	5	5
Motores neumáticos grandes	4	4-1	5	4	40	sin especificar
Motores neumáticos pequeños	3	3-1	3			
Turbinas de aire	2	2	3			
Máquinas de calzado	4	4	5			
Máquinas para áridos y vidrio	4	4	5			
Limpieza de máquinas	4	4	4			
Construcción civil	4	5	5			
Transporte de sustancias granulares	3	4	3			
Transporte de sustancias pulverizadas	2	3	2			
Circuitos de energía fluidica	4	4	4			
Sensores fluidicos	2	2-1	2			
Máquinas de fundición	4	4	5			
Transporte de alimentos y bebidas	2	3	1			
Dispositivos industriales manuales	4	5-4	5-4			
Herramientas de mecanizado	4	3	5			
Minería	4	5	5			
Máquinas textiles y de embalaje	4	3	3			
Procesamiento de fotografía	1	1	1			
Cilindros neumáticos	3	3	5			
Controladores de presión	3	2	3			
Dispositivos de control de procesos	2	2	3			
Martillos perforadores	4	5-2	5			
Plantas de arenado	-	3	3			
Pistolas atomizadoras	3	3-2	3			
Máquinas de soldar	4	4	5			
Aire para trabajos generales	4	4	5			

Clase	Punto de rocío 0°C
1	- 40°C
2	- 20°C
3	+ 2
4	+ 10
5	sin especificar

Clase	mg/m <sup>3</sup>
1	0,01
2	0,1
3	1,0
4	5
5	25

Los valores indicados en la tabla, son sólo valores de referencia. En algunos casos se pueden aplicar varias clases simultáneamente. Al localizar las clases se deben considerar las condiciones ambientales —especialmente al seleccionar el punto de rocío.

1. El tamaño de partícula está basado en la relación de filtración BN = 20.  
 2. Los metros cúbicos (m<sup>3</sup>) están referidos al aire atmosférico libre, normalmente a condiciones atmosféricas estandarizadas.

Puntos de rocío bajos deben ser prescritos expresamente.

m<sup>3</sup> referidos a aire atmosférico.

Para mejor entendimiento a continuación se especifican valores típicos de contenido de aceite producidos por los compresores más comunes:

- Compresor de tornillo exento de aceite: 0,001-0,01 mg/m<sup>3</sup>
- Compresor de tornillo lubricado: 2 - 15 mg/m<sup>3</sup>
- Compresor de pistón lubricado: 2 - 10 mg/m<sup>3</sup>
- Compresor de pistón exento de aceite: 0,001- 0,01 mg/m<sup>3</sup>
- Compresor rotativo (paletas): 10 - 100 mg/m<sup>3</sup>

## 3.2 Sistema eléctrico

### 3.2.1 Cálculo de la iluminación para cada puesto

Para determinar la iluminación nominal que será necesaria para el área de trabajo, tomaremos la norma DIN 5035, la cual nos indica que para labores de montajes de equipos es necesario una iluminación nominal de 500 lux.

Iluminación nominal	Clasificación de las tareas visuales según DIN 5035	Ejemplos de DIN 5035
30 lux	Orientación, sólo estancia temporal.	Trasteros
120 lux	Tareas visuales ligeras, detalles grandes con alto contraste	Almacenes, vestuarios
500 lux	Tareas visuales normales, detalles de tamaño medio con contraste medio	Montaje de equipos finos, trabajo de oficina
1000 lux	Tareas visuales difíciles, detalles pequeños con bajo contraste	Montaje de componentes electrónicos
2000 lux	Tareas visuales muy difíciles, detalles muy pequeños con muy bajo contraste	Componentes subminiatura, rebojería, grabado
5000 lux	Aplicaciones especiales	Iluminación de quirófano

Para determinar el número de lámparas utilizaremos la siguiente expresión:

$$N = \frac{E_m \times a \times l}{C_u \times fm \times \phi l}$$

$E_m$  = Nivel de iluminancia media (lux)

$a$  = Ancho del local (m)

$l$  = Largo del local (m)

$C_u$  = Coeficiente de utilización

$fm$  = Factor de mantenimiento

$\phi l$  = Flujo luminoso (lm)

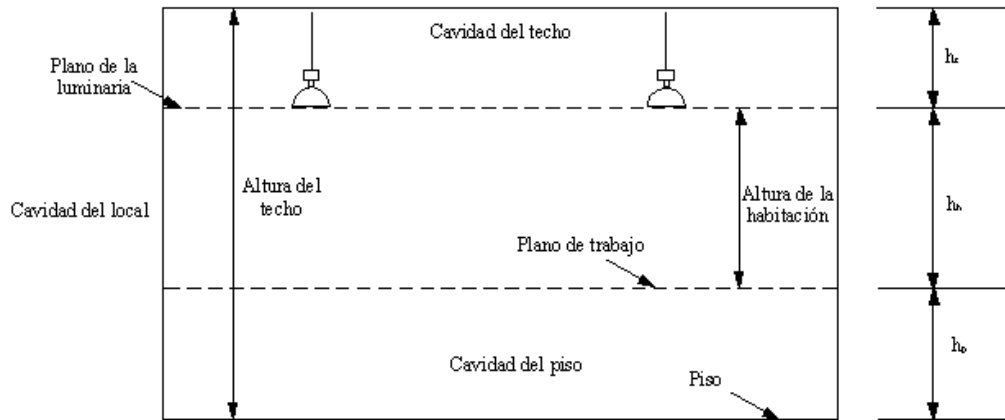
El área de trabajo que debemos iluminar será de 4 metros de ancho por 25 metros de largo y el factor de mantenimiento para industrias es de 0,8.

El flujo luminoso es una característica exclusiva de la lámpara que elijamos. Adoptaremos del catálogo "LEDVANCE" una lámpara led por ser de bajo consumo e ideal para uso industrial, con las siguientes características:



LED SUPERSTAR	HIGH WATTAGE E40 65 W (Fig. 1)	HIGH WATTAGE E40 80 W (Fig. 2)	HIGH WATTAGE E40 100 W (Fig. 3)	HIGH WATTAGE E40 120 W (Fig. 3)
Potencia (W)	65 W	80 W	100 W	120 W
Equivalencia L mercurio (W)	125 W	175 W	200 W	250 W
Tensión (V)	100-240 V	100-240 V	100-240 V	100-240 V
Flujo luminoso (lm)	5800 lm	7800lm	9500lm	12000lm
Vida útil (hs)	25.000 hs	25.000 hs	25.000 hs	25.000 hs
Temperatura de color (K)	6.500K	6.500K	6.500K	6.500K
Eficiencia luminosa	89lm/W	98lm/W	95lm/W	100lm/W
Índice de reproducción de color	≥80	≥80	≥80	≥80
Dimerizable	No	No	No	No
Código del producto	7014873	7014875	7014876	7014877
Peso del producto (g)	355g	760g	947g	1405g
EAN10	4058075159334	4058075159341	4058075159358	4058075159365
Peso EAN10	354g	760g	947g	1405g
Dimensiones EAN10	230 x 155 x 155	245 x 180 x 180	285 x 200 x 200	285 x 200 x 200
EAN40	4058075152120	4058075152137	4058075152144	4058075152151
Peso EAN40	1416g	3040g	1894g	2810g
Dimensiones EAN40	325 x 325 x 250	375 x 375 x 265	415 x 215 x 305	415 x 215 x 305
Modelo de embalaje	Caja	Caja	Caja	Caja
Unidades por caja	4	4	2	2

Para el cálculo del factor de utilización obtendremos los índices locales:



Índice de cavidad local  $K_1$

$$K_1 = \frac{5 \times h_h \times (a + l)}{a \times l} = \frac{5 \times 1,5 \times (4 + 25)}{4 \times 25} = 2,17$$

Índice de cavidad de cielorraso  $K_2$

$$K_2 = \frac{5 \times h_c \times (a + l)}{a \times l} = \frac{5 \times 2 \times (4 + 25)}{4 \times 25} = 2,9$$

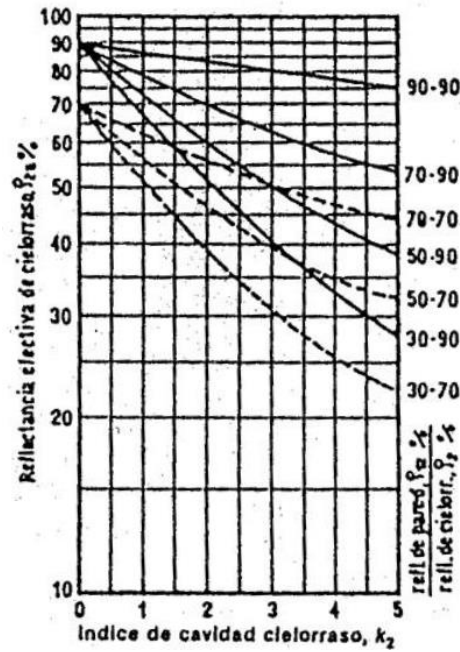
Adoptaremos la condición menos favorable en cuanto al índice de cavidad de suelo:

$$\rho_{es} = 20\%$$

***Poder reflectante de algunos colores y materiales***

<b>Color</b>	<b>Refl. %</b>	<b>Material</b>	<b>Refl. %</b>
Blanco	70-75	Revoque claro	35-55
Crema claro	70-80	Revoque oscuro	20-30
Amarillo claro	50-70	Hormigón claro	30-50
Verde claro	45-70	Hormigón oscuro	15-25
Gris claro	45-70	Ladrillo claro	30-40
Celeste claro	50-70	Ladrillo oscuro	15-25
Rosa claro	45-70	Marmol blanco	60-70
Marrón claro	30-50	Granito	15-25
Negro	4-6	Madera clara	30-50
Gris oscuro	10-20	Madera oscura	10-25
Amarillo oscuro	40-50	Vidrio plateado	80-90
Verde oscuro	10-20	Aluminio mate	55-60
Azul oscuro	10-20	Aluminio pulido	80-90
Rojo oscuro	10-20	Acero pulido	55-65

De la tabla anterior obtendremos la reflectancia del material para entrar al gráfico, supondremos un color de cielorraso gris claro que es comúnmente el de las chapas y el material de las paredes de revoque claro, cuyas reflectancias están entre 45-70 % y 35-55 % respectivamente. Ahora con el índice de cavidad de cielorraso  $K_2$  entraremos al gráfico para obtener la reflectancia específica del cielorraso que es aproximadamente  $\rho_{ec} = 40\%$



METODO DE LAS CAVIDADES ZONALES																	
REFLECTANCIA DE CAVIDAD DE CIELORRASO %	70				50				30				10				
	70	50	30	10	70	50	30	10	50	30	10	50	30	10	50	30	10
REFLECTANCIA DE PARED %	COEFICIENTE DE UTILIZACION																
INDICE DE LOCAL	COEFICIENTE DE UTILIZACION																
1	0.70	0.68	0.65	0.64	0.68	0.66	0.64	0.62	0.64	0.62	0.60	0.61	0.60	0.59	0.59	0.58	0.57
2	0.65	0.61	0.57	0.54	0.63	0.59	0.56	0.54	0.57	0.54	0.52	0.55	0.53	0.51	0.53	0.51	0.45
3	0.60	0.54	0.50	0.46	0.59	0.53	0.49	0.46	0.51	0.48	0.45	0.50	0.47	0.44	0.48	0.46	0.44
4	0.55	0.49	0.44	0.40	0.54	0.48	0.43	0.40	0.46	0.42	0.39	0.45	0.41	0.39	0.44	0.41	0.38
5	0.51	0.44	0.38	0.34	0.50	0.43	0.38	0.34	0.41	0.37	0.34	0.40	0.36	0.34	0.39	0.36	0.33
6	0.47	0.39	0.34	0.30	0.46	0.39	0.34	0.30	0.37	0.33	0.30	0.36	0.33	0.30	0.36	0.32	0.29
7	0.43	0.35	0.30	0.27	0.42	0.35	0.30	0.26	0.34	0.29	0.26	0.33	0.29	0.26	0.32	0.29	0.26
8	0.40	0.32	0.27	0.23	0.39	0.31	0.26	0.23	0.30	0.26	0.23	0.30	0.26	0.23	0.29	0.25	0.23
9	0.37	0.29	0.24	0.20	0.36	0.28	0.23	0.19	0.28	0.23	0.20	0.27	0.23	0.20	0.26	0.22	0.20
10	0.34	0.26	0.21	0.18	0.33	0.26	0.16	0.16	0.25	0.21	0.18	0.24	0.20	0.18	0.24	0.20	0.17

RELACION ESPACIAMIENTO / ALTURA DE MONTAJE = 0.4 REFLECTANCIA DE CAVIDAD PISO=20%

De la tabla entrando con un coeficiente de cavidad de cielorraso  $\rho_{ec} = 30\%$ , con la reflectancia de pared  $\rho_p = 50\%$  y el índice de cavidad local  $K1= 2$  obtendremos un coeficiente de utilización  $fu=0,55$ .

Ya estamos en condiciones de calcular la cantidad de lámparas necesarias.

$$E_m = 500 \text{ lux}$$

$$a = 4 \text{ (m)}$$

$$l = 25 \text{ m}$$

$$C_u = 0,55$$

$$fm = 0,8$$

$$\phi l = 12.000 \text{ lm}$$

$$N = \frac{500 \times 4 \times 25}{0,55 \times 0,8 \times 12000} = 9,46 \cong 10 \text{ lámparas}$$

Como tenemos 10 puestos de trabajo vamos a colocar una lámpara por puesto haciendo un total de 10 lámparas.

### 3.2.2 Cálculo de corrientes

#### 3.2.2.1 Cálculo de corriente: iluminación

Para obtener la corriente total que circulará por los conductores debido al consumo de las lámparas utilizaremos la siguiente fórmula.

$$I = \frac{n \times P}{U \times \cos\phi \times \eta}$$

Siendo

$P$  = Potencia activa

$n$  = Número de lámparas

$U$  = Tensión de fase

$\eta$  = Rendimiento

$\cos\phi$  = Factor de potencia de las lámparas

$$I_l = \frac{n \times P}{\sqrt{3} \times U \times \cos\phi \times \eta} = \frac{10 \times 120 \text{ W}}{\sqrt{3} \times 380 \text{ V} \times 0,9 \times 0,8} = 2,53 \text{ A} \angle - 25,84^\circ$$

La corriente de arranque de las lámparas " $I_{Al}$ " según la Asociación Electrotécnica Argentina (AEA) es de 1 a 2 veces la  $I_n$ .

$$I_{Al} = 2 \times 2,53 = 5,06 \angle - 25,84^\circ$$

#### 3.2.2.2 Cálculo de corriente: motor de línea

Utilizaremos un motor trifásico de 0,5 hp, la corriente por el mismo será:

$$I_m = \frac{P}{\sqrt{3} \times U \times \cos\phi} = \frac{0,5 \text{ hp}}{\sqrt{3} \times 380 \text{ V} \times 0,8} \times \frac{746 \text{ W}}{1 \text{ hp}} = 0,7 \angle - 36,86^\circ \text{ A}$$

La corriente de arranque de un motor " $I_{Am}$ " según la AEA es 7 veces la  $I_n$  con un factor de potencia  $\cos\phi = 0,3$

$$I_{Am} = 7 \times I_m = 7 \times 0,7 = 4,9 \angle 72,54^\circ \text{ A}$$

### 3.2.2.3 Cálculo de corriente: tomas de producción

Cada puesto de la línea contará con dos tomas, habiendo en total 10 puestos tendremos un total de 20 tomas. Como en los puestos generalmente se utilizan herramientas de mano, para el cálculo de la corriente utilizaremos una potencia relativa típica de estas herramientas (500 w).

$$I_t = \frac{n \times P}{\sqrt{3} \times U \times \cos\phi} = \frac{20 \times 500 \text{ W}}{\sqrt{3} \times 380 \text{ V} \times 0,8} = 19 \angle - 36,86^\circ \text{ A}$$

Como además de las herramientas eléctricas en cada puesto también habrá herramientas neumáticas, podremos afectar la corriente de los tomacorrientes por un factor de simultaneidad de 0,8.

$$I_t = 0,8 \times 19 \text{ A} = 17,1 \angle - 36,86^\circ \text{ A}$$

### 3.2.2.4 Cálculo de corriente: sistema de aire comprimido

La corriente nominal del compresor “ $I_c$ ” será igual a:

$$I_c = \frac{P}{\sqrt{3} \times U \times \cos\phi} = \frac{75 \text{ hp}}{\sqrt{3} \times 380 \times 0,8} \times \frac{746 \text{ W}}{1 \text{ hp}} = 106,25 \angle - 36,86^\circ$$

Nota: la corriente de arranque del compresor no será calculada, ya que trae incorporado de fábrica un variador de velocidad para amortiguar estos efectos.

### 3.2.2.5 Cálculo de la corriente total del circuito

La corriente que circulara por la línea principal es:

$$I = I_l + I_m + I_t + I_c$$

$$I_T = 2,53 \text{ A} \angle - 25,84^\circ + 0,7 \angle - 36,86^\circ \text{ A} + 17,1 \angle - 36,86^\circ + 106,25 \angle - 36,86^\circ$$

$$I = 126,53 \angle - 36,64^\circ \text{ A}$$

Nota: debemos tener en cuenta la capacidad ociosa, la calcularemos como un 20% de la capacidad total instalada. Finalmente, la corriente nominal total que soportará el circuito es:

$$I_T = 1.2x I$$

$$I_T = 1.2x 126.53 \angle -36.64^\circ A = 151.84 \angle -36.64^\circ$$

### 3.2.3 Adopción de conductores y protecciones para líneas

El sistema está compuesto por una línea principal, que lleva la tensión desde el proveedor hasta el interruptor principal la línea. Luego se divide en cuatro circuitos secundarios:

- Iluminación de la línea
- Toma corriente en los puestos de trabajo
- Motor de la línea de producción
- Circuito de aire comprimido

Para poder empezar debemos adoptar un transformador para poder proceder con los cálculos, adoptaremos uno de 200Kva. En caso de que el transformador no sea de este tamaño el que se esté utilizando en la empresa, deberemos rehacer los cálculos ya que estaríamos calculando de forma errónea la corriente de cortocircuito y podríamos estar adoptando elementos de menores prestaciones.

$$S_n = 200 \text{ KVA}$$

$$a = 13.2/0.4$$

$$P_{kr} = 2 \text{ Kw}$$

$$\mu_{cc} = 4 \%$$

$$Z_t = \frac{\mu_{cc} \%}{100} x \frac{U_{st}^2}{S_n} = \frac{4}{100} x \frac{400 \text{ V}^2}{200 \text{ KVA}} = 0.032 \Omega$$

$$R_t = \frac{P_{kr} x U_{rt}^2}{S_{rt}^2} = \frac{2000 \text{ w} x 400 \text{ V}^2}{200 \text{ KVA}^2} = 0.008 \Omega$$

$$X_t = \sqrt{Z_t^2 - R_t^2} = \sqrt{0.032^2 - 0.008^2} = 0.0309 \Omega$$

$$Z_t = 0.008 \Omega + j0.0309 \Omega$$

Corriente nominal por el transformador

$$I_n = \frac{S_n}{\sqrt{3} \times U_{st}} = \frac{200 \text{ KVA}}{\sqrt{3} \times 0.4 \text{ Kv}} = 288,67 \text{ A}$$

Esto implica que el transformador puede contemplar el consumo de la línea

### 3.2.3.1 Línea principal

El conductor será un tetrapolar, y como la línea se encontrará dentro de la planta supondremos que los conexionados se realizarán por medio de una bandeja.

Del catálogo de conductores Prysmian para baja tensión, adoptaremos el tipo de conductor SINTENAX VALIO, con las siguientes características:

- Norma de fabricación: IRAM.
- Tensión nominal: 0.6/1.1 KV.
- Temperatura de servicio: 70 °C.
- Cuerda flexible hasta 35 mm<sup>2</sup>
- No propagación de incendio.
- Resistencia a agentes químicos.
- Se puede transportar en bandejas.
- Sello IRAM.
- Sello de Seguridad Eléctrica.

Del catálogo página 57 adoptamos:



Sección nominal mm <sup>2</sup>	Método B1 y B2 Caño Embutido en pared Caño a la vista		Método C Bandeja no perforada o de fondo sólido		Método E Bandeja perforada	
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
1,5	14	13	17	15	19	16
2,5	20	17	23	21	26	22
4	26	23	31	28	35	30
6	33	30	40	36	44	37
10	45	40	55	50	61	52
16	60	54	74	66	82	70
25	78	70	97	84	104	88
35	97	86	120	104	129	110
50	-	103	146	125	157	133
70	-	130	185	160	202	170

- Verificación de la corriente admisible

Datos del conductor: Tetrapolar, Sección 70 mm<sup>2</sup>, corriente admisible 170 A

De la norma AEA el conductor debe verificar

$$I_{adm} > I_T$$

$I_{adm}$  = Corriente nominal del conductor aplicado los factores de corrección

$I_T$  = Corriente nominal de la carga

$$I_{adm} > I_T$$

$$170 A > 152 A \rightarrow \text{verifica}$$

- Verificación por caída de tensión

De la norma AEA el conductor debe verificar

$$\Delta U_{\%} < 5\%$$

$$\Delta U = \sqrt{3}xI_nxLx(R\cos\varphi + X\sen\varphi)$$

L= longitud del conductor 5 m

R= resistencia por unidad de longitud

$X$ = reactancia por unidad de longitud

$\Phi$ = factor de potencia de la carga

Sección nominal	Diámetro del conductor	Espesor nominal de aislación	Espesor nominal de envoltura	Diámetro exterior aprox.	Masa aprox.	Resistencia eléctrica máx. a 70°C y 50 Hz.	Reactancia a 50 Hz.
mm <sup>2</sup>	mm	mm	mm	mm	kg/km	ohm/km	ohm/km
Tetrapolares con neutro de sección igual a las fases (almas de color marrón, negro, rojo y azul claro)							
25	7,1	1,2	1,8	28	1560	0,933	0,0780
35	8,3	1,2	1,8	32	2100	0,663	0,0760
50	8,1	1,4	1,9	33	2639	0,464	0,0777
70	9,6	1,4	2,1	37	3541	0,321	0,0736
95	11,3	1,6	2,2	43	4823	0,232	0,0733

$$\Delta U = \sqrt{3} \times 152 \text{ A} \times 0.005 \text{ Km} \times (0.321 \times \cos(36.64^\circ) + 0.0736 \times \sin(36.64^\circ)) \Omega$$

$$\Delta U = 0.396 \text{ V}$$

$$\Delta U_{\%} = \frac{\Delta U}{U} \times 100$$

$$\Delta U_{\%} = \frac{0.396 \text{ V}}{380 \text{ V}} \times 100$$

$$\Delta U_{\%} = 0.14\%$$

$$0.1\% < 5\% \rightarrow \text{verifica}$$

- Verificación por la corriente de cortocircuito

La corriente de proyecto es:  $I_t = I_B = 152 \text{ A}$

La corriente admisible del conductor es:  $I_{adm} = I_Z = 170 \text{ A}$

Elección de la corriente asignada del dispositivo de protección  $I_n$

## ComPact NSX100/160/250



Compact NSX160 (380/415 v)					
Calibre	Regulación Ir: 4 ajustes	3P 3d	3P 3d	3P 3d	3P 3d
TM 80 D	56 - 80 A	LV430313	LV430633	LV430843	LV430673
TM 100 D	10 - 100 A	LV430312	LV430632	LV430842	LV430672
TM 125 D	87,5 - 125 A	LV430311	LV430631	LV430841	LV430671
TM160 D	112 - 160 A	LV430310	LV430630	LV430840	LV430670

De la norma AEA página 1/83 seleccionamos el interruptor automático Compac-NSX160

Cálculo de la corriente de cortocircuito y verificación al cortocircuito de la sección adoptada

$$I_{kmax} = \frac{c \times U_n}{\sqrt{3} \times Z_k} = \frac{1.05 \times 380 \text{ V}}{\sqrt{3} \times 0.032 \Omega} = 7198 \text{ A}$$

A partir de la " $I_{kmax}$ " se determinará la capacidad de ruptura del órgano de protección

$$P_{cc} \geq I_{kmax}$$

$$36 \text{ KA} \geq 7.2 \text{ KA} \rightarrow \text{verifica}$$

Con un poder de corte de 36 KA

De la AEA se debe cumplir la siguiente condición

$$I_B \leq I_n \leq I_Z$$

Regulamos el interruptor a:

$$r = \frac{I_B}{I_n} = \frac{152 \text{ A}}{160 \text{ A}} = 0.95$$

$$152 \text{ A} \leq 152 \text{ A} \leq 170 \text{ A} \rightarrow \text{verifica}$$

Verificación de la actuación de la protección elegida contra sobrecarga

$$I_2 \leq 1.45 I_Z$$

$I_2$  = Intensidad de corriente de operación o disparo seguro de los interruptores automáticos

$$I_2 = 1.3 I_n = 1.3 \times 152A = 215.8 A$$

$$166 A \leq 1.45 \times 170$$

$$166 A \leq 246.5 A \rightarrow \textit{verifica}$$

Considerando el empleo de dispositivos de protección que presentan características de limitación de la corriente de cortocircuito, o con tiempos de apertura inferior a 0,1 s, la protección de los conductores queda asegurada si se cumple la siguiente expresión:

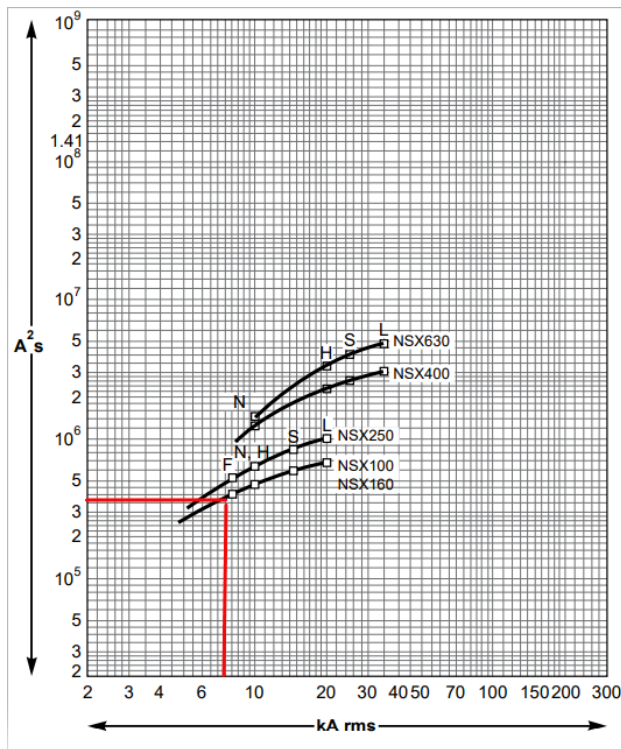
$$K^2 \times S^2 \geq I^2 \times t$$

$$K = 115 \rightarrow \textit{AEA (pag. 136)}$$

$$S = 70 \text{ mm}^2$$

$$K^2 \times S^2 = 115^2 \times 70^2 = 64.802.500 \approx 64 \times 10^6$$

Para obtener  $I^2 \times t$  haremos uso del siguiente gráfico que nos proporciona el fabricante



Como se observa en la gráfica anterior  $I^2 x t = 4x10^5$ , entonces:

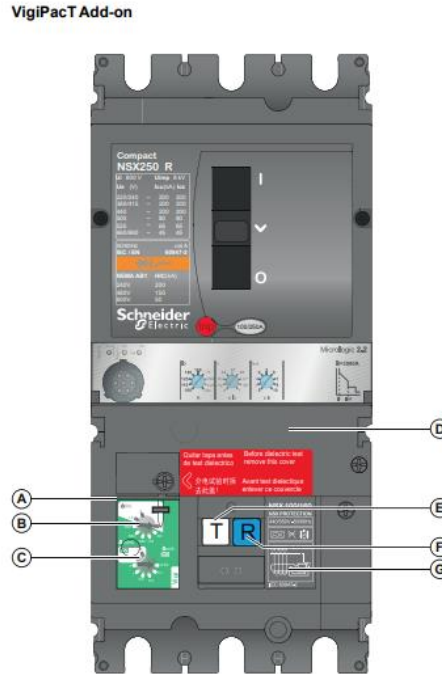
$$K^2 x S^2 \geq I^2 x t$$

$$64x10^6 \geq 4x10^5 \rightarrow \text{verifica}$$

Como vemos la energía térmica que soporta el conductor es superior que la energía que dejaría pasar el órgano de protección con lo cual el conductor quedaría adecuadamente protegido.

Adopción del protector diferencial

Adosaremos al interruptor termo-magnético NSX 160 ya seleccionado, una protección diferencial denominada VigiPact Add-on que junto al interruptor ya mencionado conforman un único bloque.



Deberemos ajustar la sensibilidad de la protección diferencial para una corriente de 300mA.

Disparo IΔn	0,03 A	0,1 A	0,3 A	0,5 A	1 A	3 A	10 A	30 A
-------------	--------	-------	-------	-------	-----	-----	------	------

### 3.2.3.2 Iluminación de la línea

Del catálogo de Prysmian seleccionaremos un conductor para la corriente previamente calculada

$$I_l = 2.53 A \angle - 53,13^\circ A$$

Sección nominal mm <sup>2</sup>	Método B1 y B2 Caño Embutido en pared Caño a la vista		Método C Bandeja no perforada o de fondo sólido		Método E Bandeja perforada	
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
1,5	14	13	17	15	19	16
2,5	20	17	23	21	26	22
4	26	23	31	28	35	30
6	33	30	40	36	44	37
10	45	40	55	50	61	52

- Verificación de la corriente admisible

Datos del conductor: Tetrapolar, Sección 1.5 mm<sup>2</sup>, corriente admisible 16 A

De la norma AEA el conductor debe verificar

$$I_{adm} > I_T$$

$I_{adm}$  = Corriente nominal del conductor aplicado los factores de corrección

$I_T$  = Corriente nominal de la carga

$$I_{adm} > I_T$$

$$16 A > 2.53 A$$

- Verificación por caída de tensión

De la norma AEA el conductor debe verificar

$$\Delta U_{\%} < 3\%$$

$$\Delta U = \sqrt{3}xI_n xLx(Rcos\varphi + Xsen\varphi)$$

L= longitud del conductor 25 m

R= resistencia por unidad de longitud

X= reactancia por unidad de longitud

$\Phi$ = factor de potencia de la carga

Sección nominal mm <sup>2</sup>	Diámetro del conductor mm	Espesor nominal de aislación mm	Espesor nominal de envoltura mm	Diámetro exterior aprox. mm	Masa aprox. Kg/km	Resistencia eléctrica máx. a 70°C y 50 Hz. ohm/km	Reactancia a 50 Hz. ohm/km
1,5	1,5	0,8	1,8	9,9	132	15,9	0,108
2,5	2	0,8	1,8	10,8	165	9,55	0,0995
4	2,5	1,0	1,8	12,7	234	5,92	0,0991
6	3	1,0	1,8	13,7	293	3,95	0,0901
10	3,9	1,0	1,8	15,6	410	2,29	0,0860
16	5,0	1,0	1,8	18,5	632	1,45	0,0813
25	7,1	1,2	1,8	24,0	1030	0,933	0,0780
35	8,3	1,2	1,8	26,5	1310	0,663	0,0760

$$\Delta U = \sqrt{3}x2.53Ax0.025Kmx(15.9xcos(25.84) + 0.108xsen(25.84)) \frac{\Omega}{Km}$$

$$\Delta U = 1.57 V$$

$$\Delta U_{\%} = \frac{\Delta U}{U} \times 100$$

$$\Delta U_{\%} = \frac{1.57 V}{380 V} \times 100$$

$$\Delta U_{\%} = 0.413 \%$$

$$1\% < 3\% \rightarrow \text{verifica}$$

- Verificación por la corriente de cortocircuito

Primeramente, debemos seleccionar el interruptor automático

La corriente de proyecto es:  $I_t = I_B = 2.53 A$

La corriente admisible del conductor es:  $I_{adm} = I_Z = 16 A$

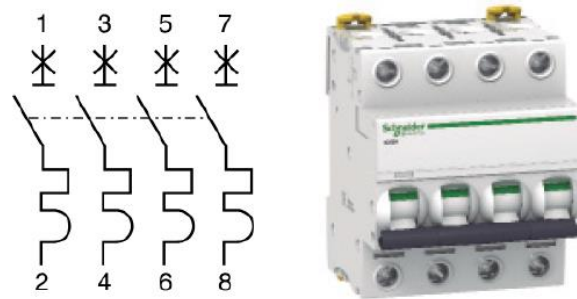
Elección de la corriente asignada del dispositivo de protección  $I_n$

Del catálogo de Schneider seleccionamos IC60N – 3A (pág. 141 MYCE)

### Características y Referencias Interruptores Termomagnéticos iC60N

Corriente alterna (CA) 50/60 Hz						
Poder de corte (Icu) según la norma IEC 60947-2						Poder de corte de servicio (Ics)
		Tensión (Ue)				
F/F (2P, 3P, 4P)		12 a 133 V	220 a 240 V	380 a 415 V	440 V	
F/N (1P, 1P+N)		12 a 60 V	100 a 133 V	220 a 240 V	–	
Ca- libre (In)	0,5 a 4 A	50 kA	50 kA	50 kA	25 kA	100 % de Icu
	6 a 63 A	36 kA	20 kA	10 kA	6 kA	75% de Icu





Calibre (In)	Referencias		
	Curva B	Curva C	Curva D
0.5 A	A9F73470	A9F74470	A9F75470
1 A	A9F73401	A9F74401	A9F75401
2 A	A9F73402	A9F74402	A9F75402
3 A	A9F73403	A9F74403	A9F75403
4 A	A9F73404	A9F74404	A9F75404

$$I_n = 3 \text{ A}$$

$$P_{cc} = 50 \text{ KA}$$

De la AEA se debe cumplir la siguiente condición:

$$I_B \leq I_n \leq I_Z$$

$$2.53A \leq 3A \leq 16A$$

Verificación de la actuación de la protección elegida contra sobrecarga

$$I_2 \leq 1.45I_Z$$

$I_2$  = Intensidad de corriente de operación o disparo seguro de los interruptores automáticos

$$I_2 = 1.3 I_n = 1.3 \times 3A = 3.9 \text{ A}$$

$$3.9 \text{ A} \leq 1.45 \times 16$$

$$3.9 A \leq 23.2A \rightarrow \text{verifica}$$

La " $I_{kmax}$ " es la misma que calculamos anteriormente

$$P_{cc} \geq I_{kmax}$$

$$50KA \geq 7.2 KA \rightarrow \text{verifica}$$

Considerando el empleo de dispositivos de protección que presentan características de limitación de la corriente de cortocircuito, o con tiempos de apertura inferior a 0,1 s, la protección de los conductores queda asegurada si se cumple la siguiente expresión:

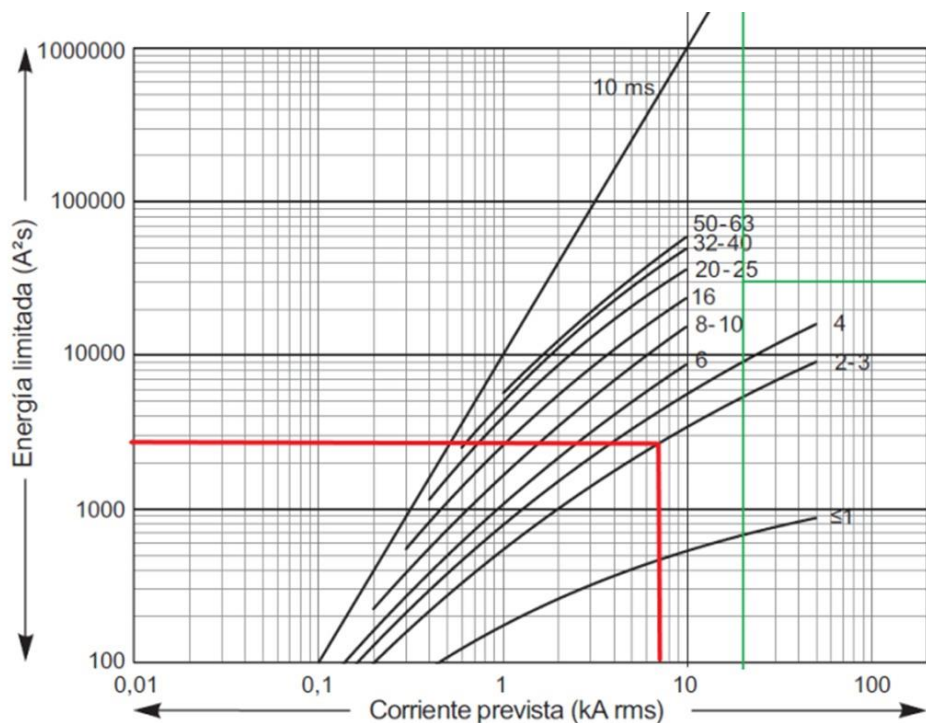
$$K^2 x S^2 \geq I^2 x t$$

$$K = 115 \rightarrow \text{AEA (pag. 136)}$$

$$S = 1.5 \text{ mm}^2$$

$$K^2 x S^2 = 115^2 x 1.5^2 = 29756$$

Para obtener  $I^2 x t$  haremos uso del siguiente gráfico que nos proporciona el fabricante



Como se observa en el cuadro anterior  $I^2 x t \approx 3000$ , entonces:

$$K^2 x S^2 \geq I^2 x t$$

$$29756 \geq 3000 \rightarrow \text{verifica}$$

- Verificación de la actuación del interruptor para un cortocircuito al final de la línea

La impedancia del transformador es:

$$Z_t = 0.008\Omega + j0.0309\Omega$$

La impedancia de la línea es:

$$R_{li} = 15.9 \frac{\Omega}{Km} x 0.025Km = 0.3975\Omega$$

$$X_{li} = 0.108 \frac{\Omega}{Km} x 0.025Km = 0.0027\Omega$$

$$Z_{li} = 0.3975\Omega + j0.0027\Omega$$

La impedancia al final de la línea de iluminación " $Z_{Ti}$ " es:

$$Z_{Ti} = Z_t + Z_{li}$$

$$Z_{Ti} = (0.008 + 0.3975)\Omega + (j0.0309 + j0.0027)\Omega$$

$$Z_{Ti} = 0.4055\Omega + j0.0336\Omega$$

$$Z_{Ti} = \sqrt{0.4055^2 + 0.0336^2}$$

$$Z_{Ti} = 0.4068\Omega$$

La " $I_{kmin}$ " al final de la línea es:

$$I_{kmin} = \frac{U_n}{\sqrt{3} x Z_{Ti}} = \frac{380 V}{\sqrt{3} x 0.4068 \Omega}$$

$$I_{kmin} = 539.31 A$$

$$\frac{I_{kmin}}{I_n} = \frac{539.31 A}{3 A} = 179,77$$


De las características vemos que para nuestro interruptor de curva C la zona de disparo rápido se encuentra para una corriente de cortocircuito de ocho veces la nominal, como la  $I_{kmin}$  nos dio un valor de  $179 I_n$ , nos estaría asegurando que la corriente de cortocircuito mínima se encuentra en la zona de disparo rápido del interruptor.

Características principales		
Según la norma IEC 60947-2		
Tensión asignada de aislamiento (Ui)		500 V CA
Grado de contaminación		3
Tensión asignada impulsional (Uimp)		6 kV
Disparo térmico	Temperatura de referencia	50 °C
Disparo magnético	Curva B	$4 I_n \pm 20\%$
	Curva C	$8 I_n \pm 20\%$
	Curva D	$12 I_n \pm 20\%$
Categoría de utilización		A
Según la norma IEC 60898-1		
Clase de limitación		3
Poder de corte y conexión nominal de un polo individual (Icn1)		$I_{cn1} = I_{cn}$

Como vemos el interruptor actúa en la zona de disparo rápido.

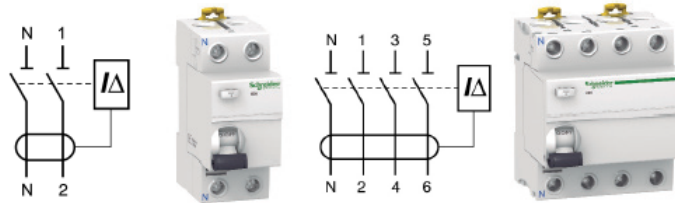
### Adopción del protector diferencial

Del manual y catálogo del electricista adoptaremos un interruptor diferencial de 25A con una sensibilidad de 300 mA.

Características principales (Tipo AC, A, SI)		
Según la norma IEC 60898-1		
Tensión asignada de aislamiento (Ui)		500 V CA
Grado de contaminación		3
Tensión asignada impulsional (Uimp)		6 kV
Poder de corte y conexión (Im/ImΔ)		1500 A
Resistencia a sobrecorriente (8/20 μs) sin disparo	Tipos AC y A (instantánea)	250 A
	Tipos AC, A (selectiva [s])	3 kA
	Tipo SI	3 kA
Corriente de cortocircuito nominal condicional (Icn/IΔc)	Con i C60N/H/L	Igual a el poder de corte de iC60
	Con fusible 	10.000 A

Tensión de funcionamiento (Ue): 2P 230-240V / 4P 400-415V

Frecuencia de empleo: 50/60 Hz



Tipo	Calibre (A)	Sensibilidad (mA)	Referencia	Ancho en módulos de 9 mm
Instantáneo Bipolar	16	10	A9R10216	4
	25		A9R10225	
	25		A9R71225	
	40		A9R71240	
	63	30	A9R71263	
	80		A9R11280	
	100		A9R11291	
	25		A9R74225	
	40	300	A9R74240	
	63		A9R74263	
	80		A9R14280	
	100		A9R14291	

### 3.2.3.3 Tomas corriente en los puestos de trabajo

Del catálogo de Prysmian seleccionaremos un conductor para la corriente previamente calculada

$$I_t = 17.1 \angle - 36.86^\circ A$$

Sección nominal mm <sup>2</sup>	Método B1 y B2 Caño Embutido en pared Caño a la vista		Método C Bandeja no perforada o de fondo sólido		Método E Bandeja perforada	
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
1,5	14	13	17	15	19	16
2,5	20	17	23	21	26	22
4	26	23	31	28	35	30
6	33	30	40	36	44	37
10	45	40	55	50	61	52

- Verificación de la corriente admisible

Datos del conductor: Tetrapolar, Sección 2.5 mm<sup>2</sup>, corriente admisible 22 A

De la norma AEA el conductor debe verificar

$$I_{adm} > I_T$$

$I_{adm}$  = Corriente nominal del conductor aplicado los factores de corrección

$I_T$  = Corriente nominal de la carga

$$I_{adm} > I_T$$

$$22 A > 17.1 A$$

- Verificación por caída de tensión

De la norma AEA el conductor debe verificar

$$\Delta U_{\%} < 5\%$$

$$\Delta U = \sqrt{3}xI_n xLx(R\cos\varphi + X\sen\varphi)$$

L= longitud del conductor 25 m

R= resistencia por unidad de longitud

X= reactancia por unidad de longitud

$\Phi$ = factor de potencia de la carga

Sección nominal mm <sup>2</sup>	Diámetro del conductor mm	Espesor nominal de aislación mm	Espesor nominal de envoltura mm	Diámetro exterior aprox. mm	Masa aprox. kg/km	Resistencia eléctrica máx. a 70°C y 50 Hz. ohm/km	Reactancia a 50 Hz. ohm/km
1,5	1,5	0,8	1,8	11	180	15,9	0,108
2,5	2	0,8	1,8	12	233	9,55	0,0995
4	2,5	1,0	1,8	15	337	5,92	0,0991
6	3	1,0	1,8	16	433	3,95	0,0901

$$\Delta U = \sqrt{3} \times 17.1 \text{ A} \times 0.025 \text{ Km} \times (9.55 \times \cos(36.86^\circ) + 0.0995 \times \sin(36.86^\circ)) \frac{\Omega}{\text{Km}}$$

$$\Delta U = 5.7 \text{ V}$$

$$\Delta U_{\%} = \frac{\Delta U}{U} \times 100$$

$$\Delta U_{\%} = \frac{5.7 \text{ V}}{380 \text{ V}} \times 100$$

$$\Delta U_{\%} = 1.5 \%$$

1.6 % < 5% → *verifica*

- Verificación por la corriente de cortocircuito

Primeramente, debemos seleccionar el interruptor automático

La corriente de proyecto es:  $I_t = I_B = 17.1 \text{ A}$

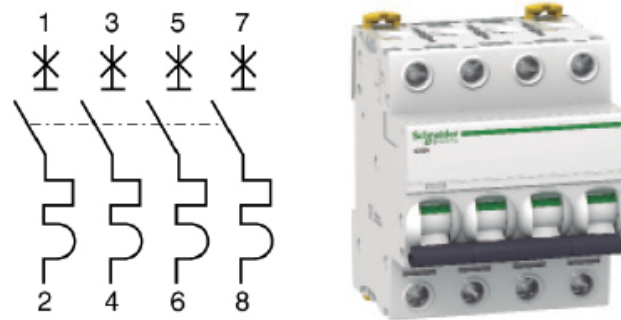
La corriente admisible del conductor es:  $I_{adm} = I_z = 22 \text{ A}$

Elección de la corriente asignada del dispositivo de protección  $I_n$

Del catálogo de Schneider seleccionamos IC60N – 20A (pág. 145 MYCE)

### Características y Referencias Interruptores Termomagnéticos iC60N

Corriente alterna (CA) 50/60 Hz						
Poder de corte (Icu) según la norma IEC 60947-2						Poder de corte de servicio (Ics)
		Tensión (Ue)				
F/F (2P, 3P, 4P)		12 a 133 V	220 a 240 V	380 a 415 V	440 V	
F/N (1P, 1P+N)		12 a 60 V	100 a 133 V	220 a 240 V	-	
Ca- libre (In)	0,5 a 4 A	50 kA	50 kA	50 kA	25 kA	100 % de Icu
	6 a 63 A	36 kA	20 kA	10 kA	6 kA	75% de Icu
Poder de corte (Icn) según la norma IEC 60898-1						



Calibre (In)	Referencias		
	Curva B	Curva C	Curva D
0.5 A	A9F73470	A9F74470	A9F75470
1 A	A9F73401	A9F74401	A9F75401
2 A	A9F73402	A9F74402	A9F75402
3 A	A9F73403	A9F74403	A9F75403
4 A	A9F73404	A9F74404	A9F75404
6 A	A9F73406	A9F74406	A9F75406
10 A	A9F73410	A9F74410	A9F75410
13 A	A9F73413	A9F74413	A9F75413
16 A	A9F73416	A9F74416	A9F75416
20 A	A9F73420	A9F74420	A9F75420

$$I_n = 20 \text{ A}$$

$$P_{cc} = 10 \text{ KA}$$

De la AEA se debe cumplir la siguiente condición

$$I_B \leq I_n \leq I_Z$$

$$17.1A \leq 20A \leq 22A$$

Verificación de la actuación de la protección elegida contra sobrecarga

$$I_2 \leq 1.45I_Z$$

$I_2$  = Intensidad de corriente de operación o disparo seguro de los interruptores automáticos

$$I_2 = 1.3 I_n = 1.3 \times 20A = 26 A$$

$$26 A \leq 1.45 \times 22$$



$$26 A \leq 31.9 A \rightarrow \text{verifica}$$

La “ $I_{kmax}$ ” es la misma que calculamos anteriormente

$$P_{cc} \geq I_{kmax}$$

$$10KA \geq 7,2 KA \rightarrow \text{verifica}$$

Considerando el empleo de dispositivos de protección que presentan características de limitación de la corriente de cortocircuito, o con tiempos de apertura inferior a 0,1 s, la protección de los conductores queda asegurada si se cumple la siguiente expresión:

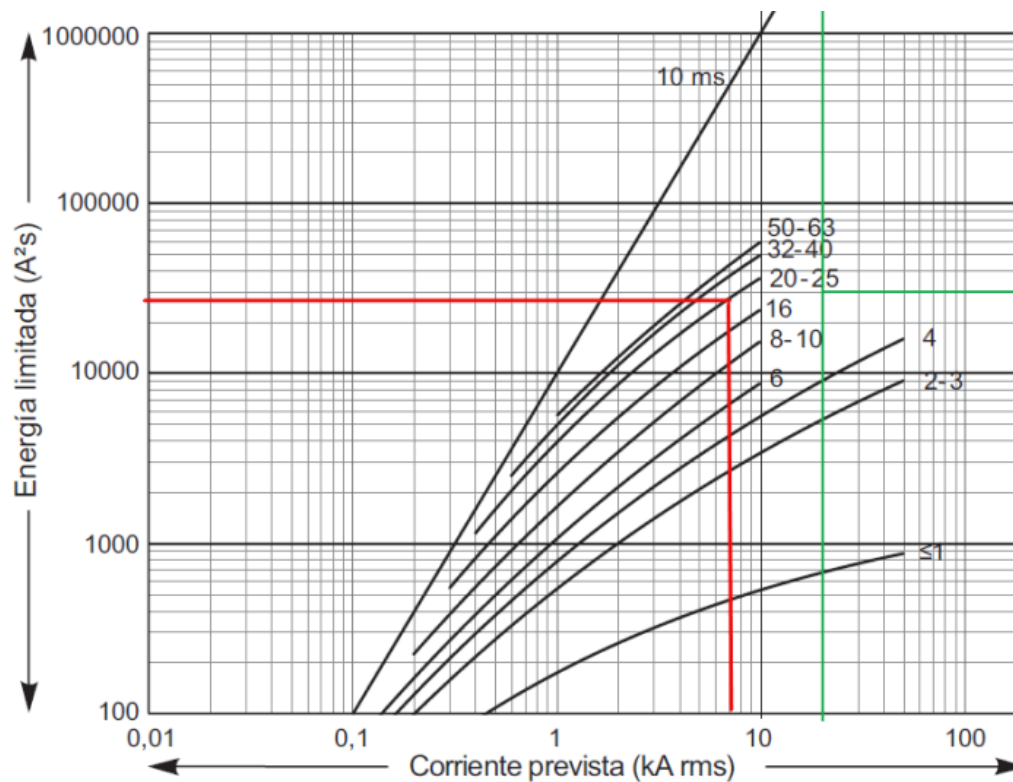
$$K^2 x S^2 \geq I^2 x t$$

$$K = 115 \rightarrow AEA \text{ (pag. 136)}$$

$$S = 2.5 \text{ mm}^2$$

$$K^2 x S^2 = 115^2 x 2.5^2 = 82656$$

Para obtener  $I^2 x t$  haremos uso del siguiente gráfico que nos proporciona el fabricante



Como se observa en el cuadro anterior  $I^2 x t \approx 30000$ , entonces:

$$K^2 x S^2 \geq I^2 x t$$

$$82656 \geq 30000 \rightarrow \text{verifica}$$

Como podemos ver la energía que deja pasar el órgano de protección es inferior a la que soporta el conductor.

- Verificación de la actuación del interruptor para un cortocircuito al principio de la línea

$$\frac{I_{kmax}}{I_n} = \frac{7198 A}{20 A} = 359.9$$

Como podemos ver la corriente de cortocircuito se encuentra dentro de la zona de actuación rápida.

- Verificación de la actuación del interruptor para un cortocircuito al final de la línea

La impedancia del transformador es:

$$Z_t = 0.008\Omega + j0.0309\Omega$$

La impedancia de la línea es:

$$R_{li} = 9.55 \frac{\Omega}{Km} x 0.025 Km = 0.2387\Omega$$

$$X_{li} = 0.0995 \frac{\Omega}{Km} x 0.025 Km = 0.00248\Omega$$

$$Z_{li} = 0.2387\Omega + j0.00248\Omega$$

La impedancia al final de la línea de iluminación " $Z_{Ti}$ " es:

$$Z_{Ti} = Z_t + Z_{li}$$

$$Z_{Ti} = (0.008 + 0.2387)\Omega + (j0.0309 + j0.00248)\Omega$$

$$Z_{Ti} = 0.2467\Omega + j0.0333\Omega$$

$$Z_{Ti} = \sqrt{0.2467^2 + 0.0333^2}$$

$$Z_{Ti} = 0.2489\Omega$$

La " $I_{kmin}$ " al final de la línea es:

$$I_{kmin} = \frac{U_n}{2 \times Z_{Ti}} = \frac{380 \text{ V}}{2 \times 0.2489 \Omega}$$

$$I_{kmin} = 763.3 \text{ A}$$

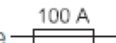
$$\frac{I_{kmin}}{I_n} = \frac{763.3 \text{ A}}{20 \text{ A}} = 38,16$$

Como podemos ver la corriente de cortocircuito se encuentra dentro de la zona de actuación rápida.

Características principales		
Según la norma IEC 60947-2		
Tensión asignada de aislamiento ( $U_i$ )		500 V CA
Grado de contaminación		3
Tensión asignada impulsional ( $U_{imp}$ )		6 kV
Disparo térmico	Temperatura de referencia	50 °C
Disparo magnético	Curva B	4 $I_n \pm 20\%$
	Curva C	8 $I_n \pm 20\%$
	Curva D	12 $I_n \pm 20\%$
Categoría de utilización		A
Según la norma IEC 60898-1		
Clase de limitación		3
Poder de corte y conexión nominal de un polo individual ( $I_{cn1}$ )		$I_{cn1} = I_{cn}$

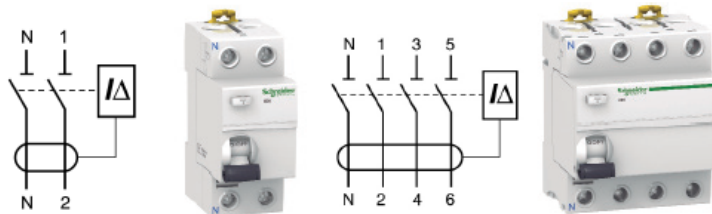
### Adopción del interruptor diferencial

Del manual y catálogo del electricista adoptaremos un interruptor diferencial se 25A con una sensibilidad de 300 mA.

Características principales (Tipo AC, A, SI)		
Según la norma IEC 60898-1		
Tensión asignada de aislamiento (Ui)	500 V CA	
Grado de contaminación	3	
Tensión asignada impulsional (Uimp)	6 kV	
Poder de cote y conexión (Im/ImΔ)	1500 A	
Resistencia a sobreintensidad (8/20 μs) sin disparo	Tipos AC y A (instantanea)	250 A
	Tipos AC, A (selectiva [s])	3 kA
	Tipo SI	3 kA
Corriente de cortocircuito nominal condicional (Inc/IΔc)	Con i C60N/H/L	Igual a el poder de corte de IC60
	Con fusible 	10.000 A

Tensión de funcionamiento (Ue): 2P 230-240V / 4P 400-415V

Frecuencia de empleo: 50/60 Hz



Tipo	Calibre (A)	Sensibilidad (mA)	Referencia	Ancho en módulos de 9 mm
Instantáneo Bipolar	16	10	A9R10216	4
	25		A9R10225	
	25		A9R71225	
	40	30	A9R71240	
	63		A9R71263	
	80		A9R11280	
	100		A9R11291	
	25	300	A9R74225	
	40		A9R74240	
	63		A9R74263	
	80		A9R14280	
	100		A9R14291	

### 3.2.3.4 Motor de la línea de producción

En este punto calcularemos la sección de los conductores y seleccionaremos los elementos de protección para el motor de la línea. Como la velocidad de la línea es variable acoplaremos además un variador de velocidad.

El esquema de conexión del circuito es de la siguiente manera: Interruptor termomagnético-interruptor diferencial -variador-motor.

En un cálculo previo obtuvimos que para mover la línea necesitaremos un motor de 0,5 hp. Del catálogo de motores siemens adoptamos.

$$I_m = 0,7 \angle - 36,86^\circ A$$

Del catálogo de conductores de baja tensión Prysmian adoptaremos un conductor igual o superior a la corriente nominal del motor.

Sección nominal mm <sup>2</sup>	Método B1 y B2 Caño Embutido en pared Caño a la vista		Método C Bandeja no perforada o de fondo sólido		Método E Bandeja perforada	
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
1,5	14	13	17	15	19	16
2,5	20	17	23	21	26	22
4	26	23	31	28	35	30
6	33	30	40	36	44	37

- Verificación de la corriente admisible

Datos del conductor: Tetrapolar, Sección 1.5 mm<sup>2</sup>, corriente admisible 16 A

De la norma AEA el conductor debe verificar

$$I_{adm} > I_T$$

$I_{adm}$  = Corriente nominal del conductor aplicado los factores de corrección

$I_T$  = Corriente nominal de la carga

$$I_{adm} > I_T$$

$$16 A > 0.7 A$$

- Verificación por caída de tensión

De la norma AEA el conductor debe verificar

$$\Delta U_{\%} < 5\%$$

$$\Delta U = \sqrt{3} x I_n x L x (R \cos \varphi + X \sin \varphi)$$

Sección nominal mm <sup>2</sup>	Diámetro del conductor mm	Espesor nominal de aislación mm	Espesor nominal de envoltura mm	Diámetro exterior aprox. mm	Masa aprox. Kg/km	Resistencia eléctrica máx. a 70°C y 50 Hz. ohm/km	Reactancia a 50 Hz. ohm/km
1,5	1,5	0,8	1,8	9,9	132	15,9	0,108
2,5	2	0,8	1,8	10,8	165	9,55	0,0995
4	2,5	1,0	1,8	12,7	234	5,92	0,0991
6	3	1,0	1,8	13,7	293	3,95	0,0901
10	3,9	1,0	1,8	15,6	410	2,29	0,0860
16	5,0	1,0	1,8	18,5	632	1,45	0,0813

$$\Delta U = \sqrt{3} x 0.7 A x 0.005 K m x (15.9 x \cos(36.86^\circ) + 0.108 x \sin(36.86^\circ)) \frac{\Omega}{K m}$$

$$\Delta U = 0.077 V$$

$$\Delta U_{\%} = \frac{\Delta U}{U} x 100$$

$$\Delta U_{\%} = \frac{0.077 V}{380 V} x 100$$

$$\Delta U_{\%} = 0.02 \%$$

$$0.02\% < 5\% \rightarrow \text{verifica}$$

- Verificación por la corriente de cortocircuito

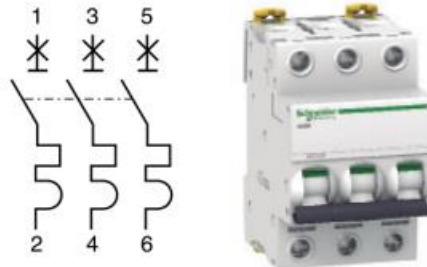
Primeramente, debemos seleccionar el interruptor automático

La corriente de proyecto es:  $I_t = I_B = 1,4 A$

La corriente admisible del conductor es:  $I_{adm} = I_Z = 16 \text{ A}$

Elección de la corriente asignada del dispositivo de protección  $I_n$

**Tripolar 42kA 120 Vca a 10kA 440 Vca (50/60 Hz) –  
(15kA  $\leq$  180Vcc)**



Calibre (In)	Referencias		
	Curva B	Curva C	Curva D
0.5 A	A9F73370	A9F74370	A9F75370
1 A	A9F73301	A9F74301	A9F75301
2 A	A9F73302	A9F74302	A9F75302
3 A	A9F73303	A9F74303	A9F75303

Del catálogo de Schneider seleccionamos iC60H-2A Curva C

$$I_n = 2 \text{ A}$$

$$P_{cc} = 10 \text{ KA}$$

De la AEA se debe cumplir la siguiente condición

$$I_B \leq I_n \leq I_Z$$

$$1.4A \leq 2A \leq 16A$$

Verificación de la actuación de la protección elegida contra sobrecarga

$$I_2 \leq 1,45I_Z$$

$I_2$  = Intensidad de corriente de operación o disparo seguro de los interruptores automáticos

$$I_2 = 1,3 I_n = 1,3 \times 2A = 1,3 A$$

$$1,3 A \leq 1,45 \times 16$$

$$1,3 A \leq 23,2 A \rightarrow \text{verifica}$$

La “ $I_{kmax}$ ” es la misma que calculamos anteriormente

$$P_{cc} \geq I_{kmax}$$

$$10KA \geq 7,2 KA \rightarrow verifica$$

Considerando el empleo de dispositivos de protección que presentan características de limitación de la corriente de cortocircuito, o con tiempos de apertura inferior a 0,1 s, la protección de los conductores queda asegurada si se cumple la siguiente expresión:

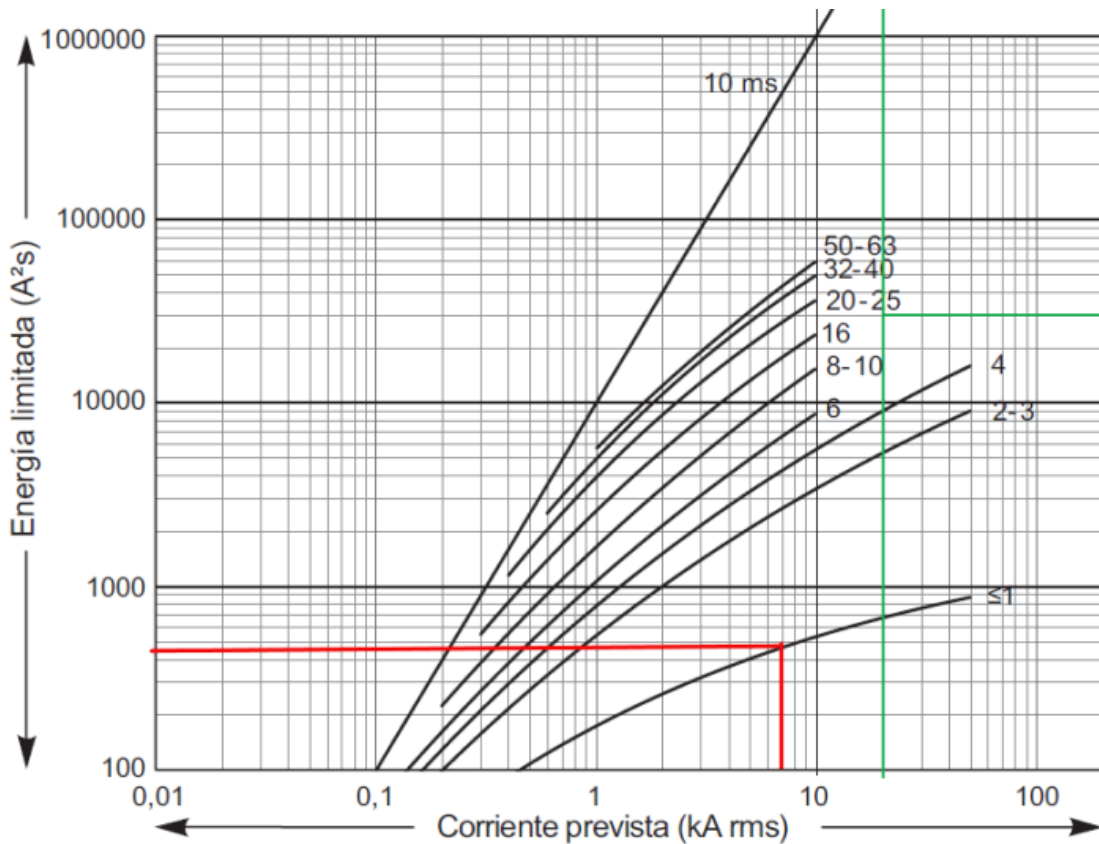
$$K^2 x S^2 \geq I^2 x t$$

$$K = 115 \rightarrow AEA (pag. 136)$$

$$S = 1.5 mm^2$$

$$K^2 x S^2 = 115^2 x 1.5^2 = 29756$$

Para obtener  $I^2 x t$  haremos uso del siguiente gráfico que nos proporciona el fabricante





Como se observa en el cuadro anterior  $I^2 x t = 400$ , entonces:

$$K^2 x S^2 \geq I^2 x t$$

$$29756 \geq 400 \rightarrow \text{verifica}$$

- Verificación de la actuación del interruptor para un cortocircuito al principio de la línea

$$\frac{I_{kmax}}{I_n} = \frac{7198 A}{1 A} = 7198$$

Como podemos ver la corriente de cortocircuito se encuentra dentro de la zona de actuación rápida.

- Verificación de la actuación del interruptor para un cortocircuito al final de la línea

La impedancia del transformador es:

$$Z_t = 0.008\Omega + j0.0309\Omega$$

La impedancia de la línea es:

$$R_{li} = 15.9 \frac{\Omega}{Km} x 0.005Km = 0.0795 \Omega$$

$$X_{li} = 0.108 \frac{\Omega}{Km} x 0.005Km = 0.00054\Omega$$

$$Z_{li} = 0.0795\Omega + j0.00054\Omega$$

La impedancia al final de la línea de iluminación " $Z_{Ti}$ " es:

$$Z_{Ti} = Z_t + Z_{li}$$

$$Z_{Ti} = (0.008 + 0.0795)\Omega + (j0.0309 + j0.00054)\Omega$$

$$Z_{Ti} = 0.0875\Omega + j0.03144\Omega$$

$$Z_{Ti} = \sqrt{0.0875^2 + 0.03144^2}$$

$$Z_{Ti} = 0.093\Omega$$

La " $I_{kmin}$ " al final de la línea es:

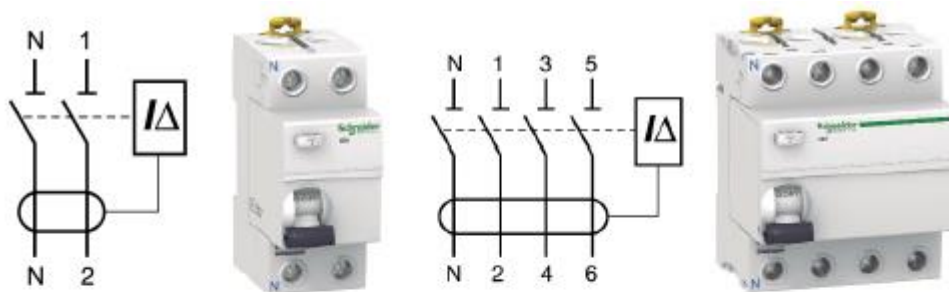
$$I_{kmin} = \frac{U_n}{\sqrt{3} x Z_{Ti}} = \frac{380 V}{\sqrt{3} x 0.093 \Omega}$$

$$I_{kmin} = 2359 A$$

$$\frac{I_{kmin}}{I_n} = \frac{2359 A}{1 A} = 2359$$

Adopción del interruptor diferencial

Como en este caso es un motor, debemos utilizar un interruptor diferencial súper inmunizado SI que tiene las propiedades de no actuar ante los ruidos que generan los motores en las líneas haciendo que los interruptores diferenciales comunes, actúen de manera inesperada.



Tipo	Calibre (A)	Sensibilidad (mA)	Referencia	Ancho en módulos de 9 mm
Instantáneo Clase Asi Selectivo Bipolare	40	300	A9R35240	4
	63		A9R35263	
	100		A9R35291	
Instantáneo Clase Asi Selectivo Tetrapolar	40		A9R35440	8
	63	A9R35463		
	80	A9R35480		
	100	A9R35491		

- Adopción del variador de velocidad

Del catálogo de SCHNEIDER seleccionamos un variador de velocidad para el motor de la línea.



## VARIADOR 3F 380VAC 0,75KW 1HP

ATV310H075N4E

### Principal

Rango de producto	Easy Altivar 310L
Tipo de producto o componente	Variador velocidad variable
Aplicación específica producto	Máquina simple
Estilo de conjunto	With heat sink
Modelo de dispositivo	ATV310
Número de red de fases	Trifásica
[Us] tensión de alimentación nominal	380...460 V - 15...10 %
Potencia del motor en kW	0,75 kW
Potencia del motor en CV	1 hp

### 3.2.3.5 Circuito de aire comprimido

Del catálogo de conductores de baja tensión Prysmian adoptaremos un conductor igual o superior a la corriente nominal del motor.

$$I_c = 106.25 \angle - 36.86^\circ$$

Sección nominal mm <sup>2</sup>	Método B1 y B2 Caño Embutido en pared Caño a la vista		Método C Bandeja no perforada o de fondo sólido		Método E Bandeja perforada	
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
1,5	14	13	17	15	19	16
2,5	20	17	23	21	26	22
4	26	23	31	28	35	30
6	33	30	40	36	44	37
10	45	40	55	50	61	52
16	60	54	74	66	82	70
25	78	70	97	84	104	88
35	97	86	120	104	129	110
50	-	103	146	125	157	133
70	-	130	185	160	202	170
95	-	156	224	194	245	207

- Verificación de la corriente admisible

Datos del conductor: Tetrapolar, Sección 35 mm<sup>2</sup>, corriente admisible 110 A

De la norma AEA el conductor debe verificar

$$I_{adm} > I_T$$

$I_{adm}$  = Corriente nominal del conductor aplicado los factores de corrección

$I_T$  = Corriente nominal de la carga

$$I_{adm} > I_T$$

$$110A > 106.25 A$$

- Verificación por caída de tensión

De la norma AEA el conductor debe verificar

$$\Delta U_{\%} < 5\%$$

$$\Delta U = \sqrt{3} \times I_n \times L \times (R \cos\phi + X \sin\phi)$$

L= longitud del conductor 5 m

R= resistencia por unidad de longitud

X= reactancia por unidad de longitud

$\Phi$ = factor de potencia de la carga

Sección nominal	Diámetro del conductor	Espesor nominal de aislación	Espesor nominal de envoltura	Diámetro exterior aprox.	Masa aprox.	Resistencia eléctrica máx. a 70°C y 50 Hz.	Reactancia a 50 Hz.
mm <sup>2</sup>	mm	mm	mm	mm	kg/km	ohm/km	ohm/km
1,5	1,5	0,8	1,8	10	152	15,9	0,108
2,5	2	0,8	1,8	11	195	9,55	0,09995
4	2,5	1,0	1,8	13	280	5,92	0,0991
6	3	1,0	1,8	15	356	3,95	0,0901
10	3,9	1,0	1,8	17	509	2,29	0,0860
16	5,0	1,0	1,8	20	786	1,45	0,0813
25	7,1	1,2	1,8	26	1270	0,933	0,0780
35	8,3	1,2	1,8	28,5	1630	0,663	0,0760
50	8,1	1,4	1,8	30	2075	0,464	0,0777
70	10,9	1,4	2,0	30	2365	0,321	0,0736
95	12,7	1,6	2,1	33	3208	0,232	0,0733

$$\Delta U = \sqrt{3} \times 106.25 \times 0.01 \text{ Km} \times (0.663 \times \cos(36.86^\circ) + 0.076 \times \sin(36.86^\circ)) \frac{\Omega}{\text{Km}}$$

$$\Delta U = 1.06 \text{ V}$$

$$\Delta U_{\%} = \frac{\Delta U}{U} \times 100$$

$$\Delta U_{\%} = \frac{1.06 \text{ V}}{380 \text{ V}} \times 100$$

$$\Delta U_{\%} = 0.2 \%$$

0.2 % < 5% → *verifica*

- Verificación por caída de tensión crítica

$$\Delta U = \sqrt{3} \times I_n \times L \times (R \cos \varphi + X \sin \varphi)$$

$$I_{Ac}' = \frac{I_{Ac}}{3} = \frac{743.75}{3} = 247.91 \angle -36.86^\circ$$

$$\Delta U = \sqrt{3} \times 247.91 \times 0.01 \text{ Km} \times (0.663 \times \cos(36.86^\circ) + 0.076 \times \sin(36.86^\circ)) \frac{\Omega}{\text{Km}}$$

$$\Delta U = 2.47 \text{ V}$$

$$\Delta U_{\%} = \frac{\Delta U}{U} \times 100$$

$$\Delta U_{\%} = \frac{2.47 \text{ V}}{380 \text{ V}} \times 100$$

$$\Delta U_{\%} = 0.65 \%$$

$$0.65 \% < 5\% \rightarrow \text{verifica}$$

- Verificación por la corriente de cortocircuito

Primeramente, debemos seleccionar el interruptor automático

La corriente de proyecto es:  $I_t = I_B = 106.25 \text{ A}$

La corriente admisible del conductor es:  $I_{adm} = I_z = 110 \text{ A}$

Elección de la corriente asignada del dispositivo de protección  $I_n$

Del catálogo de Schneider seleccionamos C120H-125

**Tripolar 20kA 220 Vca a 6kA 440 Vca 50/60 Hz – (10kA  $\leq$  375Vcc)**



Calibre (In)	Referencias		
	Curva B	Curva C	Curva D
63 A	A9N18348	A9N18364	A9N18386
80 A	A9N18349	A9N18365	A9N18387
100 A	A9N18350	A9N18367	A9N18388
125 A	A9N18351	A9N18369	A9N18389
Ancho en módulos de 9 mm	9		

$$I_n = 125 \text{ A}$$

$$P_{cc} = 10 \text{ KA}$$

De la AEA se debe cumplir la siguiente condición

$$I_B \leq I_n \leq I_Z$$

$$106.25 A \leq 125 \leq 110A \rightarrow \text{no verifica}$$

Como no verifica debemos seleccionar de la tabla de conductores el inmediato superior

$$S = 50 \text{ mm}^2$$

$$I_{adm} = 133 A$$

$$I_B \leq I_n \leq I_Z$$

$$106.25 A \leq 125A \leq 133A \rightarrow \text{verifica}$$

Verificación de la actuación de la protección elegida contra sobrecarga

$$I_2 \leq 1.45I_Z$$

$I_2$  = Intensidad de corriente de operación o disparo seguro de los interruptores automáticos

$$I_2 = 1.3 I_n = 1.3 \times 125A = 162.5 A$$

$$162.5 A \leq 1.45 \times 133$$

$$162.5 A \leq 192.85 A \rightarrow \text{verifica}$$

La " $I_{kmax}$ " es la misma que calculamos anteriormente

$$P_{cc} \geq I_{kmax}$$

$$10KA \geq 7.2 KA \rightarrow \text{verifica}$$

Considerando el empleo de dispositivos de protección que presentan características de limitación de la corriente de cortocircuito, o con tiempos de apertura inferior a 0,1 s, la protección de los conductores queda asegurada si se cumple la siguiente expresión:

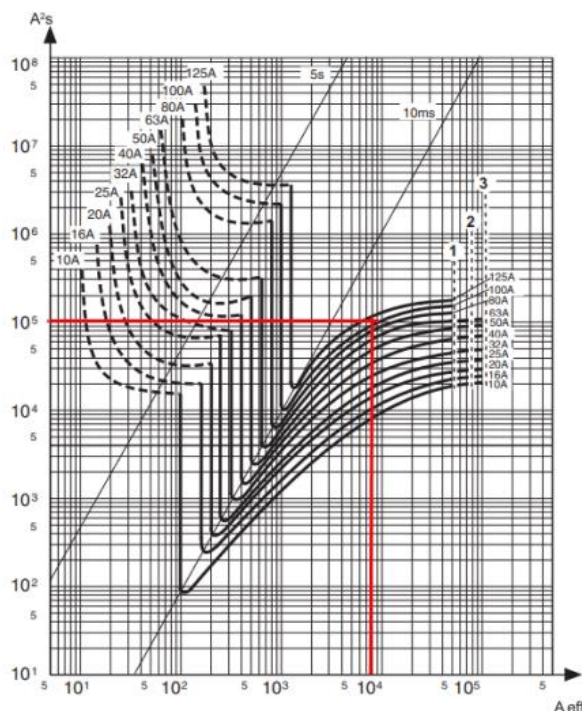
$$K^2 \times S^2 \geq I^2 \times t$$

$$K = 115 \rightarrow \text{AEA (pag. 136)}$$

$$S = 50 \text{ mm}^2$$

$$K^2 \times S^2 = 115^2 \times 50^2 = 33062500$$

Para obtener  $I^2 \times t$  haremos uso del siguiente gráfico que nos proporciona el fabricante



Como se observa en el gráfico anterior  $I^2 \times t = 10^5$ , entonces:

$$K^2 \times S^2 \geq I^2 \times t$$

$$33062500 \geq 10^5 \rightarrow \text{verifica}$$

Como podemos ver la energía que deja pasar el órgano de protección es inferior a la que soporta el conductor.

- Verificación de la actuación del interruptor para un cortocircuito al principio de la línea

$$\frac{I_{kmax}}{I_n} = \frac{7198 \text{ A}}{125 \text{ A}} = 57.6$$

Como podemos ver la corriente de cortocircuito se encuentra dentro de la zona de actuación rápida.

- Verificación de la actuación del interruptor para un cortocircuito al final de la línea

La impedancia del transformador es:

$$Z_t = 0.008\Omega + j0.0309\Omega$$



La impedancia de la línea es:

$$R_{li} = 0.464 \frac{\Omega}{Km} \times 0.01 Km = 0.00464 \Omega$$

$$X_{li} = 0.0777 \frac{\Omega}{Km} \times 0.01 Km = 0.000777 \Omega$$

$$Z_{li} = 0.00464 \Omega + j0.000777 \Omega$$

La impedancia al final de la línea de iluminación “ $Z_{Ti}$ ” es:

$$Z_{Ti} = Z_t + Z_{li}$$

$$Z_{Ti} = (0.008 + 0.00464) \Omega + (j0.0309 + j0.00777) \Omega$$

$$Z_{Ti} = 0.01264 \Omega + j0.0386 \Omega$$

$$Z_{Ti} = \sqrt{0.01264^2 + 0.0386^2}$$

$$Z_{Ti} = 0.0406 \Omega$$

La “ $I_{kmin}$ ” al final de la línea es:

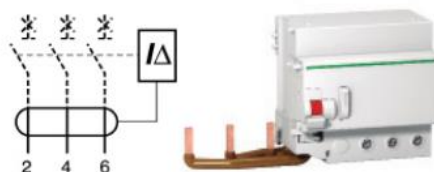
$$I_{kmin} = \frac{U_n}{\sqrt{3} \times Z_{Ti}} = \frac{380 V}{\sqrt{3} \times 0.0406 \Omega}$$

$$I_{kmin} = 5403.77 A$$

$$\frac{I_{kmin}}{I_n} = \frac{5403.77 A}{125 A} = 43.23$$

Adopción del interruptor diferencial

Vigi C120 Tripolar - 230/415 V CA 50/60 Hz



Vigi C120 Tripolar			
Tipo	Calibre (A)	Sensibilidad (mA)	Referencia
Tipo AC	125	30	A9N18566
		300	A9N18567
		300 [s]	A9N18546
Tipo A	125	30	A9N18575
		300	A9N18576
		500	A9N18577
Tipo A-SI	125	30	A9N18594
		300	A9N18595
		300 [s]	A9N18558

- Adopción del variador de velocidad

Del manual de Myces en la página 735, adoptamos el altivar 930 para una potencia de 125 HP

# **Capítulo 4**

## **Conclusiones finales**

## Capítulo 4 – Conclusión

A lo largo de este trabajo, hemos explorado los diferentes aspectos que influyen en el diseño de una línea de producción, desde la selección de equipos y maquinarias hasta la distribución del espacio y la organización del flujo de trabajo.

Hemos aprendido que una buena planificación y diseño de la línea de producción puede llevar a una serie de beneficios, como la reducción de costos, la mejora de la calidad del producto, la disminución de los tiempos de ciclo y la optimización de los recursos disponibles. Además, una línea de producción bien diseñada puede adaptarse a cambios en la demanda del mercado y garantizar la flexibilidad necesaria para hacer frente a los desafíos y oportunidades futuros.

Es importante destacar que el diseño de una línea de producción no es un proceso estático, sino que requiere una evaluación y mejora continua. Las nuevas tecnologías, los avances en la automatización y las nuevas demandas del mercado pueden requerir ajustes y actualizaciones en el diseño de la línea de producción a lo largo del tiempo.

En definitiva, la optimización de una línea de producción es fundamental para el éxito de una empresa en términos de eficiencia, calidad y competitividad. Mediante la aplicación de principios de ingeniería, análisis de datos y enfoques sistemáticos, se pueden lograr mejoras significativas en la productividad y el rendimiento general de la línea de producción.

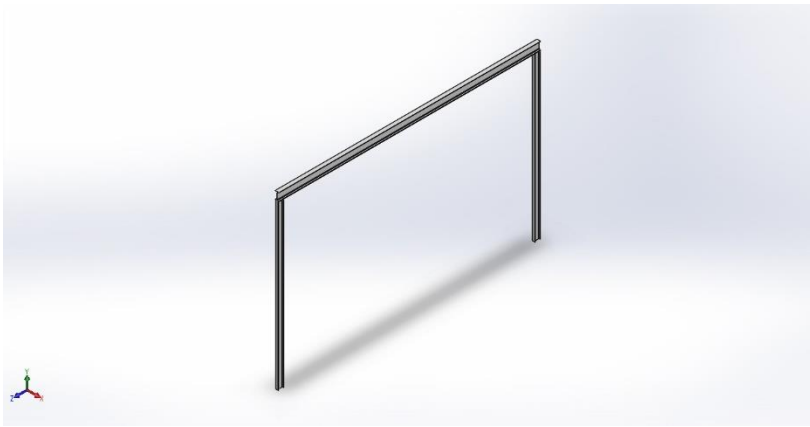
El desarrollo de este proyecto nos permitió ubicarnos en cuanto al grado de complejidad que requiere iniciar algo desde cero. Si bien varias aristas de lo realizado son mejorables, los objetivos propuestos fueron alcanzados satisfactoriamente. Durante este proceso hemos refrescado conocimientos adquiridos en distintas asignaturas a lo largo de la carrera y pudimos implementarlas en un trabajo integrador.

## **Universidad Tecnológica Nacional**



Facultad Regional Venado Tuerto – Ingeniería Electromecánica

**2023**



# Simulación de análisis solido completo

**Fecha:** jueves, 29 de junio de 2023

**Diseñador:** Solidworks

**Nombre de estudio:** Análisis estático 1

**Tipo de análisis:** Análisis estático

## Descripción

No hay datos

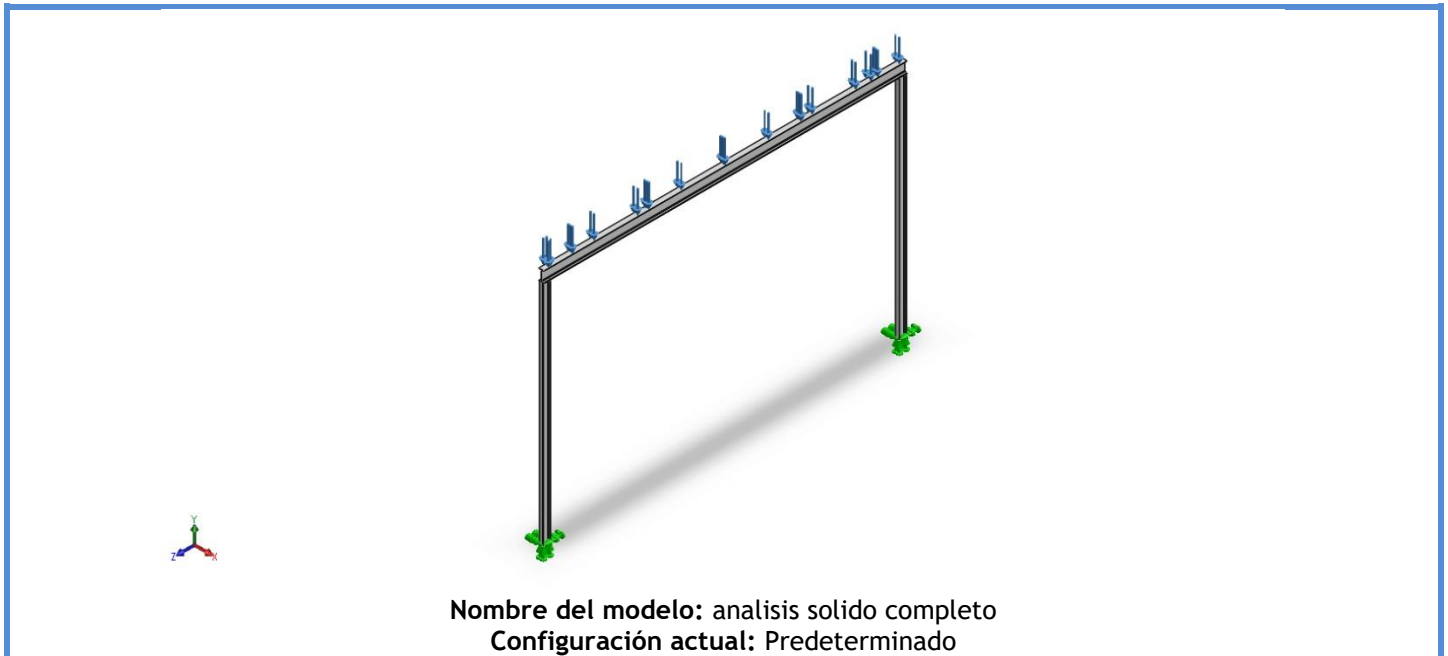
## Tabla de contenidos

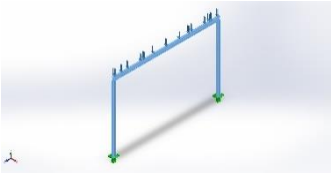
Descripción.....	1
Suposiciones .....	2
Información de modelo.....	2
Propiedades de estudio .....	3
Unidades.....	3
Propiedades de material .....	4
Cargas y sujeciones .....	4
Información de malla .....	5
Fuerzas resultantes .....	6
Resultados del estudio .....	7



# Suposiciones

## Información de modelo



Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
<p>Simetría1</p> 	Sólido	Masa:71,2105 kg Volumen:0,0090714 m <sup>3</sup> Densidad:7.850 kg/m <sup>3</sup> Peso:697,863 N	C:\Users\nicol\OneDrive\Desktop\proyecto final\estructura nueva\estudio de esfuerzos\prueba nueva\ analisis solido completo.SLDPRT Mar 8 15:17:39 2022



## Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\nicol\OneDrive\Desktop\proyecto final\estructura nueva\estudio de esfuerzos\prueba nueva)

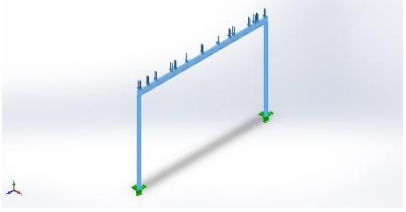
## Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>

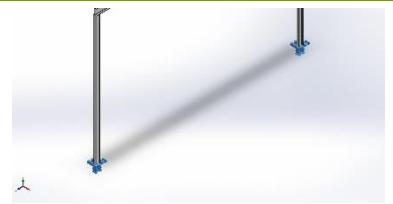


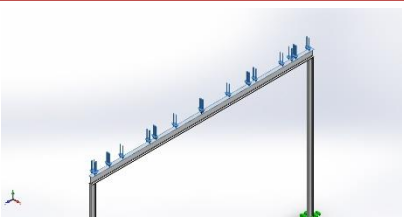


## Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: ipn 120                      Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal                      Criterio de error predeterminado: Desconocido                      Límite de tracción: 2,6e+08 N/m<sup>2</sup>                      Módulo elástico: 2,1e+11 N/m<sup>2</sup>                      Coeficiente de Poisson: 0,296                      Densidad: 7.850 kg/m<sup>3</sup>                      Módulo cortante: 3,189e+08 N/m<sup>2</sup></p>	Sólido 1(Simetría1)(análisis sólido completo)
Datos de curva:N/A		

## Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		<p>Entidades: 2 cara(s)                      Tipo: Geometría fija</p>		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	134,41	5.995,71	0,196411	5.997,21
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		<p>Entidades: 1 cara(s)                      Tipo: Aplicar fuerza normal                      Valor: 6.000 N</p>



## Información de malla

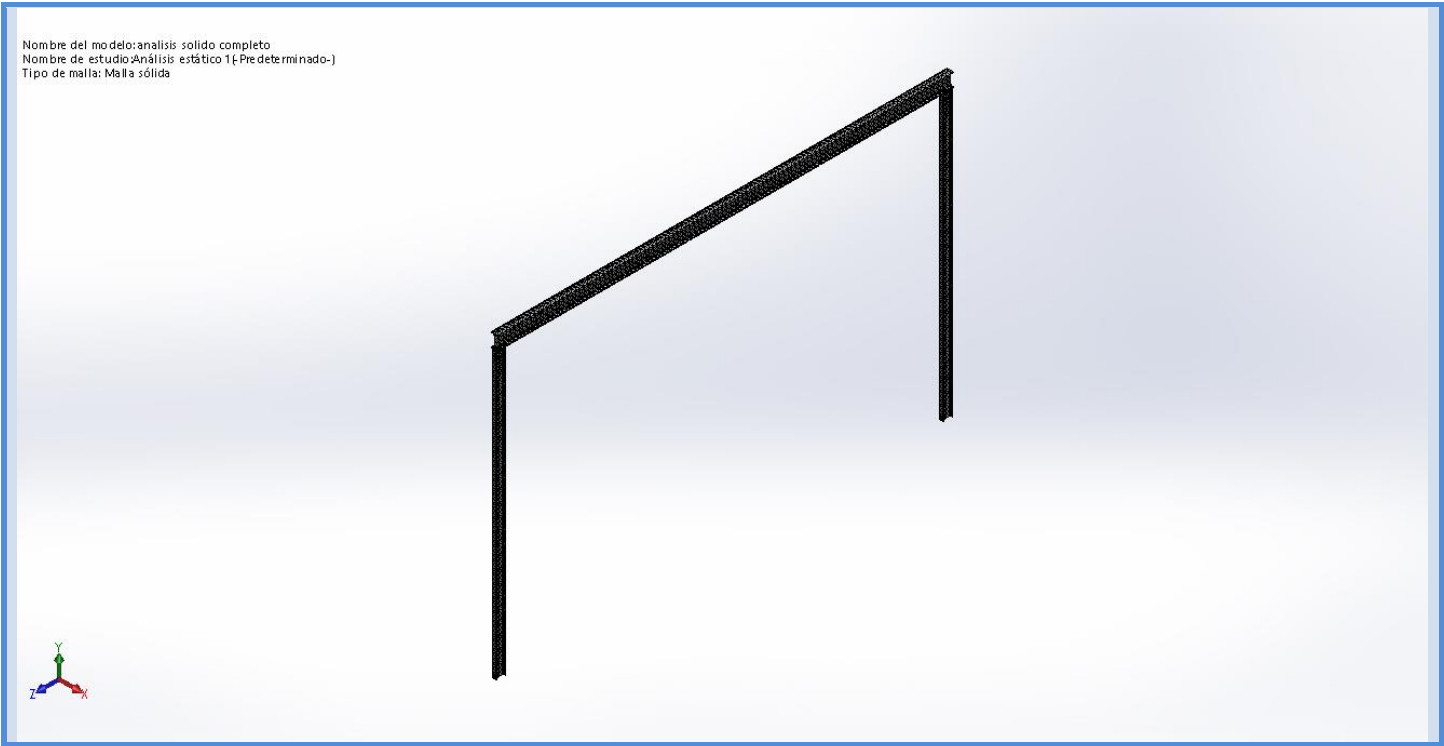
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	35,9411 mm
Tolerancia	1,79706 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

## Información de malla - Detalles

Número total de nodos	31280
Número total de elementos	15395
Cociente máximo de aspecto	35,449
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	2,5
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	17,5
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:06
Nombre de computadora:	



Nombre del modelo: analisis\_solido\_completo  
Nombre de estudio: Análisis estático 1{-Pre-determinado-}  
Tipo de malla: Malla sólida



## Fuerzas resultantes

### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	134,41	5.995,71	0,196411	5.997,21

### Momentos de reacción

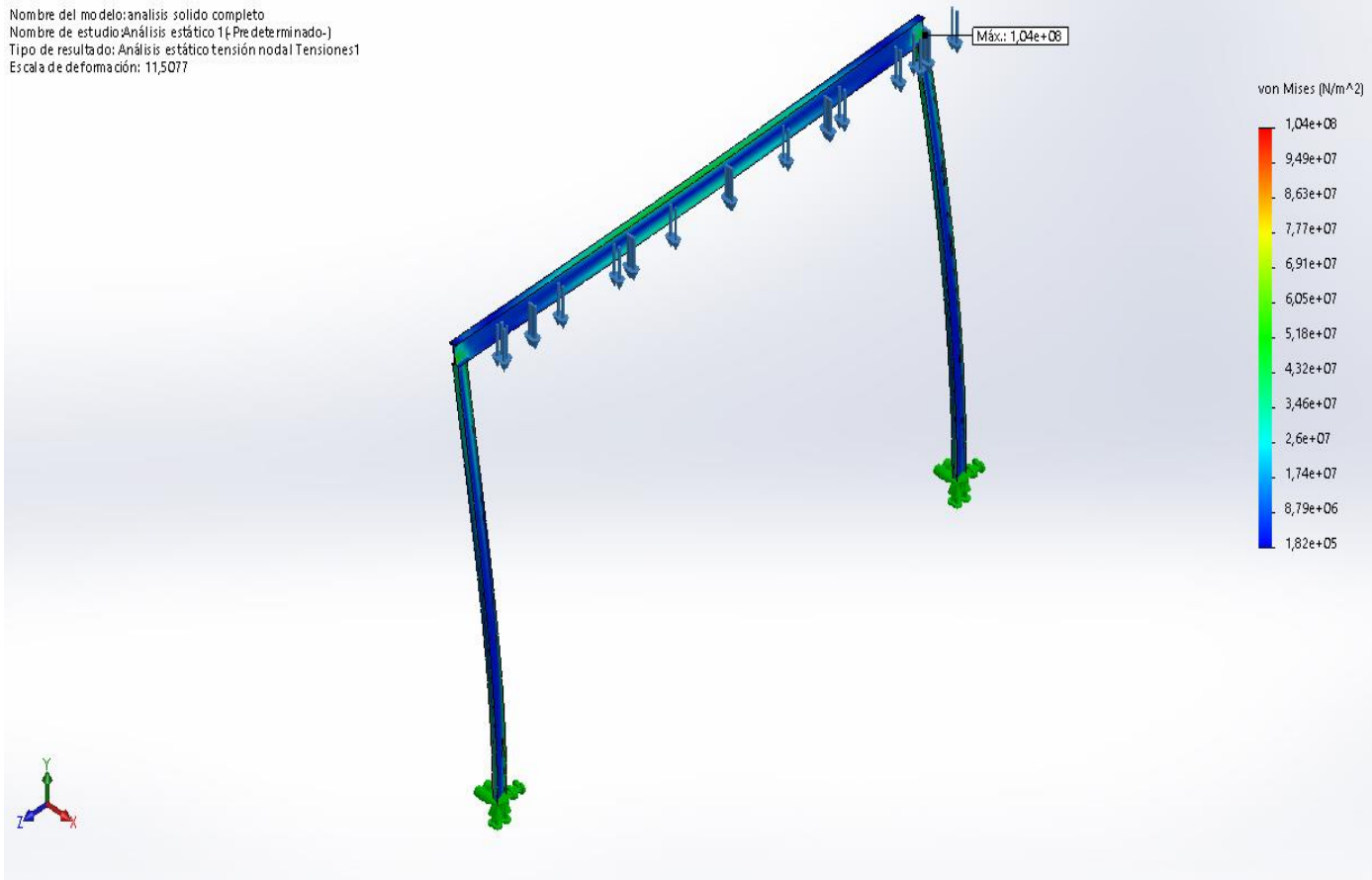
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0



## Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	1,82e+05 N/m <sup>2</sup> Nodo: 2592	1,04e+08 N/m <sup>2</sup> Nodo: 27456

Nombre del modelo: analisis solido completo  
Nombre de estudio: Análisis estático 1-Pre determinado-)  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
Escala de deformación: 11,5077

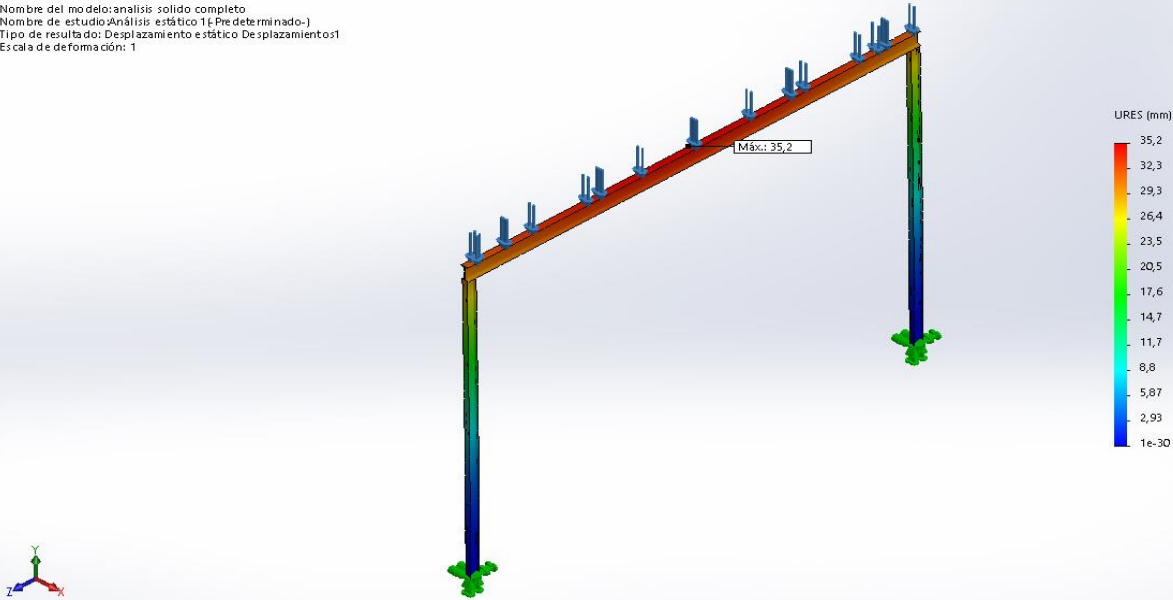


analisis solido completo-Análisis estático 1-Tensiones-Tensiones1



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0mm Nodo: 2642	35,2 mm Nodo: 1490

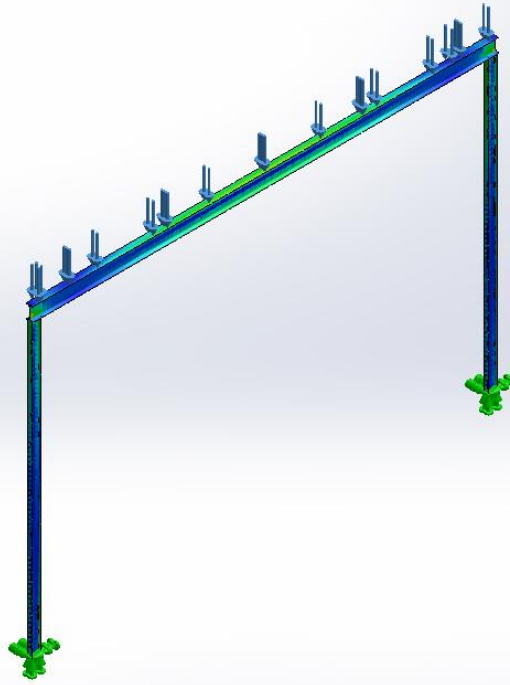
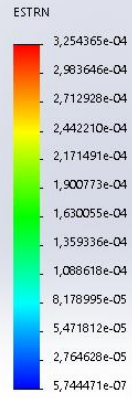
Nombre del modelo: analisis solido completo  
Nombre de estudio: Análisis estático 1; Pre determinado.)  
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1  
Escala de deformación: 1



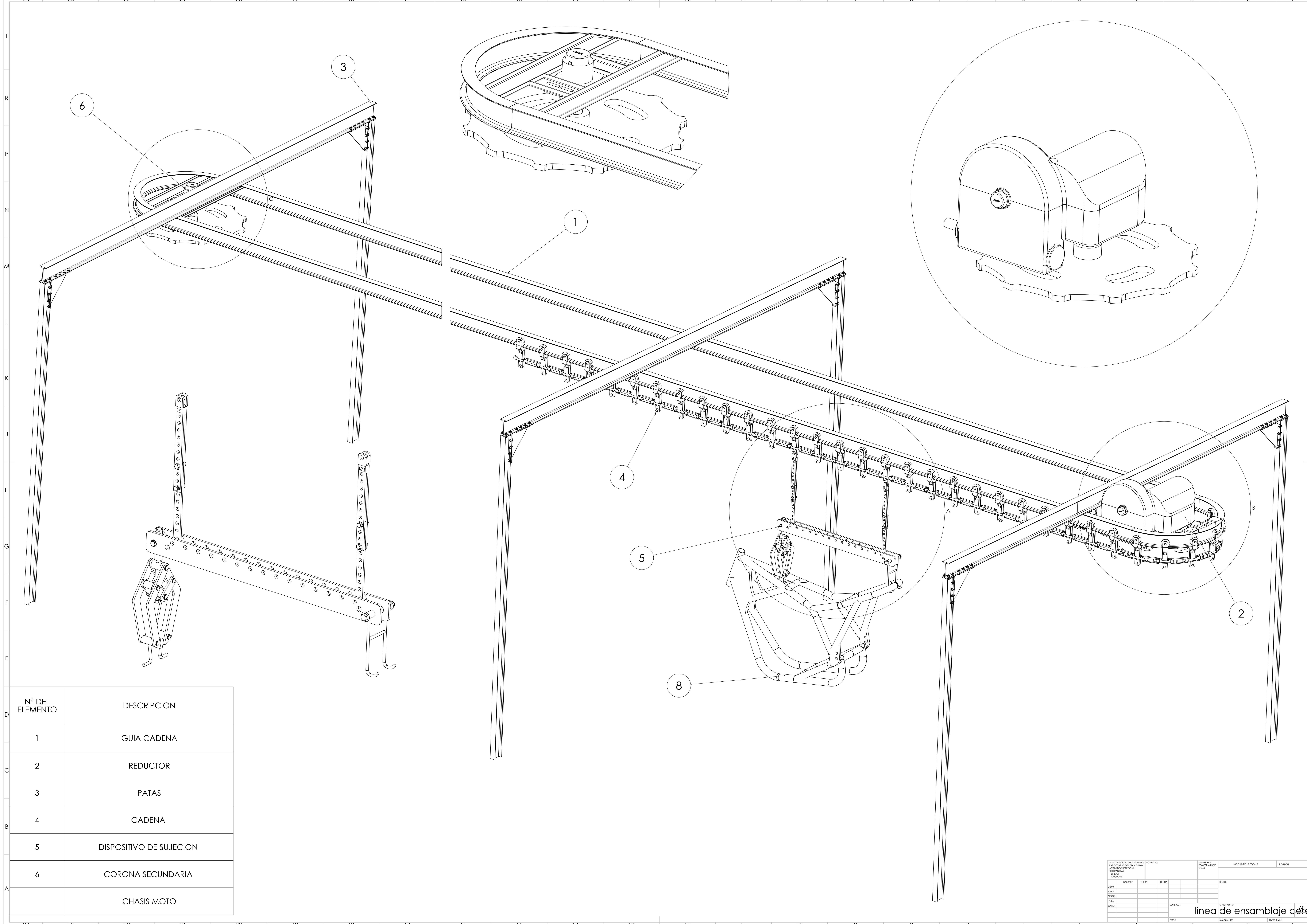
analisis solido completo-Análisis estático 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	5,744471e-07 Elemento: 6196	3,254365e-04 Elemento: 9994

deformacion unitaria  
Nombre del modelo: analisis solido completo  
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (Pre determinado)  
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias:1



analisis solido completo-Análisis estático 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

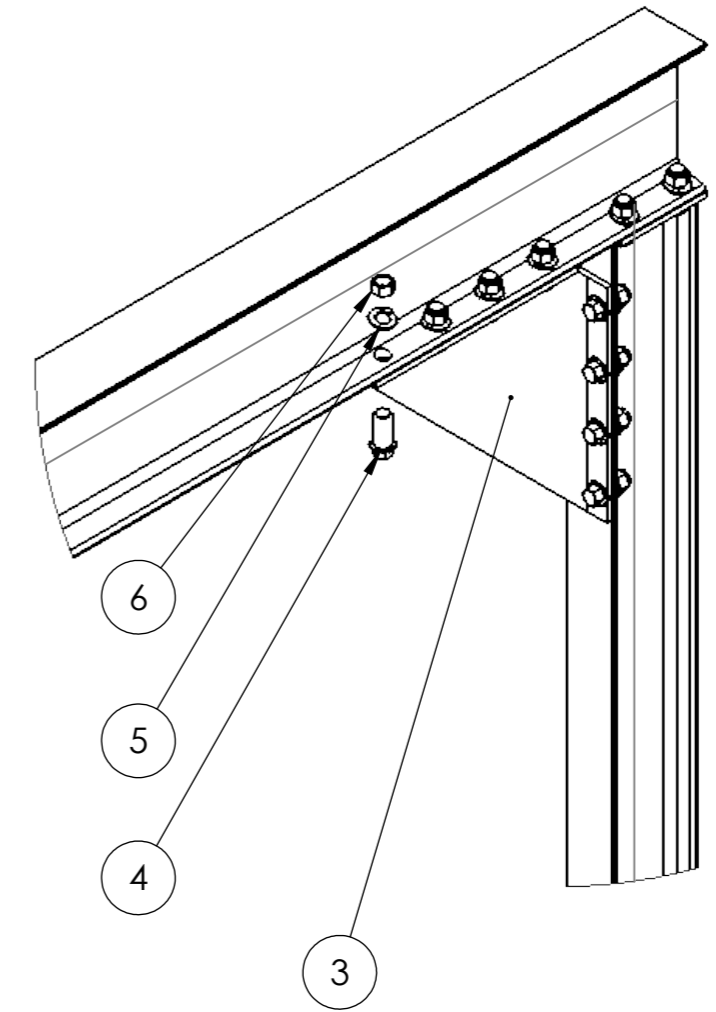
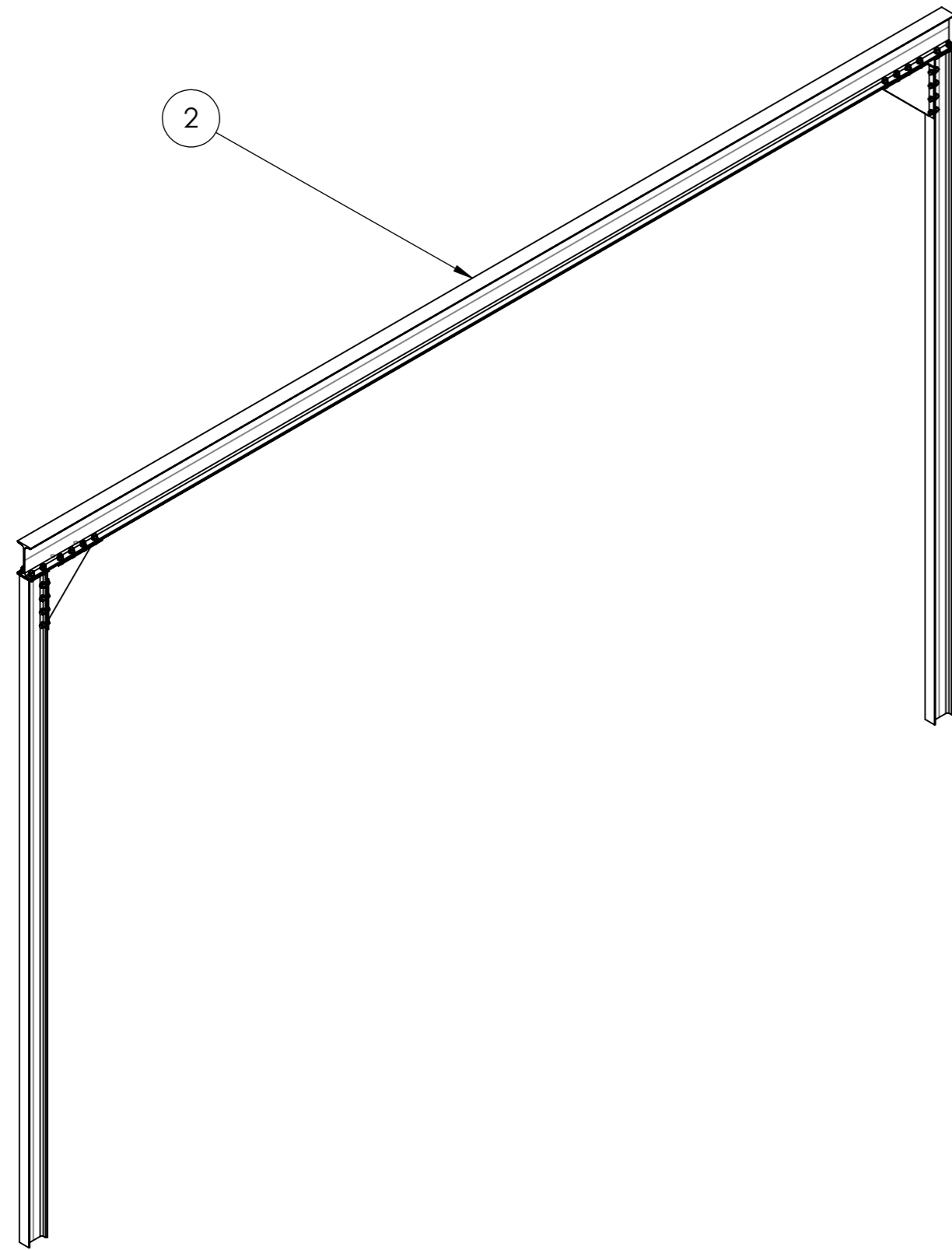


Nº DEL ELEMENTO	DESCRIPCION
1	GUIA CADENA
2	REDUCTOR
3	PATAS
4	CADENA
5	DISPOSITIVO DE SUJECION
6	CORONA SECUNDARIA
	CHASIS MOTO

8 NO SE MUEVA EL CONTENIDO  
 LAS COPIAS DE ESTOS PLANOS SON  
 SOLO PARA USO DE REFERENCIA  
 ELABORACION: [ ]  
 DISEÑO: [ ]  
 REVISOR: [ ]  
 APROBADO: [ ]  
 FECHA: [ ]  
 MATERIAL: [ ]  
 ESCALA: 1:1  
 HOJA 1 DE 1

8 NO CAMBIE LA ESCALA  
 REVISION: [ ]  
 NO CAMBIE LA ESCALA  
 REVISION: [ ]  
 ESCALA: 1:1  
 HOJA 1 DE 1

linea de ensamblaje cetero



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	IPN 80 x 2500mm	SOPORTE LATERALE	2
2	IPN 120 x 4000	SOPORTE SUPERIOR	1
3	soporte escuadra	SOPORTE ESCUADRA	2
4	bulon 7.16	BULON 7/16" X 1" X 14	40
5	arandela 11.5	ARANDELA GROWER 7/16	40
6	tuerca 7.16	TUERCA 7/16 X 14	40

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: ACABADO: REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA REVISIÓN

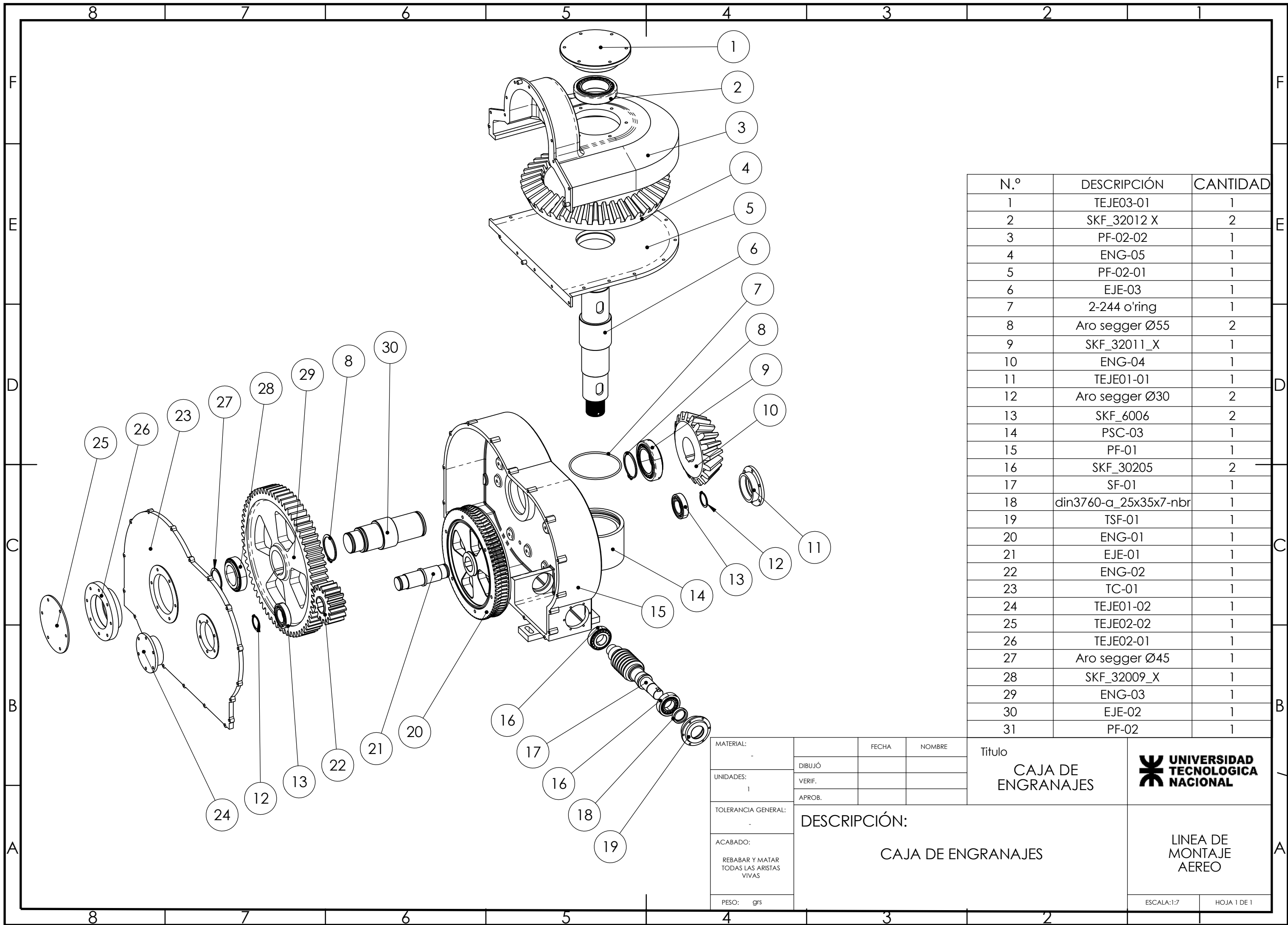
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:

NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			


MATERIAL: N.º DE DIBUJO **patas** A3

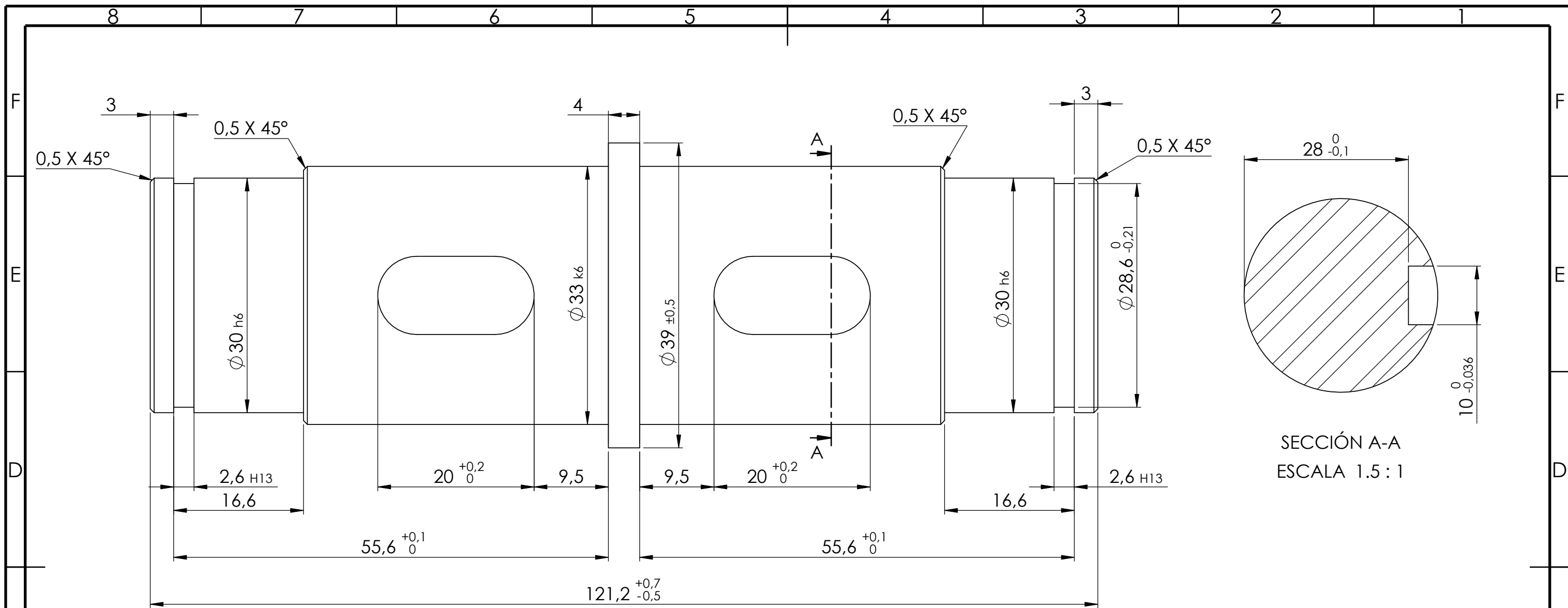
PESO: ESCALA:1:50 HOJA 1 DE 1



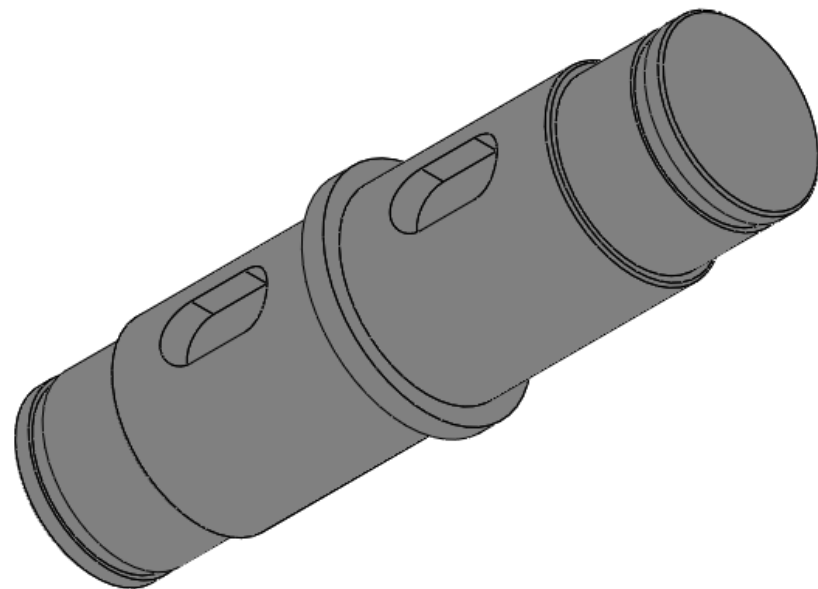


N.º	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	TEJE03-01	1
2	SKF_32012 X	2
3	PF-02-02	1
4	ENG-05	1
5	PF-02-01	1
6	EJE-03	1
7	2-244 o'ring	1
8	Aro segger Ø55	2
9	SKF_32011_X	1
10	ENG-04	1
11	TEJE01-01	1
12	Aro segger Ø30	2
13	SKF_6006	2
14	PSC-03	1
15	PF-01	1
16	SKF_30205	2
17	SF-01	1
18	din3760-α_25x35x7-nbr	1
19	TSF-01	1
20	ENG-01	1
21	EJE-01	1
22	ENG-02	1
23	TC-01	1
24	TEJE01-02	1
25	TEJE02-02	1
26	TEJE02-01	1
27	Aro segger Ø45	1
28	SKF_32009_X	1
29	ENG-03	1
30	EJE-02	1
31	PF-02	1


MATERIAL:		FECHA	NOMBRE	Título <b>CAJA DE ENGRANAJES</b>	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b>
UNIDADES:	1				
TOLERANCIA GENERAL:					
ACABADO:	DESCRIPCIÓN:				LINEA DE MONTAJE AEREO
	CAJA DE ENGRANAJES				
PESO: grs					
		ESCALA:1:7	HOJA 1 DE 1		

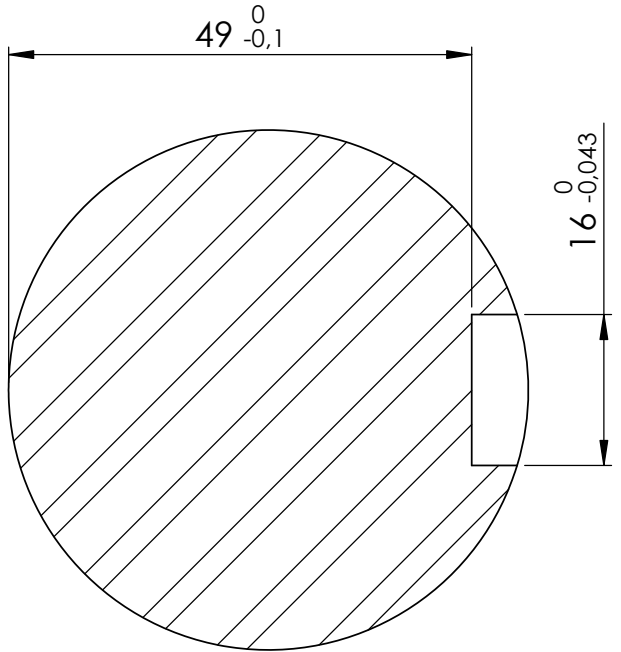
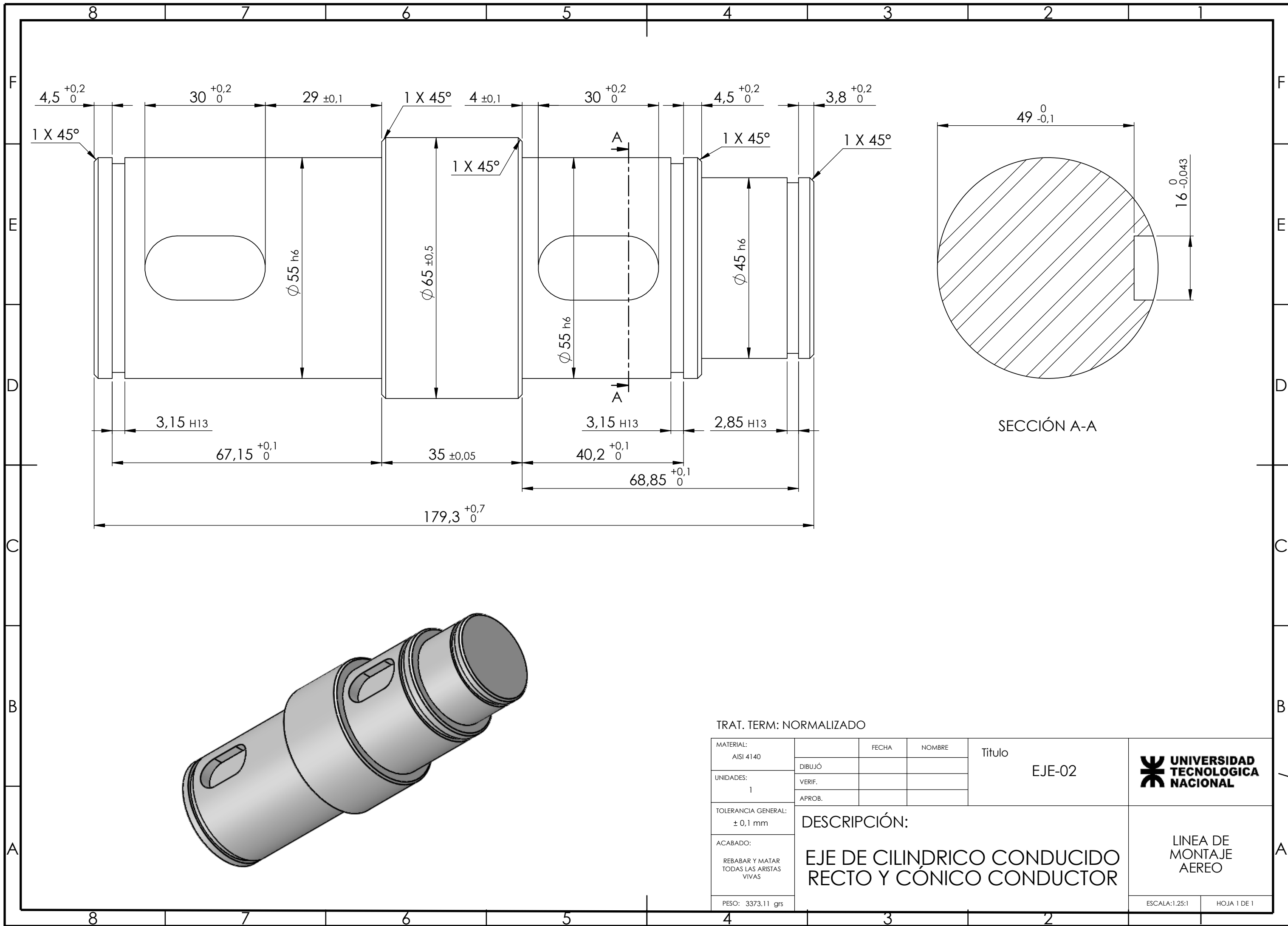


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1.5 : 1

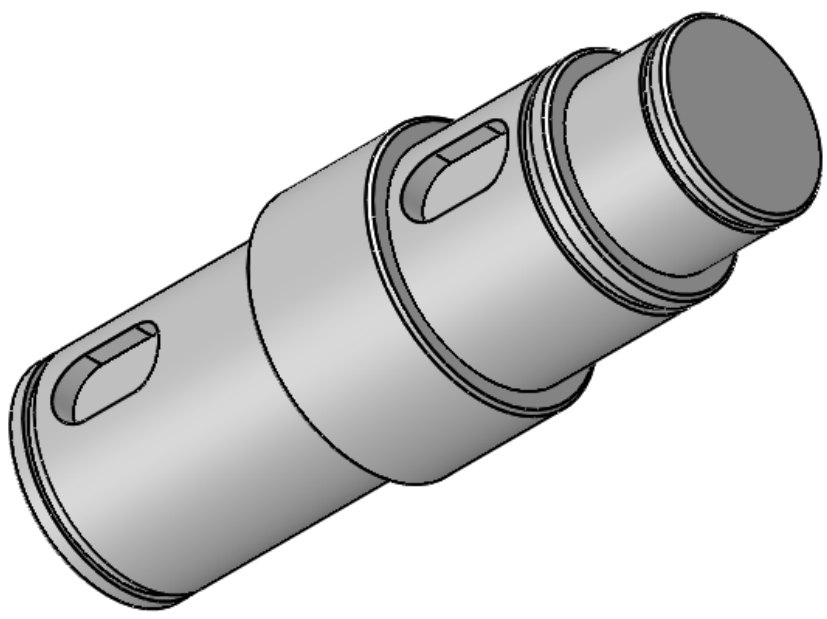


TRAT. TERM: NORMALIZADO

MATERIAL: AISI 4140	FECHA	NOMBRE	Título EJE-01	
UNIDADES: 1	DIBUJÓ			
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,1 mm	VERIF.			
ACABADO: REBABAR Y MATAR TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.			
PESO: 762.34 grs	DESCRIPCIÓN: EJE DE CORONA DE SINFÍN Y CILÍNDRICO RECTO CONDUCTOR			LÍNEA DE MONTAJE AEREO
				ESCALA:2:1
				HOJA 1 DE 1

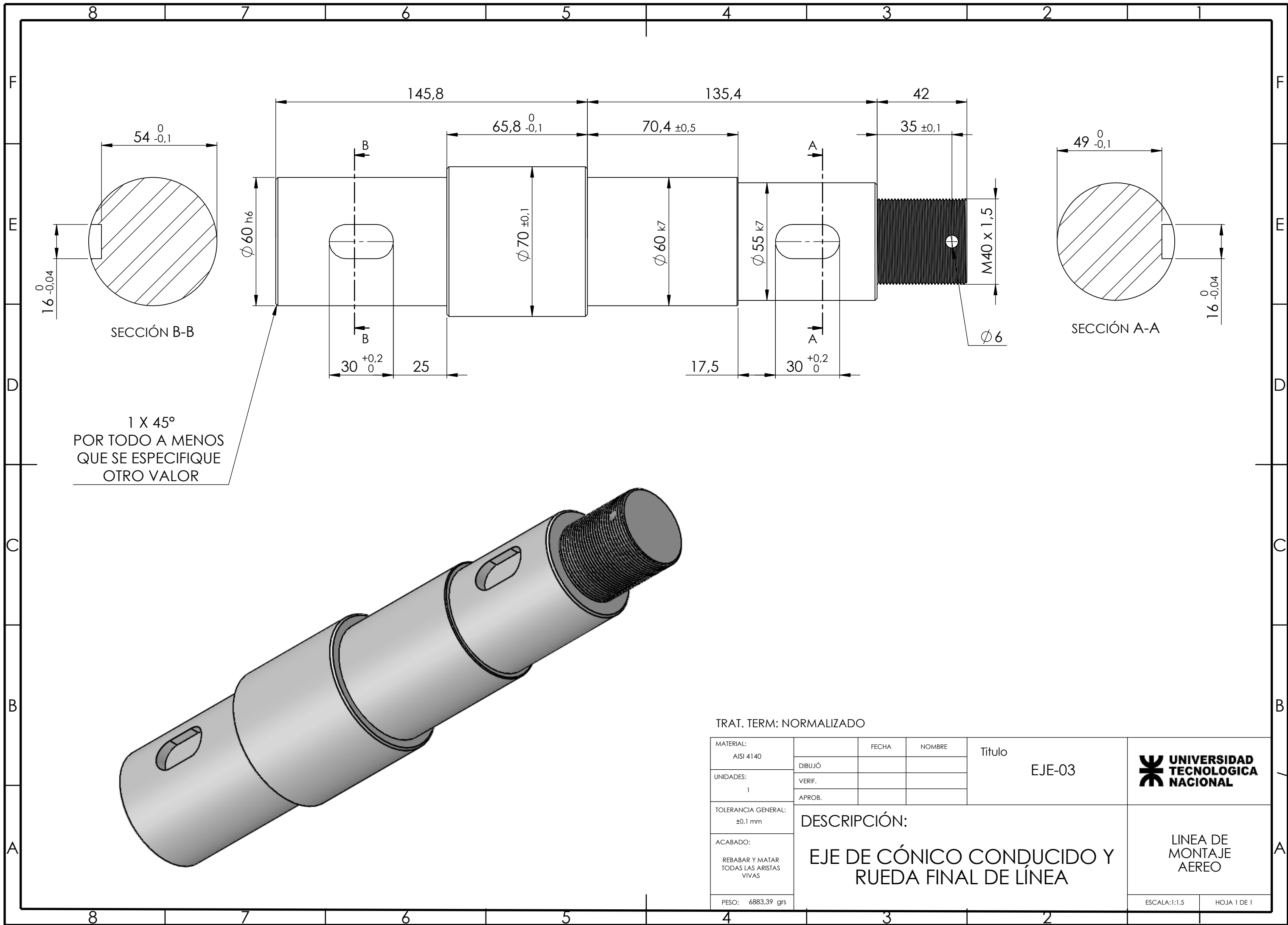



SECCIÓN A-A

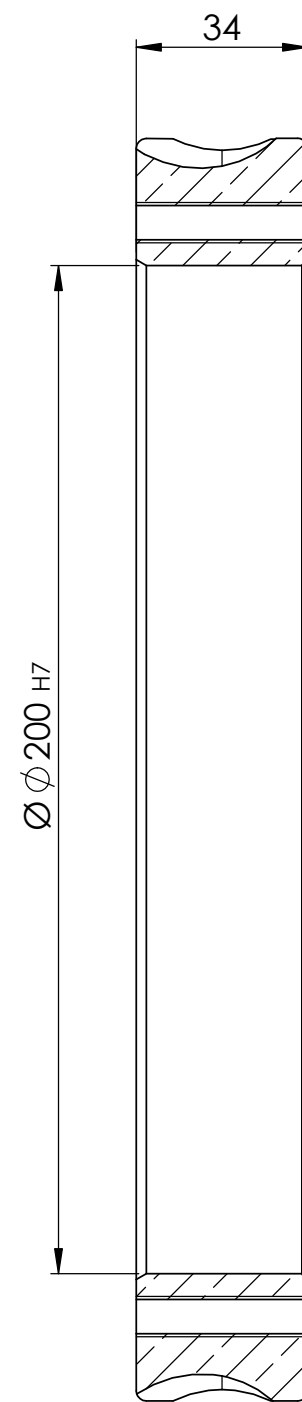
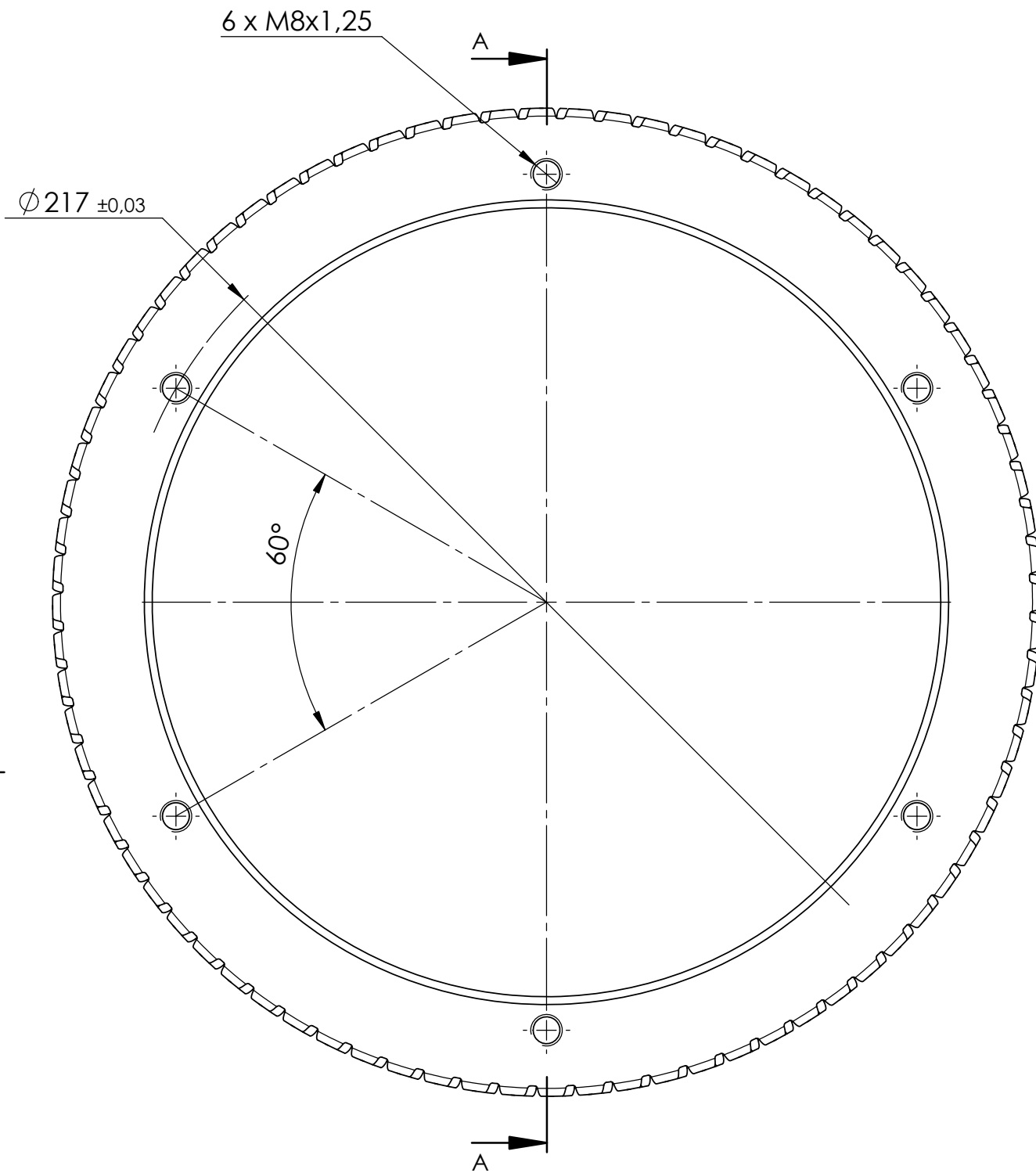


TRAT. TERM: NORMALIZADO

MATERIAL: AISI 4140	FECHA	NOMBRE	Título EJE-02	 UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL
UNIDADES: 1	DIBUJÓ			
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,1 mm	VERIF.			
ACABADO: REBABAR Y MATAR TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.			DESCRIPCIÓN:  <b>EJE DE CILINDRICO CONDUCCION RECTO Y CÓNICO CONDUCTOR</b>
PESO: 3373.11 grs				



MATERIAL: AISI 4140	FECHA	NOMBRE	Título EJE-03	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL</b>
UNIDADES: 1	DIBUJÓ			
TOLERANCIA GENERAL: $\pm 0,1$ mm	VERIF.			
ACABADO: REBABAR Y MATAR TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.			LINEA DE MONTAJE AEREO
PESO: 6883,39 grs	DESCRIPCIÓN: EJE DE CÓNICO CONDUCIDO Y RUEDA FINAL DE LÍNEA		ESCALA: 1:1,5	



SECCIÓN A-A

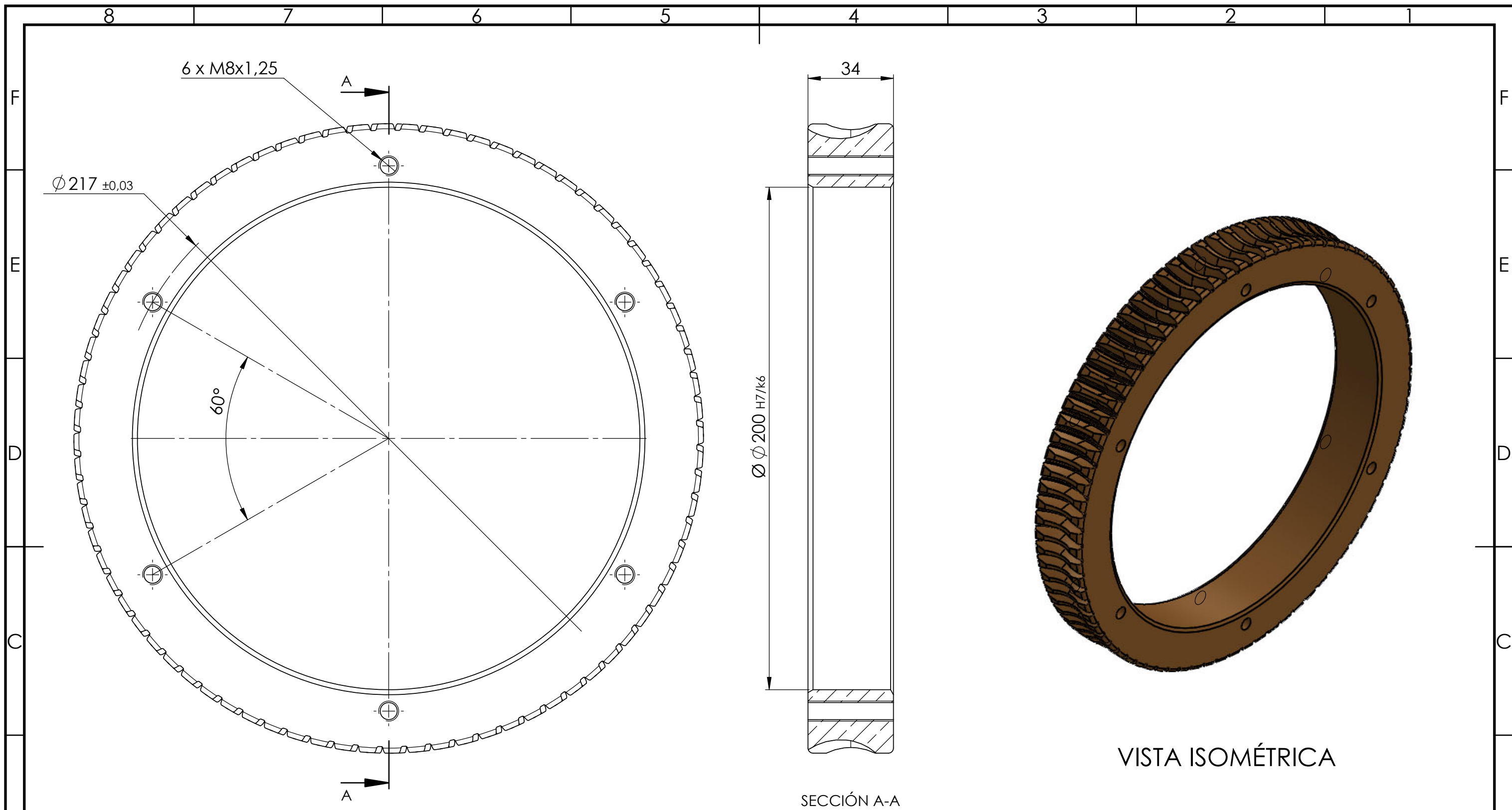


VISTA ISOMÉTRICA

INFORMACIÓN DE CORONA

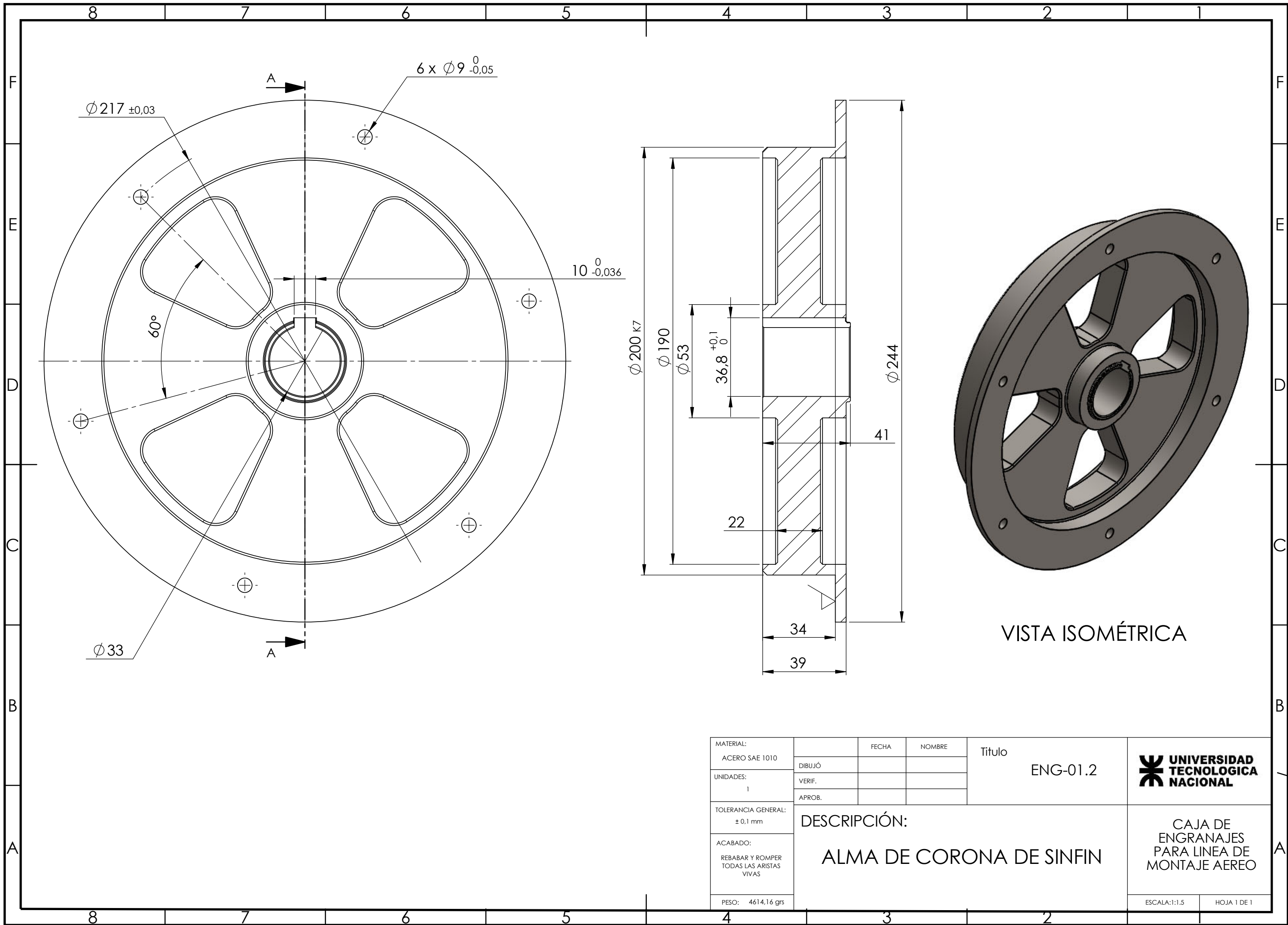
Modulo	3	
Nº dientes	80	
Diámetro primitivo	240 mm	
Diámetro exterior	246 mm	
Profundidad	13,5 mm	
Distancia entre los ejes	288 mm	
Angulo de contacto	20°	
Paso angular	4,5°	
Tornillo sin fin conjugado	Cantidad de entradas	1
	Angulo de avance	3,93°
	Angulo de contacto	100°


MATERIAL: Bronce al estaño SAE62	FECHA	NOMBRE	Título ENG-01.1	
UNIDADES: 1	DIBUJÓ			
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,1 mm	VERIF.			
ACABADO: REBABAR Y ROMPER TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.			
PESO: 4188,25 grs	DESCRIPCIÓN: CORONA DE SINFIN			CAJA DE ENGRANAJES PARA LINEA DE MONTAJE AEREO
	ESCALA: 1:1.5			HOJA 1 DE 1

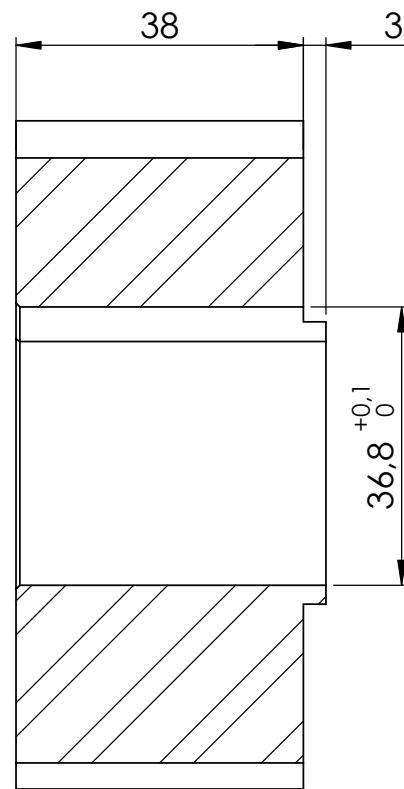
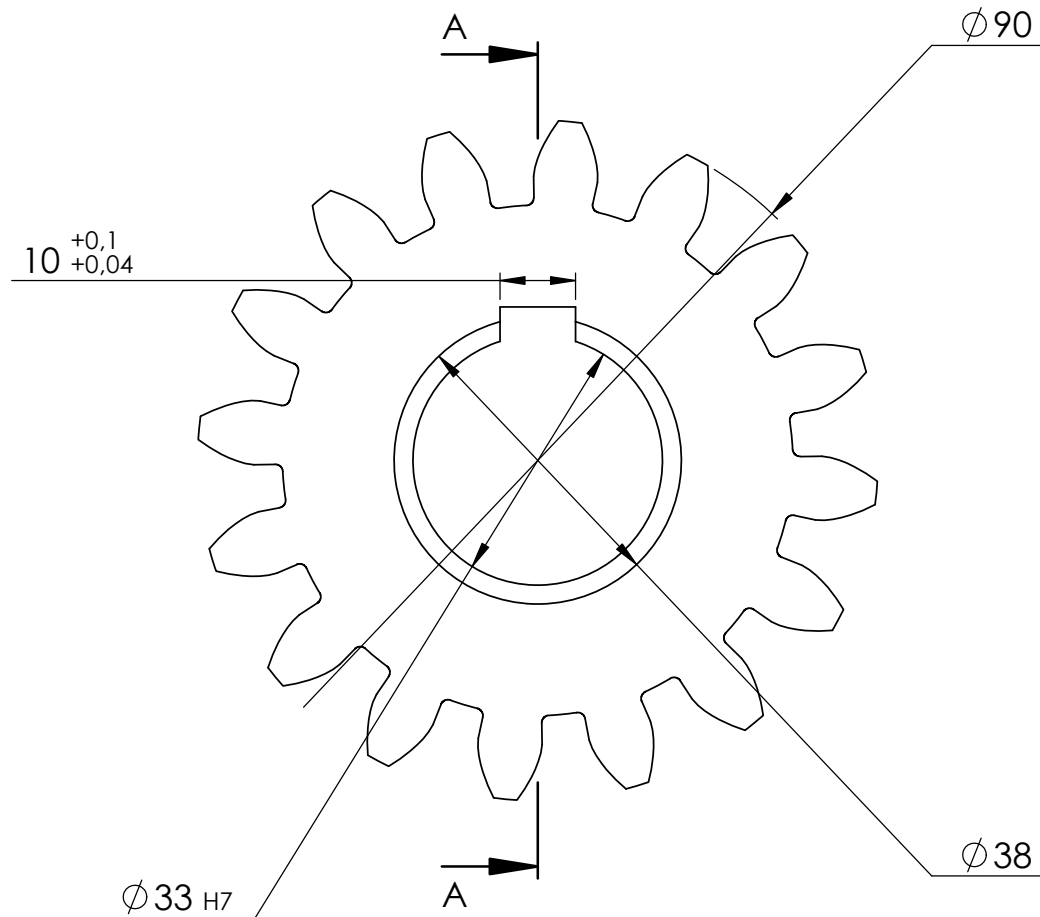


INFORMACIÓN DE CORONA		
Modulo		3
Nº dientes		80
Diámetro primitivo		240 mm
Diámetro exterior		246 mm
Profundidad		13,5 mm
Distancia entre los ejes		288 mm
Angulo de contacto		20°
Paso angular		4,5°
Tornillo sin fin conjugado	Cantidad de entradas	1
	Angulo de avance	3,93°
	Angulo de contacto	100°

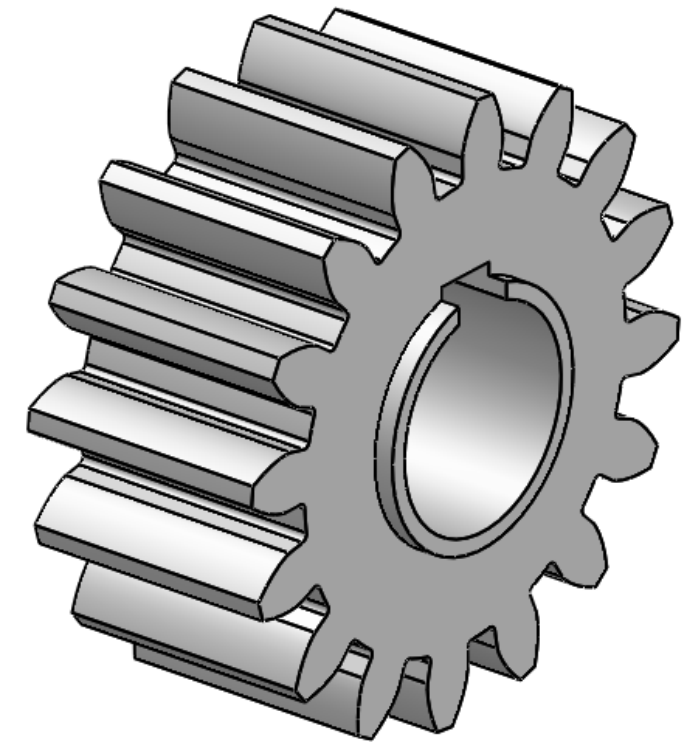
MATERIAL: Bronce al estaño SAE62	FECHA	NOMBRE	Título ENG-01.1	
UNIDADES: 1	DIBUJÓ			
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,1 mm	VERIF.			
ACABADO: REBABAR Y ROMPER TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.			
PESO: 4188,25 grs	DESCRIPCIÓN: <b>CORONA DE SINFIN</b>			CAJA DE ENGRANAJES PARA LINEA DE MONTAJE AEREO
				ESCALA:1:1.5 HOJA 1 DE 1




MATERIAL: ACERO SAE 1010	FECHA	NOMBRE	Título ENG-01.2	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL</b>
UNIDADES: 1	DIBUJO			
TOLERANCIA GENERAL: $\pm 0.1 \text{ mm}$	VERIF.			
ACABADO: REBARBAR Y ROMPER TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.			CAJA DE ENGRANAJES PARA LINEA DE MONTAJE AEREO
PESO: 4614.16 grs	DESCRIPCIÓN: ALMA DE CORONA DE SINFIN			ESCALA: 1:1.5
				HOJA 1 DE 1



SECCIÓN A-A

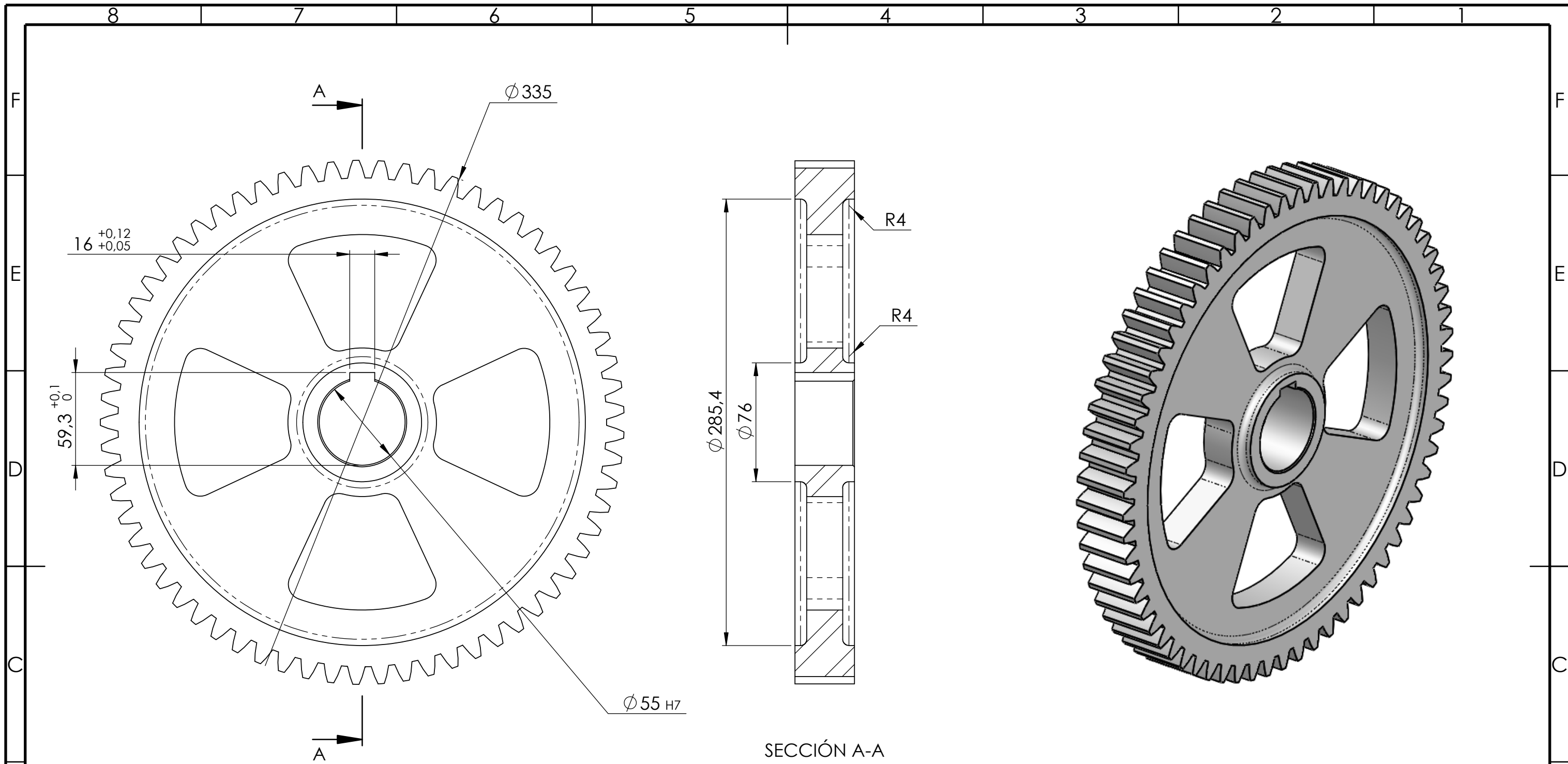


MATERIAL SELECCIONADO: SAE 4140  
 MATERIAL ALTERNATIVO: SAE 8620  
 TRATAMIENTO TÉRMICO: CEMENTADO - TEMPLADO - REVENIDO  
 DUREZA: 55 a 62 HRC  
 CAPA EFECTIVA DE CEMENTACIÓN: 0,4mm

MATERIAL: SAE 4140	FECHA	NOMBRE	Título ENG-02	
UNIDADES: 1	DIBUJO			
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,2 mm	VERIF.			
ACABADO: REBARAR Y ROMPER TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.			
PESO: 1188,51 grs	DESCRIPCIÓN: ENGRANAJE CONDUCIDO CILINDRICO DE DIENTES RECTOS DE EJE-02 - 2DO PASO			CAJA DE ENGRANAJES PARA LINEA DE MONTAJE AEREO
	ESCALA: 1:1			HOJA 1 DE 1

INFORMACIÓN DE ENGRANAJE	
Modulo	5
Nº dientes	65
Diámetro primitivo	325 mm
Diámetro exterior	335 mm
Profundidad	11,25 mm
Distancia entre los ejes	202,5 mm
Paso angular	5,54°





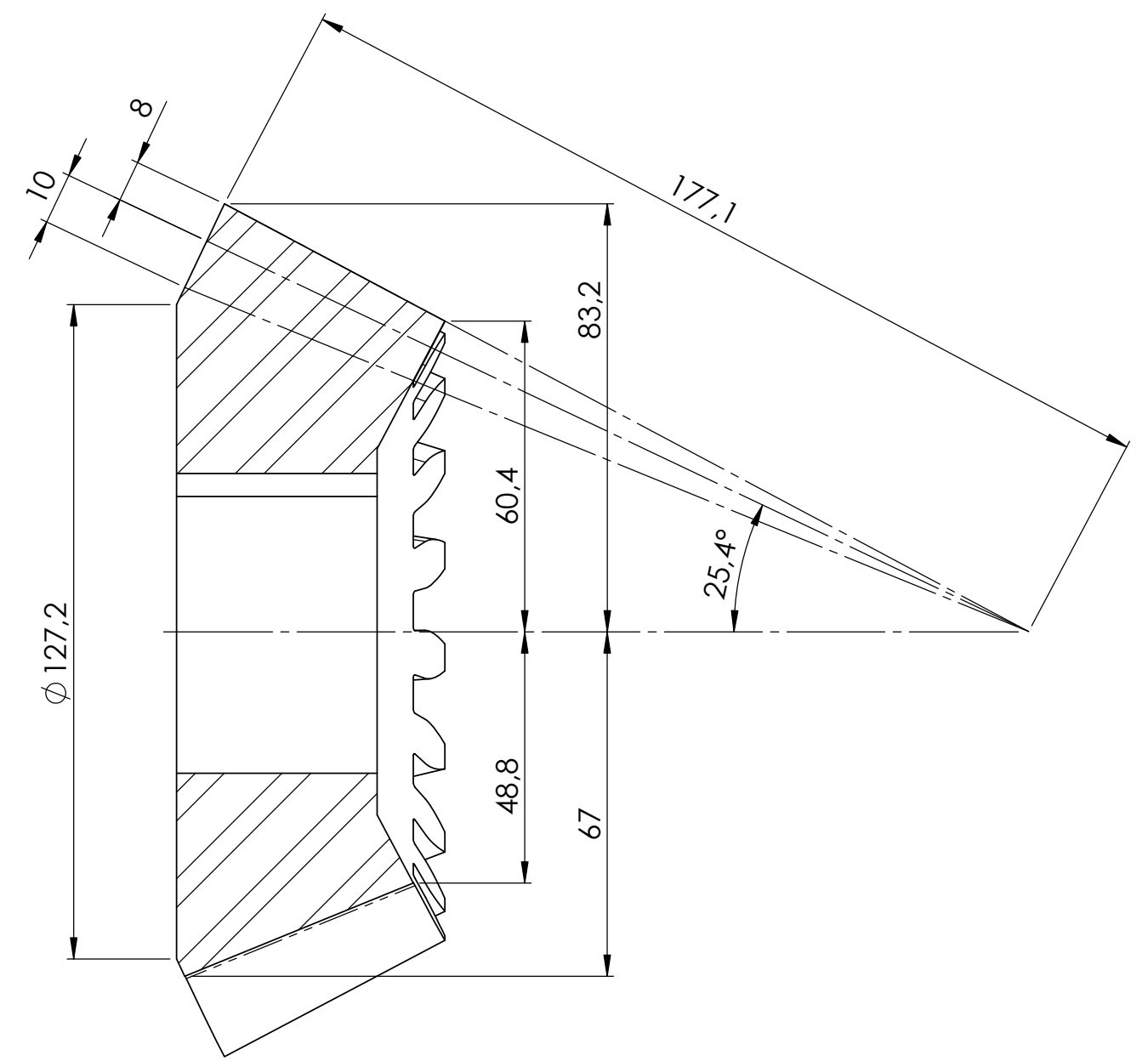
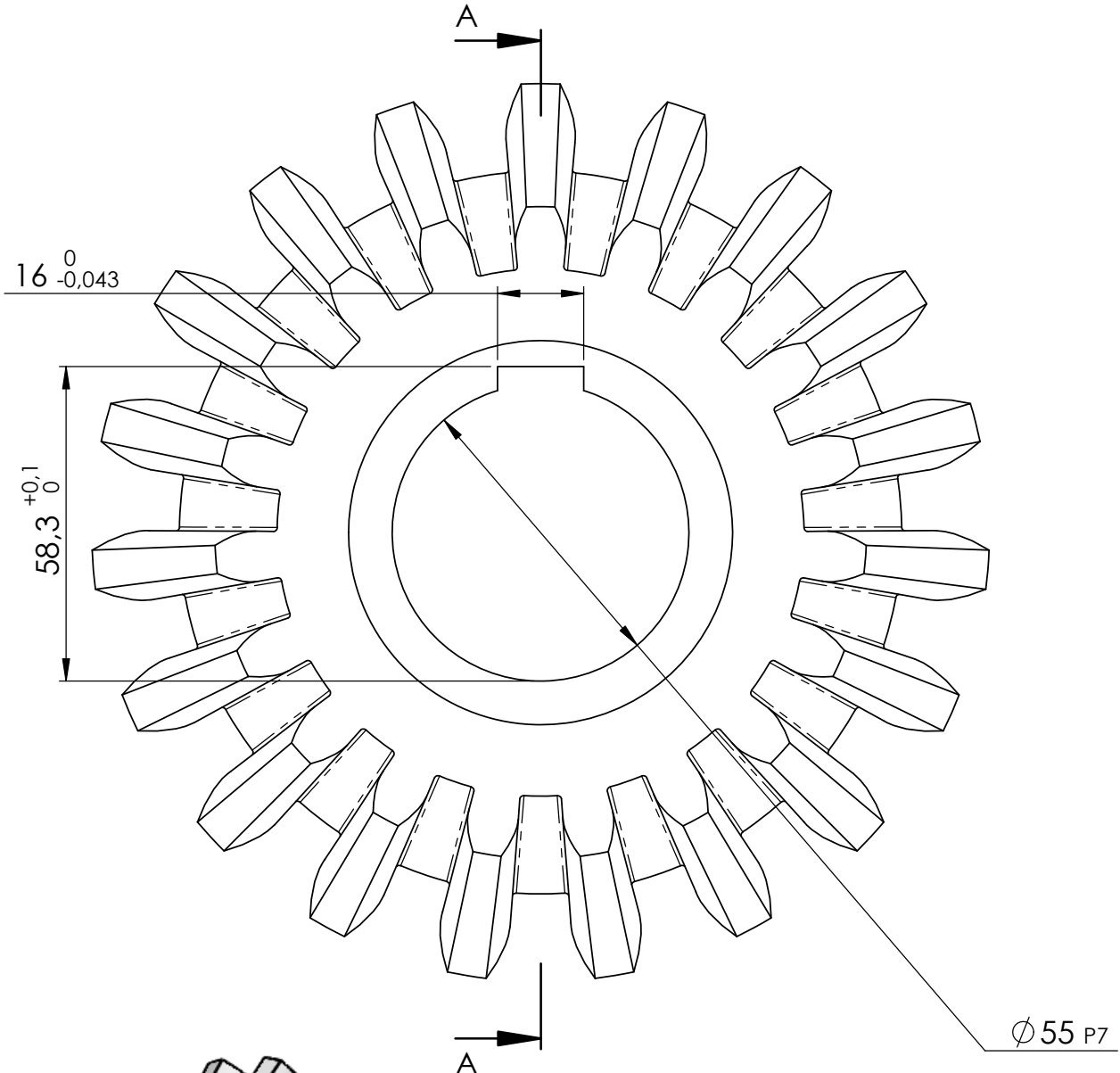
SECCIÓN A-A

MATERIAL SELECCIONADO: SAE 4140  
 MATERIAL ALTERNATIVO: SAE 8620  
 TRATAMIENTO TÉRMICO: CEMENTADO - TEMPLADO - REVENIDO  
 DUREZA: 55 a 62 HRC  
 CAPA EFECTIVA DE CEMENTACIÓN: 0,4mm

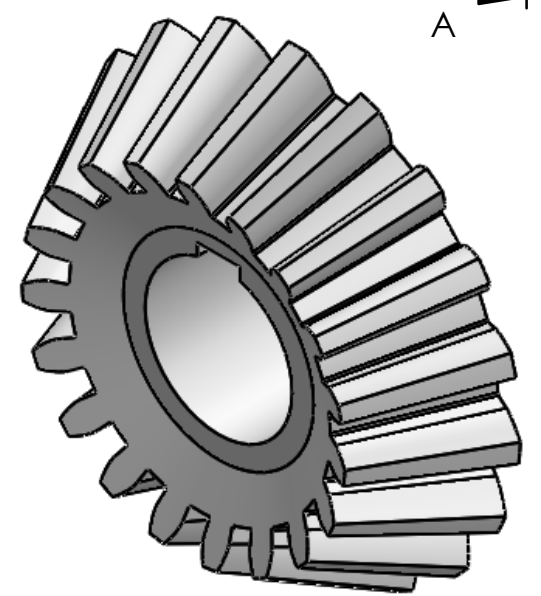
INFORMACIÓN DE ENGRANAJE	
Modulo	5
Nº dientes	65
Diámetro primitivo	325 mm
Diámetro exterior	335 mm
Profundidad	11,25 mm
Distancia entre los ejes	202,5 mm
Angulo de contacto	20°
Paso angular	5,54°

MATERIAL: SAE 4140	FECHA	NOMBRE	Título ENG-03	
UNIDADES: 1	VERIF.			
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,2 mm	APROB.			
ACABADO: REBARAR Y ROMPER TODAS LAS ARISTAS VIVAS	DESCRIPCIÓN: ENGRANAJE CONDUcido CILINDRICO DE DIENTES RECTOS DE EJE-02 - 2DO PASO			CAJA DE ENGRANAJES PARA LINEA DE MONTAJE AEREO
PESO: 13196,02 grs				ESCALA: 1:2,5
				HOJA 1 DE 1

INFORMACIÓN DE ENGRANAJE	
Modulo	8
Nº dientes	19
Angulo de presión del diente	20°
Paso angular	18,95°
Profundidad	18 mm

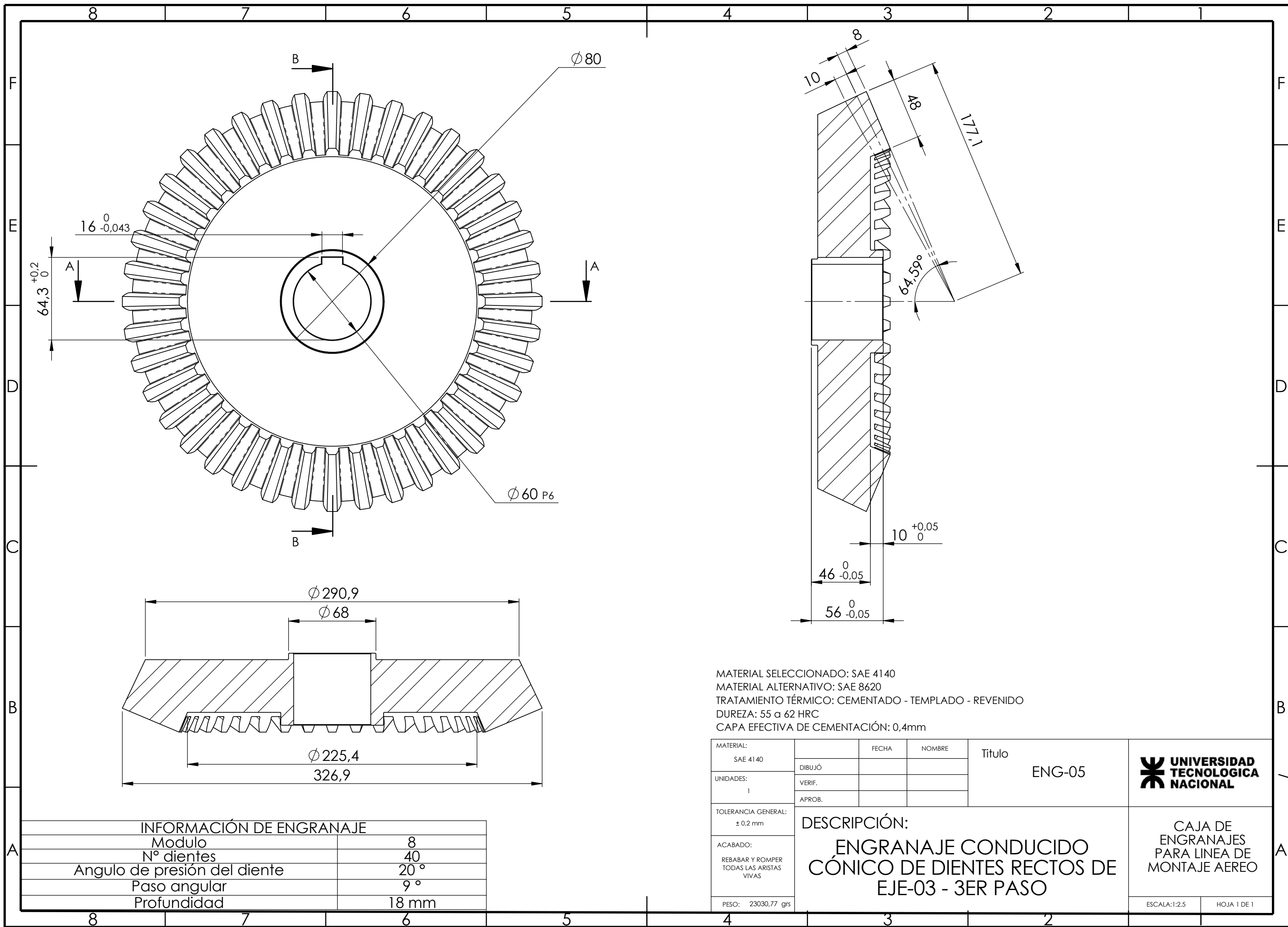


SECCIÓN A-A



MATERIAL SELECCIONADO: SAE 4140  
MATERIAL ALTERNATIVO: SAE 8620  
TRATAMIENTO TÉRMICO: CEMENTADO - TEMPLADO - REVENIDO  
DUREZA: 55 a 62 HRC  
CAPA EFECTIVA DE CEMENTACIÓN: 0,4mm

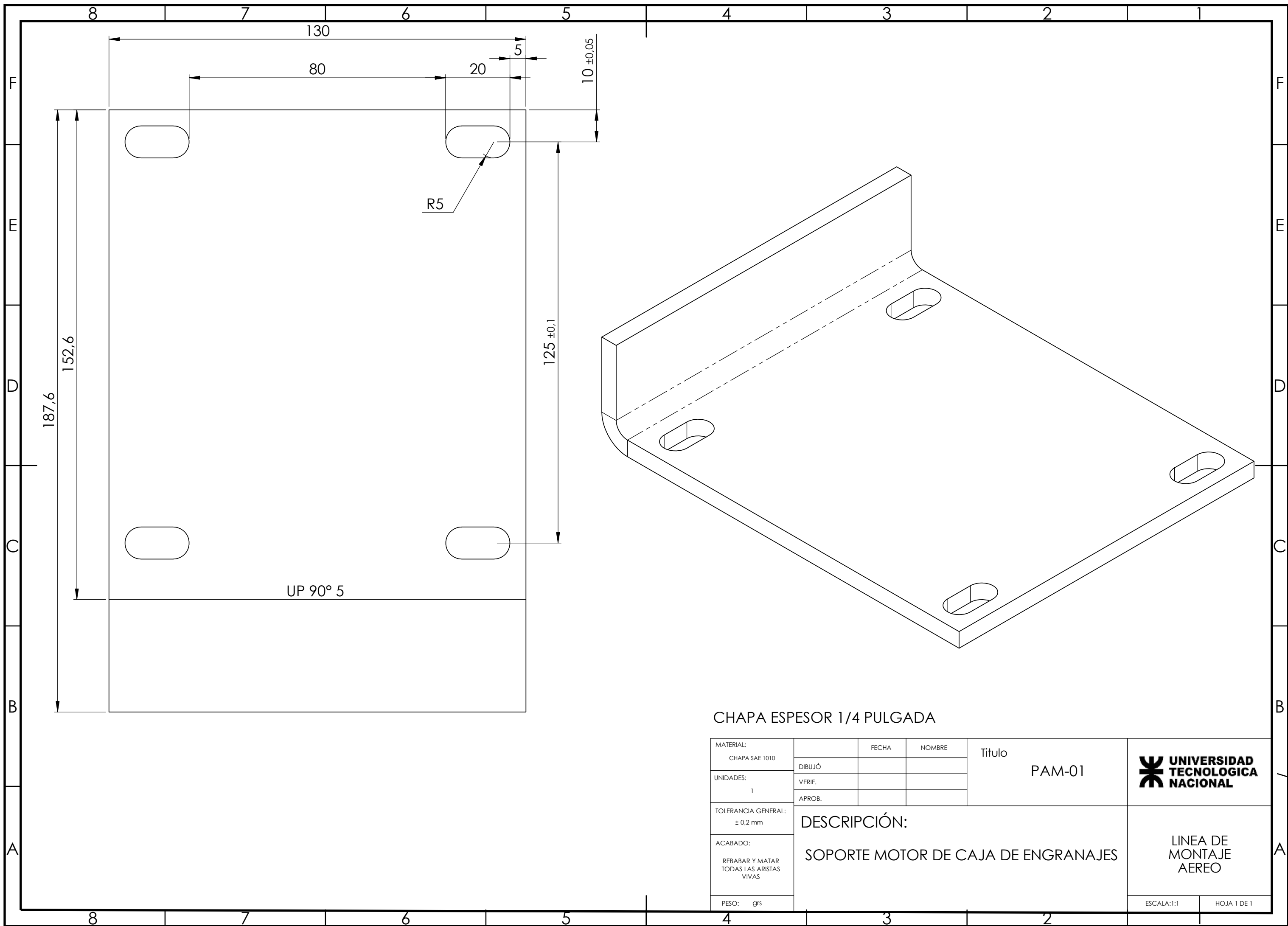
MATERIAL: SAE 4140	FECHA	NOMBRE	Título ENG-04	
UNIDADES: 1	VERIF.			
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,1 mm	APROB.			
ACABADO: REBARAR Y ROMPER TODAS LAS ARISTAS VIVAS	DESCRIPCIÓN: ENGRANAJE CONDUCTOR CÓNICO DE DIENTES RECTOS DE EJE-02 - 2DO PASO			CAJA DE ENGRANAJES PARA LINEA DE MONTAJE AEREO
PESO: 3937,68 grs	ESCALA: 1:1.25			HOJA 1 DE 1




MATERIAL SELECCIONADO: SAE 4140  
 MATERIAL ALTERNATIVO: SAE 8620  
 TRATAMIENTO TÉRMICO: CEMENTADO - TEMPLADO - REVENIDO  
 DUREZA: 55 a 62 HRC  
 CAPA EFECTIVA DE CEMENTACIÓN: 0,4mm

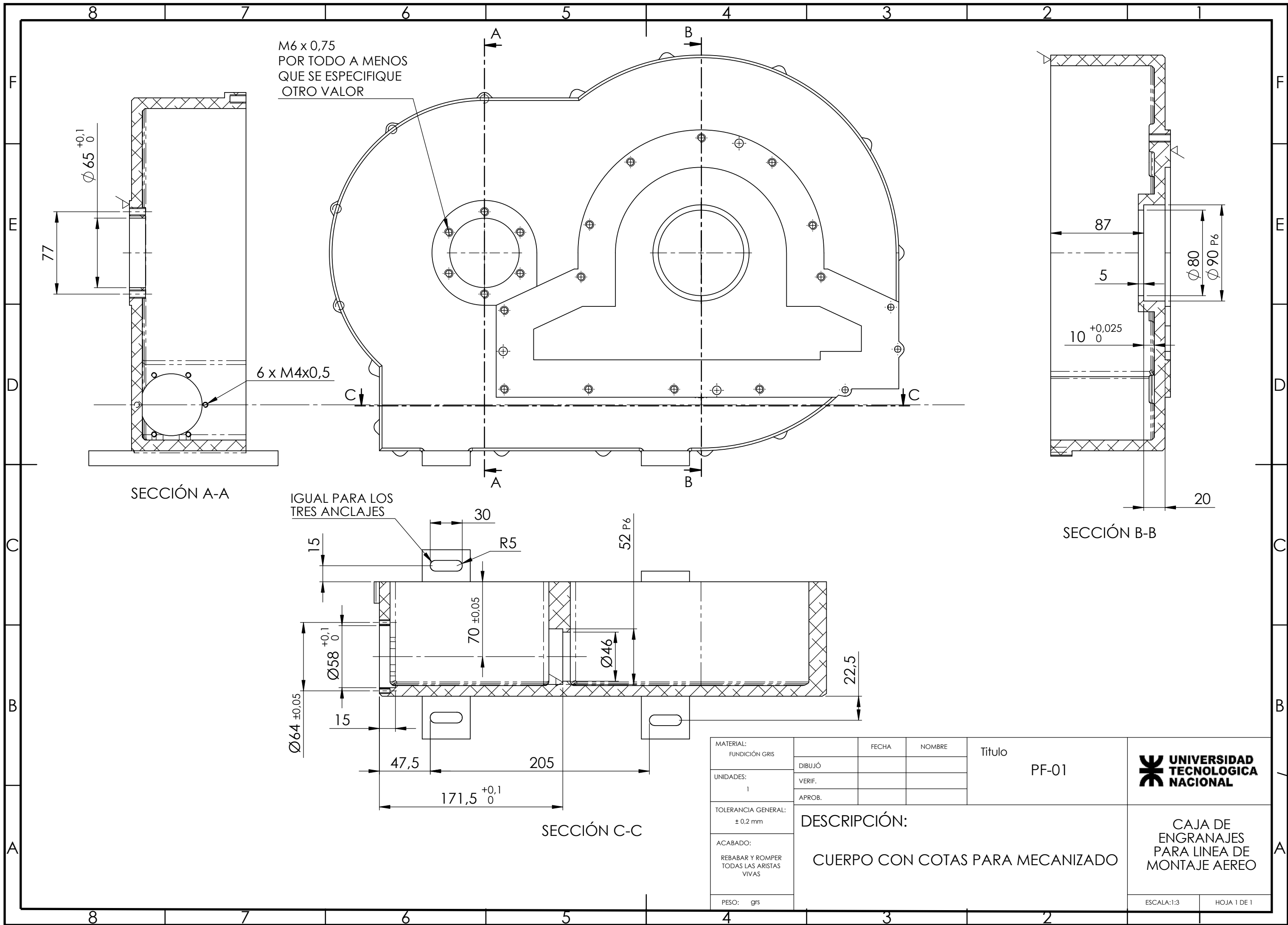
MATERIAL: SAE 4140	FECHA	NOMBRE	Título ENG-05	
UNIDADES: 1	VERIF.			
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,2 mm	APROB.			
ACABADO: REBARBAR Y ROMPER TODAS LAS ARISTAS VIVAS	DESCRIPCIÓN: <b>ENGRANAJE CONDUCIDO          CÓNICO DE DIENTES RECTOS DE          EJE-03 - 3ER PASO</b>			CAJA DE ENGRANAJES PARA LINEA DE MONTAJE AEREO
PESO: 23030,77 grs	ESCALA: 1:2,5			HOJA 1 DE 1

INFORMACIÓN DE ENGRANAJE	
Modulo	8
Nº dientes	40
Angulo de presión del diente	20 °
Paso angular	9 °
Profundidad	18 mm



CHAPA ESPESOR 1/4 PULGADA

MATERIAL: CHAPA SAE 1010	FECHA	NOMBRE	Título PAM-01	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL</b>
UNIDADES: 1	DIBUJÓ			
TOLERANCIA GENERAL: ± 0.2 mm	VERIF.			
ACABADO: REBABAR Y MATAR TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.			LINEA DE MONTAJE AEREO
PESO: grs	DESCRIPCIÓN: SOPORTE MOTOR DE CAJA DE ENGRANAJES		ESCALA:1:1	



M6 x 0,75  
 POR TODO A MENOS  
 QUE SE ESPECIFIQUE  
 OTRO VALOR

SECCIÓN A-A

SECCIÓN B-B

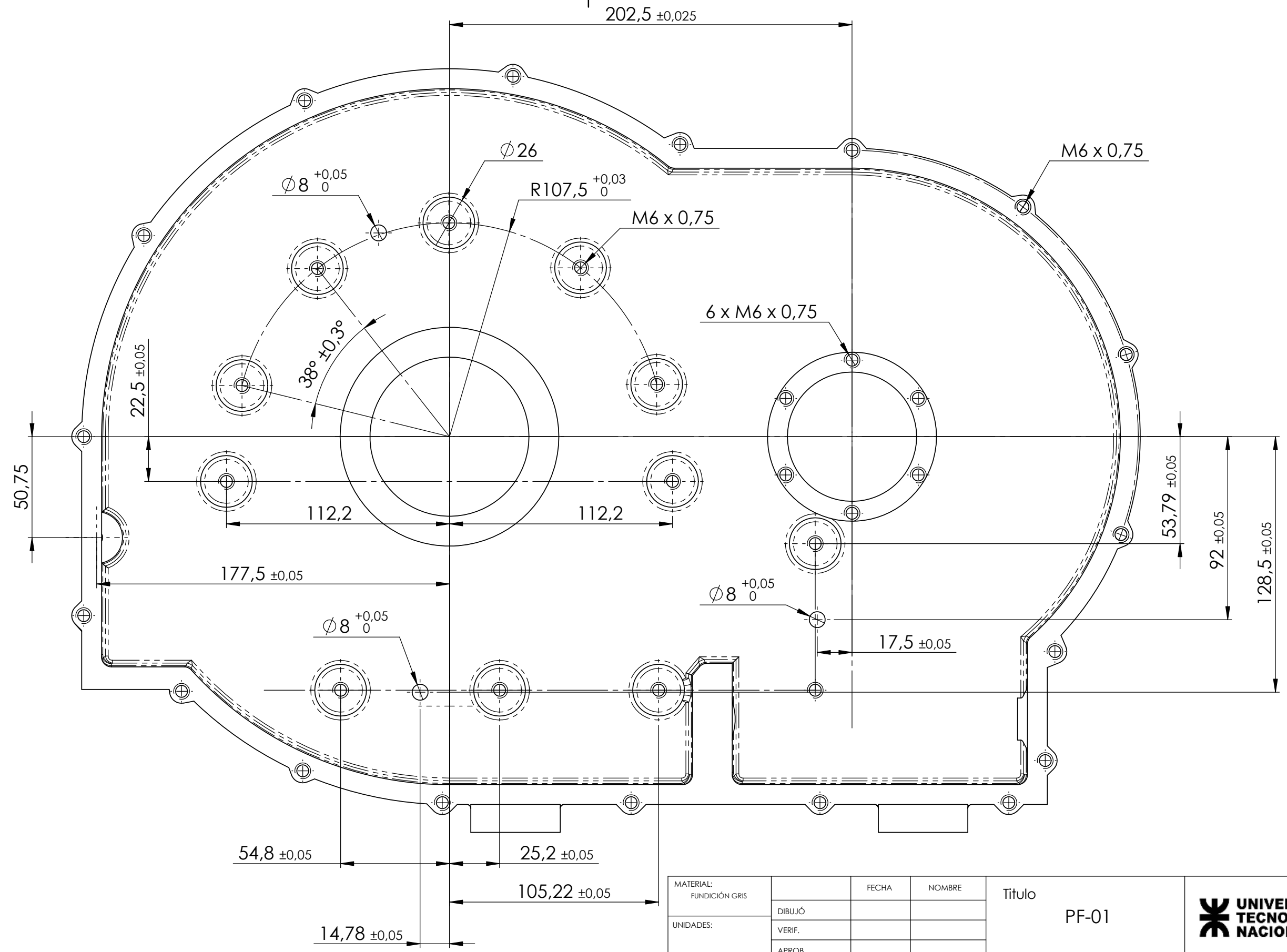
SECCIÓN C-C

IGUAL PARA LOS  
 TRES ANCLAJES

MATERIAL: FUNDICIÓN GRIS	FECHA	NOMBRE	Título
UNIDADES: 1	DIBUJÓ		PF-01
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,2 mm	VERIF.		
ACABADO: REBARBAR Y ROMPER TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.		
PESO: grs	DESCRIPCIÓN: CUERPO CON COTAS PARA MECANIZADO		




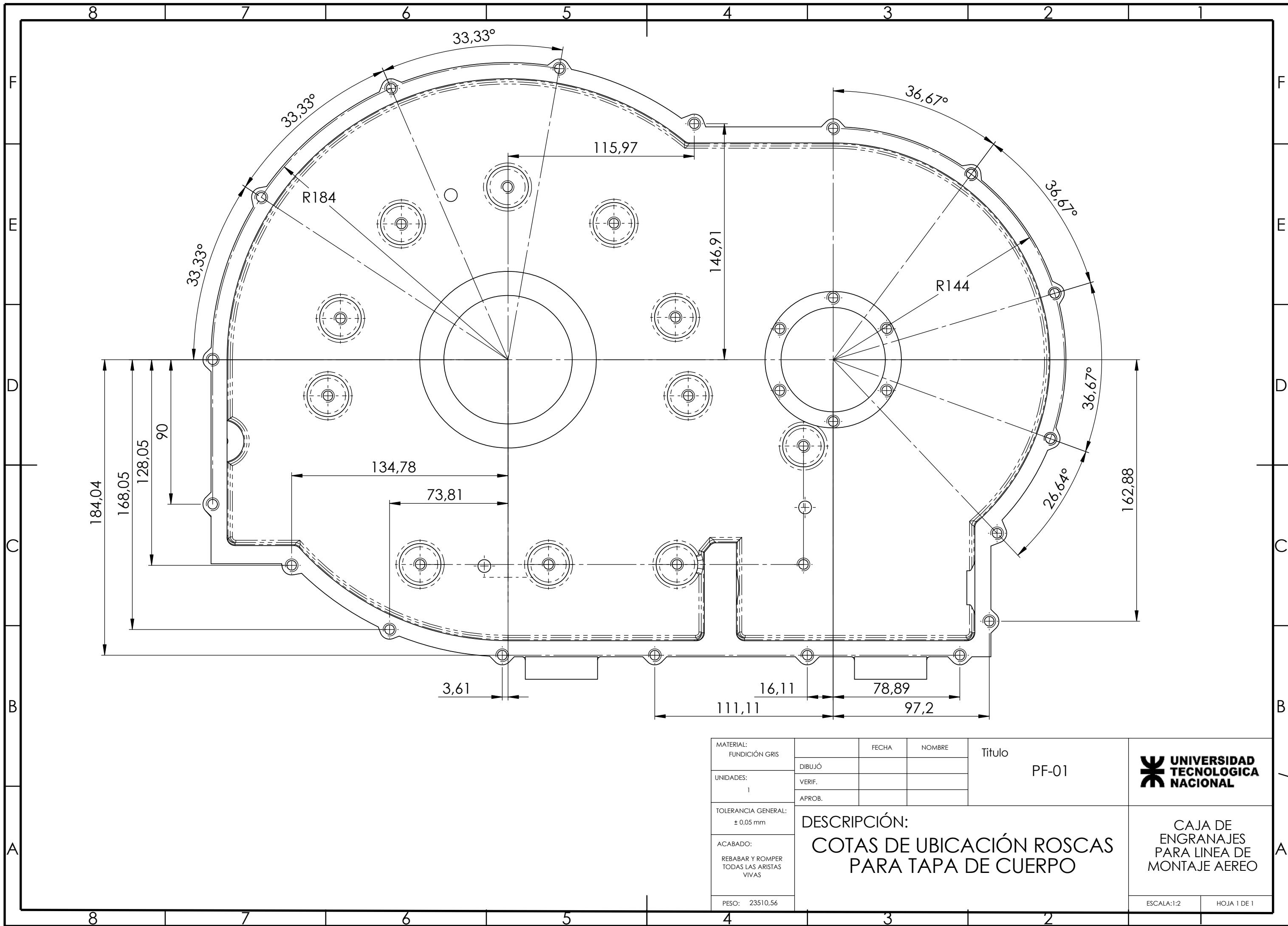
CAJA DE  
 ENGRANAJES  
 PARA LINEA DE  
 MONTAJE AEREO




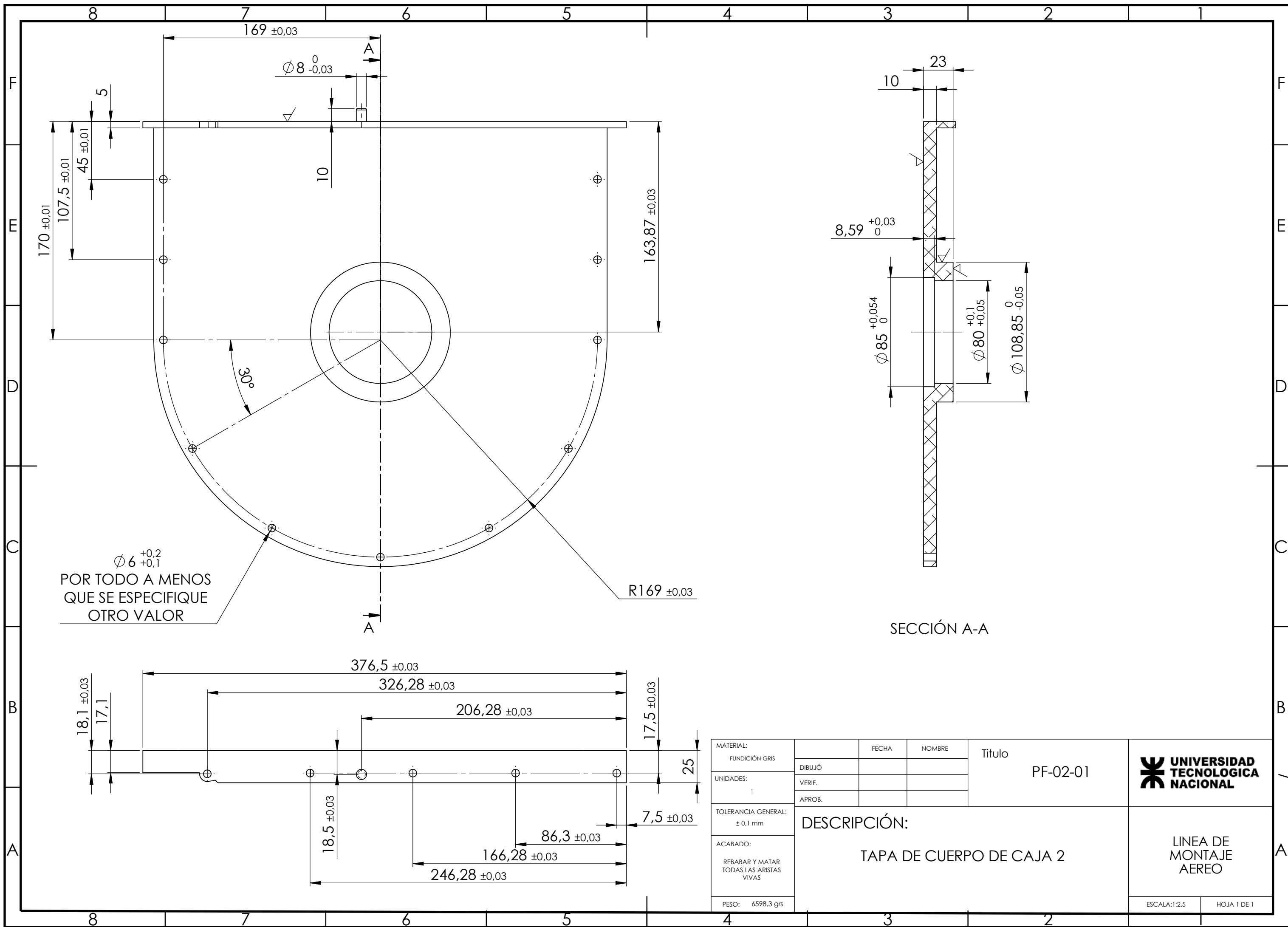
Nota:

- Cotas dimensionales internas.
- Se adjunta modelado de pieza.

MATERIAL: FUNDICIÓN GRIS	FECHA	NOMBRE	Título	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL</b>
UNIDADES:	DIBUJO		PF-01	
TOLERANCIA GENERAL: $\pm 0,2$ mm	VERIF.			
ACABADO: REBABAR Y MATAR TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.			DESCRIPCIÓN: <b>UBICACIÓN Y DIMENSIONES DE LOS ORIFICIOS Y RESALTES INTERNOS</b>
PESO: grs				
				ESCALA: 1:2 HOJA 1 DE 1




MATERIAL: FUNDICIÓN GRIS	FECHA	NOMBRE	Título	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL</b>
UNIDADES: 1	DIBUJÓ		PF-01	
TOLERANCIA GENERAL: ± 0.05 mm	VERIF.			
ACABADO: REBARBAR Y ROMPER TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.		<b>DESCRIPCIÓN:</b> <b>COTAS DE UBICACIÓN ROSCAS          PARA TAPA DE CUERPO</b>	
PESO: 23510,56				
			ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1

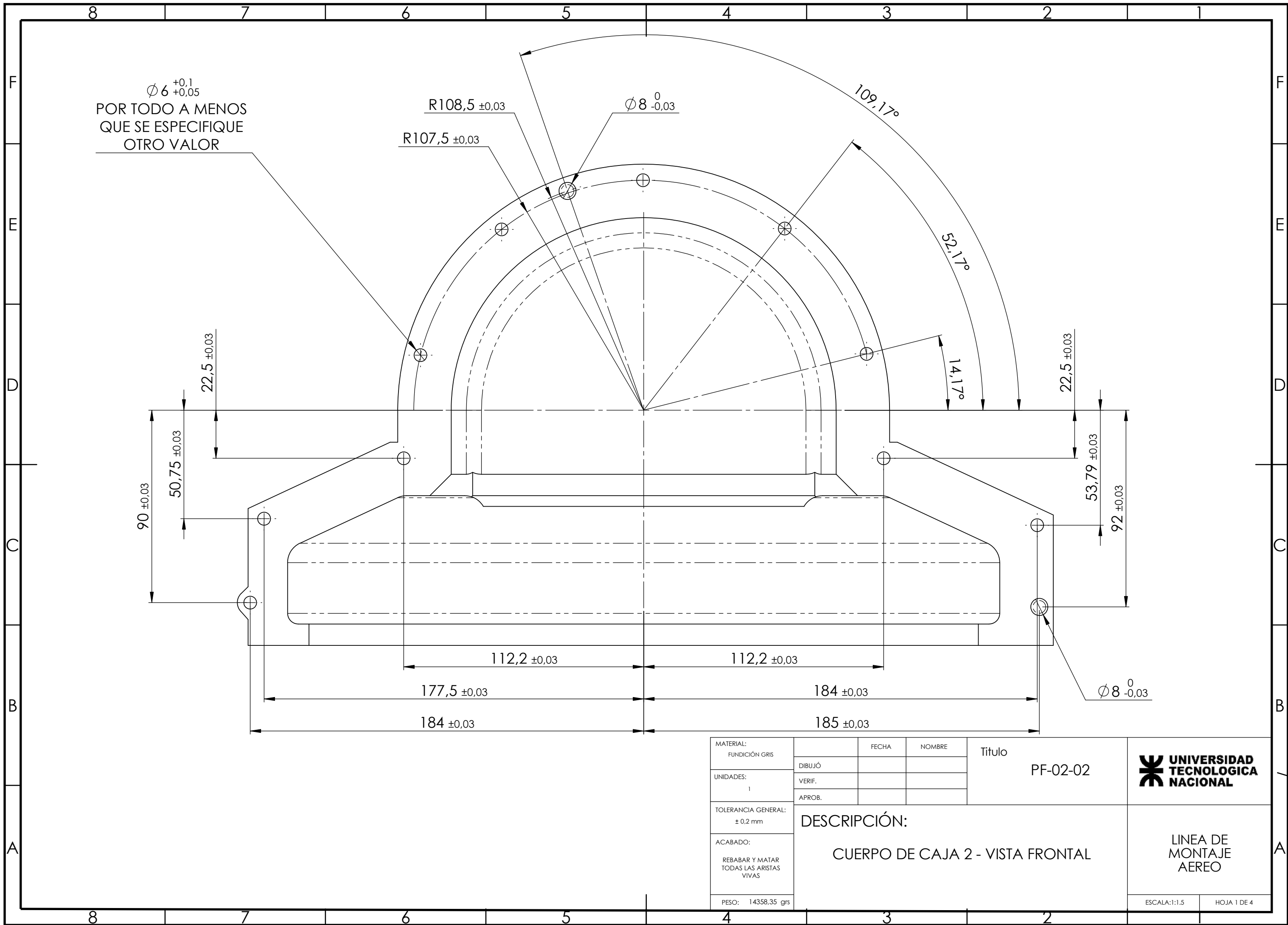


$\phi 6^{+0,2}_{+0,1}$   
 POR TODO A MENOS  
 QUE SE ESPECIFIQUE  
 OTRO VALOR

SECCIÓN A-A

MATERIAL: FUNDICIÓN GRIS	FECHA	NOMBRE	Título PF-02-01	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b>
UNIDADES: 1	VERIF.			
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,1 mm	APROB.			
ACABADO: REBABAR Y MATAR TODAS LAS ARISTAS VIVAS	DESCRIPCIÓN: TAPA DE CUERPO DE CAJA 2			LINEA DE MONTAJE AEREO
PESO: 6598,3 grs	ESCALA: 1:2,5			





$\varnothing 6^{+0,1}_{+0,05}$   
 POR TODO A MENOS  
 QUE SE ESPECIFIQUE  
 OTRO VALOR

$R108,5 \pm 0,03$   
 $R107,5 \pm 0,03$

$\varnothing 8^{0}_{-0,03}$

109,17°

52,17°


14,17°

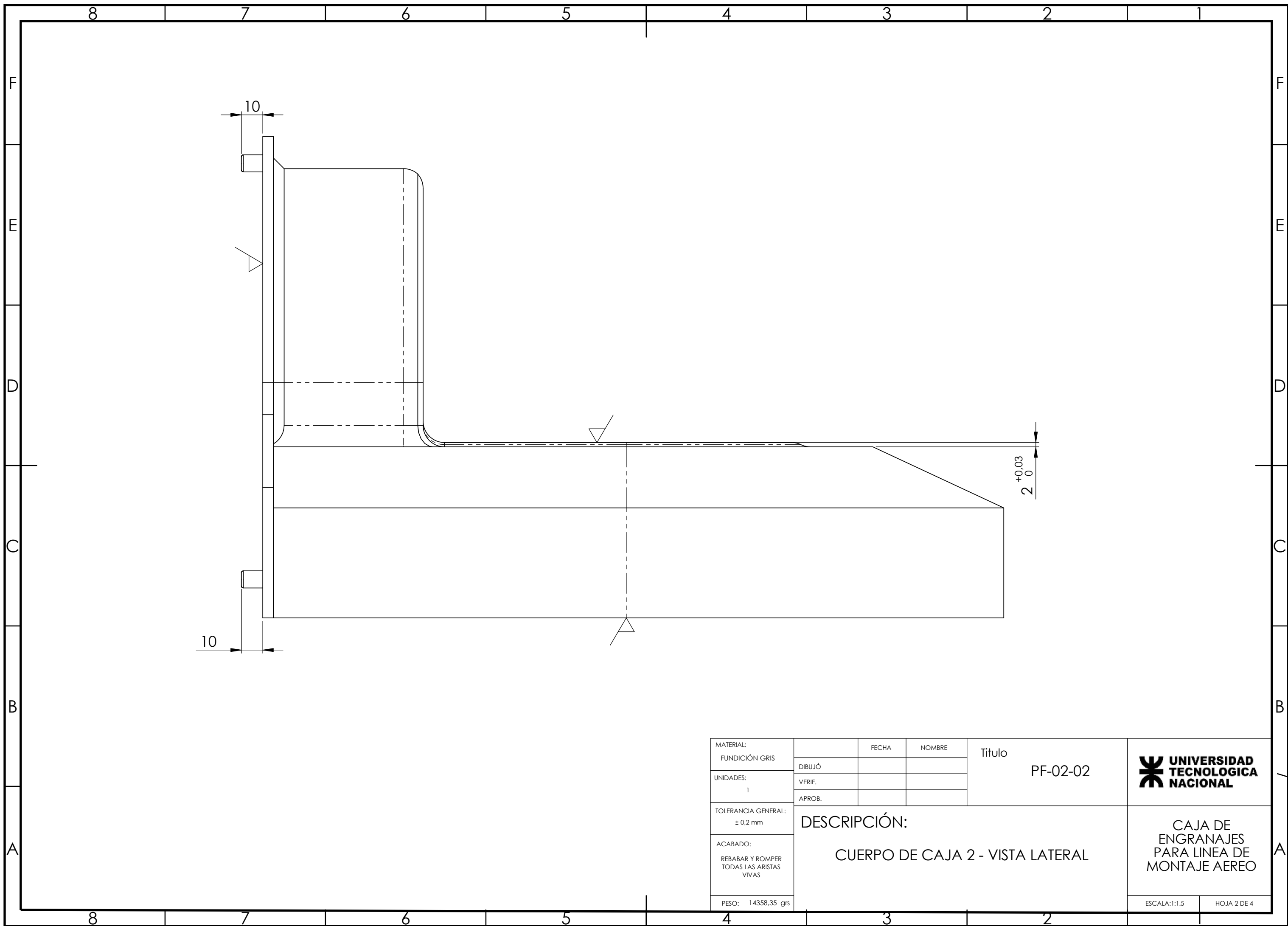
$90 \pm 0,03$   
 $50,75 \pm 0,03$   
 $22,5 \pm 0,03$


$22,5 \pm 0,03$   
 $53,79 \pm 0,03$   
 $92 \pm 0,03$

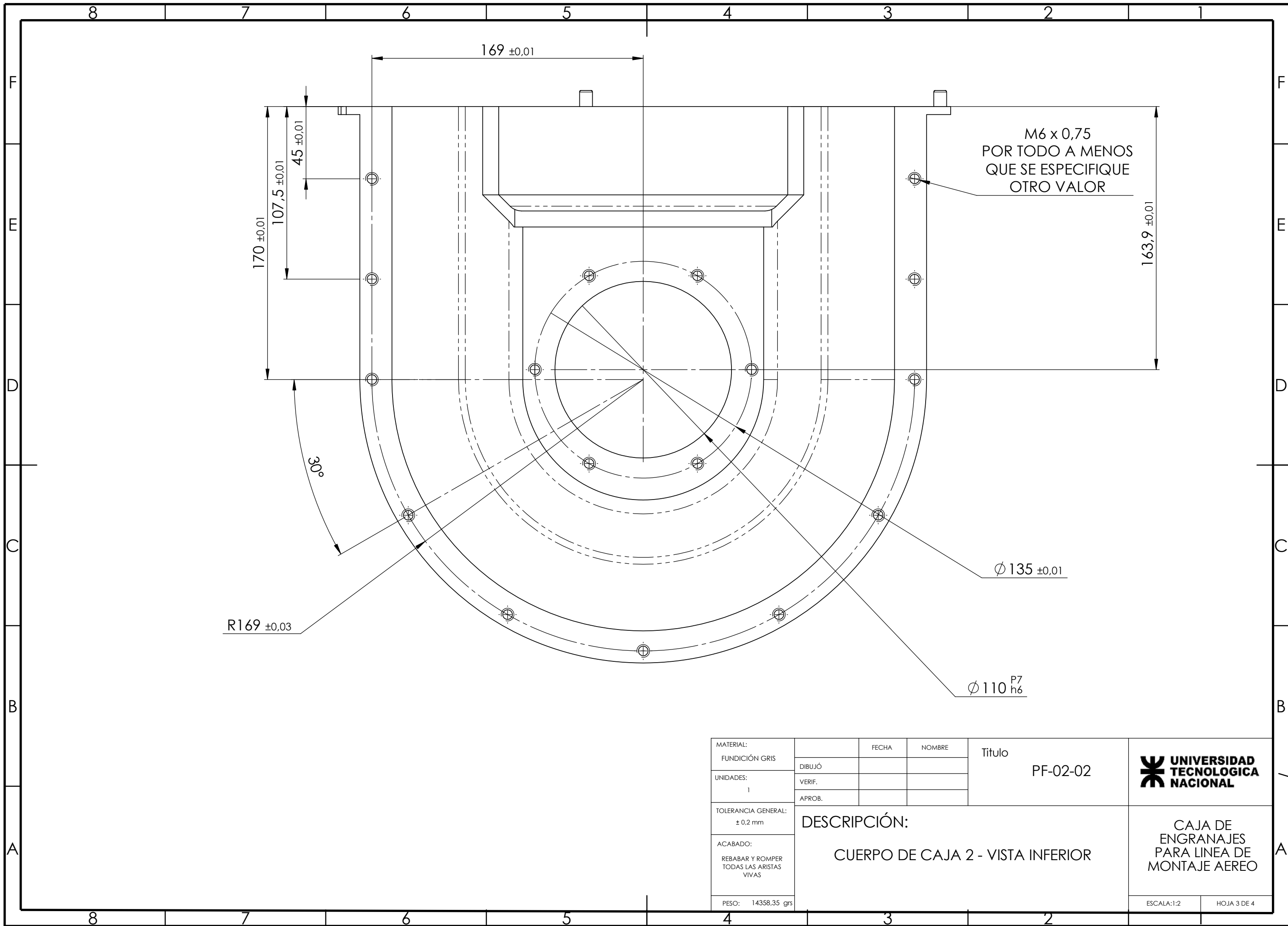
$112,2 \pm 0,03$      $112,2 \pm 0,03$   
 $177,5 \pm 0,03$      $184 \pm 0,03$   
 $184 \pm 0,03$      $185 \pm 0,03$


$\varnothing 8^{0}_{-0,03}$

MATERIAL: FUNDICIÓN GRIS	FECHA	NOMBRE	Título	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL</b>
UNIDADES: 1	DIBUJÓ		PF-02-02	
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,2 mm	VERIF.			
ACABADO: REBABAR Y MATAR TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.		<b>DESCRIPCIÓN:</b>  <b>CUERPO DE CAJA 2 - VISTA FRONTAL</b>	
PESO: 14358,35 grs				
			ESCALA: 1:1,5	HOJA 1 DE 4



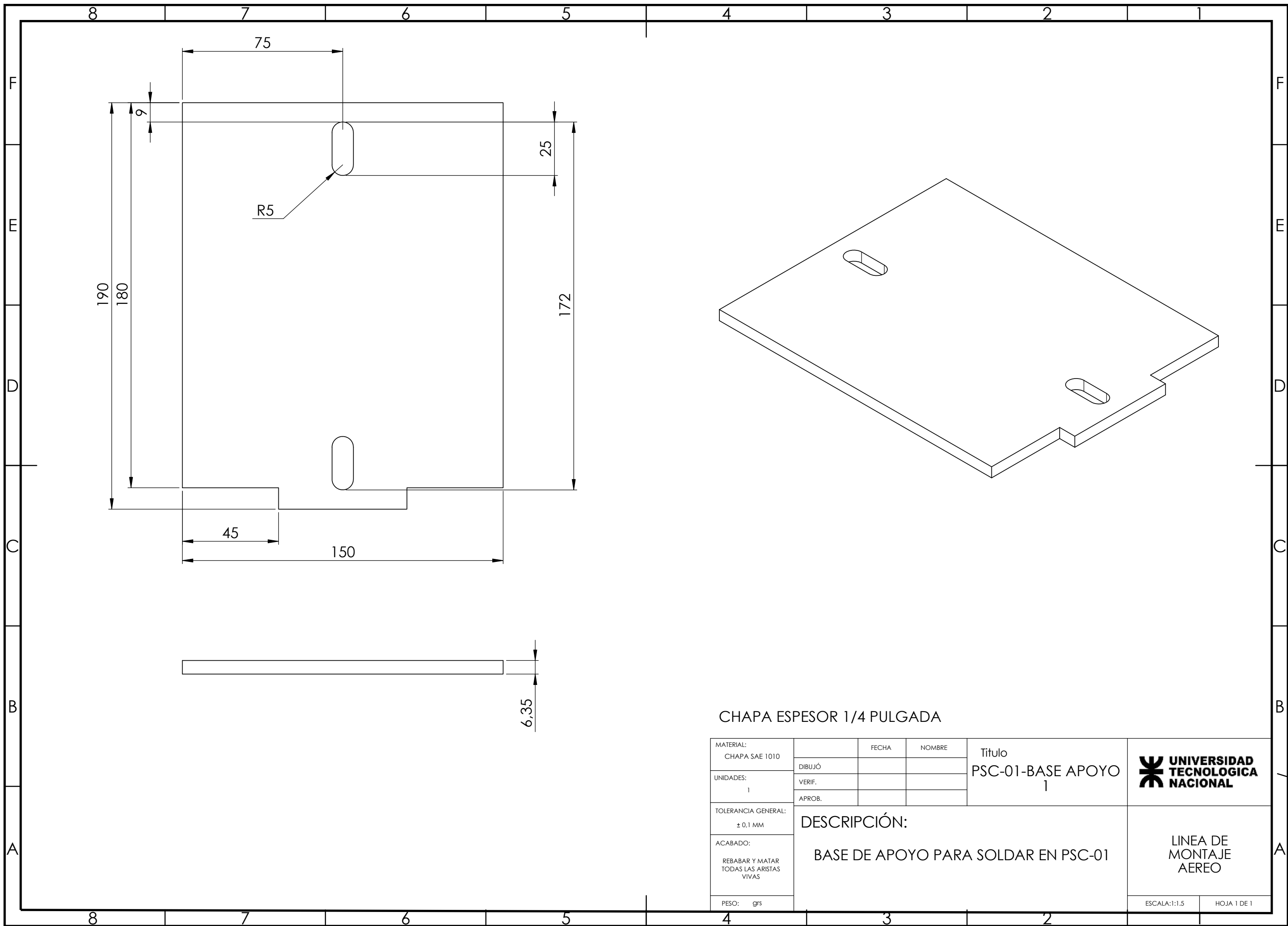
MATERIAL: FUNDICIÓN GRIS	FECHA	NOMBRE	Titulo PF-02-02	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL</b>
UNIDADES: 1	DIBUJÓ			
TOLERANCIA GENERAL: ± 0.2 mm	VERIF.			
ACABADO: REBABAR Y ROMPER TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.			<b>DESCRIPCIÓN:</b>  <b>CUERPO DE CAJA 2 - VISTA LATERAL</b>
PESO: 14358,35 grs				
			ESCALA:1:1.5	HOJA 2 DE 4




MATERIAL: FUNDICIÓN GRIS	FECHA	NOMBRE	Título	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL</b>
UNIDADES: 1	DIBUJÓ		PF-02-02	
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,2 mm	VERIF.			
ACABADO: REBARAR Y ROMPER TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.		DESCRIPCIÓN: CUERPO DE CAJA 2 - VISTA INFERIOR	
PESO: 14358,35 grs				ESCALA: 1:2
				HOJA 3 DE 4

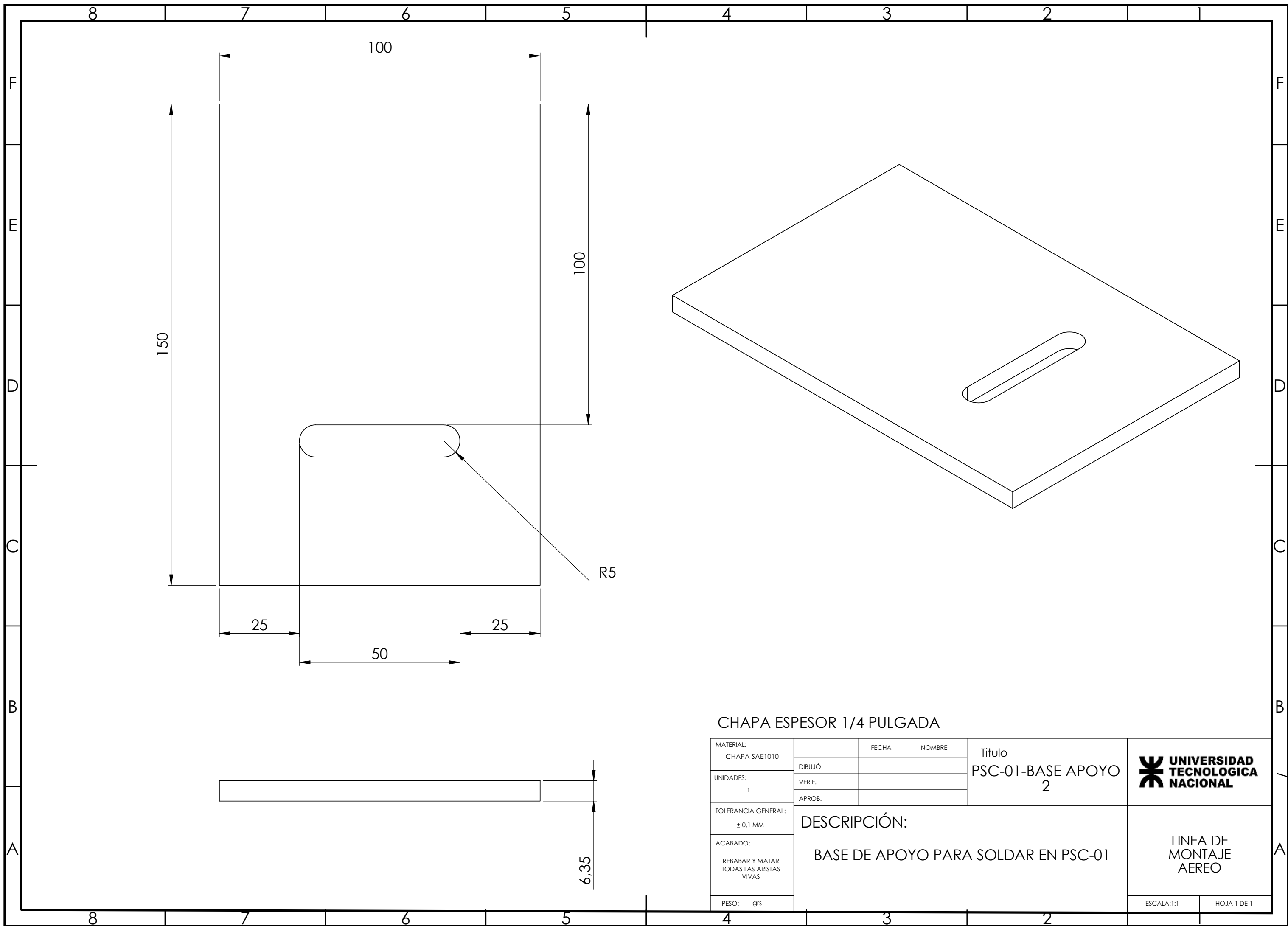


CAJA DE  
ENGRANAJES  
PARA LINEA DE  
MONTAJE AEREO




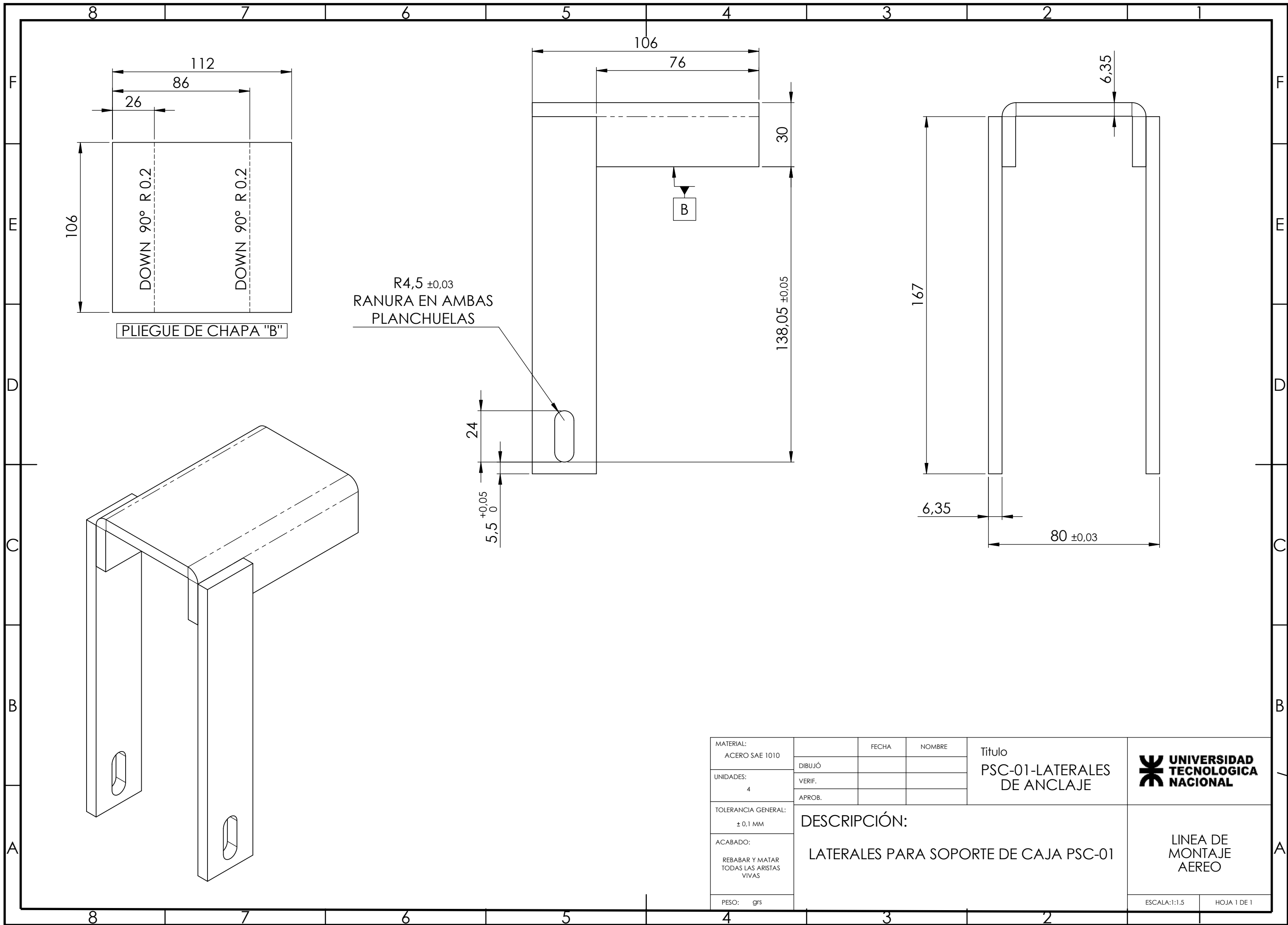
CHAPA ESPESOR 1/4 PULGADA

MATERIAL: CHAPA SAE 1010	FECHA	NOMBRE	Titulo PSC-01-BASE APOYO 1		
UNIDADES: 1	DIBUJÓ		VERIF.		
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,1 MM	APROB.				
ACABADO: REBABAR Y MATAR TODAS LAS ARISTAS VIVAS	DESCRIPCIÓN: BASE DE APOYO PARA SOLDAR EN PSC-01			LINEA DE MONTAJE AEREO	
PESO: grs				ESCALA:1:1.5	HOJA 1 DE 1




CHAPA ESPESOR 1/4 PULGADA

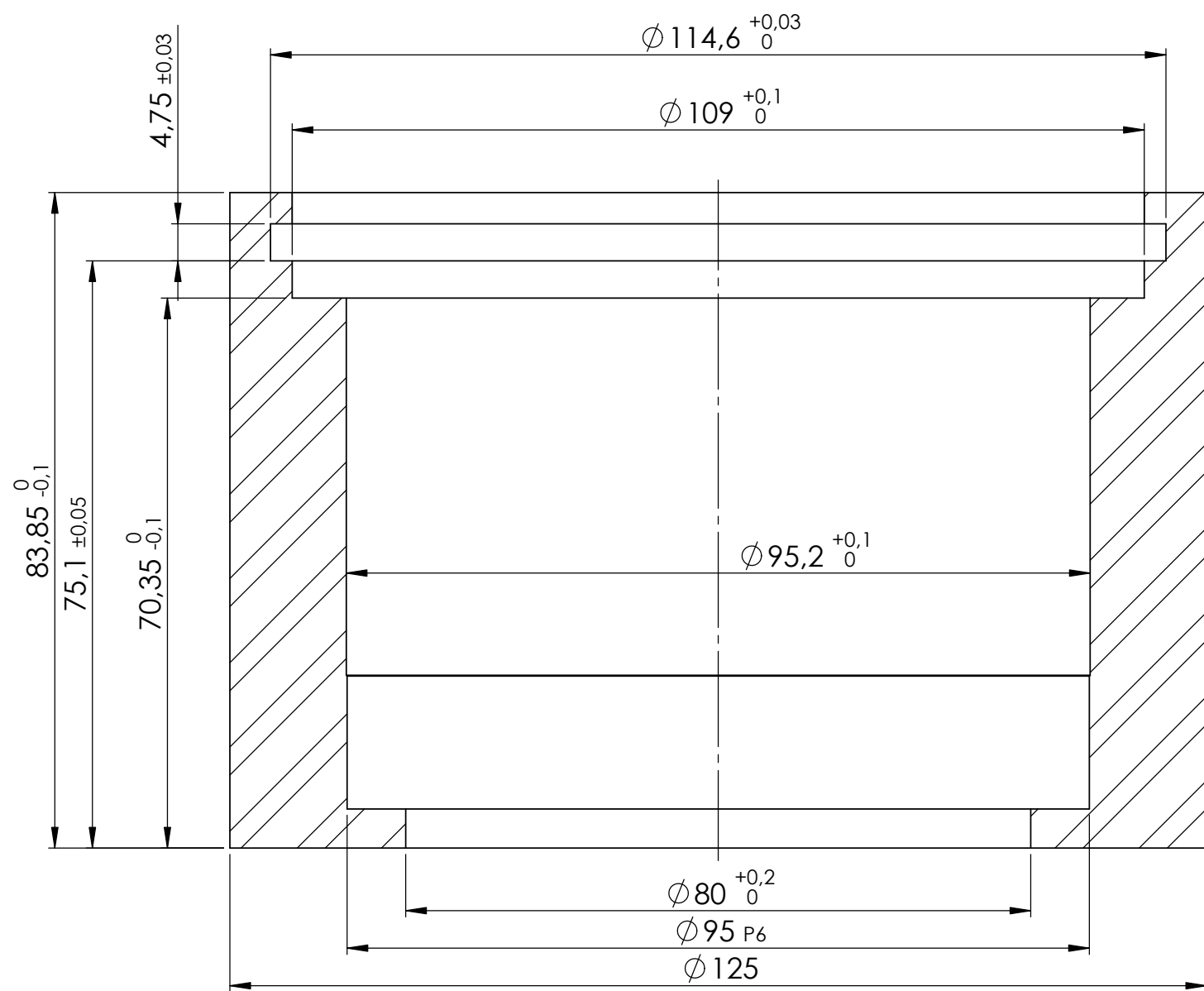
MATERIAL: CHAPA SAE1010	FECHA	NOMBRE	Título PSC-01-BASE APOYO 2	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL</b>
UNIDADES: 1	DIBUJÓ			
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,1 MM	VERIF.			
ACABADO: REBABAR Y MATAR TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.			LINEA DE MONTAJE AEREO
PESO: grs	DESCRIPCIÓN: BASE DE APOYO PARA SOLDAR EN PSC-01		ESCALA:1:1	



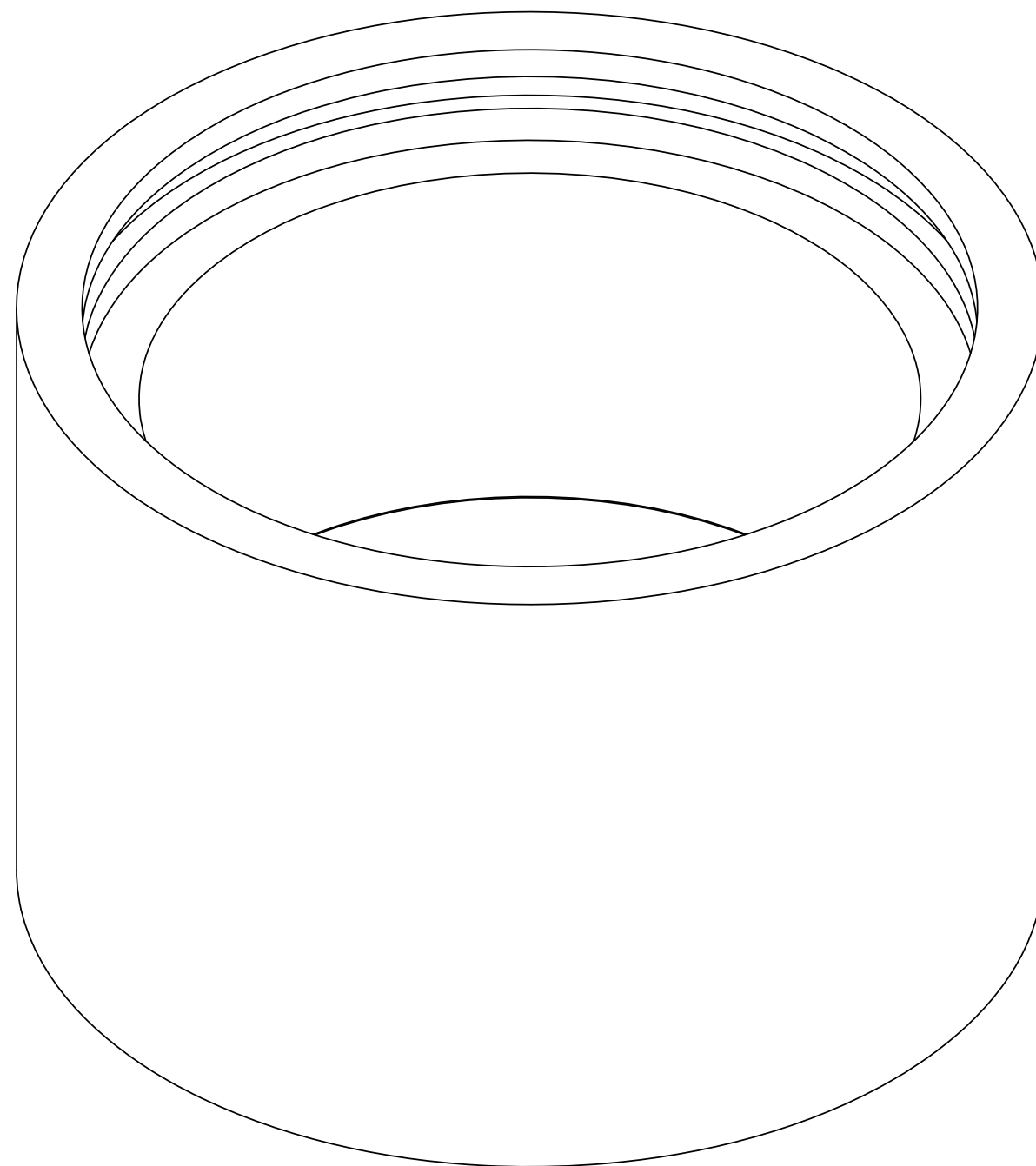
PLIEGUE DE CHAPA "B"

R4,5 ±0,03  
RANURA EN AMBAS  
PLANCHUELAS


MATERIAL: ACERO SAE 1010	FECHA	NOMBRE	Titulo PSC-01-LATERALES DE ANCLAJE	
UNIDADES: 4	DIBUJÓ	VERIF.		
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,1 MM	APROB.			
ACABADO: REBABAR Y MATAR TODAS LAS ARISTAS VIVAS	DESCRIPCIÓN: LATERALES PARA SOPORTE DE CAJA PSC-01			LINEA DE MONTAJE AEREO
PESO: grs	ESCALA:1:1.5		HOJA 1 DE 1	

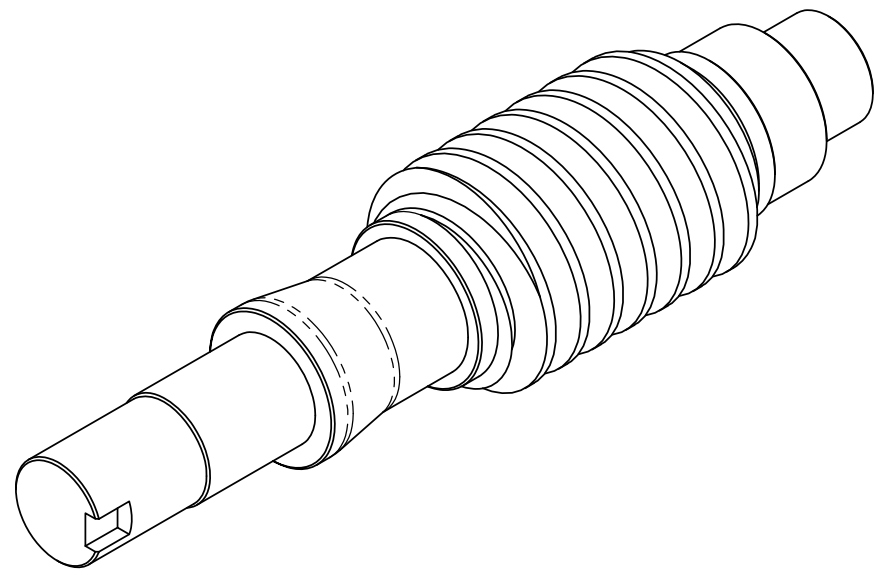
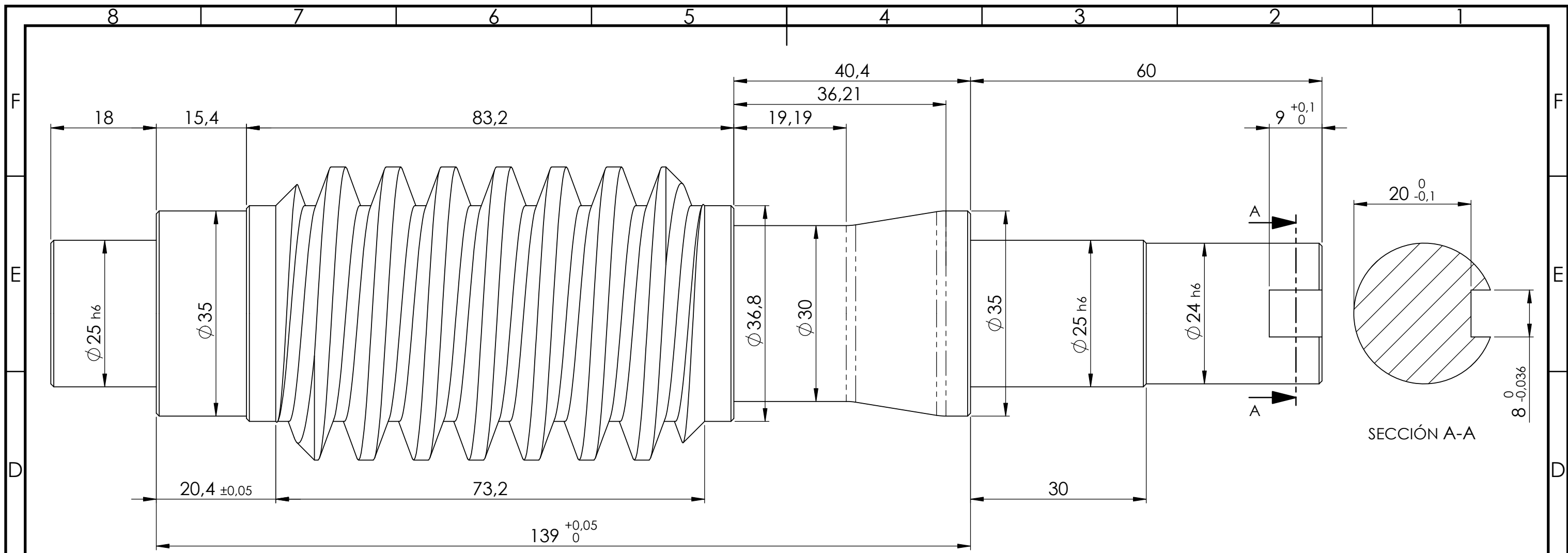


VISTA SECCIÓN



VISTA ISOMÉTRICA

MATERIAL: ACERO SAE 1010	FECHA	NOMBRE	Título PSC-03	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL</b>
UNIDADES: 1	DIBUJÓ			
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,1 MM	VERIF.			
ACABADO: REBABAR Y MATAR TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.			LINEA DE MONTAJE AEREO
PESO: 3214,89 grs	DESCRIPCIÓN: CAMISA SOPORTE RODAMIENTO DE 3ER EJE		ESCALA: 1.25:1	



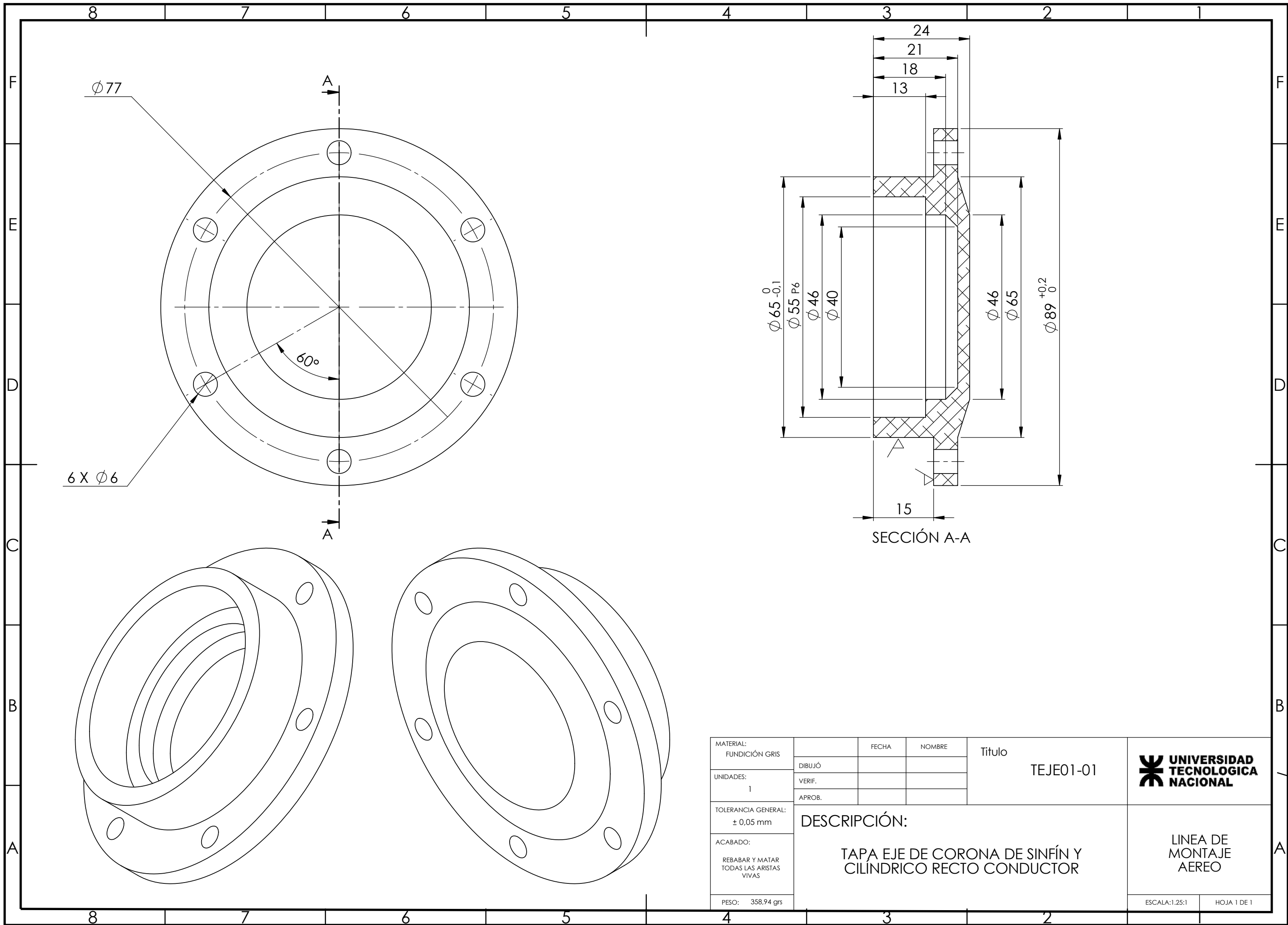
MATERIAL SELECCIONADO: SAE 4140  
 MATERIAL ALTERNATIVO: SAE 8620  
 TRATAMIENTO TÉRMICO: CEMENTADO - TEMPLADO - REVENIDO  
 DUREZA: 55 a 62 HRC  
 CAPA EFECTIVA DE CEMENTACIÓN: 0,4mm

INFORMACIÓN DE DIENTES DE ENGRANE	
Cantidad de entradas	1
Paso circular	9,42 mm
Diámetro primitivo	44 mm
Diámetro exterior	50 mm
Profundidad	6,6 mm
Ángulo de avance	3,93°
Ángulo de contacto	20°

MATERIAL:	FECHA	NOMBRE	Título	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
SAE 4140			SF-01	
UNIDADES:				
1				
TOLERANCIA GENERAL:	DESCRIPCIÓN:			CAJA DE ENGRANAJES PARA LINEA DE MONTAJE AEREO
$\pm 0,1$ mm				
ACABADO:	TORNILLO SIN-FIN			ESCALA: 1.5:1
REBARBAR Y ROMPER TODAS LAS ARISTAS VIVAS				
PESO: 1591,69 grs				HOJA 1 DE 1







Ø77


A

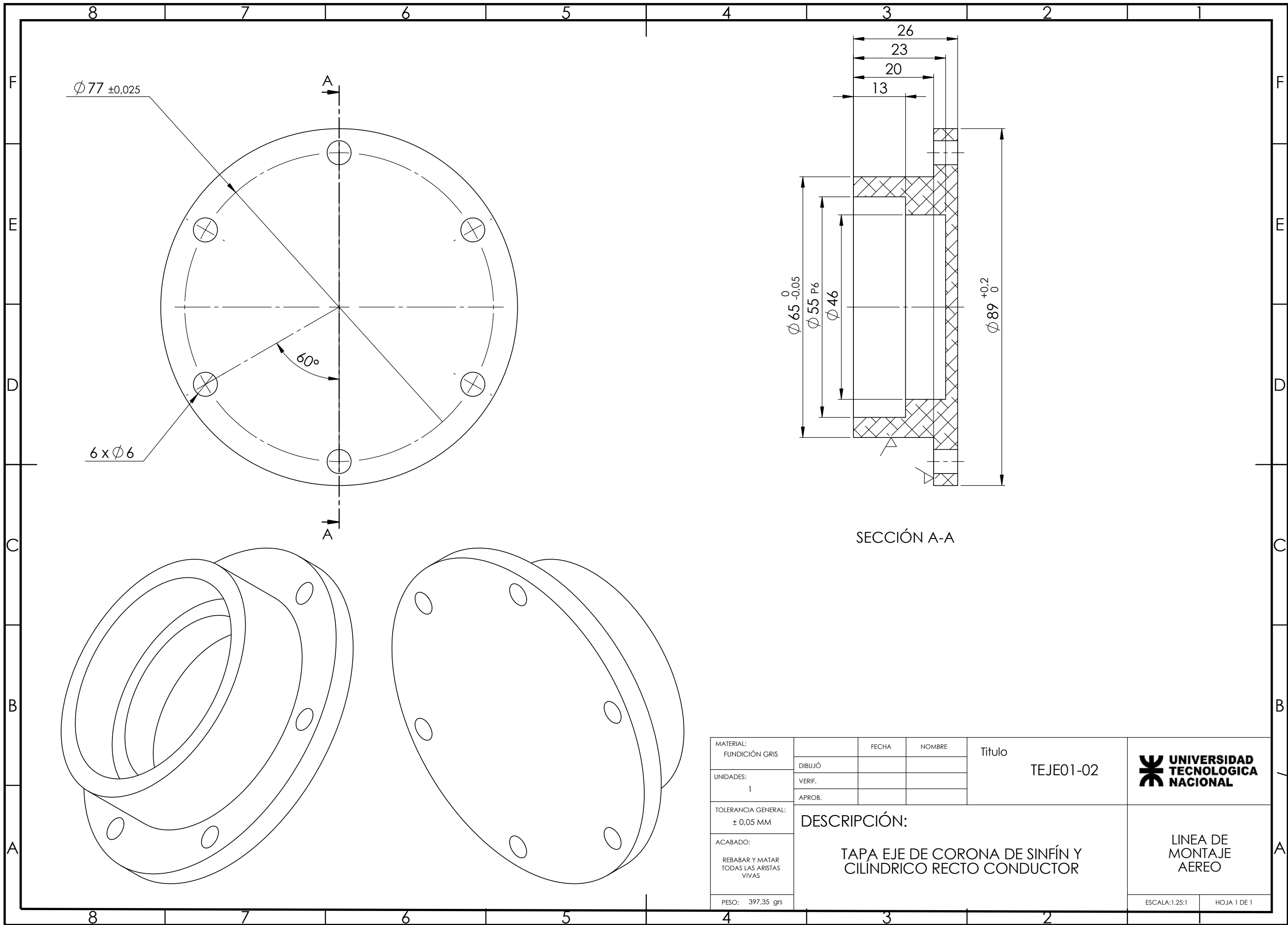
60°

6 X Ø6


A

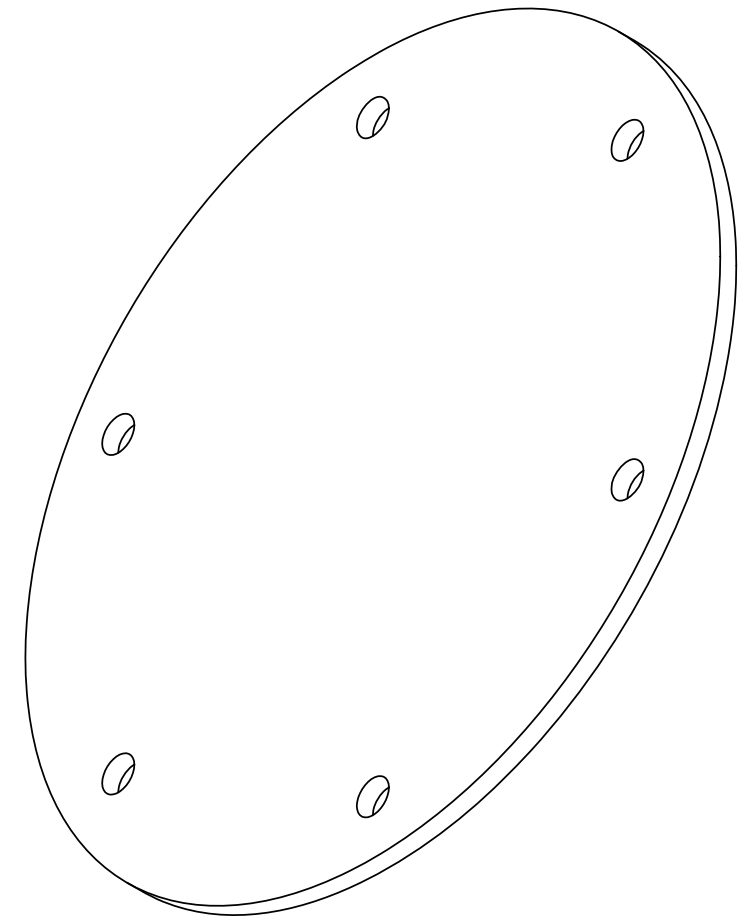
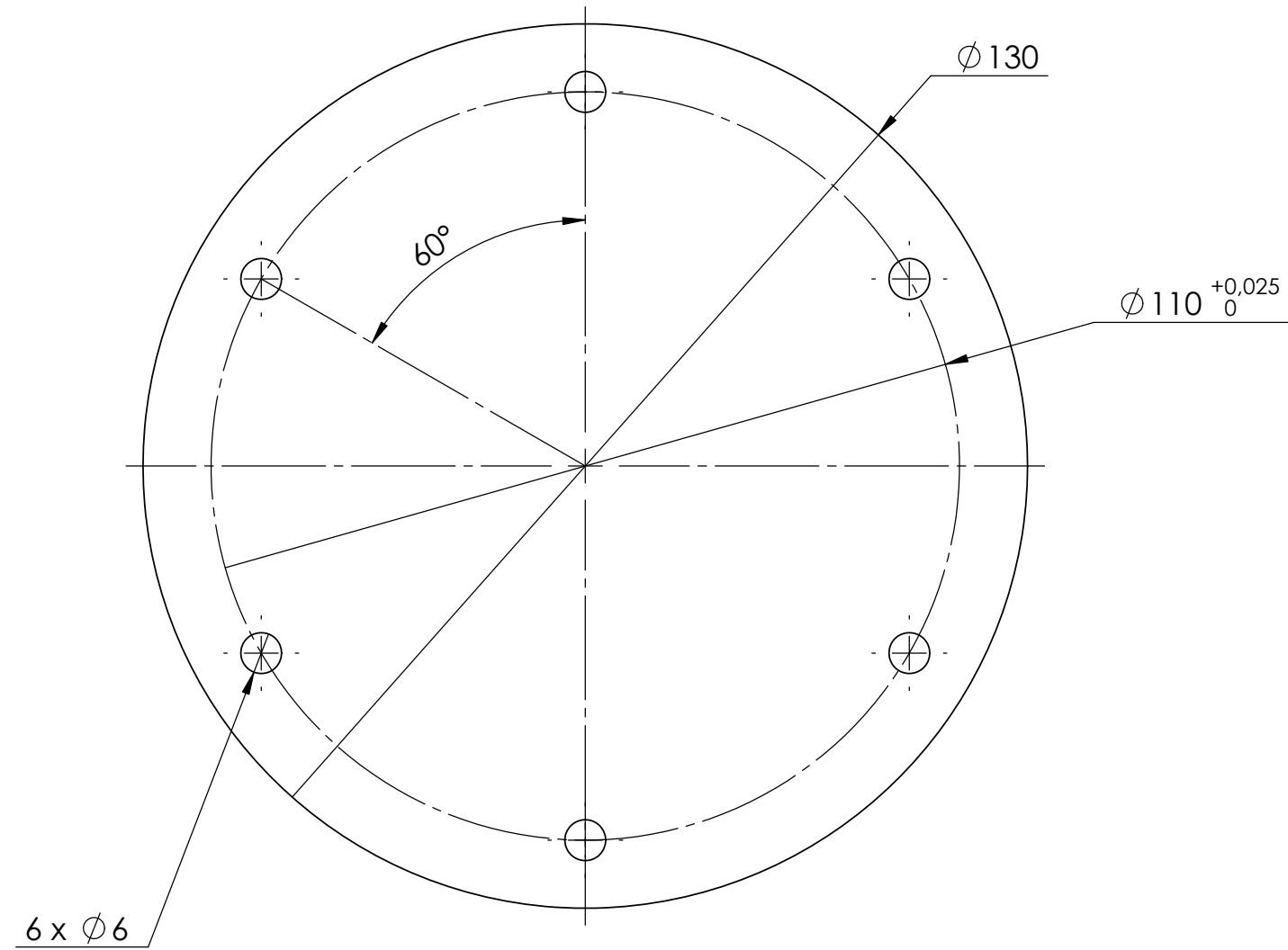
SECCIÓN A-A


MATERIAL: FUNDICIÓN GRIS	FECHA	NOMBRE	Título	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b>
UNIDADES: 1	DIBUJÓ		TEJE01-01	
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,05 mm	VERIF.			
ACABADO: REBABAR Y MATAR TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.		<b>DESCRIPCIÓN:</b>  <b>TAPA EJE DE CORONA DE SINFIN Y CILINDRICO RECTO CONDUCTOR</b>	
PESO: 358,94 grs				
			ESCALA: 1.25:1	HOJA 1 DE 1

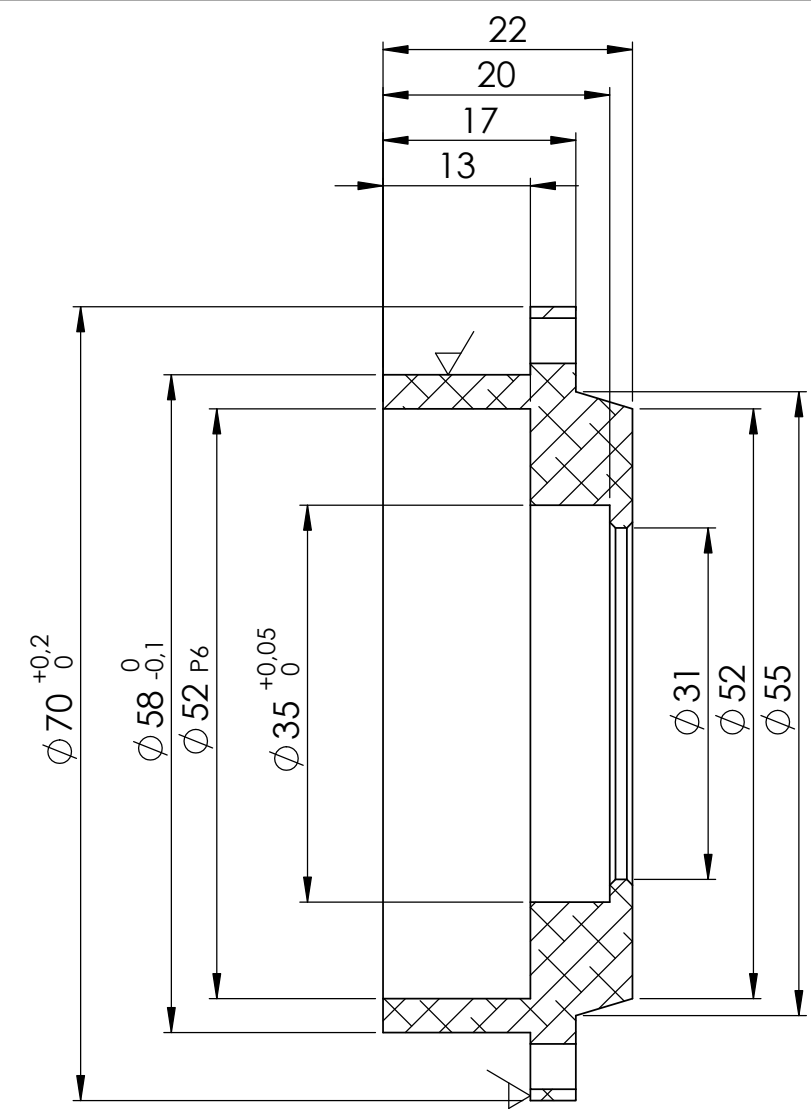
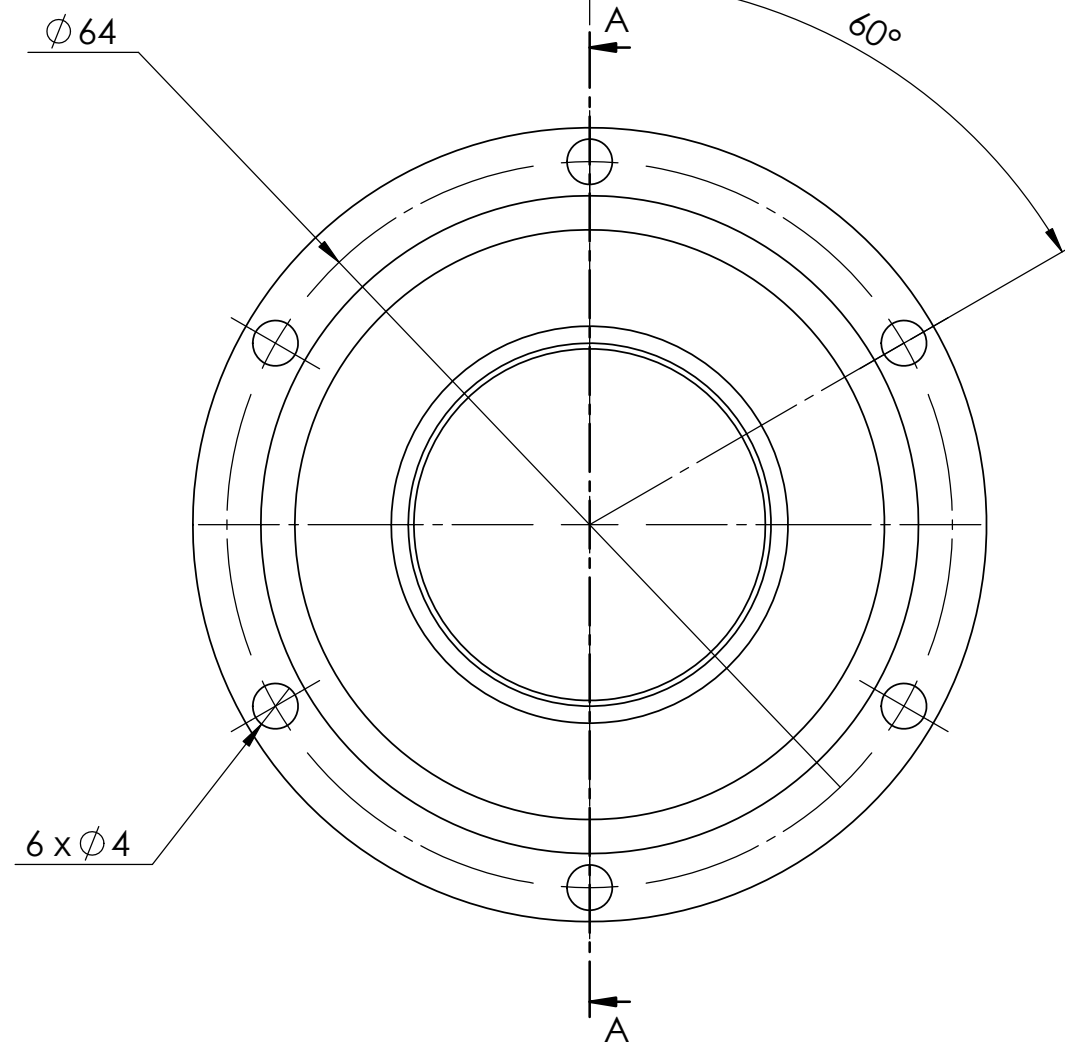


SECCIÓN A-A

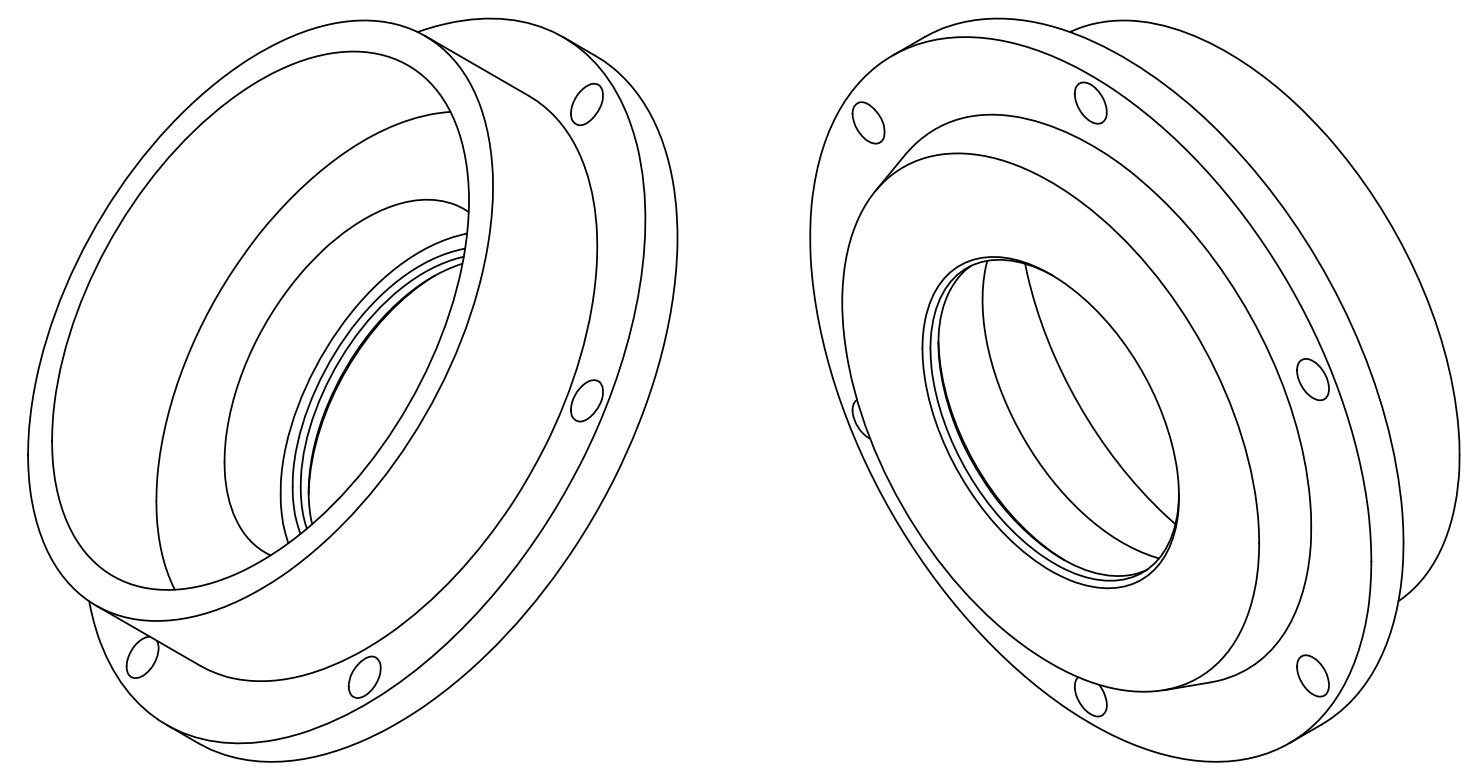
MATERIAL: FUNDICIÓN GRIS	FECHA	NOMBRE	Título	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b>
UNIDADES: 1	DIBUJÓ		TEJE01-02	
TOLERANCIA GENERAL: ± 0,05 MM	VERIF.			
ACABADO: REBABAR Y MATAR TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.		DESCRIPCIÓN:	
PESO: 397,35 grs	TAPA EJE DE CORONA DE SINFIN Y CILINDRICO RECTO CONDUCTOR			LÍNEA DE MONTAJE AEREO
	ESCALA: 1.25:1			HOJA 1 DE 1




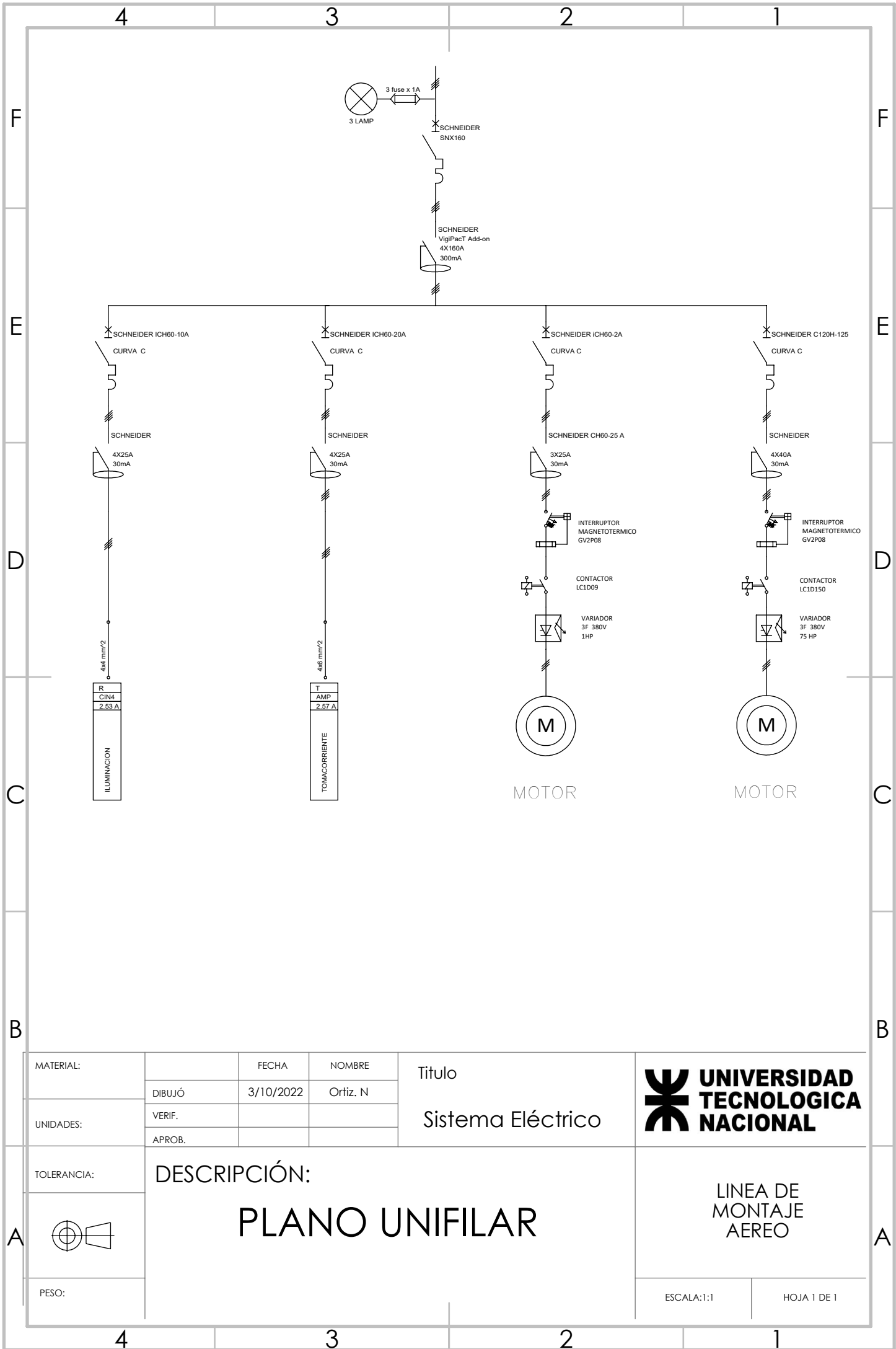
MATERIAL: SAE 1010	FECHA	NOMBRE	Titulo TEJE02-02	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL</b>
UNIDADES: 1	DIBUJÓ			
TOLERANCIA GENERAL: $\pm 0,2$ mm	VERIF.			
ACABADO: REBABAR Y MATAR TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.			LINEA DE MONTAJE AEREO
PESO: 351 grs	DESCRIPCIÓN: TAPA EJE DE CILINDRICO CONDUCTIDO RECTO Y CÓNICO CONDUCTOR		ESCALA:1:1	



SECCIÓN A-A



MATERIAL: FUNDICIÓN GRIS	FECHA	NOMBRE	Título	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL</b>
UNIDADES: 1	DIBUJÓ		TSF-01	
TOLERANCIA GENERAL: $\pm 0,05$ MM	VERIF.			
ACABADO: REBABAR Y MATAR TODAS LAS ARISTAS VIVAS	APROB.		DESCRIPCIÓN: TAPA SIN-FÍN	LINEA DE MONTAJE AEREO
PESO: 178,6 grs				



MATERIAL:		FECHA	NOMBRE	Titulo Sistema Eléctrico
	DIBUJÓ	3/10/2022	Ortiz. N	
UNIDADES:	VERIF.			
	APROB.			



TOLERANCIA:	DESCRIPCIÓN: <b>PLANO UNIFILAR</b>
PESO:	

LINEA DE MONTAJE AEREO	
ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1