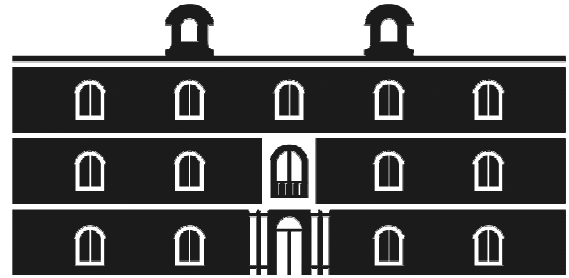


Universidad  
Politécnica  
de Cartagena



**industriales**  
etsii UPCT

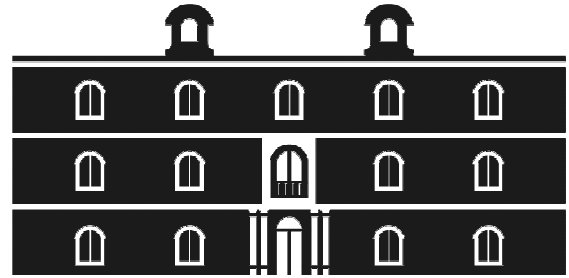
# Diseño del conjunto eje- acoplamiento-reductora epicicloidal de un aerogenerador eólico

**Titulación:** Ingeniería Técnica  
Industrial, Esp. Mecánica  
**Intensificación:** Construcción de Maquinaria  
**Alumno/a:** Miguel Ángel Hernández  
Rodríguez  
**Director/a/s:** Miguel Lucas Rodríguez

Cartagena, 27 de Octubre de 2011



Universidad  
Politécnica  
de Cartagena

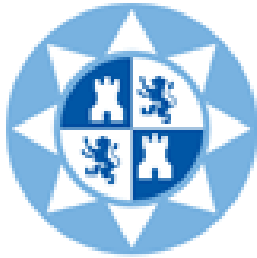


**industriales**  
etsii UPCT

# Diseño del conjunto eje- acoplamiento-reductora epicicloidal de un aerogenerador eólico

**Titulación:** Ingeniería Técnica  
Industrial, Esp. Mecánica  
**Intensificación:** Construcción de Maquinaria  
**Alumno/a:** Miguel Ángel Hernández  
Rodríguez  
**Director/a/s:** Miguel Lucas Rodríguez

Cartagena, 27 de Octubre de 2011



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

E.T.S.I.I

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

# PROYECTO FIN DE CARRERA

---

Diseño del conjunto eje-acoplamiento-reductora epicicloidal

DOCUMENTO Nº 1: MEMORIA

Memoria Descriptiva

Peticionario: Departamento de Ingeniería Mecánica,  
Universidad Politécnica de Cartagena.

Nombre: Miguel Ángel Hernández Rodríguez

Lugar: Cartagena

Fecha: 27 de Octubre de 2011.



## INDICE

1.1 ANTECEDENTES .....	1
1.2 OBJETO .....	1
1.3 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL TREN DE POTENCIA .....	1
1.4 AERODINÁMICA DE AEROGENERADORES .....	3
1.4.1 La energía del viento .....	3
1.4.2 La fuerza del viento .....	4
1.4.3 Máxima potencia extraíble del viento.....	4
1.4.4 El rotor .....	5
1.5 LOCALIZACIÓN O EMPLAZAMIENTO .....	6
1.6 ESTIMACIÓN DE LOS RECURSOS ENERGÉTICOS.....	7
1.7 PRESUPUESTO .....	11
1.8 AGRADECIMIENTOS .....	11
1.9 DOCUMENTOS DE LOS QUE CONSTA.....	12
1.10 BIBLIOGRAFÍA.....	12
1.11 CONCLUSIÓN A LA MEMORIA.....	13



### **1.1 ANTECEDENTES**

A petición del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica de Cartagena se ha encargado al alumno de Ingeniería Técnica Industrial Miguel Ángel Hernández Rodríguez la redacción del Proyecto Industrial “Diseño del conjunto eje-acoplamiento-reductora epicicloidal de un aerogenerador eólico” como proyecto fin de carrera y de acuerdo a la legislación vigente conseguir por parte de los organismos oficiales la obtención del título Ingeniero Técnico Industrial, especialidad en Mecánica.

### **1.2 OBJETO**

El presente proyecto industrial tiene por objeto la fabricación y montaje de todos los elementos que componen el conjunto eje-acoplamiento-reductora epicicloidal necesarios para su integración en un generador eólico a situar en la Bahía de Portmán en la provincia de Murcia, así como la solicitud a los organismos competentes de las pertinentes licencias para su desarrollo y puesta en marcha, al mismo tiempo que se describen detalladamente todos los elementos integrantes en el sistema.

### **1.3 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL TREN DE POTENCIA**

El tren de potencia tiene la importante tarea de transformar la energía de rotación del rotor en energía eléctrica. El tren motriz se compone de varios elementos, cada uno de ellos contribuye a una tarea específica, el más complejo de todos ellos es la caja multiplicadora, responsable de aumentar la velocidad angular de transmisión del rotor del generador, para satisfacer la velocidad requerida por el generador. Como se ha comentado anteriormente, es el componente de mayor complejidad mecánica en el tren motriz y el responsable de los mayores tiempos de inactividad operacional de la turbina eólica, con el consiguiente aumento de los costos.

El tren de potencia del aerogenerador estará compuesto por los siguientes elementos:

-Eje de baja velocidad o eje principal:

Acoplado a un rotor eólico constituido por un buje y tres palas con una velocidad constante de funcionamiento de 22,16 rpm. Tiene una longitud total de 3.000 mm, y se apoya sobre dos rodamientos.

El rodamiento principal se encuentra situado a 1.000 mm del acoplamiento con el buje, se trata de un rodamiento de rodillos a rótula capaz de soportar las cargas axiales y radiales que se transmiten desde el rotor eólico.



El rodamiento secundario está integrado en la carcasa de la caja multiplicadora, y se encuentra situado a una distancia de 2.500 mm del acoplamiento con el buje. Se trata de un rodamiento de rodillos cilíndricos que únicamente soporta carga radial.

El eje de baja está fabricado en acero F-127 o AISI 4340, el acoplamiento con el plato porta-satélites de la primera etapa de la multiplicadora se realiza mediante chaveta y el acople con el rotor eólico mediante 32 tornillos.

-Eje de alta velocidad

Acoplado al engranaje planetario de la segunda etapa mediante chaveta y al generador eléctrico mediante acoplamiento comercial.

Está fabricado en acero F-127 o AISI 4340 y posee una velocidad de funcionamiento fija de 1.500 rpm. Se apoya en la caja multiplicadora sobre un rodamiento de bolas con contacto angular.

-Caja multiplicadora de velocidad de dos etapas de multiplicación de engranajes epicicloidales: Relación de multiplicación de 8,211/1 en la primera etapa y de 8,249/1 en la segunda etapa para un total de 67,74/1 entre la entrada y la salida. Ésta configuración de los engranajes permite que los ejes de alta y de baja velocidad sean coaxiales. Todos los engranajes de la caja multiplicadora se fabrican en acero AISI 4320 con un tratamiento superficial de cementado, que será de grado AGMA 2 en el caso de la primera etapa y de grado AGMA 1 en la segunda etapa.

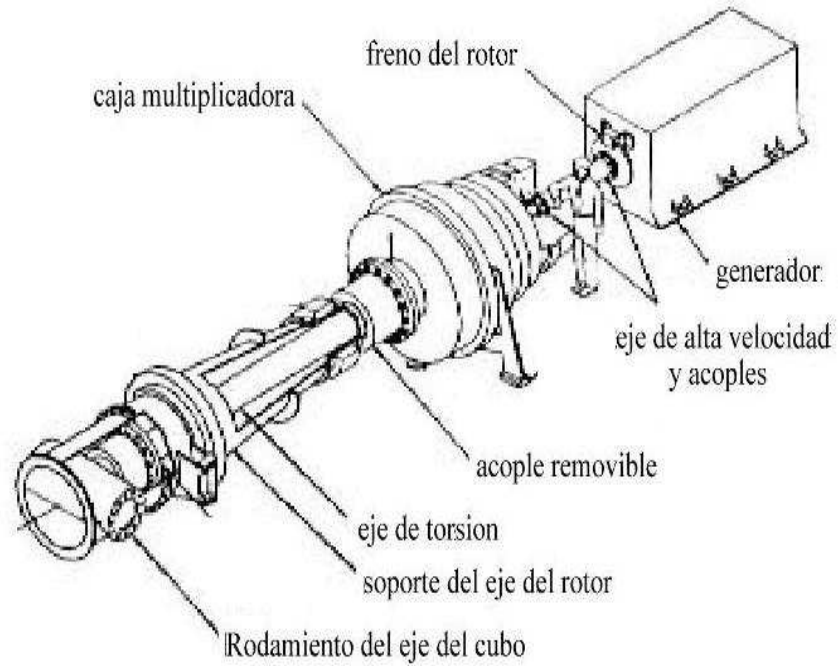
Los ejes y los platos porta-satélites se fabrican en acero AISI 4340 y se unen a sus respectivos acoples mediante chavetas.

La fijación axial de todos los elementos a los ejes se realiza mediante anillos de retención DIN 471 a excepción del eje de alta velocidad y el eje intermedio que se fijan interponiendo entre ambos un rodamiento axial de bolas de doble efecto.

-Carcasa formada por dos partes iguales fabricadas en fundición gris A48-94 de 86 mm. de espesor con junta estanca intermedia de Nylon/Poliamida de 5 mm. de espesor y unidas mediante 26 tornillos.

-La velocidad del viento necesaria para arrancar el rotor será de 3,5 m/s y la de parada de 25 m/s controlado por un freno de disco situado en el eje de alta velocidad y un sistema de control de potencia activo que regula el ángulo de paso de las palas del rotor.

En la siguiente figura se muestra una simplificación esquemática de los principales componentes del tren de potencia en su posición de funcionamiento:



## 1.4 AERODINÁMICA DE AEROGENERADORES

### 1.4.1 La energía del viento

Considérese un elemento de volumen cilíndrico  $dV$  que es atravesado por aire en movimiento con velocidad  $V_1$ :

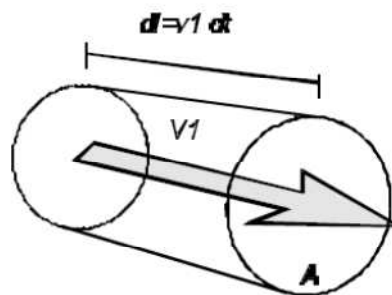


Figura 1

La energía que atraviesa la superficie  $A$  en la unidad de tiempo es la potencia  $P$  desarrollada por el fluido a través de dicha sección:

$$P = \frac{dE_c}{dt} = \frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot V_1^3$$

Se tiene así, que la potencia del viento es proporcional a la densidad del aire, al área de sección considerada y al cubo de su velocidad.

### 1.4.2 La fuerza del viento

Si en el medio fluido se interpone un elemento captador de energía tal y como muestra la Figura 2, el viento después de atravesarlo tendrá una velocidad  $V_2$  menor a la  $V_1$  que traía originalmente (disminución de energía cinética). El cambio en velocidad del flujo implica un intercambio energético con el elemento interpuesto traducido en una fuerza, que en el caso de los aerogeneradores provoca un par mecánico que hace girar las palas.

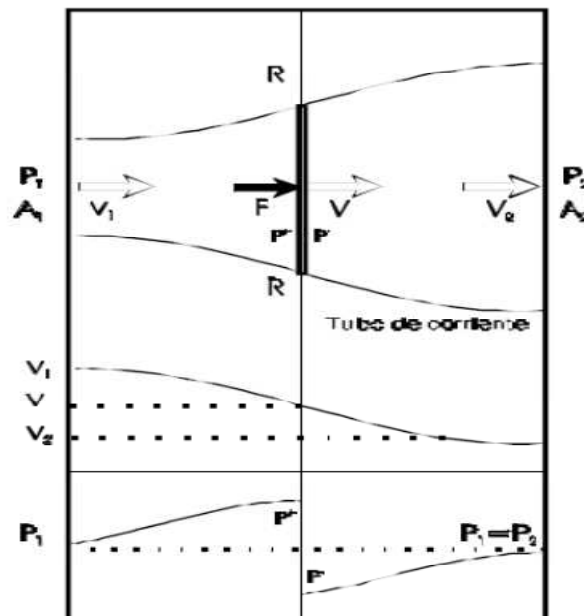


Figura 2

En la figura 2 se representa gráficamente el comportamiento de las variables que caracterizan el flujo. El disco del rotor (*línea R-R*) se sitúa perpendicular a la dirección del viento incidente que tiene una velocidad  $V_1$  a una distancia infinita aguas arriba. El aire que se desplaza por el tubo de corriente atraviesa el rotor, cediéndole parte de su energía y estableciendo la correspondiente diferencia de presiones a ambos lados.

### 1.4.3 Máxima potencia extraíble del viento

La potencia captada por un aerogenerador suele expresarse como:

$$P = C_p \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V_1^3$$





donde  $C_p$  es el *coeficiente de potencia* que determina el rendimiento aerodinámico del rotor.

#### 1.4.4 El rotor

En los sistemas eólicos el elemento captador consiste en una hélice que transforma la energía cinética del viento en energía rotacional que es comunicada a un generador eléctrico (aerogeneradores), a un sistema de bombeo (aerobombas) o a un sistema para moler grano (molino de viento tradicional). El principal elemento de estas hélices es la pala.

El dimensionamiento de un rotor es una tarea complicada y que requiere integrar los conocimientos de diferentes disciplinas: además de aerodinámica, hay que tener en cuenta aspectos estructurales (estáticos y dinámicos), de generación de ruido, de fabricación, etc. Como primera aproximación se necesita saber cuánta potencia debe generar el rotor, a qué velocidad debe generarla, y a qué velocidad de giro (este último parámetro está limitado por la maquinaria que va acoplada al rotor, por ejemplo).

De forma preliminar, se puede calcular el área del rotor deseado partiendo de la relación:

$$P = C_p \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V_1^3$$

donde se debe tomar un valor aproximado de  $C_p$  (normalmente entre 0.3 y 0.35). Pero también hay que tener en cuenta las pérdidas en la maquinaria que va conectada al rotor (multiplicador, generador, eje con cojinetes, bomba de agua...). Cada componente tiene su propia eficiencia, por lo que se debe multiplicar  $C_p$  por cada una de estas eficiencias para conocer la potencia útil que se va a generar.

Los materiales a emplear en la fabricación de rotores son muy variados. En principio, una pala puede ser fabricada en madera, metal, telas y materiales compuestos, entre otros.

Los valores que determinan cuál de estos materiales es el adecuado varían para cada caso específico.

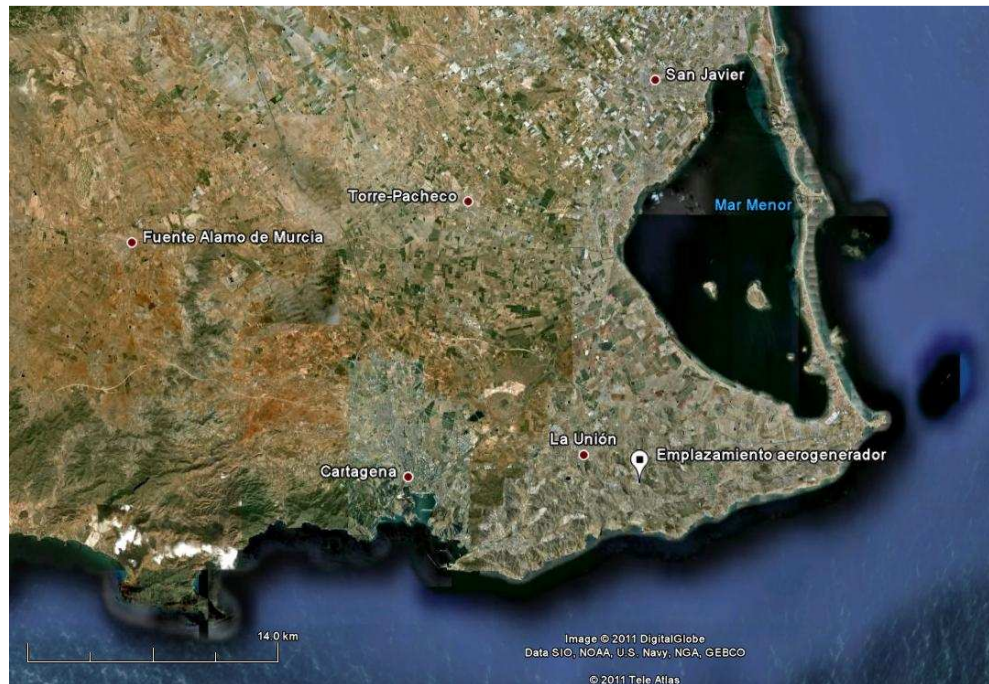
Con diferencia, casi todos los nuevos diseños prefieren las ventajas de los materiales compuestos: fibras de vidrio, carbono y kevlar, resinas de poliéster, viniléster y epoxi. La ventaja de utilizar los tejidos de fibra es que se puede optimizar la estructura para resistir las cargas en las direcciones apropiadas, aligerando además el peso total. Además, el coste de estos materiales está descendiendo considerablemente, por lo que su empleo se generalizará en el futuro.

## **1.5 LOCALIZACIÓN O EMPLAZAMIENTO**

El aerogenerador en cuestión sobre el que irá montado el tren de potencia objeto del presente proyecto estará situado en la localidad de Portmán, perteneciente al término municipal de La Unión situado en la comarca de Cartagena en la provincia de Murcia y más concretamente en la Sierra de esta localidad en una colina a 300 metros de altitud con las siguientes coordenadas geográficas:

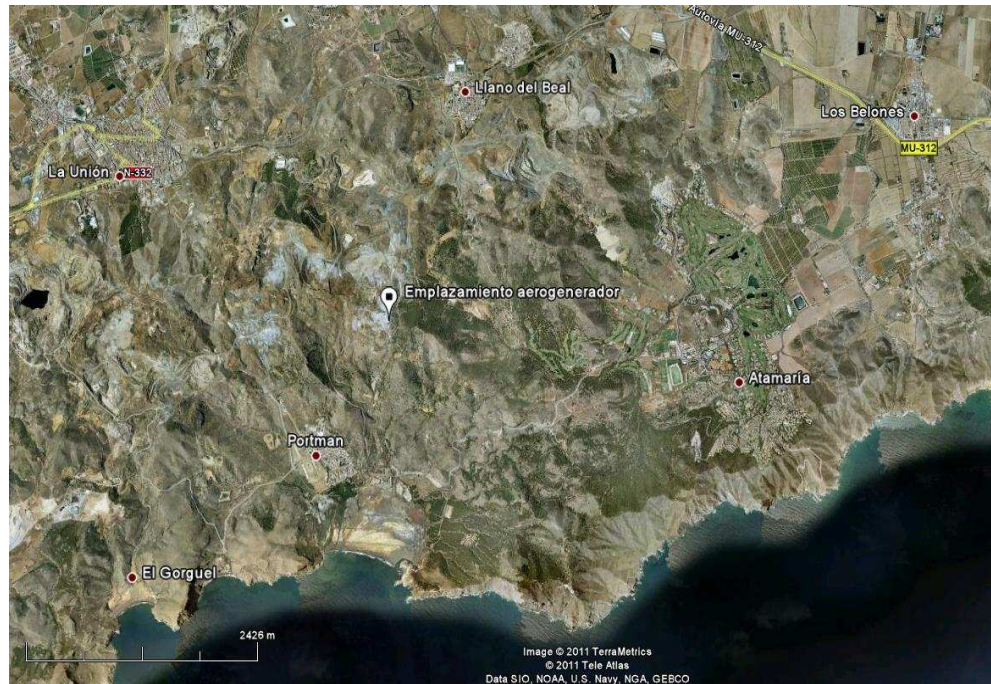
*Lat 37.60303850761901°  
Long -0.8448617227784517°*

A continuación se muestra una imagen de satélite de la situación del emplazamiento donde se distinguen los municipios más cercanos:



**Figura 3**

En la siguiente imagen, a una escala menor, se pueden apreciar los núcleos urbanos más próximos a la zona de situación:



**Figura 4**

Los datos meteorológicos medios anuales en este emplazamiento son los que se muestran a continuación

- Densidad del aire media  $\rho = 1,175 \text{ kg/m}^3$  para unas condiciones de  $15^\circ \text{ C}$  de temperatura y 0 m de altitud (101.325 Pa de presión)
- Parámetro de forma de Weibull  $K = 2,133$
- Parámetro de escala de Weibull  $C = 9,99 \text{ m/s}$
- Velocidad media del viento  $V = 8,62 \text{ m/s}$
- Altura del buje = 60 m
- Longitud de rugosidad = 0,05
- Clase de rugosidad = 1,5

## **1.6 ESTIMACIÓN DE LOS RECURSOS ENERGÉTICOS**

En el apartado anterior se comentaron los datos arrojados por [1], en base a éstos datos se procederá a determinar los recursos energéticos existentes en la zona para poder realizar una estimación de la rentabilidad económica de un aerogenerador que integre el tren de potencia que se detalla en éste proyecto.



A partir de estos datos se construye la función de probabilidad de velocidades del viento, aproximada según una distribución tipo Weibull, así tabulando las velocidades en intervalos de  $0,5 \text{ m/s}$  desde la velocidad de arranque  $3,5 \text{ m/s}$  hasta la velocidad de desconexión  $25 \text{ m/s}$  se obtiene la siguiente tabla de probabilidades:

Velocidad del viento (m/s)	Función de probabilidad
3,5	0,0584
4,0	0,0656
4,5	0,0720
5,0	0,0775
5,5	0,0820
6,0	0,0855
6,5	0,0879
7,0	0,0893
7,5	0,0896
8,0	0,0890
8,5	0,0875
9,0	0,0852
9,5	0,0821
10,0	0,0784
10,5	0,0742
11,0	0,0697
11,5	0,0649
12,0	0,0599
12,5	0,0548
13,0	0,0498
13,5	0,0448
14,0	0,0401

Velocidad del viento (m/s)	Función de probabilidad
14,5	0,0355
15,0	0,0313
15,5	0,0273
16,0	0,0237
16,5	0,0204
17,0	0,0174
17,5	0,0147
18,0	0,0124
18,5	0,0103
19,0	0,0086
19,5	0,0070
20,0	0,0057
20,5	0,0046
21,0	0,0037
21,5	0,0030
22,0	0,0023
22,5	0,0018
23,0	0,0014
23,5	0,0011
24,0	0,0008
24,5	0,0006
25,0	0,0005

**Tabla 1**

Incluyendo en la función de probabilidad las velocidades inferiores a la velocidad de arranque se elabora a continuación la gráfica de probabilidad de velocidades de viento:

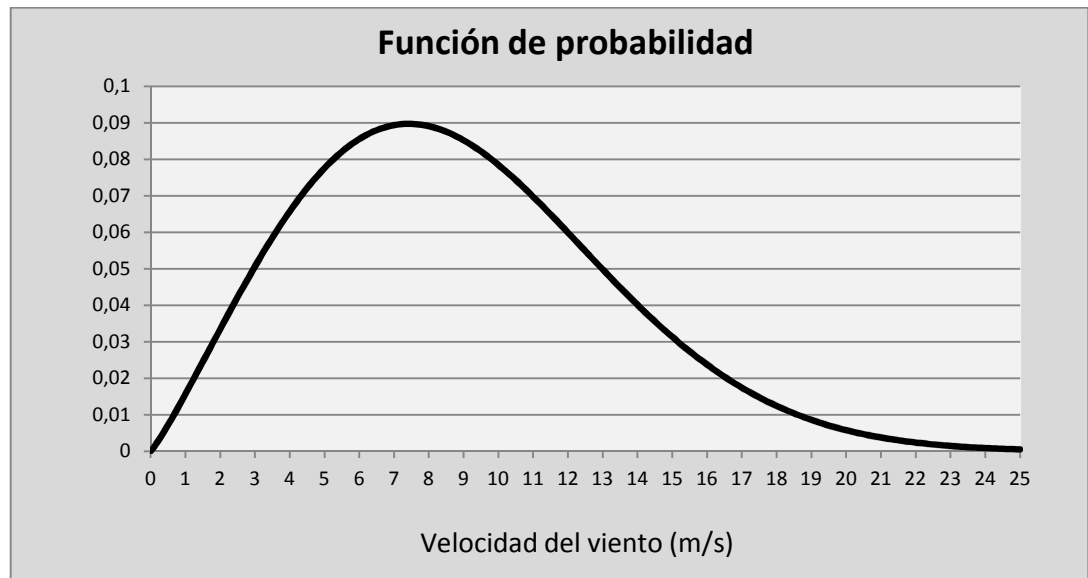


Figura 5

Considerando un coeficiente de potencia constante durante todo el rango de velocidades de operación y de valor  $C_p=0,4$ , y conocida la expresión para el cálculo de la potencia extraíble del viento [2]:

$$P = C_p \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \pi \cdot R^2 \cdot v^3$$

Teniendo en cuenta además, la limitación del sistema de control de potencia que mantiene los valores de la misma en torno a un nivel teórico de potencia nominal de 900 KW, se construye la curva de potencia teórica del aerogenerador de la siguiente manera:

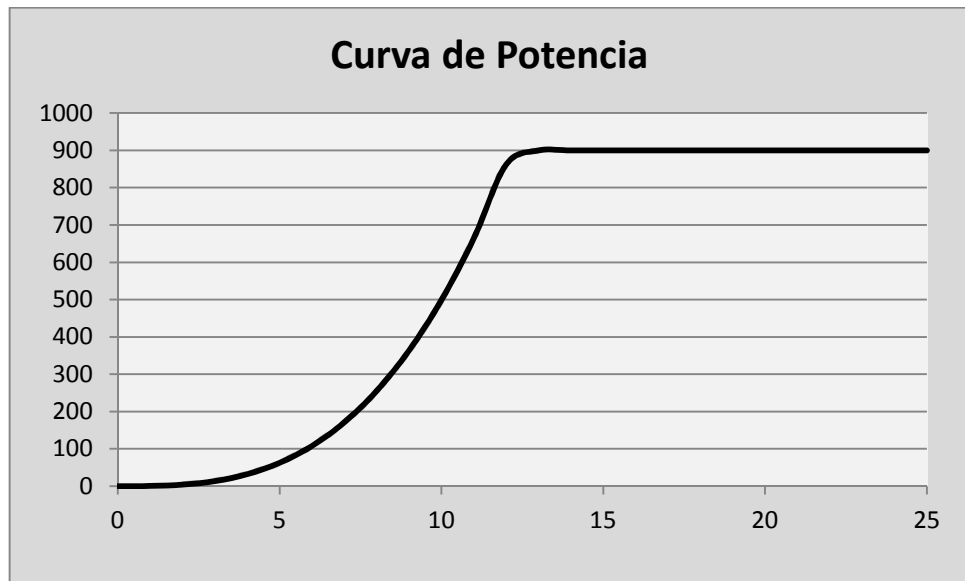




Velocidad del viento (m/s)	Potencia (KW)
3,5	21,39
4,0	31,94
4,5	45,47
5,0	62,38
5,5	83,03
6,0	107,79
6,5	137,05
7,0	171,18
7,5	210,54
8,0	255,52
8,5	306,49
9,0	363,82
9,5	427,89
10,0	499,07
10,5	577,73
11,0	664,26
11,5	759,02
12,0	862,39
12,5	900
13,0	900
13,5	900
14,0	900

Velocidad del viento (m/s)	Potencia (KW)
14,5	900
15,0	900
15,5	900
16,0	900
16,5	900
17,0	900
17,5	900
18,0	900
18,5	900
19,0	900
19,5	900
20,0	900
20,5	900
21,0	900
21,5	900
22,0	900
22,5	900
23,0	900
23,5	900
24,0	900
24,5	900
25,0	900

**Tabla 2**



*Figura 6*

Los datos de viento anuales proporcionados por las mediciones realizadas por [1] en este emplazamiento revelan la existencia de una zona con un gran potencial eólico, que lo convierten en un lugar idóneo para la explotación de este recurso energético.

### **1.7 PRESUPUESTO**

Asciende el presupuesto de ejecución material a la cantidad de ciento once mil ochocientos sesenta y un euros con cincuenta y tres céntimos.

Asciende el presupuesto de ejecución por contrata a la cantidad de ciento veinticinco mil doscientos ochenta y cuatro euros con noventa y un céntimos.

### **1.8 AGRADECIMIENTOS**

Mi más sincero agradecimiento a Miguel Lucas, por ser fuente de motivación en momentos difíciles, por su inestimable ayuda y por hacer que me sienta orgulloso de mi trabajo.

A Resu, por aquella mala mañana que te hice pasar, por tu ofrecimiento sin condiciones tanto en esto como en todo, por tantas cosas que tu y yo sabemos. Muchas gracias por todo fea.



## **1.9 DOCUMENTOS DE LOS QUE CONSTA**

El proyecto está compuesto por los siguientes documentos:

- Documento nº 1: Memoria.
  - Memoria descriptiva.
  - Anejo nº1: Cálculos justificativos.
- Documento nº 2: Planos.
- Documento nº 3: Pliego de condiciones.
- Documento nº 4: Presupuesto.
  - Estado de mediciones.
  - Cuadro de precios unitarios.
  - Presupuesto general.

## **1.10 BIBLIOGRAFÍA**

- [1] Instituto para la diversificación y ahorro de la energía IDAE. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio.
- [2] "Sistemas eólicos de producción de energía eléctrica". J.L Rodríguez Amenedo, J.C. Burgos Díaz, S. Arnalte Gómez. Editorial Rueda, S.L., Madrid - 2003.
- [3] "*Diseño de elementos de Máquinas*". Robert L. Mott, Virgilio González y Pozo. Editorial Pearson Educación - 2006.
- [4] *ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 "Standard for Design and Specification of Gearboxes for Wind Turbines"*. American Gear Manufacturers Association, Virginia - 2004.
- [5] *UNE 18001*.
- [6] *IEC 61400-1*.
- [7] "*Wind turbines. Fundamental, Technologies, Application, Economics 2ª Edición*". Erich Hau. Editorial Springer. München - 2000.
- [8] "*Mechanical Engineer's Handbook*". Department of Mechanical Engineering, Auburn University. Auburn, Alabama - 2001.
- [9] "*Wind Energy Explained, Theory, design and application*". Manwell J.F., McGowan J.G. and Rogers A.L. John Wiley & Sons, Ltd, Chichester – 2002.
- [10] "Wind energy handbook". Burton T., Sharpe D., Jenkins N. and Bossanyi E. John Wiley & Sons, Ltd, Chichester – 2001.
- [11] "*Aceros de alta resistencia*". Jose Antonio Garcia Poggio. Editorial Montecorvo. Madrid - 1965.
- [12] *UNE-EN 61400-2 2007*.
- [13] "*Elementos de máquinas*". Bernard J. Hamrock, Bo O. Jacobson, Steven R. Schmid. Editorial McGraw Hill. México - 2.000.





- [14] *“Diseño en ingeniería mecánica”*. Joseph F. Shigley, Larry D. Mitchell. Editorial McGraw Hill, México – 1.983.
- [15] *“Tratado sobre automóviles”*. José Font Mezquita, Juan F. Dols Ruiz. Universidad Politécnica de Valencia. Valencia – 2004.
- [16] *“Manual de Diseño de Estructuras en Acero 2ª Edición”*. ICHA. 2008.
- [17] *AGMA 2001-C9: “Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth”*. American Gears Manufacturers Association, Virginia – 2001.

### **1.11 CONCLUSIÓN A LA MEMORIA**

Teniendo en cuenta que para la redacción del proyecto industrial *“Diseño del conjunto eje-acoplamiento-reductora epicicloidal de un aerogenerador eólico”* se han tenido en cuenta las prescripciones de la legislación vigente y que de acuerdo con ellas se han cubierto los objetivos requeridos por el peticionario se solicita la aprobación por parte de los organismos oficiales, dándolo por terminado.

El ingeniero Técnico Industrial:

Miguel Ángel Hernández Rodríguez

Cartagena, 27 de Octubre de 2011



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

E.T.S.I.I

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

# PROYECTO FIN DE CARRERA

---

Diseño del conjunto eje-acoplamiento-reductora epicicloidal  
de un generador eólico

DOCUMENTO Nº 1: MEMORIA

Anejo nº 1. Cálculos justificativos

Peticionario: Departamento de Ingeniería Mecánica,  
Universidad Politécnica de Cartagena

Nombre: Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Lugar: Cartagena  
Fecha: 27 de Octubre de 2011



## ÍNDICE

<b>1.1 ESTUDIO DE CARGAS .....</b>	<b>1</b>
<b>1.2 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL ROTOR.....</b>	<b>4</b>
<b>1.3 DIMENSIONADO EJE DE BAJA .....</b>	<b>4</b>
1.3.1 Determinación de las cargas sobre el eje .....	4
1.3.2 Diagramas de esfuerzos .....	5
1.3.3 Dimensionado a carga estática .....	8
1.3.4 Comprobación a fatiga .....	12
<b>1.4 CÁLCULO DE RELACIONES DE TRANSMISIÓN, NÚMERO DE DIENTES Y DISTANCIA ENTRE CENTROS .....</b>	<b>18</b>
1.4.1 Cálculo segunda etapa .....	20
1.4.2 Cálculo primera etapa .....	23
<b>1.5 DIMENSIONADO 1ª ETAPA MULTIPLICADORA .....</b>	<b>26</b>
1.5.1 Cálculo de fuerzas en los engranajes .....	26
1.5.2 Dimensionado del eje porta-satélites .....	28
1.5.3 Determinación del ancho de cara de los engranajes .....	36
1.5.4 Dimensionado del disco porta-satélites .....	46
<b>1.6 DIMENSIONADO 2ª ETAPA MULTIPLICADORA .....</b>	<b>51</b>
1.6.1 Cálculo de fuerzas en los engranajes .....	51
1.6.2 Dimensionado del eje porta-satélites .....	53
1.6.3 Determinación del ancho de cara de los engranajes .....	61
1.6.4 Dimensionado del disco porta-satélites .....	66
<b>1.7 DIMENSIONADO EJE INTERMEDIO.....</b>	<b>70</b>
1.7.1 Determinación de las cargas sobre el eje .....	70
1.7.2 Dimensionado a carga estática .....	70
1.7.3 Comprobación a fatiga .....	73
<b>1.8 DIMENSIONADO EJE ALTA VELOCIDAD .....</b>	<b>77</b>



1.8.1	Determinación de las cargas sobre el eje .....	77
1.8.2	Diagramas de esfuerzos .....	77
1.8.3	Dimensionado a carga estática .....	78
1.8.4	Comprobación a fatiga .....	82
1.9	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	82
1.9.1	Dimensionado y duración de servicio.....	82
1.9.2	Rodamiento principal del eje de baja .....	85
1.9.3	Rodamiento del lado de la caja multiplicadora.....	88
1.9.4	Rodamientos del eje de los satélites de la primera etapa .....	90
1.9.5	Rodamientos del eje de los satélites de la segunda etapa .....	92
1.9.6	Rodamiento de fijación axial.....	95
1.9.7	Rodamiento del eje de alta velocidad .....	97
1.10	DIMENSIONADO DISCO DE FRENO.....	99
1.10.1	Modelo de desgaste uniforme .....	99
1.10.2	Selección del disco de freno/acoplamiento eje de alta .....	102
1.10.3	Selección de la pinza de freno .....	103
1.11	CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA CARCASA.....	104
1.11.1	Cálculo de las cargas sobre la carcasa.....	105
1.11.2	Cálculo del espesor de la chapa.....	108
1.12	CÁLCULO DEL ACOPLAMIENTO CON EL BUJE.....	111
1.12.1	Selección del material.....	111
1.12.2	Cálculo de cargas en los tornillos .....	112
1.12.3	Cálculo de seguridad a cortadura .....	112
1.12.4	Cálculo de seguridad a flexión.....	113



## 1.1 ESTUDIO DE CARGAS

Habrán varios factores que afecten a la magnitud de las cargas actuantes sobre un aerogenerador: la posición de las palas y la velocidad con que incide el viento son los más significativos.

En primer lugar se expondrán ciertas consideraciones de diseño que se han tenido en cuenta a la hora de realizar los cálculos de dimensionado de los elementos del tren de potencia.

La norma *UNE-EN 61400-2 2007 [12]* establece una serie de hipótesis de carga sobre las cuales se realizará el dimensionado y posteriores comprobaciones. Éstas hipótesis se muestran en la siguiente figura extraída de dicha referencia:

Situación de diseño	Hipótesis de carga	Condición de velocidad de viento	Tipo de análisis	Observaciones	
Producción de energía	<b>A</b>	Operación normal		F	
	<b>B</b>	Orientación	$V_{hub} = V_{design}$	U	
	<b>C</b>	Error de orientación	$V_{hub} = V_{design}$	U	
	<b>D</b>	Empuje máximo	$V_{hub} = 2,5V_{ave}$	U	Rotación del rotor pero puede estar plegándose o aleteando
Producción de energía más ocurrencia de fallo	<b>E</b>	Velocidad de rotación máxima		U	
	<b>F</b>	Cortocircuito en la conexión a la carga	$V_{hub} = V_{design}$	U	Par generador en cortocircuito máximo
Parada	<b>G</b>	Desconexión (frenado)	$V_{hub} = V_{design}$	U	
Inmovilizado (parado o al ralentí)	<b>H</b>	Inmovilización con carga de viento	$V_{hub} = V_{e50}$	U	
Condiciones de Inmovilización y de falta	<b>I</b>	Inmovilización con carga de viento y exposición máxima	$V_{hub} = V_{ref}$	U	La turbina es cargada con la exposición más desfavorable
Transporte, montaje, mantenimiento y reparación	<b>J</b>	Deberá estar declarado por el fabricante		U	

**Figura 1**

En este anejo se realizará el diseño del tren de potencia atendiendo a los criterios y consideraciones que la norma establece en el caso de carga A o modo de operación normal. Se dimensionará a carga estática y se realizará una comprobación de falla a fatiga.

Ésta hipótesis ha sido elegida por considerar que en ella se vierten las mayores sollicitaciones sobre el eje en cuestión, al mismo tiempo que se han excluido las demás por estimar que pertenecen a casos de diseño relativos a componentes del aerogenerador que quedan al margen de éste proyecto.



En primer lugar para el cálculo de las cargas actuantes sobre el tren de potencia será necesario definir una carga de diseño de referencia, según la norma [12]. Ésta carga se ve afectada por un rendimiento mecánico que actúa como coeficiente de seguridad.

$$Q_{diseño} = \frac{30 \cdot P_n}{\eta \cdot \pi \cdot N}$$

Donde:

$\eta$  es la eficiencia del tren de potencia, estimada según la norma UNE para aerogeneradores de más de 20.000 W en:

$$\eta = 0,7$$

Conocido éste valor, se puede determinar el momento torsor aplicado a la entrada del tren de potencia según [12]:

$$T = Q_{diseño} + 2 \cdot m_r \cdot g \cdot e_r$$

Donde:

$-e_r$  es un coeficiente dependiente del radio del rotor eólico, igual a:

$$e_r = 0,005 \cdot R = 0,005 \cdot 26 = 0,13 \text{ m}$$

La fuerza cortante aplicada sobre el eje es la resultante de aplicar el peso del rotor en el extremo en voladizo del eje de baja, se calcula de la siguiente manera:

$$F_V = m_r \cdot g$$

Donde:

$-m_r$  es la masa del rotor, suma de las masas de las palas y el buje, que es un valor orientativo mencionado en la memoria descriptiva, por no formar parte de éste diseño:

$$m_r = 12.000 \text{ Kg}$$

Para la determinación de la fuerza axial se empleará la siguiente expresión:

$$F_{ax} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\lambda_{diseño} \cdot Q_{diseño}}{R}$$

Como se detalla en el apartado (1.2):

$$\lambda_{diseño} = 7$$



Para la determinación del momento flector aplicado sobre el eje de baja se emplea la siguiente fórmula recogida de [12]:

$$M_f = 2 \cdot m_r \cdot g \cdot L_{rb} + \frac{R}{6} \cdot F_{ax}$$

De donde son conocidos los valores de todos los miembros a excepción de la distancia en metros desde el buje hasta el primer rodamiento  $L_{rb}$ , que se fija en (1.3).

Según [12] se deben aplicar unos coeficientes de seguridad sobre la resistencia de fluencia del material para el dimensionamiento de los elementos del tren a carga estática.

La norma distingue dos coeficientes, coeficiente de seguridad parcial para materiales  $\gamma_m$  y coeficiente de seguridad parcial para cargas  $\gamma_f$ . Se expone el método de obtención de ambos coeficientes a continuación:

-Coeficiente de seguridad parcial para materiales:

Las propiedades del material elegido se basan en ensayos de probeta, uno de los casos que contempla la norma, que denomina como “*caracterización mínima*” y para el cual establece un valor de:

$$\gamma_m = 3,0$$

-Coeficiente de seguridad parcial para cargas:

El método de obtención de las cargas actuantes en el eje se engloba dentro del caso que la norma denota como “*Cálculo de cargas simple*”, para el que establece un valor del coeficiente de:

$$\gamma_f = 3,0$$

La norma establece que éstos coeficientes se deben aplicar, como se ha apuntado anteriormente, sobre la resistencia característica del material, es decir, la resistencia a fluencia del mismo por tratarse del criterio de carga estática.

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$

Con las expresiones de cálculo anteriores se procederá en este anejo a determinar las cargas sobre los elementos que componen el tren de potencia para realizar su diseño atendiendo a criterios de sollicitación estática y falla por fatiga.



## **1.2 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL ROTOR**

A continuación se muestran los datos que permiten calcular la velocidad a la que girará el rotor eólico, que se tomará como parámetro de diseño a la hora de realizar el cálculo de las relaciones de transmisión de la multiplicadora como velocidad de entrada.

Así se tienen el parámetro de diseño  $\lambda$  conocido como “*Velocidad específica*” o “*TSR*” por sus siglas en inglés (Tip Speed Ratio) aportado por el fabricante de los álabes, el diámetro del rotor y la velocidad media anual del emplazamiento:

$$\lambda_{diseño} = 7$$

$$D_{rotor} = 52 \text{ m}$$

$$V_m = 8,62 \text{ m/s}$$

mediante la definición del parámetro TSR como la relación entre la velocidad en la punta de la pala y la velocidad del viento, se calcula la velocidad de rotación del eje de baja de la siguiente manera:

$$N = \frac{\lambda_{diseño} \cdot 60 \cdot V_m}{\pi \cdot D_{rotor}} \quad (1.2.1)$$

$$N = 22,16 \text{ rpm}$$

## **1.3 DIMENSIONADO EJE DE BAJA**

El eje de baja velocidad está situado entre el centro del buje y la entrada a la multiplicadora. Deberá soportar las fuerzas debidas a la acción del viento contra las palas del aerogenerador, así como el peso de éstas.

### **1.3.1 Determinación de las cargas sobre el eje**

La obtención de las expresiones que permiten determinar las cargas sobre el eje de baja fueron introducidas en (1.1) y no serán explicadas en éste apartado.

-Fuerza cortante

$$F_V = 12.000 \cdot 9,81 = 117.720 \text{ N}$$

-Fuerza axial:

$$F_{ax} = \frac{3}{2} \cdot \frac{7 \cdot 554.046,34}{26} = 223.749,48 \text{ N}$$



-Momento torsor:

$$T = 554.046 + 2 \cdot 12.000 \cdot 9,81 \cdot 0,13 = 584.653 \text{ N} \cdot \text{m}$$

-Momento flector:

Para el cálculo del momento flector sobre el eje se fijará la distancia desde el buje al primer rodamiento  $L_{rb}$  en un valor de:

$$L_{rb} = 1 \text{ m}$$

El valor del momento flector es:

$$M_f = 2 \cdot 12.000 \cdot 9,81 \cdot 1 + \frac{26}{6} \cdot 223.749,48 = 1.205.021,12 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### 1.3.2 Diagramas de esfuerzos

Con las cargas sobre el eje definidas se procede a calcular las reacciones en los apoyos y la determinación de la sección crítica para dimensionar por el criterio de falla a carga estática, posteriormente se realizará una comprobación a fatiga.

En la figura se muestra una representación esquemática del eje con las cargas actuantes sobre el mismo.

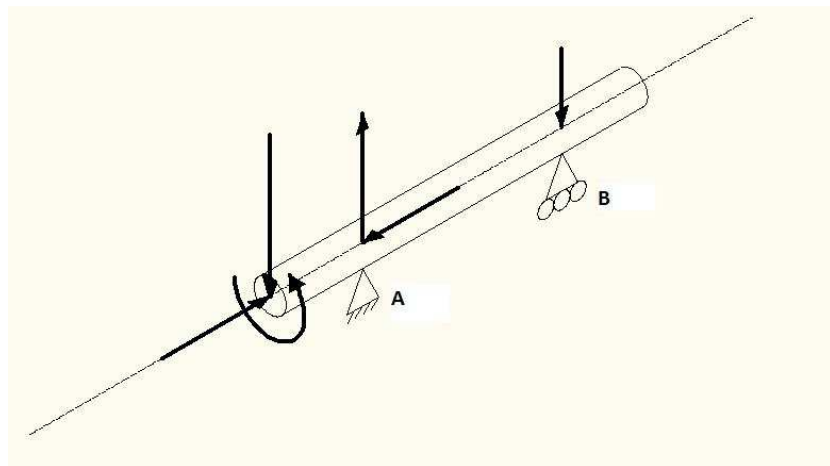


Figura 2



Los apoyos A y B corresponden con los dos rodamientos a seleccionar. Uno de ellos no debe soportar fuerza axial. Es, por tanto, una configuración con un rodamiento fijo (rodamiento A) y otro libre (rodamiento B). Esto es así para evitar que se produzcan posibles agarrotamientos de los rodamientos, por ejemplo por dilatación o por contracción del eje, permitiendo al rodamiento libre desplazarse axialmente.

La caja multiplicadora en su totalidad es epicicloidal con engranajes rectos, esto implica que la única componente axial de fuerza es la procedente del rotor eólico, fuerza que deberá soportar el rodamiento A íntegramente.

A continuación se muestran las reacciones en los apoyos tras resolver el equilibrio de fuerzas, como criterio de signos se seguirá el representado en el eje de coordenadas de referencia de la figura anterior:

	Rodamiento A	Rodamiento B
Fuerza axial	-223,75 KN	0,00 KN
Fuerza cortante	999,55 KN	-881,83 KN
Par flector	1.322,70 KN·m	0,00 KN·m
Par torsor	584,65 KN·m	584,65 KN·m

**Tabla 1**

Con los valores de las reacciones calculadas en la tabla anterior se construyen los diagramas de esfuerzos para las cuatro sollicitaciones consideradas, con los datos obtenidos de los diagramas se determinará la sección crítica del eje:

- Diagrama de esfuerzo axial



**Figura 3**



- Diagrama de esfuerzo cortante

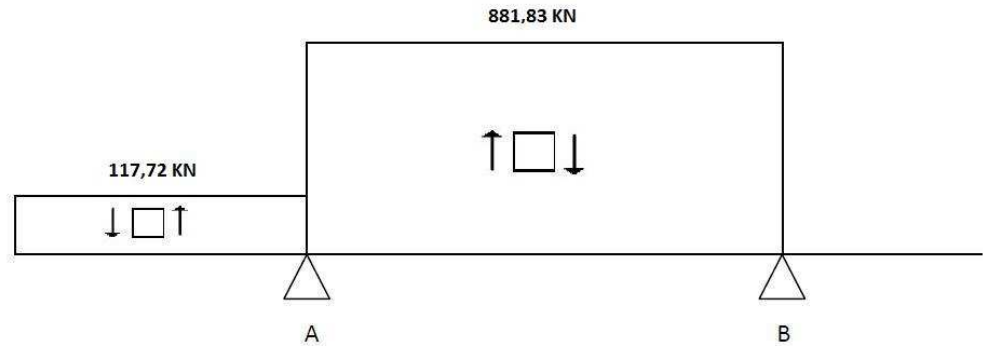


Figura 4

- Diagrama de momento flector

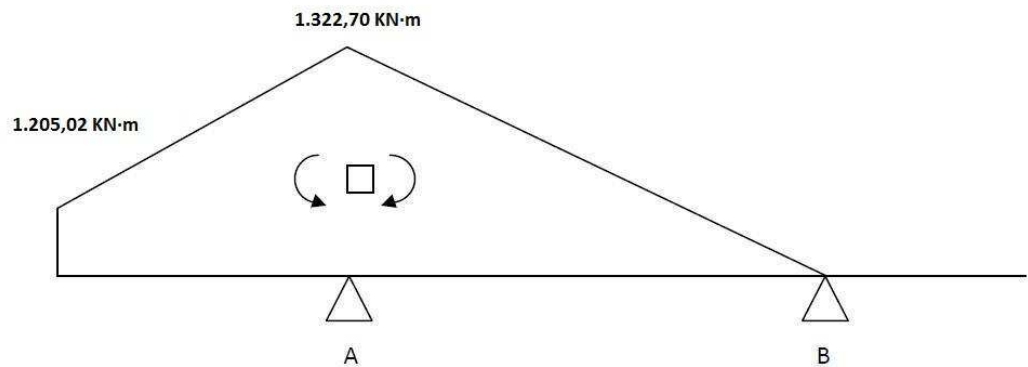


Figura 5

- Diagrama de momento torsor

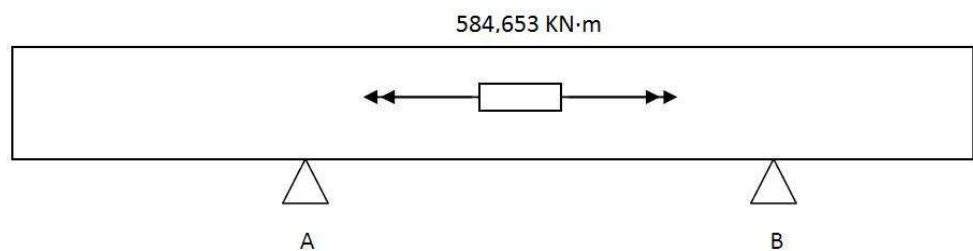


Figura 6



Analizando los diagramas de esfuerzos se observa que la sección A es la que soporta las mayores solicitaciones, por lo tanto será ésta la sección crítica sobre la cual se realizarán los cálculos de dimensionamiento.

### 1.3.3 Dimensionado a carga estática

#### 1.3.3.1 Selección del material

Se ha seleccionado para la fabricación del eje de baja un acero AISI 4340 con las siguientes características mecánicas:

Propiedades mecánicas		
Resistencia a fluencia $S_y$ (MPa)	Resistencia a la tensión $S_U$ (MPa)	Dureza Rockwell C
1.717	1.962	53

**Tabla 2**

#### 1.3.3.2 Coeficientes de seguridad

Se aplicarán los coeficientes de seguridad explicados en (1.1):

-Coeficiente de seguridad parcial para materiales:

$$\gamma_m = 3,0$$

-Coeficiente de seguridad parcial para cargas:

$$\gamma_f = 3,0$$

$$\sigma_d = \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f} = \frac{1.717}{3,0 \cdot 3,0} = 190,77 \text{ MPa}$$



### 1.3.3.3 Esfuerzos principales

El eje principal está sometido a una combinación de cargas tal y como se explica en (1.3.1). Aquí se determinarán los esfuerzos resultantes de las cargas anteriormente citadas por separado en función del diámetro del eje, y a continuación se realizará el cálculo de los esfuerzos principales que servirán de base para realizar las iteraciones necesarias y hallar así las dimensiones de la sección.

El esfuerzo normal en este caso se calcula según [13] como la suma del esfuerzo procedente de la carga axial con el esfuerzo que resulta de la aplicación del momento flector, mientras que el esfuerzo tangencial se determina con el momento torsor aplicado sobre el eje.

-Esfuerzo normal:

$$\sigma_x = \frac{4 \cdot F_{ax}}{\pi \cdot d^2} + \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} = \frac{4 \cdot 223,75 \cdot 10^3}{\pi \cdot d^2} + \frac{32 \cdot 1.322,70 \cdot 10^3}{\pi \cdot d^3} \quad (1.3.1)$$

-Esfuerzo cortante:

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 584,653 \cdot 10^3}{\pi \cdot d^3} \quad (1.3.2)$$

Los esfuerzos principales se calculan mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (1.3.3)$$

Sustituyendo las ecuaciones para el cálculo de los esfuerzos normal y cortante en la expresión anterior de los esfuerzos principales:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{2 \cdot F_{ax}}{\pi \cdot d^2} + \frac{16 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} \pm \sqrt{\left(\frac{2 \cdot F_{ax}}{\pi \cdot d^2} + \frac{16 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}\right)^2} \quad (1.3.4)$$



$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{2 \cdot 223,75 \cdot 10^3}{\pi \cdot d^2} + \frac{16 \cdot 1.322,70 \cdot 10^3}{\pi \cdot d^3} \pm \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 223,75 \cdot 10^3}{\pi \cdot d^2} + \frac{16 \cdot 1.322,70 \cdot 10^3}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot 584,653 \cdot 10^3}{\pi \cdot d^3}\right)^2}$$

Con los esfuerzos principales calculados en función del diámetro y la resistencia característica del material se puede calcular la sección del eje mediante el empleo de un proceso iterativo y un criterio de falla adecuado. Se emplearán para este fin la “Teoría de la energía de distorsión”, en adelante *Criterio de Von Misses*, y la “Teoría del esfuerzo cortante máximo”, en adelante *Criterio de Tresca*.

A continuación se expondrán las teorías de falla que se emplearán para hallar los esfuerzos equivalentes que se compararán con la resistencia del material, con los correspondientes coeficientes de seguridad aplicados según (1.1). De ésta manera y mediante un proceso iterativo se determinará el diámetro de la sección del eje con el criterio que ofrezca una solución más conservadora.

#### 1.3.3.4 Criterio de Von Misses

El criterio de *Von Misses* postula que la falla es causada por la energía elástica asociada con la deformación por cortante. Por lo tanto, la falla ocurrirá si:

$$(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2)^{1/2} \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f} \quad (1.3.5)$$

Así, sustituyendo la ecuación (1.3.4) en la ecuación (1.3.5):

$$\frac{4}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot M_f + F_{ax} \cdot d)^2 + 48 \cdot T^2} \geq \frac{S_y}{\gamma_m \gamma_f} \quad (1.3.6)$$

$$\frac{4}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot 1.322,70 \cdot 10^3 + 223,75 \cdot 10^3 \cdot d)^2 + 48 \cdot (584,653 \cdot 10^3)^2} \geq \frac{1,717}{3,0 \cdot 3,0}$$



Realizando sucesivas iteraciones se ha determinado la solución para el diámetro según el criterio de *Von Mises* en un valor de:

$$d_{Von\ Mises} = 424\ mm$$

#### 1.3.3.5 Criterio de Tresca

El criterio de *Tresca* estipula que una parte sujeta a cualquier combinación de cargas fallará, ya sea por fluencia o por fractura, cuando el esfuerzo cortante exceda un valor crítico:

$$|\sigma_1 - \sigma_2| \geq \frac{S_y}{\gamma_m \gamma_f} \quad (1.3.7)$$

Sustituyendo la ecuación **(1.3.4)** en la ecuación **(1.3.7)**:

$$\frac{4}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot M_f + F_{ax} \cdot d)^2 + 64 \cdot T^2} \geq \frac{S_y}{\gamma_m \gamma_f} \quad (1.3.8)$$

$$\frac{4}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot 1.322,70 \cdot 10^3 + 223,75 \cdot 10^3 \cdot d)^2 + 64 \cdot (584,653 \cdot 10^3)^2} \geq \frac{1,717}{3,0 \cdot 3,0}$$

Con este caso se consigue un diámetro de eje ligeramente mayor que con el criterio anterior:

$$d_{Tresca} = 427\ mm$$

Se escogerá un valor del diámetro de:

$$d_{eje\ baja} = 440\ mm$$



### 1.3.4 Comprobación a fatiga

En este apartado se realizará una selección de los factores de corrección para resistencia a fatiga del material y se comprobará el diámetro calculado en la sección anterior bajo el régimen de cargas que se expuso en (1.3.1).

#### 1.3.4.1 Cargas actuantes

Para realizar la comprobación a fatiga se considerará que el eje principal está sometido a flexión invertida y torsión constante. Por lo tanto no se tendrá en cuenta para este apartado la fuerza axial sobre el eje que fue considerada en el análisis a carga estática.

Con los resultados obtenidos en el cálculo de cargas del apartado (1.3.1) se procede a continuación a definir las componentes alternantes y medias resultantes de las sollicitaciones introducidas de acuerdo con las consideraciones expuestas en el párrafo anterior:

- Fuerza axial

Como se ha apuntado en líneas anteriores, la componente axial del empuje del viento no será considerada en el análisis a fatiga.

- Par torsor

El par torsor al que está sometido el eje tiene un valor constante, por lo tanto:

$$\begin{cases} T_{m\acute{a}x} = 584,653 \text{ KN} \cdot \text{m} \\ T_{m\grave{i}n} = 584,653 \text{ KN} \cdot \text{m} \end{cases}$$

$$T_m = \frac{T_{m\acute{a}x} + T_{m\grave{i}n}}{2} = \frac{584,653 + 584,653}{2} = 584,653 \text{ KN} \cdot \text{m} \quad (1.3.10)$$

$$T_a = \frac{T_{m\acute{a}x} - T_{m\grave{i}n}}{2} = \frac{584,653 - 584,653}{2} = 0 \text{ KN} \cdot \text{m} \quad (1.3.11)$$





- Momento flector

La flexión producida en el eje es completamente invertida, por tanto:

$$\begin{cases} M_{m\acute{a}x} = 1.322,70 \text{ KN} \cdot \text{m} \\ M_{m\acute{i}n} = -1.322,70 \text{ KN} \cdot \text{m} \end{cases}$$

$$M_m = \frac{M_{m\acute{a}x} + M_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{1.322,70 + (-1.322,70)}{2} = 0 \text{ KN} \cdot \text{m} \quad (1.3.12)$$

$$M_a = \frac{M_{m\acute{a}x} - M_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{1.322,70 - (-1.322,70)}{2} = 1.322,70 \text{ KN} \cdot \text{m} \quad (1.3.13)$$

#### 1.3.4.2 Factores de corrección del límite a fatiga

Para el cálculo del límite a fatiga del material seleccionado en el caso concreto que se está analizando, se empleará la siguiente expresión obtenida de [13]:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut}$$

Donde:

- $S'_e$  es el límite a fatiga bajo condiciones ideales (en MPa).

- $S_{ut}$  es la resistencia última del material (en MPa).

$$S'_e = 0,5 \cdot 1.962 = 981 \text{ MPa}$$

Éste límite debe ser corregido con una serie de coeficientes para la obtención del *límite a la fatiga modificado*, con el que se realizarán las comprobaciones:

$$S_e = k_f \cdot k_s \cdot k_r \cdot k_t \cdot k_m \cdot S'_e$$

A continuación se detalla la obtención de dichos factores modificadores.

- Factor de acabado de superficie  $k_f$

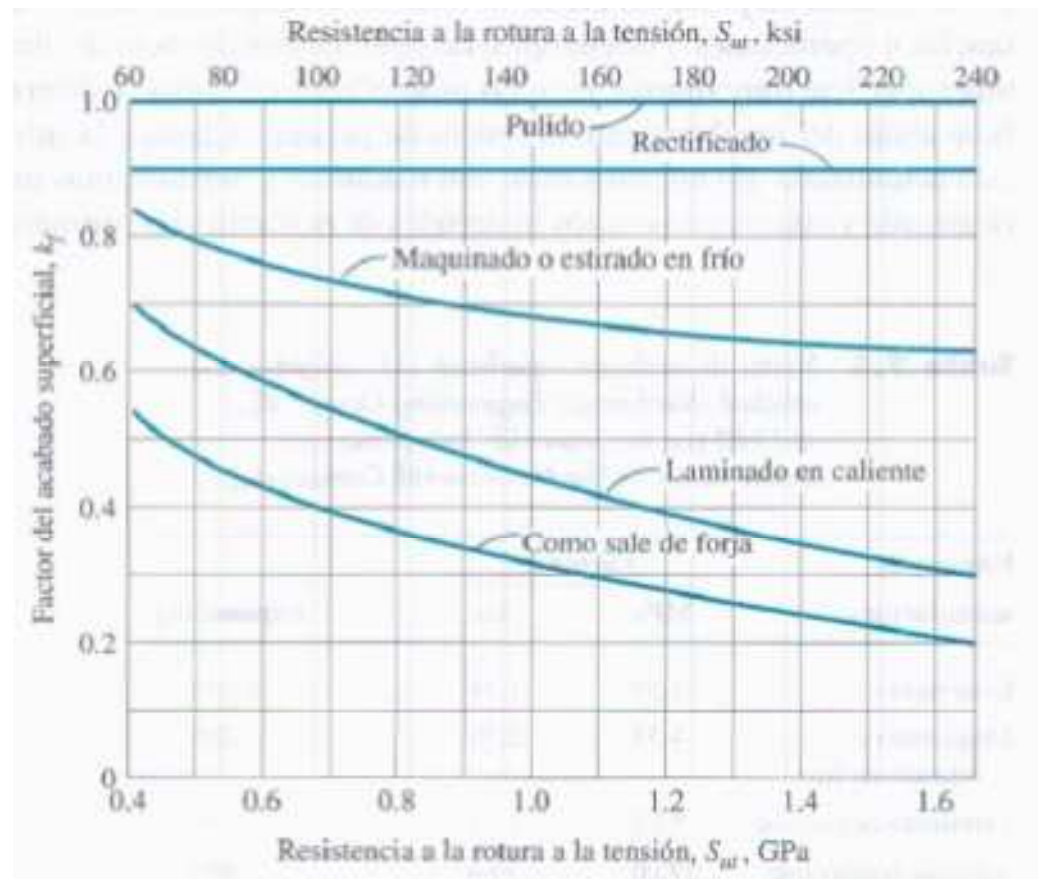


Figura 7

Se ha de realizar un rectificado para el asiento del rodamiento en la sección que se analiza. De la figura anterior se extrae que el coeficiente  $k_f$  se mantiene constante para superficies con éste acabado superficial en un valor de:

$$k_f = 0,9$$

- Factor de tamaño  $k_s$

El factor de tamaño para una barra de sección circular que gira se determina con las siguientes consideraciones [14]:

$$k_s = \begin{cases} 0,869 \cdot d^{-0,112} & 0,3 \text{ pulg} < d < 10 \text{ pulg} \\ 1 & d \leq 8 \text{ mm} \\ 1,189 \cdot d^{-0,112} & 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} \end{cases}$$



El diámetro del eje es mayor de 250 mm, por lo tanto según recomendación de [14] para este caso se empleará un valor de:

$$k_s = 0,65$$

- Factor de confiabilidad  $k_r$

Probabilidad de supervivencia (%)	$k_r$
50	1,00
90	0,90
95	0,87
99	0,82
99.9	0,75
99.99	0,70

**Tabla 3 [14]**

Estimando una probabilidad de supervivencia del 99% según recomendaciones de AGMA el valor de  $k_r$  es de:

$$k_r = 0,82$$

- Factor de temperatura  $k_t$

No se consideran variaciones en la temperatura significativas que puedan afectar al límite de fatiga del material, por lo tanto este factor se considerará como:

$$k_t = 1$$

- Factor de efectos diversos  $k_m$

Se tomará un valor de:

$$k_m = 1$$



Teniendo en cuenta los factores anteriormente detallados, se corrige el límite a fatiga de la siguiente manera:

$$S_e = 0,9 \cdot 0,65 \cdot 0,82 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 981 = 470,58 \text{ MPa}$$

#### 1.3.4.3 Factor de concentración de esfuerzos $K_f$

Debe ser considerado para el diseño previo a fatiga del eje un valor preliminar para el factor de concentración de esfuerzos en la sección a analizar. Se ha establecido un valor inicial suficientemente conservador para este factor de:

$$K_f = 2,5$$

#### 1.3.4.4 Factor de seguridad a fatiga

Habiendo considerado todos los coeficientes modificadores de los apartados anteriores se procede a continuación a determinar el grado de seguridad de la pieza a fatiga con el diámetro de la sección calculado a carga estática.

Se empleará como criterio de falla para determinar el factor de seguridad a fatiga la *Teoría de la energía de distorsión* para materiales dúctiles, y más concretamente la modificación realizada por *Peterson* [13]:

$$\frac{S_y}{n_s} = \sqrt{\left(\sigma_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_f \cdot \sigma_a\right)^2 + 3\left(\tau_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_{fs} \cdot \tau_a\right)^2} \quad (1.3.14)$$

La ecuación **1.3.1** en el caso de no considerar el esfuerzo axial se transforma en:

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} \quad (1.3.15)$$



Con las ecuaciones **1.3.2** y **1.3.15**, la ecuación **1.3.14** queda de la siguiente manera al despejar el coeficiente de seguridad:

$$n_s = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot S_y}{32 \cdot \sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_f \cdot M_a\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(T_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_{fs} \cdot T_a\right)^2}} \quad (1.3.16)$$

Introduciendo los valores hallados en las ecuaciones **1.3.10** a **1.3.13** y los valores para las resistencias del material y el diámetro expuestos en apartados anteriores, se obtiene un coeficiente de seguridad de:

$$n_s = \frac{\pi \cdot 0,440^3 \cdot 1.717.000}{32 \cdot \sqrt{\left(0 + \frac{1.717.000}{470.580} \cdot 2,5 \cdot 1.322,70\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot (584,653 + 0)^2}}$$

$$n_s = 1,18$$

El coeficiente de seguridad es superior a 1, por lo tanto el esfuerzo a fatiga soportado por el eje es inferior al esfuerzo admisible por el material empleado. Al haber escogido coeficientes y supuestos que sobredimensionan considerablemente los esfuerzos aplicados se acepta como válido éste coeficiente de seguridad y por consiguiente los cálculos y estimaciones preliminares adoptadas.

Nótese que las magnitudes en las que se expresan los valores de la fórmula anterior son:

- $S_y$  y  $S_e$  en Kilopascales (KPa).

- $d$  en Metros (m).

- $M_a$  y  $T_m$  en Kilonewtons por metro (KN·m)



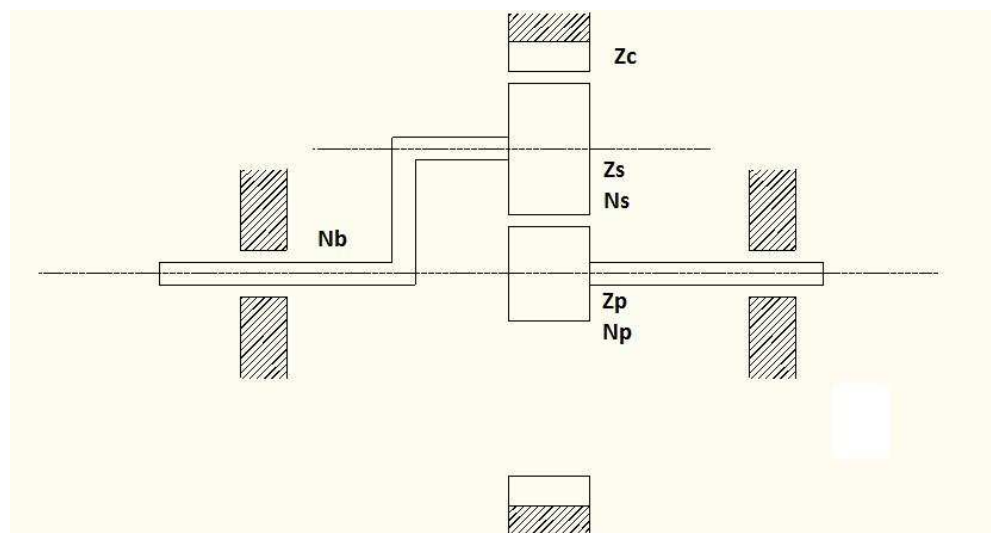
## 1.4 CÁLCULO DE RELACIONES DE TRANSMISIÓN, NÚMERO DE DIENTES Y DISTANCIA ENTRE CENTROS

Se tendrán en cuenta para éste apartado las siguientes consideraciones:

-La entrada de potencia se produce por el brazo porta-satélites y la salida por el eje planetario, manteniéndose fija la corona. Ésta configuración se mantiene para las dos etapas.

-El eje planetario de la primera etapa se acopla al brazo porta-satélites de la segunda etapa y giran coaxiales.

-Ambas etapas de multiplicación tienen idéntica configuración siendo ésta como se presenta a continuación de manera esquemática:



**Figura 8**

Donde:

- $N_b$ : Velocidad brazo porta-satélites (rpm)

- $N_s$ : Velocidad satélites (rpm)

- $N_p$ : Velocidad planeta (rpm)

- $Z_c$ : Nº dientes corona

- $Z_s$ : Nº dientes satélites

- $Z_p$ : Nº dientes planeta



-Para obtener las velocidades de cada rueda se usará la nomenclatura empleada en la *figura 8* y la fórmula de Willis [15] para engranajes epicicloidales:

$$N_s = \frac{N_c Z_c + N_p Z_p}{Z_c + Z_p}$$

-La relación de transmisión total es:

$$r_t = \frac{N_{alta}}{N_{rotor}} = \frac{1.500}{22,16}$$

$$r_t = 67,68$$

-Se ha considerado obtener un diseño con una relación de multiplicación mayor en la segunda etapa debido a que esto reducirá las solicitaciones de carga a soportar por la primera etapa. Así teniendo en cuenta que la relación total es el producto de las dos etapas, el valor de la segunda etapa debe de ser superior a:

$$r_2 > \sqrt{67,68}$$

$$r_2 > 8,22$$

-Debido a las restricciones que supone la velocidad constante impuesta por el generador eléctrico acoplado en el eje de alta velocidad del tren de potencia, se ha creído conveniente realizar el cálculo cinemático de cada etapa de manera inversa respecto a los movimientos de entrada y salida reales, de ésta manera se toma como entrada la velocidad procedente del eje de alta, que es conocida y fija en *1.500 rpm*, y como salida la velocidad del eje de baja, calculada anteriormente en (1.2) e igual a *22,16 rpm*.



Así pues, según éstas consideraciones se procederá en primer lugar con el cálculo de la segunda etapa de multiplicación para determinar la velocidad del brazo porta-satélites a partir de la velocidad conocida del eje de alta.

#### 1.4.1 Cálculo segunda etapa

El proceso se realizará mediante iteración con las fórmulas expuestas anteriormente que relacionan velocidades, número de dientes, módulo y diámetro primitivo. De éste modo, y como se podrá comprobar más adelante, los valores obtenidos referentes a velocidad de salida y relación de transmisión cumplen con las restricciones expuestas en las consideraciones que se recogen al inicio de este mismo capítulo.

Una vez realizado este proceso iterativo se concluye con los datos finales para la segunda etapa que se exponen en la *Tabla 7* a continuación:

SEGUNDA ETAPA					
	Nº de dientes	Velocidad (rpm)	Diámetro (mm)	Radio (mm)	Módulo (mm)
Planeta	40	1.500,00	400	200	10
Corona	152	0,00	1.520	760	
Satélite	56	312,50	560	280	
Brazo porta-satélites	-	<b>182,29</b>	960	480	

*Tabla 4*

Los valores de *Nº de dientes* y *Velocidad* en *Planeta* y *Corona* corresponden a las variables de entrada en función de las cuales se determinarán los valores de las demás ruedas.

El valor remarcado en negrita corresponde con la velocidad de salida, último dato a obtener y que determinará la relación de transmisión y la entrada de la primera etapa.

En primer lugar se define un módulo métrico normalizado, que será estimado primeramente en *10 mm*, y un número de dientes para el *Planeta* y la *Corona*, *40* y *152* respectivamente, con éstos datos se calculan los demás parámetros de la siguiente manera:

##### 1.4.1.1 Planeta y Corona:

En ambos elementos las velocidades son fijas y conocidas, *1.500 rpm* en el caso del *Planeta* y *0 rpm* en el caso de la *Corona*, pues permanece fija a la carcasa.





Los diámetros primitivos se calculan a partir del número de dientes y el módulo métrico de la siguiente manera:

$$D = Z \cdot m$$

Así el diámetro primitivo del *Planeta* es:

$$D_p = Z_p \cdot m = 40 \cdot 10 = 400 \text{ mm}$$

Y el de la *Corona*:

$$D_c = Z_c \cdot m = 152 \cdot 10 = 1.520 \text{ mm}$$

#### 1.4.1.2 Satélites

A continuación se determina la velocidad de los *Satélites* mediante la fórmula de Willis:

$$N_s = \frac{N_c \cdot Z_c + N_p \cdot Z_p}{Z_c + Z_p}$$

$$N_s = \frac{0 \cdot 152 + 1.500 \cdot 40}{152 + 40} = 312,50 \text{ rpm}$$

El diámetro de los *Satélites* será igual a la diferencia de radios entre la *Corona* y el *Planeta*:

$$D_s = R_c - R_p$$

$$D_s = 760 - 200 = 560 \text{ mm}$$



El número de dientes de los *Satélites* se calcula a partir del diámetro de los mismos y el módulo métrico de la siguiente manera:

$$Z_s = \frac{D_s}{m}$$

$$Z_s = \frac{560}{10} = 56 \text{ dientes}$$

#### 1.4.1.3 Brazo porta-satélites:

La longitud del brazo es la suma de los radios del *Satélite* y el *Planeta*:

$$R_b = R_s + R_p = 280 + 200 = 480 \text{ mm}$$

En último lugar se determina la velocidad del *Brazo porta-satélites* como se muestra a continuación, mediante las ecuaciones de la cinemática del sólido rígido, conocidos el radio y la velocidad de los *Satélites* y la longitud del *Brazo porta-satélites*:

$$N_b = \frac{N_s \cdot R_s}{R_b} = \frac{312,50 \cdot 280}{480} = 182,29 \text{ rpm}$$

Esta velocidad es común a ambas etapas ya que se corresponde con la salida de la primera y por tanto, con la entrada de la segunda, siendo a su vez el parámetro que define la relación de transmisión:

$$r_2 = \frac{N_p}{N_b} = \frac{1.500}{182,29} = 8,22$$



La cual cumple con la restricción impuesta anteriormente:

$$r_2 = 8,25 > 8,22$$

### 1.4.2 Cálculo primera etapa

Se procede al cálculo de la primera etapa de igual manera que la segunda, esto es mediante un proceso iterativo con las mismas expresiones empleadas. En este caso se ha creído conveniente escoger como estimación de partida un módulo métrico de  $12 \text{ mm}$  debido a las mayores sollicitaciones de esta etapa, que posteriormente será comprobado a la hora de establecer los cálculos de las dimensiones:

PRIMERA ETAPA					
	Nº de dientes	Velocidad (rpm)	Diámetro (mm)	Radio (mm)	Módulo (mm)
Planeta	34	182,29	408	204	12
Corona	128	0,00	1.536	768	
Satélite	47	38,25	564	282	
Brazo porta-satélites	-	<b>22,19</b>	972	486	

Tabla 5

Como en el apartado anterior, se tomarán como parámetros de entrada los referentes a planeta y corona en función de los cuales se determinarán los valores de los elementos restantes.

El dato remarcado en negrita corresponde con la velocidad de salida de la primera etapa, que definirá la relación de transmisión total de la caja. Este valor es de suma importancia ya que ésta será la velocidad a la que girará el rotor por lo que debe ser ajustado al calculado en (1.2).

Se ha escogido primeramente un módulo métrico normalizado, de  $12 \text{ mm}$ , y un número de dientes para el engranaje planetario y la corona,  $34$  y  $128$  respectivamente, con éstos datos se calculan los demás parámetros de la siguiente manera:

#### 1.4.2.1 Planeta y Corona:

En ambos elementos las velocidades son conocidas,  $182,29 \text{ rpm}$  en el caso del planeta y  $0 \text{ rpm}$  en el caso de la corona.



Los diámetros primitivos se calculan a partir del número de dientes y el módulo métrico de la siguiente manera:

$$D = Z \cdot m$$

Así el diámetro primitivo del planeta es:

$$D_p = Z_p \cdot m = 34 \cdot 12 = 408 \text{ mm}$$

Y el de la corona:

$$D_c = Z_c \cdot m = 128 \cdot 12 = 1.536 \text{ mm}$$

#### 1.4.2.2 Satélites

A continuación se determina la velocidad de los satélites mediante la fórmula de Willis:

$$N_s = \frac{N_c \cdot Z_c + N_p \cdot Z_p}{Z_c + Z_p}$$

$$N_s = \frac{0 \cdot 128 + 182,29 \cdot 34}{128 + 34} = 38,25 \text{ rpm}$$

El diámetro de los satélites será igual a la diferencia de radios entre la corona y el planeta:

$$D_s = R_c - R_p$$

$$D_s = 768 - 204 = 564 \text{ mm}$$



El número de dientes de los satélites se calcula a partir del diámetro de los mismos y el módulo métrico de la siguiente manera:

$$Z_s = \frac{D_s}{m}$$

$$Z_s = \frac{564}{12} = 47 \text{ dientes}$$

#### 1.4.2.3 Brazo porta-satélites:

La longitud del brazo es la suma de los radios del satélite y el planeta:

$$R_b = R_s + R_p = 282 + 204 = 486 \text{ mm}$$

En último lugar se determina la velocidad del brazo porta-satélites como se muestra a continuación, mediante las ecuaciones de la cinemática del sólido rígido conocidos el radio y la velocidad de los satélites y la longitud del brazo:

$$N_b = \frac{N_s \cdot R_s}{R_b} = \frac{38,25 \cdot 282}{486} = 22,19 \text{ rpm}$$

Esta velocidad se corresponde con el movimiento de entrada de la primera etapa y por tanto, con la velocidad del rotor, siendo a su vez el parámetro que define la relación de transmisión:

$$r_1 = \frac{N_p}{N_b} = \frac{182,29}{22,19} = 8,21$$



Con los valores de las velocidades y relaciones de transmisión obtenidos anteriormente se realiza a continuación una comparativa frente a los valores nominales con el objetivo de estimar el error cometido en los cálculos de los apartados precedentes.

	Nominal	Calculada	Error (%)
TSR	7,00	7,01	0,17
Velocidad del rotor (rpm)	22,16	22,19	
Relación de transmisión	67,68	67,56	

**Tabla 6**

## **1.5 DIMENSIONADO 1ª ETAPA MULTIPLICADORA**

### **1.5.1 Cálculo de fuerzas en los engranajes**

En este apartado se calcularán las fuerzas actuantes en la primera etapa del tren epicicloidal. Cabe destacar que la configuración adoptada cuenta con tres satélites que se reparten la potencia nominal transmitida, sin embargo, para el dimensionado se considerará como si un único satélite transmitiera toda la potencia. En función de esta consideración se llevará a cabo el cálculo de las fuerzas que transmite cada satélite y posteriormente se realizará un balance de fuerzas a modo de comprobación de los resultados obtenidos.

#### 1.5.1.1 Planeta

La fuerza tangencial transmitida se obtiene a partir del par transmitido y el diámetro de la rueda, conocidos los datos de potencia y velocidad nominales.

$$T_p = \frac{30 \cdot P_n}{\pi \cdot N_p} = \frac{30 \cdot 900}{\pi \cdot 182,29} = 47,146 \text{ KN} \cdot m$$

$$F_{P-S} = \frac{2 \cdot T_p}{D_p} = \frac{2 \cdot 47,146}{408 \cdot 10^{-3}} = 231,107 \text{ KN}$$

Ésta es la fuerza total transmitida a los tres satélites por el engranaje planetario.



### 1.5.1.2 Satélites

Los satélites reciben el par torsor del brazo porta-satélites y reparten la fuerza resultante entre la corona y el engranaje planetario.

$$T_S = \frac{30 \cdot P_n}{\pi \cdot N_S} = \frac{30 \cdot 900}{\pi \cdot 38,25} = 224,690 \text{ KN} \cdot m$$

$$F_S = F_{S-P} + F_{S-C}$$

$$F_S = \frac{2 \cdot T_S}{D_S} = \frac{2 \cdot 224,690}{564 \cdot 10^{-3}} = 796,773 \text{ KN}$$

Ésta es la fuerza total que transmiten los satélites.

Así, conocida la fuerza total transmitida por el satélite y la fuerza impulsora del engranaje planetario, para conocer la fuerza que actúa sobre la corona basta con restar ambos valores:

$$F_{S-C} = F_S - F_{S-P}$$

$$F_{S-C} = 796,773 - 231,107 = 565,082 \text{ KN}$$

El punto en contacto entre el satélite y la corona es donde se transmite la mayor fuerza tangencial sobre la rueda satélite, por lo que será el valor que se emplee para los posteriores cálculos de dimensionado de los engranajes.

### 1.5.1.3 Corona

La fuerza que cada satélite ejerce sobre la corona se calculó en el apartado anterior.

$$F_{S-C} = 565,082 \text{ KN}$$



### 1.5.2 Dimensionado del eje porta-satélites

Para el cálculo de las dimensiones del eje de los satélites se procederá a determinar el diámetro de la sección por criterios de resistencia a fatiga y posteriormente se realizará una comprobación a carga estática.

Para el dimensionado del eje porta-satélites se supondrá la potencia repartida entre los tres satélites del diseño. La fuerza transmitida es:

$$F_{BP-S} = \frac{2 \cdot T_{BP}}{3 \cdot D_{BP}} = \frac{2 \cdot 387,308}{3 \cdot 972 \cdot 10^{-3}} = 265,643 \text{ KN}$$

Se considera el eje como una viga empotrada en voladizo, la fuerza actuante se introduce como una carga uniformemente distribuida a lo largo de todo el ancho de cara del engranaje satélite calculado en (1.5.3.3).

Por lo tanto, la carga distribuida tendrá un valor de:

$$q = \frac{F_{BP-S}}{b_S} = \frac{265,64}{410 \cdot 10^{-3}} = 647,90 \text{ KN/m}$$

El par torsor aplicado es constante sobre todo el eje y al dividir la potencia nominal entre los tres satélites adopta el siguiente valor:

$$T_S = \frac{30 \cdot P_n}{3 \cdot \pi \cdot N_S} = \frac{30 \cdot 900}{3 \cdot \pi \cdot 38,25} = 74,90 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

A continuación se muestra un esquema de dicha configuración:

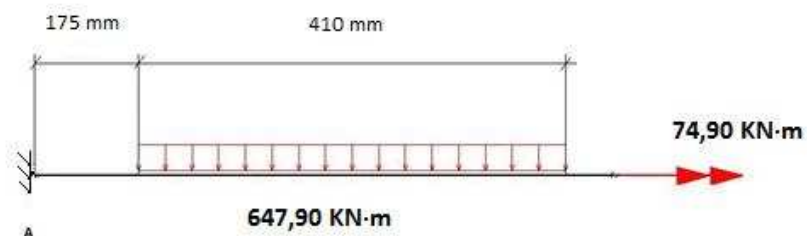


Figura 9





Las reacciones en el apoyo se muestran en la siguiente tabla:

	Rodamiento A
Fuerza axial	0,00 KN
Fuerza cortante	265,64 KN
Par flector	101,17 KN·m
Par torsor	74,90 KN·m

**Tabla 7**

#### 1.5.2.1 Dimensionado a fatiga

En este apartado se realizará una selección de los factores de corrección para resistencia a fatiga del material y se determinará el diámetro de la sección que soporta las sollicitaciones a fatiga que se exponen a continuación.

Los criterios empleados para la selección de los factores correctores son los mismos que se expusieron en (1.3.4.2).

##### **1.5.2.1.1 Selección del material**

Se empleará un acero *AISI 4340* en la fabricación del eje porta-satélites, que posee las características citadas en (1.3.3.1).

$$S_y = 1.717 \text{ MPa}$$

$$S_u = 1.962 \text{ MPa}$$

##### **1.5.2.1.2 Diagramas de esfuerzos**

Los diagramas de esfuerzos son los siguientes:

- Diagrama de esfuerzo axial

No procede.



- Diagrama de esfuerzo cortante

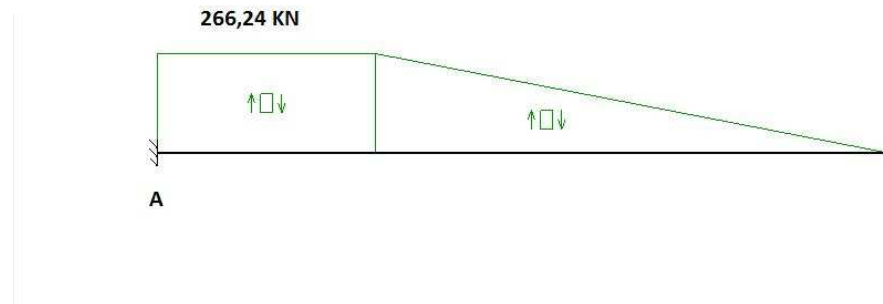


Figura 10

- Diagrama de momento flector

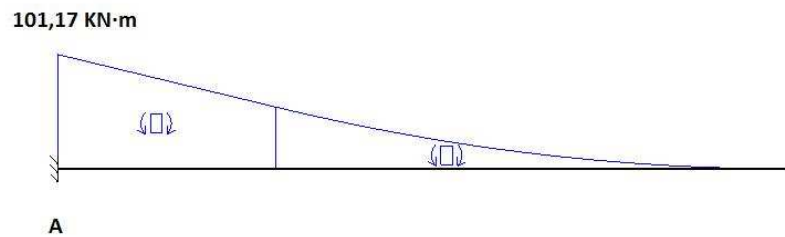


Figura 11

- Diagrama de momento torsor

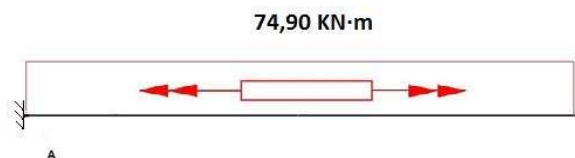


Figura 12



Los diagramas de esfuerzos indican que la sección crítica se encuentra en A, sección que corresponde al alojamiento del rodamiento fijo sobre el que apoya el eje.

#### 1.5.2.1.3 Cargas actuantes

Para realizar el dimensionado a fatiga se considerará que el eje está sometido a flexión invertida y torsión constante tal y como se detalló en (1.5.2).

Con los resultados obtenidos en el cálculo de cargas de (1.5.1.2) se procede a continuación a definir las componentes alternantes y medias resultantes de las sollicitaciones introducidas:

- Fuerza axial

Este eje no está solicitado axialmente como se explicó en apartados previos.

- Par torsor

El par torsor al que está sometido el eje tiene un valor constante, por lo tanto:

$$\begin{cases} T_{m\acute{a}x} = 74,90 \text{ KN} \cdot \text{m} \\ T_{m\acute{i}n} = 74,90 \text{ KN} \cdot \text{m} \end{cases}$$

$$T_m = \frac{T_{m\acute{a}x} + T_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{74,90 + 74,90}{2} = 74,90 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$T_a = \frac{T_{m\acute{a}x} - T_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{74,90 - 74,90}{2} = 0 \text{ KN} \cdot \text{m}$$



- Momento flector

La flexión producida en el eje es completamente invertida, por tanto:

$$\begin{cases} M_{m\acute{a}x} = 81,20 \text{ KN} \cdot \text{m} \\ M_{m\acute{i}n} = -81,20 \text{ KN} \cdot \text{m} \end{cases}$$

$$M_m = \frac{M_{m\acute{a}x} + M_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{81,20 + (-81,20)}{2} = 0 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$M_a = \frac{M_{m\acute{a}x} - M_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{81,20 - (-81,20)}{2} = 81,20 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

#### 1.5.2.1.3 Factores de corrección del límite a fatiga

El tipo de sollicitación al que está sometido este eje es el mismo que se consideró en el diseño del eje principal, por lo que para el cálculo de la seguridad a fatiga se tomarán como válidas las expresiones y consideraciones utilizadas en el cálculo del eje de baja. Por lo tanto, los factores correctores del límite de fatiga serán idénticos a excepción del factor de tamaño  $k_s$ , que se calculará de manera particular para este eje.

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5 \cdot 1.962 = 981 \text{ MPa}$$

- Factor de acabado de superficie  $k_f$

$$k_f = 0,9$$

- Factor de tamaño  $k_s$

El diámetro de la sección no es conocido, por lo que se empleará un valor para este coeficiente de:

$$k_s = 0,75$$



- Factor de confiabilidad  $k_r$

$$k_r = 0,82$$

- Factor de temperatura  $k_t$

$$k_t = 1$$

- Factor de efectos diversos  $k_m$

$$k_m = 1$$

Teniendo en cuenta los factores anteriormente detallados, se corrige el límite a fatiga de la siguiente manera:

$$S_e = 0,9 \cdot 0,75 \cdot 0,82 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 981 = 542,98 \text{ MPa}$$

#### 1.5.2.1.4 Factor de concentración de esfuerzos $K_f$

Debe ser considerado para el diseño previo a fatiga del eje un valor preliminar para el factor de concentración de esfuerzos en la sección a analizar. Se ha establecido un valor suficientemente conservador para este factor de:

$$K_f = 2$$



### 1.5.2.1.5 Diámetro de la sección

Habiendo considerado todos los coeficientes modificadores de los apartados anteriores se procede a continuación a determinar el diámetro mínimo del eje a fatiga con las expresiones empleadas en (1.3.4.4), escogiendo un factor de seguridad de 1.

$$\frac{S_y}{n_s} = \sqrt{\left(\sigma_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_f \cdot \sigma_a\right)^2 + 3\left(\tau_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_{fs} \cdot \tau_a\right)^2}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_f \cdot M_a\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(T_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_{fs} \cdot T_a\right)^2}}{\pi \cdot n_s \cdot S_y}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \sqrt{\left(0 + \frac{1.717.000}{542.980} \cdot 2 \cdot 101,17\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot (74,90 + 0)^2}}{\pi \cdot 1 \cdot 1.717.000}}$$

$$d = 156,25 \text{ mm}$$

Se escogerá un valor redondeado al alza del diámetro calculado anteriormente, que será de:

$$d_{\text{eje satélites 1}} = 160 \text{ mm}$$

### 1.5.2.2 Comprobación a carga estática

#### 1.5.2.2.1 Criterio de Von Misses

La aplicación de este criterio fue explicada en (1.3.3.4), la fórmula de cálculo es la siguiente:

$$\frac{4}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot M_f + F_{ax} \cdot d)^2 + 48 \cdot T^2} \geq \frac{S_y}{\eta_s}$$



A diferencia de cálculos similares anteriores, en éste eje se realizará la comprobación a carga estática en lugar del dimensionado, por lo que se despeja de la fórmula el factor de seguridad para verificar que el diámetro de la sección calculado en (1.5.2.1.6) es válido.

$$\eta_s = \frac{1,717 \cdot \pi \cdot 160^3}{4 \cdot \sqrt{(8 \cdot 101,17 \cdot 10^3)^2 + 48 \cdot (74,90 \cdot 10^3)^2}} = 5,74$$

Como se puede comprobar el factor de seguridad es superior a 1, por lo que no habrá falla a carga estática según este criterio, y el diámetro calculado se considera válido.

#### 1.5.2.2.2 Criterio de Tresca

El criterio de Tresca fue explicado en (1.3.3.5), la fórmula empleada es:

$$\frac{4}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot M_f + F_{ax} \cdot d)^2 + 64 \cdot T^2} \geq \frac{S_y}{\eta_s}$$

$$\eta_s = \frac{1,717 \cdot \pi \cdot 160^3}{4 \cdot \sqrt{(8 \cdot 101,17 \cdot 10^3)^2 + 64 \cdot (74,90 \cdot 10^3)^2}} = 5,48$$

Habiendo realizado las comprobaciones a falla estática por los dos criterios expuestos anteriormente y tras verificar que hay seguridad bajo ambas consideraciones se tomará como válido el valor del diámetro calculado en (1.5.2.1.6).

$$d_{eje\ satélites\ 1} = 160\ mm$$



### 1.5.3 Determinación del ancho de cara de los engranajes

Como se ha podido comprobar en el apartado anterior, los engranajes satélite son los más solicitados, por lo que la magnitud del ancho de cara determinado en esta sección para los satélites será la que se emplee en las demás ruedas.

El dimensionado de los engranajes, desde un punto de vista resistente, se hace en función de las sollicitaciones que soporta el diente, por flexión en la base y por fatiga superficial.

Se ha seleccionado un acero de cementación *AISI 4320 grado AGMA 2 [17] templado en aceite y revenido*, con una dureza superficial mínima de 61 HRC. Tiene los siguientes números de esfuerzo admisibles:

$$S_{at} = 448,16 \text{ MPa}$$

$$S_{ac} = 1.551,32 \text{ MPa}$$

#### 1.5.3.1 Esfuerzo de flexión

En el caso de la flexión se plantea la fórmula de AGMA.

$$S_t = K_o \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_v \cdot \frac{F_t}{b \cdot J \cdot m} \quad (1.5.1)$$

Donde:

- $S_t$  es el esfuerzo de flexión que soportan los dientes (en MPa).

- $K_o$  es el factor de sobrecarga para resistencia flexionante. Considera la posibilidad de que variaciones en la carga, vibraciones, choques u otras condiciones puedan causar cargas máximas mayores que las calculadas.

Éste valor se fijará en 1,25 para todos los engranes de la primera etapa.

- $K_s$  es el factor de tamaño para la resistencia flexionante. Es únicamente dependiente del módulo empleado para el tren, que ha sido fijado en 12 mm para la primera etapa, y en 10 mm para la segunda. *AGMA [17]* sugiere los siguientes valores para éste factor:





Módulo métrico (mm)	Factor de tamaño $K_s$
≤5	1,00
6	1,05
8	1,15
12	1,25
20	1,40

**Tabla 8**

Todas las ruedas de la primera etapa, de acuerdo con lo expuesto anteriormente y a la *Tabla 11*, serán dimensionadas con un factor de tamaño de 1,25. Las ruedas pertenecientes a la segunda etapa se dimensionarán con un factor de tamaño de 1,20.

-  $K_m$  es el factor de distribución de carga para resistencia flexionante, se fijará el valor de este coeficiente para todos los engranes de la caja en 1,00.

-  $K_v$  es el factor dinámico para la resistencia flexionante. Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200 \cdot v_t}}{A} \right)^B$$

Donde:

$$A = 50 + 56 \cdot (1,0 - B)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0,667}}{4}$$

- $Q_v$  es el número de calificación de la exactitud de la transmisión. Se escoge un grado de exactitud 7, como unidad comercial, para toda la transmisión a diseñar.
- $V_t$  es la velocidad de la línea de paso (en m/s).

Una de las variables de éste factor es la velocidad de la línea de paso, que es particular de cada engranaje por lo que se calculará más adelante de manera individualizada.



-  $F_t$  es la fuerza tangencial en la punta del diente (en N). Calculada en el apartado (1.5.1) para todas las ruedas de la primera etapa.

-  $b$  es el ancho de cara del diente (en mm.).

-  $J$  es el factor geométrico del engrane. Depende del número de dientes de las ruedas en contacto, del lugar de aplicación de la carga y del ángulo de presión empleado. El ángulo de presión será de  $20^\circ$  en todas las ruedas.

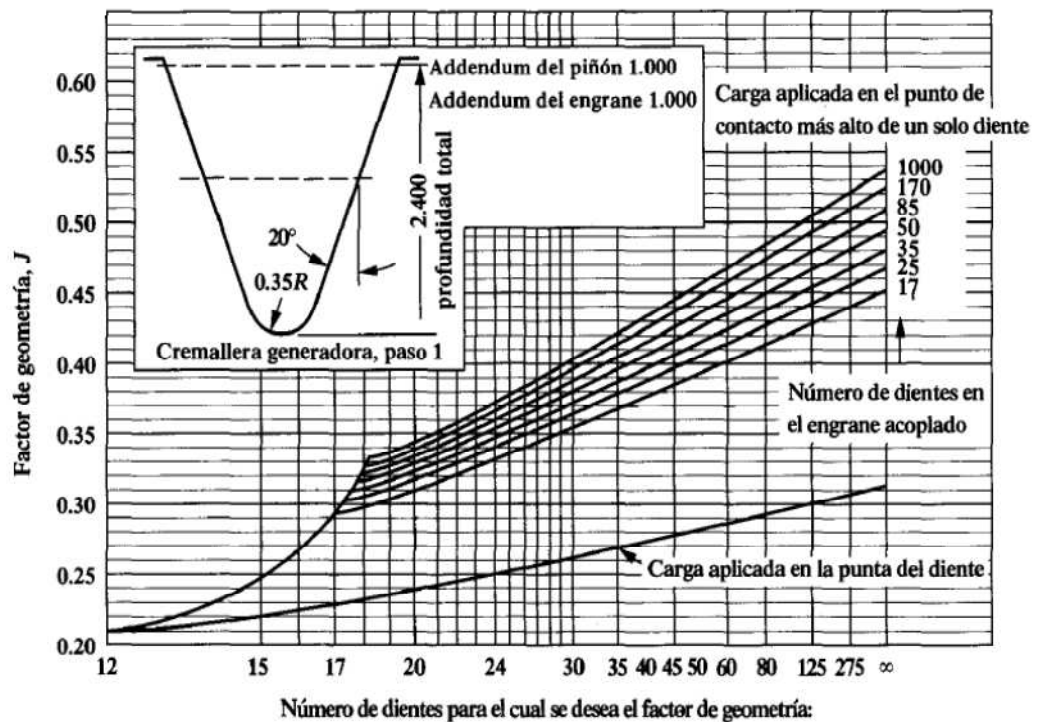


Figura 13

-  $m$  es el módulo métrico normalizado (en mm.).



El valor de este esfuerzo flexionante calculado se compara con un esfuerzo admisible dependiente del material seleccionado y del tratamiento térmico aplicado sobre el mismo. Éste esfuerzo admisible se corrige con una serie de coeficientes modificadores que se describen a continuación. La expresión empleada para el esfuerzo admisible corregido es la siguiente:

$$S'_{at} = \frac{Y_N \cdot S_{at}}{SF \cdot K_R} \quad (1.5.2)$$

Donde:

- $S_{at}$  es el esfuerzo de flexión admisible para el material empleado:

$$S_{at} = 448,16 \text{ MPa}$$

- $Y_N$  es el factor de duración, dependiente del número de ciclos de carga que experimenta la rueda en cuestión durante su vida de diseño. Se definió en apartados anteriores la vida del aerogenerador en veinte años, sin embargo no funcionará ininterrumpidamente por lo que se estimará un porcentaje de tiempo de funcionamiento y a partir de ahí se determinará el factor  $Y_N$ .

Se realizará el cálculo del número de ciclos a los que está sometido el brazo porta-satélites para hallar el factor de duración que se considerará común a todas las ruedas de la caja. El número de ciclos que soporta esta rueda es función de su velocidad y de la vida de diseño del sistema, estimando un porcentaje de funcionamiento del 80%:

$$20 \text{ años} \cdot 365 \frac{\text{días}}{\text{año}} \cdot 24 \frac{\text{horas}}{\text{día}} \cdot 60 \frac{\text{minutos}}{\text{hora}} \cdot 0,8 = 8.409.600 \text{ minutos}$$

$$1 \frac{\text{ciclo}}{\text{revolución}} \cdot 22,16 \frac{\text{revoluciones}}{\text{minuto}} = 22,16 \text{ ciclos/minuto}$$

$$N_C = 8.409.600 \text{ minutos} \cdot 22,16 \frac{\text{ciclos}}{\text{minuto}} = 186.356.736 \text{ ciclos} \cong 2 \cdot 10^8 \text{ ciclos}$$

La fórmula empleada para el cálculo de este factor sobre engranajes cementados por encima de  $10^7$  ciclos es la siguiente:

$$Y_N = 1,6831 \cdot N_C^{-0,0323} = 1,6831 \cdot (2 \cdot 10^8)^{-0,0323} = 0,90$$



- $SF$  es el factor de seguridad, que se fijará como parte del procedimiento de determinación del ancho de cara mínimo en un valor de 1,00 para todas las ruedas de la multiplicadora.

- $K_R$  es el factor de fiabilidad. Para una fiabilidad de 99% o más, se emplea la siguiente expresión:

$$K_R = 0,5 - 0,25 \cdot \log(1 - R) = 0,5 - 0,25 \cdot \log(1 - 0,99) = 1$$

Al no haber variaciones respecto al esfuerzo admisible del material ni respecto a los coeficientes empleados, se puede calcular el esfuerzo flexionante admisible corregido que será válido para todos los engranajes de la caja multiplicadora:

$$S'_{at} = \frac{0,90 \cdot 448,16}{1 \cdot 1} = 404,83 \text{ MPa}$$

El valor del ancho de cara mínimo de las ruedas para esfuerzo flexionante se obtiene igualando las ecuaciones (1.5.1) y (1.5.2). Al despejar, la expresión se reduce a:

$$b = K_o \cdot K_S \cdot K_m \cdot K_v \cdot \frac{F_t}{S'_{at} \cdot J \cdot m} \quad (1.5.3)$$

### 1.5.3.2 Esfuerzo de contacto

Para esfuerzo de contacto o picadura, se emplea la siguiente fórmula de AGMA [17]:

$$S_c = C_p \cdot \sqrt{K_o \cdot K_S \cdot K_m \cdot K_v \cdot \frac{F_t}{b \cdot I \cdot d_p}} \quad (1.5.4)$$

Donde:

-  $S_c$  es el esfuerzo de contacto o picadura que soportan los dientes (en MPa).

-  $C_p$  es el coeficiente elástico, que para engranajes de acero adopta un valor constante de  $191 \text{ MPa}^{1/2}$ .

- Los coeficientes  $K_o, K_S, K_m, K_v, F_t$  y  $b$  fueron introducidos en (1.5.3.1), ya que los valores son iguales para ambos esfuerzos.



-  $I$  es el factor de geometría para esfuerzo de contacto. Depende del ángulo de presión de los engranajes, de la relación de transmisión de las ruedas en contacto y del número de dientes del piñón. Para un ángulo de presión de  $20^\circ$  se calcula según la siguiente figura:

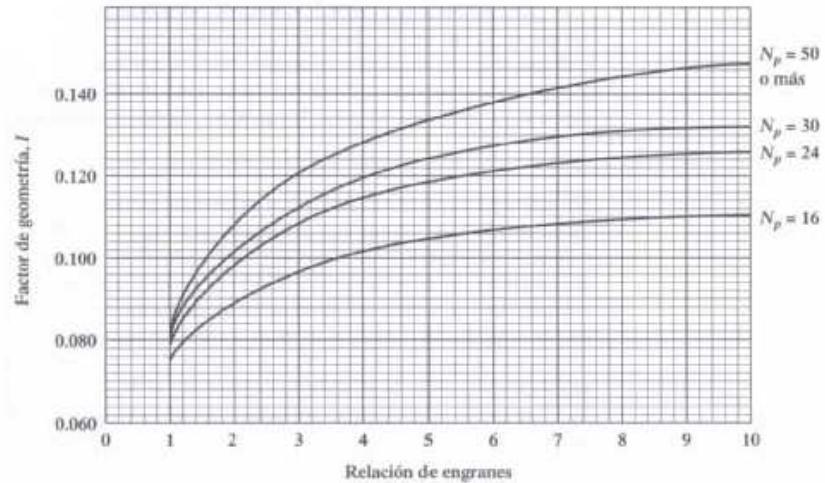


Figura 14

-  $d_p$  es el diámetro primitivo de la rueda que se calcula (en milímetros).

El valor de este esfuerzo de contacto calculado se compara con un esfuerzo admisible dependiente del material seleccionado y del tratamiento térmico aplicado sobre el mismo. Éste esfuerzo admisible se corrige con una serie de coeficientes modificadores que se describen a continuación. La expresión empleada para el esfuerzo admisible corregido es la siguiente:

$$S'_{ac} = \frac{Z_N \cdot C_H \cdot S_{ac}}{SF \cdot K_R} \quad (1.5.5)$$

Donde:

- $S_{ac}$  es el esfuerzo de contacto admisible para el material empleado. Según el material seleccionado en (1.5.3) para los engranajes de la primera etapa:

$$S_{ac} = 1.551,32 \text{ MPa}$$

- $Z_N$  es el factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo, dependiente del número de ciclos de carga que experimenta la rueda en cuestión durante su vida de diseño. El cálculo de éste factor es análogo al que se empleó en (1.5.3.1) con el coeficiente  $Y_N$ , por lo que se adoptarán las mismas consideraciones que se introdujeron en dicho apartado. El número de ciclos que soporta esta rueda es:



$$N_C = 2,00 \cdot 10^8 \text{ ciclos}$$

La fórmula empleada para el cálculo de este factor sobre engranajes cementados por encima de  $10^7$  ciclos es la siguiente:

$$Z_N = 2,466 \cdot N_C^{-0,056} = 2,466 \cdot (2,00 \cdot 10^8)^{-0,056} = 0,84$$

Este valor se conservará para el cálculo de todas las ruedas de la caja.

- $S_F$  y  $K_R$  fueron introducidos en (1.5.3.1) y adoptan los mismos valores que en el esfuerzo de flexión.
- $C_H$  es el factor por relación de durezas, se tomará como 1,00 para todas las ruedas de la caja.

Por lo tanto, el esfuerzo de contacto admisible para los engranajes de la primera etapa es:

$$S'_{ac} = \frac{0,83 \cdot 1.551,32}{1 \cdot 1} = 1.287,59 \text{ MPa}$$

El valor del ancho de cara mínimo de las ruedas para esfuerzo de contacto se obtiene igualando las ecuaciones (1.5.4) y (1.5.5). Al despejar, la expresión se reduce a:

$$b = C_P^2 \cdot K_o \cdot K_S \cdot K_m \cdot K_V \cdot \frac{F_t}{S'_{ac}{}^2 \cdot I \cdot d_p} \quad (1.5.6)$$



### 1.5.3.3 Satélites

Teniendo en cuenta lo expuesto anteriormente en (1.5.3) se llevará a cabo a continuación la determinación de los miembros de las ecuaciones (1.5.3) y (1.5.6) para el dimensionado de los satélites por esfuerzo de flexión y por esfuerzo de contacto.

#### **1.5.3.3.1 Esfuerzo de flexión**

- Fuerza tangencial  $F_t$ .

$$F_t = 565,082 \text{ KN}$$

- Factor de sobrecarga  $K_o$ .

$$K_o = 1,25$$

- Factor de tamaño  $K_s$ .

$$K_s = 1,25$$

- Factor de distribución de carga  $K_m$ .

$$K_m = 1,00$$

- Factor de velocidad  $K_v$ .

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0,667}}{4} = \frac{(12 - 7)^{0,667}}{4} = 0,73$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1,0 - 0,73) = 65,12$$

$$v_{ts} = \frac{(N_b \cdot D_c - N_s \cdot D_s) \cdot \pi}{60 \cdot 1000} = \frac{(22,16 \cdot 1536 - 38,18 \cdot 564) \cdot \pi}{60000} = 0,65 \text{ m/s}$$

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200 \cdot v_t}}{A} \right)^B = \left( \frac{65,12 + \sqrt{200 \cdot 0,65}}{65,12} \right)^{0,73} = 1,12$$



▪ Factor geométrico  $J$ .

Considerando que el satélite es el piñón y la corona el engrane, con los correspondientes números de dientes:

$$Z_s = 47 \text{ dientes}$$

$$Z_c = 128 \text{ dientes}$$

Y según la *Figura 13*, el factor geométrico es:

$$J \cong 0,5$$

▪ Módulo  $m$ .

$$m = 12 \text{ mm}$$

▪ Esfuerzo admisible corregido  $S'_{at}$ .

$$S'_{at} = \frac{0,90 \cdot 448,16}{1,00 \cdot 1,00} = 404,83 \text{ MPa}$$

El ancho de cara según la ecuación **(1.5.3)** para esfuerzo de flexión es:

$$b = 1,25 \cdot 1,25 \cdot 1,00 \cdot 1,12 \cdot \frac{565,082 \cdot 10^3}{404,83 \cdot 0,5 \cdot 12} = 407,12 \text{ mm}$$

### 1.5.3.3.2 Esfuerzo de contacto

• Fuerza tangencial  $F_t$ .

$$F_t = 565,082 \text{ KN}$$

• Factor de sobrecarga  $K_o$ .

$$K_o = 1,25$$





- Coeficiente elástico  $C_p$ .

$$C_p = 191 \text{ MPa}^{1/2}$$

- Factor de tamaño  $K_S$ .

$$K_S = 1,25$$

- Factor de distribución de carga  $K_m$ .

$$K_m = 1,00$$

- Factor de velocidad  $K_v$ .

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200 \cdot v_t}}{A} \right)^B = \left( \frac{65,12 + \sqrt{200 \cdot 0,65}}{65,12} \right)^{0,73} = 1,12$$

- Factor geométrico  $I$ .

Considerando un ángulo de presión de  $20^\circ$  y que el satélite es el piñón y la corona el engrane, con los correspondientes números de dientes:

$$Z_s = 47 \text{ dientes}$$

$$Z_c = 128 \text{ dientes}$$

Según lo anterior y la *Figura 14*, el factor geométrico es:

$$I \cong 0,119$$

- Diámetro primitivo  $d_p$ .

$$d_p = 564 \text{ mm}$$

- Esfuerzo admisible corregido  $S'_{ac}$ .

$$S'_{ac} = \frac{0,84 \cdot 1.551,32 \cdot 1,00}{1,00 \cdot 1,00} = 1.303,11 \text{ MPa}$$



El ancho de cara según la ecuación **(1.5.6)** para esfuerzo de contacto es:

$$b = 191^2 \cdot 1,25 \cdot 1,25 \cdot 1,00 \cdot 1,12 \cdot \frac{565,082 \cdot 10^3}{1.303,11^2 \cdot 0,119 \cdot 564} = 316,54 \text{ mm}$$

El ancho de cara definitivo escogido será por lo tanto el calculado a criterio de esfuerzo de flexión, por ser éste un valor más sobredimensionado que el que se determinó por esfuerzo de contacto. Éste valor será redondeado al alza por motivos de simplicidad constructiva:

$$b = 410 \text{ mm}$$

Este ancho será el que se emplee para realizar el dimensionado de los engranajes satélites, corona y planetario.

#### 1.5.3.4 Corona

Tal y como se explicó en secciones anteriores, los satélites al ser las ruedas que soportan mayor sollicitación, condicionan las dimensiones de los demás engranes. Por lo tanto, el ancho de cara para la corona será el mismo que el determinado para los satélites:

$$b = 410 \text{ mm}$$

#### 1.5.3.5 Planeta

Por motivos expuestos en secciones previas, el ancho de cara del engranaje planeta es:

$$b = 410 \text{ mm}$$

### **1.5.4 Dimensionado del disco porta-satélites**

A continuación se expondrán los cálculos aplicados y las consideraciones llevadas a cabo para determinar el espesor mínimo del disco porta-satélites de la primera etapa.

Se considerará el disco como una viga de sección rectangular empotrada con una carga aplicada en su extremo en voladizo trabajando a flexión como hipótesis para el cálculo del espesor del disco porta-satélites.



Se han fijado la longitud de la barra, la carga aplicada y el ancho de la cara de la sección paralela a la dirección de la carga con valores calculados en apartados anteriores y que se muestran a continuación.

La longitud de la barra se corresponde con el radio del brazo calculado en (1.4.2.3):

$$L_b = R_b = 486 \text{ mm}$$

El ancho de la cara es igual al diámetro del eje porta-satélites calculado en (1.5.2):

$$b = d_{eje \text{ satélites } 1} = 160 \text{ mm}$$

La carga se considerará dividida entre los tres satélites del diseño, con lo cual, la carga aplicada en el extremo es:

$$P = \frac{T_N}{3 \cdot R_b} = \frac{387,308}{3 \cdot 486 \cdot 10^{-3}} = 265,643 \text{ KN}$$

En la siguiente figura se muestra de forma esquemática la representación de las consideraciones expuestas anteriormente:

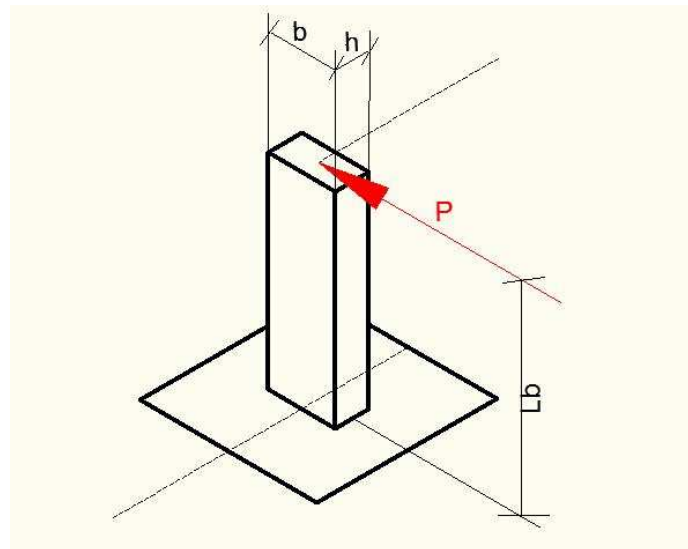


Figura 15

A continuación se realizarán los cálculos para determinar el espesor  $h$  mínimo del disco porta-satélites por criterios de carga estática.



#### 1.5.4.1 Selección del material

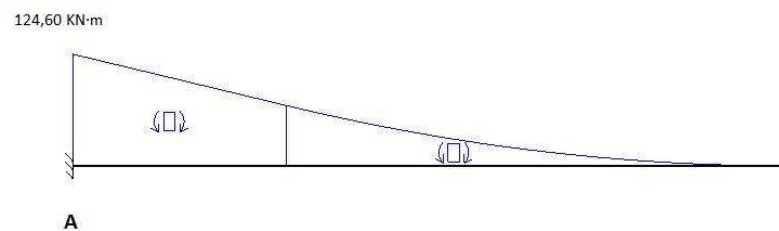
Se empleará un acero *AISI 4340* en la construcción del disco porta-satélites, que posee las características citadas en (1.3.3.1).

$$S_y = 1.717 \text{ MPa}$$

$$S_u = 1.962 \text{ MPa}$$

#### 1.5.4.2 Diagrama de esfuerzos

- Diagrama de momentos flectores:



**Figura 16**

#### 1.5.4.3 Coeficientes de seguridad

Se empleará un coeficiente de seguridad de 2,5 que se considera suficientemente conservador.

El esfuerzo admisible queda por tanto con el valor indicado en la siguiente expresión:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{\eta_s} = \frac{1.717}{2,5} = 686,8 \text{ MPa}$$



#### 1.5.4.4 Esfuerzos principales

Al haber considerado rectangular la sección de la barra los esfuerzos principales se calculan de manera diferente a como se hizo en apartados análogos anteriores.

-Esfuerzo normal:

$$\sigma_x = \frac{M \cdot c}{I}$$

Donde:

- $M$  es el momento flector en la sección analizada (en  $\text{KN}\cdot\text{m}$ ):

$$M = 124,60 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

- $c$  es la distancia al eje neutro (en  $\text{m}$ ). Para el caso de sección rectangular esta distancia es:

$$c = \frac{b}{2} = \frac{160 \cdot 10^{-3}}{2} = 80 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

- $I$  es el momento de inercia de la sección (en  $\text{m}^4$ ). En el caso de sección rectangular es:

$$I = \frac{h \cdot b^3}{12} = h \cdot 3,41 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$$

El esfuerzo normal es por lo tanto:

$$\sigma_x = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{124,60 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{h \cdot 3,41 \cdot 10^{-4}} = \frac{29.231,67}{h}$$



-Esfuerzo cortante:

No se aplica ninguna carga que produzca esfuerzo cortante sobre la sección.

Empleando las sustituciones y simplificaciones utilizadas en el cálculo análogo de los ejes anteriores se obtiene la siguiente expresión para el cálculo de los esfuerzos principales:

$$\sigma_{1,2} = \frac{29.231,67}{h} \pm \sqrt{\left(\frac{29.231,67}{h}\right)^2}$$
$$\sigma_1 = \frac{58.463,34}{h}$$
$$\sigma_2 = -\frac{58.463,34}{h}$$

#### 1.5.4.5 Criterio de Von Misses

La aplicación de este criterio ya fue explicada en (1.3.3.4). Según la ecuación **(1.3.5)**:

$$(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2)^{1/2} \geq \frac{S_y}{\eta_s}$$
$$\left( \left( \frac{58.463,34}{h} \right)^2 + \left( -\frac{58.463,34}{h} \right)^2 - \left( \frac{58.463,34}{h} \right) \cdot \left( -\frac{58.463,34}{h} \right) \right)^{1/2} \geq 686,8$$
$$\sqrt{3} \cdot \left( \frac{58.463,34}{h} \right) \geq 686.800$$

El espesor mínimo del disco según la expresión de este criterio de falla es:

$$h = 147,44 \text{ mm}$$

#### 1.5.4.6 Criterio de Tresca

La aplicación de este criterio ya fue explicada en (1.3.3.5). Según la fórmula **(1.3.7)**:

$$|\sigma_1 - \sigma_2| \geq \frac{S_y}{\eta_s}$$
$$2 \cdot \left( \frac{58.463,34}{h} \right) = 686.800$$



El espesor según este criterio de falla es:

$$h = 169,93 \text{ mm}$$

Se escogerá la solución obtenida según el criterio de Tresca para el espesor mínimo del disco, por ofrecer unas dimensiones más conservadoras, no obstante, éste valor será redondeado al alza:

$$h = 170 \text{ mm}$$

## **1.6 DIMENSIONADO 2ª ETAPA MULTIPLICADORA**

### **1.6.1 Cálculo de fuerzas en los engranajes**

En este apartado se calcularán las fuerzas actuantes en la segunda etapa del tren epicicloidal. Se procederá con los cálculos con las mismas consideraciones adoptadas para el dimensionado de la primera etapa de multiplicación.

#### **1.6.1.1 Planeta**

La fuerza tangencial transmitida se obtiene a partir del par transmitido y el diámetro de la rueda, conocidos los datos de potencia y velocidad nominales.

$$T_p = \frac{30 \cdot P_n}{\pi \cdot N_p} = \frac{30 \cdot 900}{\pi \cdot 1.500} = 5,729 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$F_{p-s} = \frac{2 \cdot T_p}{D_p} = \frac{2 \cdot 5,729}{400 \cdot 10^{-3}} = 28,645 \text{ KN}$$

Ésta es la fuerza total transmitida a los tres satélites por el engranaje planetario.



### 1.6.1.2 Satélites

Los satélites reciben el par torsor del brazo porta-satélites y reparten la fuerza resultante entre la corona y el engranaje planetario.

$$T_S = \frac{30 \cdot P_n}{\pi \cdot N_S} = \frac{30 \cdot 900}{\pi \cdot 312,50} = 27,500 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$F_S = F_{S-P} + F_{S-C}$$

$$F_S = \frac{2 \cdot T_S}{D_S} = \frac{2 \cdot 27,500}{560 \cdot 10^{-3}} = 98,214 \text{ KN}$$

Ésta es la fuerza total que transmiten los satélites.

Así, conocida la fuerza total transmitida por el satélite y la fuerza impulsora del engranaje planetario, para conocer la fuerza que actúa sobre la corona basta con restar ambos valores:

$$F_{S-C} = F_S - F_{S-P}$$

$$F_{S-C} = 98,214 - 28,645 = 69,569 \text{ KN}$$

El punto en contacto entre el satélite y la corona es el más solicitado como se puede apreciar en el valor de la fuerza calculada anteriormente, por lo tanto, será este valor el que se use para dimensionar el engranaje satélite.

### 1.6.1.3 Corona

La fuerza que cada satélite ejerce sobre la corona se calculó en el apartado anterior.

$$F_{S-C} = 69,569 \text{ KN}$$





### 1.6.2 Dimensionado del eje porta-satélites

Para el dimensionado de este eje se procederá de igual manera a como se realizó con el eje homónimo de la primera etapa, es decir se realizarán los cálculos de las dimensiones por criterios de fatiga y posteriormente se llevará a cabo una comprobación a carga estática.

Se modelizará como un único brazo que soporta toda la carga a potencia nominal como criterio de sobredimensionamiento.

La fuerza transmitida es por tanto:

$$F_{BP-S} = \frac{2 \cdot T_{BP}}{D_{BP}} = \frac{2 \cdot 47,146}{960 \cdot 10^{-3}} = 98,220 \text{ KN}$$

Se considera el eje como una viga empotrada en voladizo, la fuerza actuante se introduce como una carga uniformemente distribuida a lo largo de todo el ancho de cara del engranaje satélite calculado en (1.6.3.3).

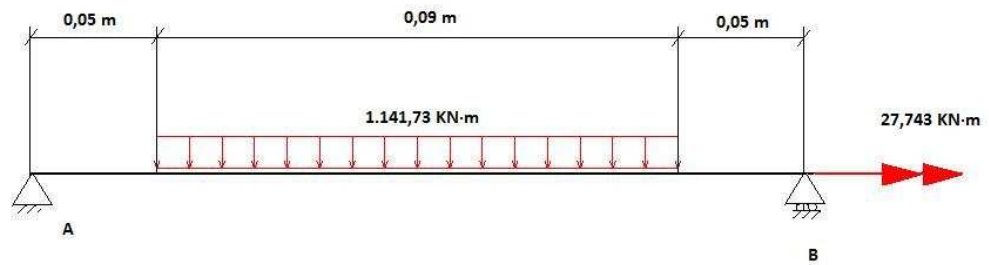
Por lo tanto, la carga distribuida tendrá un valor de:

$$q = \frac{F_{BP-S}}{b_S} = \frac{98,220}{90 \cdot 10^{-3}} = 1.091,333 \text{ KN/m}$$

El par torsor aplicado es constante sobre todo el eje y tiene el valor calculado en (1.5.1.2) :

$$T_S = \frac{30 \cdot P_n}{\pi \cdot N_S} = \frac{30 \cdot 900}{\pi \cdot 312,50} = 27,500 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

A continuación se muestra un esquema de dicha configuración:



*Figura 17*

Las reacciones en el apoyo A se muestran en la siguiente tabla:

	Rodamiento A
Fuerza axial	0,00 KN
Fuerza cortante	102,76 KN
Par flector	9,76 KN·m
Par torsor	27,74 KN·m

*Tabla 9*

#### 1.6.2.1 Dimensionado a fatiga

En este apartado se realizará una selección de los factores de corrección para resistencia a fatiga del material y se determinará el diámetro de la sección que soporta las sollicitaciones a fatiga que se exponen a continuación.

Los criterios empleados para la selección de los factores correctores son los mismos que se expusieron en (1.3.4).



### 1.6.2.1.1 Selección del material

Se empleará un acero *AISI 4340* en la construcción del eje de los satélites, que posee las características citadas en (1.3.3.1).

$$S_y = 1.717 \text{ MPa}$$

$$S_u = 1.962 \text{ MPa}$$

### 1.6.2.1.2 Diagramas de esfuerzos

Los diagramas de esfuerzos son los siguientes:

- Diagrama de esfuerzo axial

No procede.

- Diagrama de esfuerzo cortante

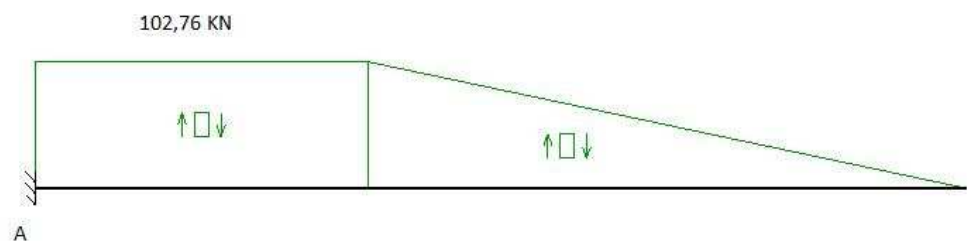


Figura 18

- Diagrama de momento flector

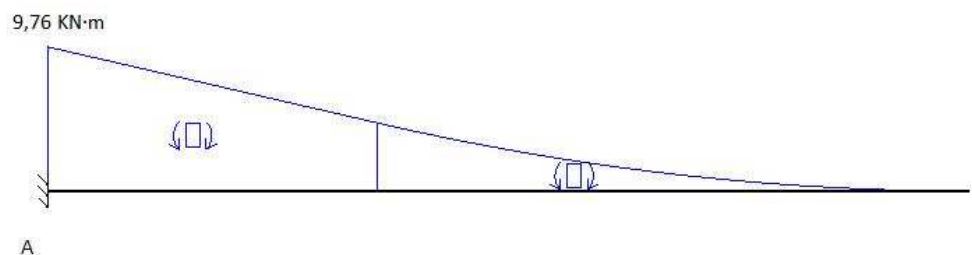
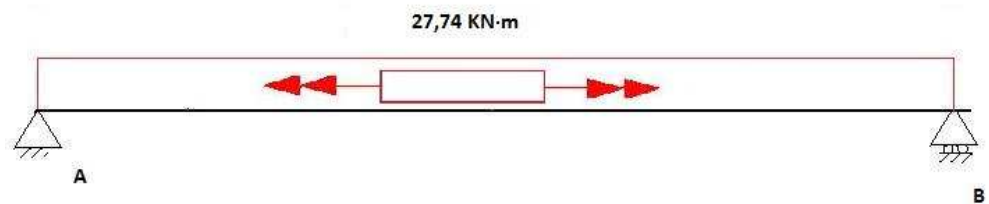


Figura 19

- Diagrama de momento torsor



*Figura 20*

Los diagramas de esfuerzos indican que la sección crítica se encuentra en el alojamiento del rodamiento fijo sobre el que apoya el eje.

#### 1.6.2.1.3 Cargas actuantes

Para realizar el dimensionado a fatiga se considerará que el eje está sometido a flexión invertida y torsión constante tal y como se detalló en 1.6.2.

Con las cargas expuestas en la *Tabla 9* se procede a continuación a definir las componentes alternantes y medias resultantes de las solicitaciones introducidas:

- Fuerza axial

Este eje no está solicitado axialmente como se explicó en apartados previos.



- Par torsor

El par torsor al que está sometido el eje tiene un valor constante, por lo tanto:

$$\begin{cases} T_{m\acute{a}x} = 27,74 \text{ KN} \cdot \text{m} \\ T_{m\acute{i}n} = 27,74 \text{ KN} \cdot \text{m} \end{cases}$$

$$T_m = \frac{T_{m\acute{a}x} + T_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{27,74 + 27,74}{2} = 27,74 \text{ KN} \cdot \text{m} \quad (1.6.1)$$

$$T_a = \frac{T_{m\acute{a}x} - T_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{27,74 - 27,74}{2} = 0 \text{ KN} \cdot \text{m} \quad (1.6.2)$$

- Momento flector

La flexión producida en el eje es completamente invertida, por tanto:

$$\begin{cases} M_{m\acute{a}x} = 9,76 \text{ KN} \cdot \text{m} \\ M_{m\acute{i}n} = -9,76 \text{ KN} \cdot \text{m} \end{cases}$$

$$M_m = \frac{M_{m\acute{a}x} + M_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{9,76 + (-9,76)}{2} = 0 \text{ KN} \cdot \text{m} \quad (1.6.3)$$

$$M_a = \frac{M_{m\acute{a}x} - M_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{9,76 - (-9,76)}{2} = 9,76 \text{ KN} \cdot \text{m} \quad (1.6.4)$$

### 1.6.2.1.3 Factores de corrección del límite a fatiga

El tipo de sollicitación al que está sometido este eje es el mismo que se consideró en el diseño del eje principal, por lo que para el cálculo de la seguridad a fatiga se tomarán como válidas las expresiones y consideraciones utilizadas en el cálculo del eje de baja. Por lo tanto, los factores correctores del límite de fatiga serán idénticos a excepción del factor de tamaño  $k_s$ , que se calculará de manera particular para este eje.



$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5 \cdot 1.962 = 981 \text{ MPa}$$

- Factor de acabado de superficie  $k_f$

$$k_f = 0,9$$

- Factor de tamaño  $k_s$

El diámetro de la sección no es conocido, por lo que se empleará un valor para este coeficiente de:

$$k_s = 0,65$$

- Factor de confiabilidad  $k_r$

$$k_r = 0,82$$

- Factor de temperatura  $k_t$

$$k_t = 1$$

- Factor de efectos diversos  $k_m$

$$k_m = 1$$

Teniendo en cuenta los factores anteriormente detallados, se corrige el límite a fatiga de la siguiente manera:

$$S_e = 0,9 \cdot 0,65 \cdot 0,82 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 981 = 470,58 \text{ MPa}$$

#### 1.6.2.1.4 Factor de concentración de esfuerzos $K_f$

Se ha establecido un valor suficientemente conservador para este factor de:

$$K_f = 2,25$$



### 1.6.2.1.5 Diámetro de la sección

Habiendo considerado todos los coeficientes modificadores de los apartados anteriores se procede a continuación a determinar el diámetro mínimo del eje a fatiga con las expresiones empleadas en (1.3.4.4), escogiendo un factor de seguridad de 1.

$$\frac{S_y}{n_s} = \sqrt{\left(\sigma_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_f \cdot \sigma_a\right)^2 + 3\left(\tau_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_{fs} \cdot \tau_a\right)^2}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_f \cdot M_a\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(T_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_{fs} \cdot T_a\right)^2}}{\pi \cdot n_s \cdot S_y}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \sqrt{\left(0 + \frac{1.717.000}{470.580} \cdot 2,25 \cdot 9,76\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot (27,74 + 0)^2}}{\pi \cdot 1 \cdot 1.717.000}}$$

$$d = 79,17 \text{ mm}$$

Se escogerá un valor redondeado al alza del diámetro calculado anteriormente, que será de:

$$d_{\text{eje satélites 2}} = 80 \text{ mm}$$

### 1.6.2.2 Comprobación a carga estática

#### 1.6.2.2.1 Criterio de Von Misses

La aplicación de este criterio fue explicada en (1.3.3.4), la fórmula de cálculo es la siguiente:

$$\frac{4}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot M_f + F_{ax} \cdot d)^2 + 48 \cdot T^2} \geq \frac{S_y}{\eta_s}$$



A diferencia de cálculos similares anteriores, en éste eje se realizará la comprobación a carga estática en lugar del dimensionado, por lo que se despeja de la fórmula el factor de seguridad para verificar que el diámetro de la sección calculado en 1.6.2.1.5 es válido.

$$\eta_s = \frac{1,717 \cdot \pi \cdot 80^3}{4 \cdot \sqrt{(8 \cdot 9,76 \cdot 10^3)^2 + 48 \cdot (27,74 \cdot 10^3)^2}} = 3,32$$

Como se puede comprobar el factor de seguridad es superior a 1, por lo que no habrá falla estática según este criterio, y el diámetro calculado se considera válido.

#### 1.6.2.2.2 Criterio de Tresca

El criterio de Tresca fue explicado en (1.3.3.5), la fórmula empleada es:

$$\frac{4}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot M_f + F_{ax} \cdot d)^2 + 64 \cdot T^2} \geq \frac{S_y}{\eta_s}$$

$$\eta_s = \frac{1,717 \cdot \pi \cdot 80^3}{4 \cdot \sqrt{(8 \cdot 9,76 \cdot 10^3)^2 + 64 \cdot (27,74 \cdot 10^3)^2}} = 2,93$$

Habiendo realizado las comprobaciones a falla estática por los dos criterios expuestos anteriormente y tras verificar que hay seguridad bajo ambas consideraciones se tomará como válido el valor del diámetro calculado en (1.6.2.1.6).

$$d_{eje\ satélites\ 2} = 80\ mm$$





### 1.6.3 Determinación del ancho de cara de los engranajes

Como se ha podido comprobar en el apartado anterior, los engranajes satélite son los más solicitados, por lo que la magnitud del ancho de cara determinado en esta sección para los satélites será la que se emplee en las demás ruedas.

Se ha seleccionado un acero de cementación *AISI 4320 grado AGMA 1 [17]* con una dureza superficial mínima de 58 HRC. Tiene los siguientes números de esfuerzo admisibles:

$$S_{at} = 379,211 \text{ MPa}$$
$$S_{ac} = 1.241,056$$

#### 1.6.3.1 Esfuerzo de flexión

Se empleará la ecuación **(1.5.1)** de *AGMA [17]* utilizada en *(1.5.3)*.

$$S_t = K_o \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_v \cdot \frac{F_t}{b \cdot J \cdot m}$$

Los coeficientes de ésta ecuación fueron explicados en *(1.5.3.1)* por lo que se omitirá en este apartado dicha exposición. Se emplearán los valores de  $K_o$ ,  $K_s$ ,  $K_m$ , y  $m$  que se definieron en la sección anteriormente citada.

El valor de este esfuerzo flexionante calculado se comparará con un esfuerzo admisible de igual manera que se realizó en *(1.5.3.1)*, la expresión empleada corresponde con la ecuación **(1.5.2)**:

$$S'_{at} = \frac{Y_N \cdot S_{at}}{SF \cdot K_R}$$

Los factores correctores de esta ecuación también fueron introducidos en *(1.5.3.1)* y sus correspondientes valores han sido detallados de igual manera en dicha sección.



El valor del ancho de cara mínimo de las ruedas para esfuerzo flexionante se obtiene igualando las ecuaciones **(1.5.1)** y **(1.5.2)**. Al despejar, la expresión se reduce a:

$$b = K_o \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_v \cdot \frac{F_t}{S'_{at} \cdot J \cdot m}$$

### 1.6.3.2 Esfuerzo de contacto

Para esfuerzo de contacto o picadura, se empleará la fórmula **(1.5.6)** que se extrajo de *AGMA [17]* y que se empleó en el cálculo análogo de la primera etapa, con los correspondientes factores explicados en **(1.5.3.2)**:

$$S_c = C_p \cdot \sqrt{K_o \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_v \cdot \frac{F_t}{b \cdot I \cdot d_p}}$$

El valor de este esfuerzo de contacto calculado se compara con el esfuerzo admisible de contacto corregido de la ecuación **(1.5.7)**:

$$S'_{ac} = \frac{Z_N \cdot C_H \cdot S_{ac}}{SF \cdot K_R}$$

Por tanto, el esfuerzo de contacto admisible corregido es:

$$S'_{ac} = \frac{0,83 \cdot 1.241,056 \cdot 1,00}{1,00 \cdot 1,00} = 1.030 \text{ MPa}$$



### 1.6.3.3 Satélites

Se calcula a continuación el ancho de cara de los engranajes satélites de la segunda etapa mediante el mismo procedimiento empleado en los cálculos análogos de la primera etapa.

#### **1.6.3.3.1 Esfuerzo de flexión**

- Fuerza tangencial  $F_t$ .

$$F_t = 69,569 \text{ KN}$$

- Factor de sobrecarga  $K_o$ .

$$K_o = 1,25$$

- Factor de tamaño  $K_s$ .

$$K_s = 1,20$$

- Factor de distribución de carga  $K_m$ .

$$K_m = 1,00$$

- Factor de velocidad  $K_v$ .

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0,667}}{4} = \frac{(12 - 7)^{0,667}}{4} = 0,73$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1,0 - 0,73) = 65,12$$

$$v_{ts} = \frac{(N_b \cdot D_c - N_s \cdot D_s) \cdot \pi}{60 \cdot 1000} = \frac{(182,29 \cdot 1.520 - 312,50 \cdot 560) \cdot \pi}{60.000} = 5,34 \text{ m/s}$$

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200 \cdot v_t}}{A} \right)^B = \left( \frac{65,12 + \sqrt{200 \cdot 5,34}}{65,12} \right)^{0,73} = 1,34$$

- Factor geométrico  $J$ .



Considerando que el satélite es el piñón y la corona el engrane, con los correspondientes números de dientes:

$$Z_s = 56 \text{ dientes}$$
$$Z_c = 152 \text{ dientes}$$

Y según la *Figura 13*, el factor geométrico es:

$$J \cong 0,5$$

▪ Módulo  $m$ .

$$m = 10 \text{ mm}$$

▪ Esfuerzo admisible corregido  $S'_{at}$ .

$$S'_{at} = \frac{0,90 \cdot 379,211}{1,00 \cdot 1,00} = 341,289 \text{ MPa}$$

El ancho de cara según la ecuación **(1.5.3)** para esfuerzo de flexión es:

$$b = 1,25 \cdot 1,25 \cdot 1,00 \cdot 1,34 \cdot \frac{69,569 \cdot 10^3}{341,289 \cdot 0,5 \cdot 10} = 85,36 \text{ mm}$$

#### 1.6.3.3.2 Esfuerzo de contacto

• Fuerza tangencial  $F_t$ .

$$F_t = 69,569 \text{ KN}$$

• Factor de sobrecarga  $K_o$ .

$$K_o = 1,25$$



- Coeficiente elástico  $C_p$ .

$$C_p = 191 \text{ MPa}^{1/2}$$

- Factor de tamaño  $K_S$ .

$$K_S = 1,25$$

- Factor de distribución de carga  $K_m$ .

$$K_m = 1,00$$

- Factor de velocidad  $K_v$ .

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200 \cdot v_t}}{A} \right)^B = \left( \frac{65,12 + \sqrt{200 \cdot 5,34}}{65,12} \right)^{0,73} = 1,34$$

- Factor geométrico  $I$ .

Considerando un ángulo de presión de  $20^\circ$  y que el satélite es el piñón y la corona el engrane, con los correspondientes números de dientes:

$$Z_s = 56 \text{ dientes}$$

$$Z_c = 152 \text{ dientes}$$

Según lo anterior y la *Figura 14*, el factor geométrico es:

$$I \cong 0,118$$

- Diámetro primitivo  $d_p$ .

$$d_p = 560 \text{ mm}$$

- Esfuerzo admisible corregido  $S'_{ac}$ .

$$S'_{ac} = 1.030 \text{ MPa}$$



El ancho de cara según la ecuación **(1.5.8)** para esfuerzo de contacto es:

$$b = 191^2 \cdot 1,25 \cdot 1,25 \cdot 1,00 \cdot 1,34 \cdot \frac{69,569 \cdot 10^3}{1,030^2 \cdot 0,118 \cdot 560} = 75,80 \text{ mm}$$

El ancho de cara definitivo escogido será por lo tanto el calculado a criterio de esfuerzo de flexión, por ser éste un valor más sobredimensionado que el que se determinó por esfuerzo de contacto. Éste valor será redondeado al alza por motivos de simplicidad constructiva:

$$b = 90 \text{ mm}$$

Este ancho será el que se emplee para realizar el dimensionado de los engranajes satélites, corona y planetario.

#### 1.6.3.4 Corona

Tal y como se explicó en secciones anteriores, los satélites al ser las ruedas que soportan mayor sollicitación, condicionan las dimensiones de los demás engranes. Por lo tanto, el ancho de cara para la corona será el mismo que el determinado para los satélites:

$$b = 90 \text{ mm}$$

#### 1.6.3.5 Planeta

Por motivos expuestos en secciones previas, el ancho de cara del engranaje planeta es:

$$b = 90 \text{ mm}$$

### **1.6.4 Dimensionado del disco porta-satélites**

En este apartado se recurrirá, como ya se hizo en *(1.5.4)*, a un modelo de viga empotrada de sección cuadrada con carga en voladizo aplicada en el extremo para simplificar los cálculos sobre el espesor del disco porta-satélites en la segunda etapa. Se seguirá la nomenclatura empleada en la *figura 15*.



La longitud de la barra se corresponde con el radio del brazo calculado en (1.4.1.3):

$$L_b = R_b = 480 \text{ mm}$$

El ancho de la cara es igual al diámetro del eje porta-satélites calculado en (1.6.2):

$$b = d_{\text{eje satélites } 2} = 80 \text{ mm}$$

La carga se considerará dividida entre los tres satélites del diseño, con lo cual, la carga aplicada en el extremo es:

$$P = \frac{T_N}{3 \cdot R_b} = \frac{27,500}{3 \cdot 480 \cdot 10^{-3}} = 19,09 \text{ KN}$$

A continuación se realizarán los cálculos para determinar el espesor  $h$  mínimo del disco porta-satélites por criterios de carga estática.

#### 1.6.4.1 Selección del material

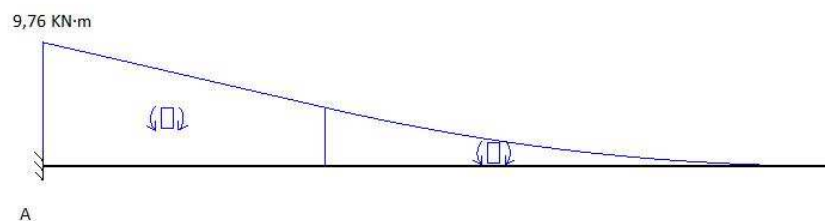
Se empleará un acero AISI 4340 en la construcción del disco porta-satélites, que posee las características citadas en (1.3.3.1).

$$S_y = 1.717 \text{ MPa}$$

$$S_u = 1.962 \text{ MPa}$$

#### 1.6.4.2 Diagrama de esfuerzos

- Diagrama de momentos flectores:



**Figura 21**



#### 1.6.4.3 Coeficientes de seguridad

Se empleará el mismo coeficiente empleado para el cálculo del disco porta-satélites de la primera etapa.

El esfuerzo admisible queda por tanto con el valor indicado en la siguiente expresión:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{\eta_s} = \frac{1.717}{3} = 686,8 \text{ MPa}$$

#### 1.6.4.4 Esfuerzos principales

-Esfuerzo normal:

$$\sigma_x = \frac{M \cdot c}{I}$$

Donde:

$$M = 9,41 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$c = \frac{b}{2} = \frac{80 \cdot 10^{-3}}{2} = 40 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$I = \frac{h \cdot b^3}{12} = h \cdot 4,26 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

El esfuerzo normal es por lo tanto:

$$\sigma_x = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{9,41 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{h \cdot 4,26 \cdot 10^{-5}} = \frac{8.835,68}{h}$$

-Esfuerzo cortante:

No se aplica ninguna carga que produzca esfuerzo cortante sobre la sección.

Empleando las sustituciones y simplificaciones utilizadas en el cálculo análogo de los ejes anteriores se obtiene la siguiente expresión para el cálculo de los esfuerzos principales:





$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{8.835,68}{h} \pm \sqrt{\left(\frac{8.835,68}{h}\right)^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{17.671,36}{h}$$

$$\sigma_2 = -\frac{17.671,36}{h}$$

#### 1.6.4.5 Criterio de Von Misses

La aplicación de este criterio ya fue explicada en (1.3.3.4). Según la ecuación **(1.3.5)**:

$$(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2)^{1/2} \geq \frac{S_y}{\eta_s}$$
$$\left( \left( \frac{17.671,36}{h} \right)^2 + \left( -\frac{17.671,36}{h} \right)^2 - \left( \frac{17.671,36}{h} \right) \cdot \left( -\frac{17.671,36}{h} \right) \right)^{1/2} \geq 686.800$$
$$\sqrt{3} \cdot \left( \frac{17.671,36}{h} \right) \geq 686.800$$

El espesor mínimo del disco según la expresión de este criterio de falla es:

$$h = 44,56 \text{ mm}$$

#### 1.6.4.6 Criterio de Tresca

La aplicación de este criterio ya fue explicada en (1.3.3.5). Según la ecuación **(1.3.7)**:

$$|\sigma_1 - \sigma_2| \geq \frac{S_y}{\gamma_m \gamma_f}$$
$$2 \cdot \left( \frac{17.671,36}{h} \right) = 686.800$$

El espesor mínimo según este criterio de falla es:

$$h = 51,45 \text{ mm}$$

Se escogerá la solución obtenida según el criterio de Tresca para el espesor mínimo del disco, por ofrecer unas dimensiones más conservadoras, no obstante, éste valor será redondeado al alza:

$$h = 52 \text{ mm}$$



## **1.7 DIMENSIONADO EJE INTERMEDIO**

El eje intermedio se encuentra acoplado al eje planetario de la primera etapa y al disco porta-satélites de la segunda etapa transmitiendo la potencia entre ambos elementos. En este capítulo se procederá al diseño del eje por criterios de sollicitación estática, analizando las secciones más desfavorables y realizando una comprobación a falla de fatiga con las dimensiones calculadas.

### **1.7.1 Determinación de las cargas sobre el eje**

Los satélites de ambas etapas se encuentran dispuestos equidistantes entre sí, de manera que las fuerzas cortantes y momentos flectores que se pudieran inducir sobre este eje se suponen equilibradas y pueden despreciarse.

Teniendo en cuenta la consideración anterior, el eje intermedio se estudiará como una barra sometida únicamente a esfuerzo de torsión.

El par torsor aplicado sobre el eje intermedio para realizar el dimensionado se considera constante a lo largo de todo el eje, y tiene el valor calculado en (1.5.1.1):

$$T_p = 47,146 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

### **1.7.2 Dimensionado a carga estática**

#### 1.7.2.1 Diagramas de esfuerzos

- Diagrama de esfuerzo axial:

No procede.

- Diagrama de esfuerzo cortante

No procede.

- Diagrama de momento flector

No procede.



#### 1.7.2.2 Selección del material

Se empleará un acero *AISI 4340* en la construcción del eje intermedio, que posee las características citadas en (1.3.3.1).

$$S_y = 1.717 \text{ MPa}$$

$$S_u = 1.962 \text{ MPa}$$

#### 1.7.2.3 Coeficientes de seguridad

Se emplearán los mismos coeficientes que se usaron para el dimensionado del eje de baja en (1.3.3.2).

El esfuerzo admisible queda por tanto con el valor indicado en la siguiente expresión:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f} = \frac{1.717}{3 \cdot 3} = 190,77 \text{ MPa}$$

#### 1.7.2.4 Esfuerzos principales

-Esfuerzo normal:

$$\sigma_x = \frac{4 \cdot F_{ax}}{\pi \cdot d^2} + \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} = 0$$

-Esfuerzo cortante:

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 47,26 \cdot 10^3}{\pi \cdot d^3}$$



Empleando las sustituciones y simplificaciones utilizadas en el cálculo análogo de los ejes anteriores se obtiene la siguiente expresión para el cálculo de los esfuerzos principales:

$$\sigma_1, \sigma_2 = 0 \pm \sqrt{0^2 + \left( \frac{16 \cdot 47,26 \cdot 10^3}{\pi \cdot d^3} \right)^2}$$

#### 1.7.2.5 Criterio de Von Misses

La aplicación de este criterio fue explicada en (1.3.3.4), la fórmula de cálculo es la siguiente:

$$\frac{4}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot M_f + F_{ax} \cdot d)^2 + 48 \cdot T^2} \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$
$$\frac{4}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{48 \cdot (47,26 \cdot 10^3)^2} \geq \frac{1,717}{3 \cdot 3}$$

El diámetro mínimo según el criterio de *Von Misses* es de:

$$d_{Von\ Misses} = 129,35\ mm$$

#### 1.7.2.6 Criterio de Tresca

El criterio de Tresca fue explicado en(1.3.3.5) , la fórmula empleada es:

$$\frac{4}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{64 \cdot T^2} \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$
$$\frac{4}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{64 \cdot (47,26 \cdot 10^3)^2} \geq \frac{1,717}{3 \cdot 3}$$

Con este caso se consigue un diámetro de eje mayor que con el criterio anterior:

$$d_{Tresca} = 136,14\ mm$$



Habiendo realizado las iteraciones para el cálculo del diámetro por los dos criterios de falla antes expuestos y tras analizar los resultados se ha estimado tomar como válido el criterio de *Tresca* por ofrecer un valor de la sección más conservador y sobredimensionado que el criterio de *Von Misses*. Así pues se escogerá un valor del diámetro redondeado al alza de:

$$d_{eje\ intermedio} = 140\ mm$$

### 1.7.3 Comprobación a fatiga

En este apartado se realizará una selección de los factores de corrección para resistencia a fatiga del material y se comprobará el diámetro calculado en la sección anterior bajo el régimen de cargas que se expuso en (1.7.1).

El procedimiento de cálculo y los criterios empleados para la selección de los factores correctores son los mismos que se expusieron en (1.3.4).

#### 1.7.3.1 Cargas actuantes

Para realizar la comprobación a fatiga se considerará que el eje está sometido a torsión constante tal y como se detalló en (1.7.1).

Con los resultados obtenidos en el cálculo de cargas del apartado (1.7.1) se procede a continuación a definir las componentes alternantes y medias resultantes de las sollicitaciones introducidas:

- Fuerza axial

Este eje no está sollicitado axialmente como se explicó en apartados previos.



▪ Par torsor

El par torsor al que está sometido el eje tiene un valor constante, por lo tanto:

$$\begin{cases} T_{m\acute{a}x} = 47,26 \text{ KN} \cdot \text{m} \\ T_{m\acute{i}n} = 47,26 \text{ KN} \cdot \text{m} \end{cases}$$

$$T_m = \frac{T_{m\acute{a}x} + T_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{47,26 + 47,26}{2} = 47,26 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$T_a = \frac{T_{m\acute{a}x} - T_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{47,26 - 47,26}{2} = 0 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

▪ Momento flector

Éste eje no está sometido a momentos flectores como se explicó en apartados anteriores.

1.7.3.2 Factores de corrección del límite a fatiga

El tipo de sollicitación al que está sometido este eje es el mismo que se consideró en el diseño del eje principal, por lo que para el cálculo de la seguridad a fatiga se tomarán como válidas las expresiones y consideraciones utilizadas en el cálculo del eje de baja. Por lo tanto, los factores correctores del límite de fatiga serán idénticos a excepción del factor de tamaño  $k_s$ , que se calculará de manera particular para este eje y el factor de concentración de esfuerzos a flexión  $K_f$  que no será aplicable sobre este eje.

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5 \cdot 1.962 = 981 \text{ MPa}$$



- Factor de acabado de superficie  $k_f$

$$k_f = 0,9$$

- Factor de tamaño  $k_s$

El factor de tamaño para una barra de sección circular que gira se determina con las siguientes consideraciones [14]:

$$k_s = \begin{cases} 0,869 \cdot d^{-0,112} & 0,3 \text{ pulg} < d < 10 \text{ pulg} \\ 1 & d \leq 8 \text{ mm} \\ 1,189 \cdot d^{-0,112} & 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} \end{cases}$$

El diámetro del eje es menor de 250 mm, por lo que se empleará la fórmula correspondiente:

$$k_s = 1,189 \cdot d^{-0,112} = 1,189 \cdot 140^{-0,112} = 0,57$$

- Factor de confiabilidad  $k_r$

$$k_r = 0,82$$

- Factor de temperatura  $k_t$

$$k_t = 1$$

- Factor de efectos diversos  $k_m$

$$k_m = 1$$

Teniendo en cuenta los factores anteriormente detallados, se corrige el límite a fatiga de la siguiente manera:

$$S_e = 0,9 \cdot 0,57 \cdot 0,82 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 981 = 412,66 \text{ MPa}$$



### 1.7.3.3 Factor de concentración de esfuerzos a flexión $K_f$

Éste eje no está sometido a esfuerzos de flexión como se explicó anteriormente, por lo que no será necesario considerar éste factor.

### 1.7.3.4 Factor de seguridad a fatiga

Habiendo considerado todos los coeficientes modificadores de los apartados anteriores se procede a continuación a determinar el grado de seguridad de la pieza a fatiga con el diámetro de la sección calculado en (1.7.2) y las expresiones empleadas en (1.3.4.4).

$$\frac{S_y}{n_s} = \sqrt{\left(\sigma_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_f \cdot \sigma_a\right)^2 + 3\left(\tau_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_{fs} \cdot \tau_a\right)^2}$$

$$n_s = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot S_y}{32 \cdot \sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_f \cdot M_a\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(T_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_{fs} \cdot T_a\right)^2}}$$

$$n_s = \frac{\pi \cdot 0,140^3 \cdot 1.717.000}{32 \cdot \sqrt{\frac{3}{4} \cdot 47,26^2}}$$

$$n_s = 11,3$$

El coeficiente de seguridad es superior a 1, por lo tanto el esfuerzo a fatiga soportado por el eje es inferior al esfuerzo admisible por el material empleado. Al haber escogido coeficientes y supuestos que sobredimensionan considerablemente los esfuerzos aplicados se acepta como válido éste coeficiente de seguridad y por consiguiente los cálculos y estimaciones preliminares adoptadas.

Nótese que las magnitudes en las que se expresan los valores de la fórmula anterior son:

- $S_y$  y  $S_e$  en Kilopascales (KPa).

- $d$  en Metros (m).

- $M_a$  y  $T_m$  en Kilonewtons por metro (KN·m).





## **1.8 DIMENSIONADO EJE ALTA VELOCIDAD**

El eje de alta velocidad está situado entre el generador y la caja multiplicadora y transmite la potencia generada por el viento a elevadas revoluciones pero a valores de par torsor reducidos.

Ni la caja multiplicadora ni el generador, entendidos ambos como extremos del eje, introducen ninguna carga sobre éste excepto la ya mencionada del par torsor transmitido. Por lo tanto estableciendo una comparativa con el eje de baja velocidad, los esfuerzos soportados por este componente son muy inferiores como se podrá comprobar en los sucesivos apartados, permitiendo así simplificaciones en los cálculos que más adelante se detallan.

### **1.8.1 Determinación de las cargas sobre el eje**

Como se ha apuntado en la sección introductoria, las cargas actuantes en el eje de alta velocidad se reducen a un esfuerzo torsor únicamente, ya que los elementos acoplados no inducen cargas adicionales sobre el mismo.

Por consiguiente los valores de las fuerzas cortante y axial y el momento flector se consideran nulos.

$$F_V = 0 \text{ N}$$

$$F_{ax} = 0 \text{ N}$$

$$M_f = 0 \text{ N}$$

-Par torsor

$$T = \frac{30 \cdot P_n}{\eta \cdot \pi \cdot N} = \frac{30 \cdot 900.000}{0,7 \cdot \pi \cdot 1.500} = 8.185,11 \text{ N} \cdot m$$

### **1.8.2 Diagramas de esfuerzos**

- Diagrama de esfuerzo axial

No procede.

- Diagrama de esfuerzo cortante

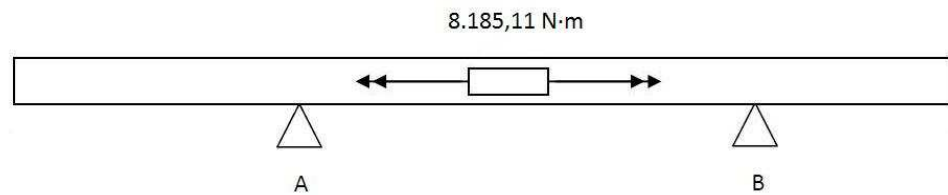
No procede.



- Diagrama de momento flector

No procede.

- Diagrama de par torsor



**Figura 22**

### 1.8.3 Dimensionado a carga estática

#### 1.8.3.1 Selección del material

Se ha seleccionado un acero *AISI 4340* con las mismas características que se expusieron en la selección del material para el eje de baja velocidad en la sección (1.3.3.1).

#### 1.8.3.2 Coeficientes de seguridad

Se tendrán en cuenta las mismas consideraciones adoptadas en la selección de coeficientes de seguridad para el dimensionado del eje de baja de acuerdo con [12]. Así pues, tal y como se justifica en la sección (1.3.3.2), el coeficiente de seguridad parcial para materiales es:

$$\gamma_m = 3,0$$

Y el coeficiente de seguridad parcial para cargas es:

$$\gamma_f = 3,0$$



El esfuerzo permisible es por lo tanto:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f} = \frac{1.717}{3,0 \cdot 3,0} = 190,77 \text{ MPa}$$

### 1.8.3.3 Esfuerzos principales

En esta sección solo se desarrollan esfuerzos de torsión, por lo tanto:

-Esfuerzo normal:

$$\sigma_x = \frac{4 \cdot F_{ax}}{\pi \cdot d^2} + \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} = \frac{4 \cdot 0}{\pi \cdot d^2} + \frac{32 \cdot 0}{\pi \cdot d^3} = 0 \text{ MPa}$$

-Esfuerzo cortante:

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 8.185}{\pi \cdot d^3}$$

Los esfuerzos principales se calculan mediante la ecuación **(1.3.3)** :

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

En este caso, al tener únicamente esfuerzo torsor la ecuación anterior se simplifica de la siguiente manera:

$$\sigma_1, \sigma_2 = 0 \pm \sqrt{0^2 + \left(\frac{16 \cdot 8.185}{\pi \cdot d^3}\right)^2}$$



$$\sigma_1 = \tau_1 = \frac{16 \cdot 8.185}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma_3 = \tau_3 = -\frac{16 \cdot 8.185}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_3 = -\tau_1$$

En los apartados siguientes se calculará el diámetro por los mismos criterios de falla empleados en el capítulo (1.3).

#### 1.8.3.4 Criterio de Von Misses

Para un estado de esfuerzos biaxial suponiendo  $\sigma_3 = 0$  :

$$\sigma_e = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2)^{1/2}$$

$$\sigma_e = (\tau_1^2 - \tau_1 \cdot \tau_2 + \tau_2^2)^{1/2} = (\tau_1^2 - \tau_1 \cdot (-\tau_1) + (-\tau_1^2))^{1/2} = \sqrt{3} \cdot \tau_1$$

$$\sigma_e = \sqrt{3} \cdot \left( \frac{16 \cdot 8.185}{\pi \cdot d^3} \right)$$

La falla ocurrirá si:

$$\sigma_e \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$



$$\sqrt{3} \cdot \left( \frac{16 \cdot 8.185}{\pi \cdot d^3} \right) \geq \frac{1,717}{3 \cdot 3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{3} \cdot 16 \cdot 8.185 \cdot 3 \cdot 3}{\pi \cdot 1,717}} = 72,33 \text{ mm}$$

Se ha determinado la solución para el diámetro según el criterio de *Von Mises* en un valor de:

$$d_{\text{Von Mises}} = 72,33 \text{ mm}$$

#### 1.8.3.5 Criterio de Tresca

La falla según el *criterio de Tresca* se producirá si:

$$|\sigma_1 - \sigma_3| = 2 \cdot \tau_1 \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$

$$2 \cdot \left( \frac{16 \cdot 8,185}{\pi \cdot d^3} \right) = \frac{1,1717}{3 \cdot 3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 16 \cdot 8,158 \cdot 3 \cdot 3}{\pi \cdot 1,717}} = 75,80 \text{ m}$$

$$d_{\text{Tresca}} = 75,8 \text{ mm}$$



Se tomará como válido el valor obtenido según el *criterio de Tresca* por ser más conservador que la otra teoría de falla considerada. El valor del diámetro definitivo será:

$$d_{eje\ alta} = 80\ mm$$

#### **1.8.4 Comprobación a fatiga**

No procede realizar una comprobación a fatiga en este eje ya que se ha considerado que no está sometido a esfuerzos fluctuantes que puedan inducir este tipo de daño al material.

### **1.9 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS**

En este capítulo se realizará una selección de los rodamientos a emplear tanto en los apoyos del eje principal como los que se incluyen en la caja multiplicadora.

Se establecerán como criterios de diseño el tipo de carga, englobando magnitud y dirección, y el espacio disponible, tanto radial como axialmente.

Para facilitar la comprensión de los cálculos y establecer un orden de redacción se seleccionarán los rodamientos desde el rotor eólico hasta el generador, es decir, se comenzará por el rodamiento principal del eje de baja velocidad para terminar por el rodamiento del eje de alta velocidad.

A continuación se detallarán las expresiones y cálculos respecto a determinación de cargas y cálculo de vida de los rodamientos que se emplearán en las secciones posteriores.

#### **1.9.1 Dimensionado y duración de servicio**

En primer lugar, al dimensionar un rodamiento hay que distinguir si está solicitado estáticamente o dinámicamente. Para cada rodamiento se comprobará el tipo de sollicitación soportada y se emplearán las expresiones de cálculo adecuadas.

Todos los rodamientos del tren de potencia se seleccionarán considerando velocidad de giro y carga constante durante toda la vida de funcionamiento.



#### 1.9.1.1 Solicitación estática

Al actuar una carga estática se calcula el factor de esfuerzos estáticos  $f_s$  para comprobar si el rodamiento posee la suficiente capacidad estática:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

Donde:

- $C_0$  es la capacidad de carga estática, característica de cada rodamiento según catálogo. Expresada en Kilo-Newtons.

- $P_0$  es la carga estática equivalente, expresada en Kilo-Newtons.

Éste último factor es un valor ficticio que se calcula en caso de actuar una carga combinada. Se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

Donde:

- $X_0$  es el factor radial, característico para cada tipo de rodamiento.

- $Y_0$  es el factor axial, característico para cada tipo de rodamiento.

- $F_r$  es la carga radial, expresada en Kilo-Newtons.

- $F_a$  es la carga axial, expresada en Kilo-Newtons.

#### 1.9.1.2 Solicitación dinámica

Éste procedimiento está basado en la fatiga del material. La fórmula empleada para el cálculo de la duración es:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Donde:

- $L$  es la duración nominal en millones de revoluciones que alcanza o que la rebasa por lo menos el 90% de un lote de rodamientos iguales.

- $C$  es la capacidad de carga dinámica, que se indica para cada rodamiento individualmente en catálogo. Expresado en Kilo-Newtons.

- $p$  es el exponente de la duración y es diferente para los rodamientos de bolas y de rodillos.



$$p = 3 \text{ para rodamientos de bolas}$$
$$p = \frac{10}{3} \text{ para rodamientos de rodillos}$$

- $P$  es la carga dinámica equivalente, expresada en Kilo-Newtons.

Éste último factor es un valor ficticio que se calcula en caso de actuar una carga combinada. Se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Donde:

- $X$  es el factor radial, característico para cada tipo de rodamiento.
- $Y$  es el factor axial, característico para cada tipo de rodamiento.
- $F_r$  es la carga radial, expresada en Kilo-Newtons.
- $F_a$  es la carga axial, expresada en Kilo-Newtons.

Para velocidad de giro constante, la duración puede expresarse en horas:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60}$$

Siendo:

- $L_h$  la vida en horas del rodamiento.
- $n$  la velocidad del rodamiento en rpm.

### 1.9.1.3 Cálculo del número de horas de servicio

La vida del aerogenerador se ha fijado desde un principio en 20 años, sin embargo, el aerogenerador, y en concreto los rodamientos que se integran en el diseño del tren de potencia no estarán en servicio ininterrumpidamente durante todo ese margen de tiempo.

Es necesario por lo tanto realizar una estimación del tiempo que el aerogenerador se encontrará parado y descontarlo de la vida de diseño global. Las causas por las que el aerogenerador pueda encontrarse parado pueden ser muy diferentes:

- Vientos altos.
- Vientos insuficientes.
- Error de funcionamiento.
- Parada Manual por tareas de mantenimiento.
- Parada de Emergencia.





Teniendo en cuenta todas éstas posibles situaciones se estima un funcionamiento continuo del 80 % de la vida nominal del aerogenerador. La vida de funcionamiento en horas para los rodamientos será de:

$$L = 0,8 \cdot 20 \text{ años} \cdot 365 \frac{\text{días}}{\text{año}} \cdot 24 \frac{\text{horas}}{\text{día}} = 140.160 \text{ horas}$$

Y al cabo de un año:

$$L_1 = 0,8 \cdot 1 \text{ año} \cdot 365 \frac{\text{días}}{\text{año}} \cdot 24 \frac{\text{horas}}{\text{día}} = 7.008 \text{ horas}$$

### 1.9.2 Rodamiento principal del eje de baja

El rodamiento principal está situado en el eje de baja velocidad, próximo al acoplamiento con el buje del rotor eólico. Como se determinó en (1.3) es el apoyo más solicitado del tren de potencia, ya que soporta una elevada carga tanto axial como radial.

Se introdujo el espacio disponible como uno de los criterios condicionantes a la hora de la selección de rodamientos, sin embargo en éste caso no será considerado como un factor limitante, pues en esta zona del tren el espacio es suficientemente diáfano.

La sección donde se aleja el rodamiento tiene un diámetro de 440 milímetros.

Es la carga soportada por lo tanto el factor determinante en este rodamiento, así, la carga axial soportada es:

$$F_a = 223,75 \text{ KN}$$

Y la carga radial es:

$$F_r = 999,55 \text{ KN}$$

Debido a que éste rodamiento presenta una elevada sollicitación a carga radial y una carga axial relativamente moderada y unidireccional, se ha seleccionado un rodamiento de rodillos a rótula 23188 CA/W33.

La relación entre carga y duración para una vida útil de 20 años con 7.008 horas equivalentes al año es:

$$L_h = \frac{10^6}{n \cdot 60} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3}$$



Así, despejando  $C/P$ :

$$\frac{C}{P} = \left( \frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6} \right)^{3/10} = \left( \frac{7.008 \cdot 22,16 \cdot 60}{10^6} \right)^{3/10} = 1,95 \quad (\mathbf{1.9.1})$$

Ésta relación servirá para ambos rodamientos del eje de baja.

El modelo seleccionado presenta una velocidad límite de 850 rpm, muy por encima de la velocidad nominal del eje de baja.

No se considerará la fuerza axial como carga estática, sino únicamente como carga dinámica.

El rodamiento escogido presenta, según catálogo, las siguientes características con las que se procederá al cálculo tanto a carga estática como dinámica:

#### 1.9.2.1 Carga estática

La carga estática máxima equivalente que puede soportar este rodamiento es de:

$$C_0 = 10.000 \text{ KN}$$

Según las características del rodamiento y las cargas soportadas, la carga estática equivalente a la que estará sometido será:

$$X_0 = 1 \\ Y_0 = 2,2$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 1 \cdot 999,55 + 2,2 \cdot 223,75 = 1.491,80 \text{ KN}$$

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{10.000}{1.491,80} = 6,70$$

Como se puede comprobar en la expresión anterior, el rodamiento posee la suficiente capacidad estática para soportar las solicitaciones a las que está sometido.



### 1.9.2.2 Carga dinámica

La carga dinámica equivalente máxima que es capaz de soportar éste rodamiento es de:

$$C = 6.000 \text{ KN}$$

Según las características del rodamiento y las cargas soportadas, la carga dinámica equivalente a la que estará sometido será:

$$\begin{aligned} X &= 1 \\ Y &= 2,3 \\ p &= 10/3 \end{aligned}$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 999,55 + 2,3 \cdot 223,75 = 1.514,17 \text{ KN}$$

Según la ecuación **(1.9.1)** la carga estática equivalente de referencia que soporta será de:

$$C = 1,95 \cdot P = 1,95 \cdot 1.514,17 = 2.952,63 \text{ KN}$$

Como:

$$C = 2.952,63 \text{ KN} < 6.000 \text{ KN}$$

El rodamiento soportará la sollicitación dinámica.

### 1.9.2.3 Cálculo de la vida del rodamiento

La vida del rodamiento será de:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{6.000}{1.514,17}\right)^{10/3} \cong 98 \text{ millones de revoluciones}$$

Que en horas corresponde a:

$$L_h = \frac{98 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}}{22,16 \frac{\text{revoluciones}}{\text{minuto}} \cdot 60 \frac{\text{minutos}}{\text{hora}}} = 73.706,37 \text{ horas}$$

Si el aerogenerador funciona 7.008 horas al año, la vida del rodamiento será de:

$$L_{\text{años}} = \frac{73.706,37 \text{ horas}}{7.008 \frac{\text{horas}}{\text{año}}} \cong 10 \text{ años}$$



### 1.9.3 Rodamiento del lado de la caja multiplicadora

Éste rodamiento se corresponde con el apoyo libre axialmente del eje de baja velocidad, por lo tanto solo soporta carga radial, de valor:

$$F_r = 881,83 \text{ KN}$$

El rodamiento que se selecciona en este apartado se encuentra integrado como parte de la carcasa de la caja multiplicadora, por lo que dicha carcasa ha sido diseñada en función de las limitaciones constructivas que impone este apoyo. Por tanto, el espacio disponible tampoco será un factor restrictivo en la selección de este rodamiento.

La sección donde se aloja este rodamiento tiene un diámetro de 400 milímetros.

Debido a que éste rodamiento presenta únicamente sollicitación a carga radial, se ha escogido un rodamiento de rodillos cilíndricos de una hilera *NU 3080 MA6*.

Tal y como se explicó en (1.9.2) se tomará como referencia el valor de la relación *C/P* calculada en la ecuación (1.9.1).

El modelo seleccionado presenta una velocidad límite de 1.400 rpm, muy por encima de la velocidad nominal del eje de baja.

El rodamiento escogido presenta, según catálogo, las siguientes características con las que se procederá al cálculo tanto a carga estática como dinámica:

#### 1.9.3.1 Carga estática

La carga estática máxima equivalente que puede soportar este rodamiento es de:

$$C_0 = 5.500 \text{ KN}$$

Según las características del rodamiento y las cargas soportadas, la carga estática equivalente a la que estará sometido será:

$$X_0 = 1$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_r = 1 \cdot 881,83 = 881,83 \text{ KN}$$

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{5.500}{881,83} = 6,23$$



Como se puede comprobar en la expresión anterior, el rodamiento posee la suficiente capacidad estática para soportar las solicitaciones a las que está sometido.

### 1.9.3.2 Carga dinámica

La carga dinámica equivalente máxima que es capaz de soportar éste rodamiento es de:

$$C = 2.810 \text{ KN}$$

Según las características del rodamiento y las cargas soportadas, la carga dinámica equivalente a la que estará sometido será:

$$X = 1 \\ p = 10/3$$

$$P = X \cdot F_r = 1 \cdot 881,83 = 881,83 \text{ KN}$$

Según la ecuación **(1.9.1)** la carga estática equivalente de referencia que soporta será de:

$$C = 1,95 \cdot P = 1,95 \cdot 881,83 = 1.719,56 \text{ KN}$$

Como:

$$C = 1.719,56 \text{ KN} < 2.810 \text{ KN}$$

El rodamiento soportará la solicitudión dinámica.

### 1.9.3.3 Cálculo de la vida del rodamiento

La vida del rodamiento será de:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{2.810}{881,83}\right)^{10/3} \cong 48 \text{ millones de revoluciones}$$

Que en horas corresponde a:

$$L_h = \frac{48 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}}{22,16 \frac{\text{revoluciones}}{\text{minuto}} \cdot 60 \frac{\text{minutos}}{\text{hora}}} = 36.101,08 \text{ horas}$$



Si el aerogenerador funciona 7.008 horas al año, la vida del rodamiento será de:

$$L_{\text{años}} = \frac{36.101,08 \text{ horas}}{7.008 \frac{\text{horas}}{\text{año}}} \cong 5 \text{ años}$$

#### 1.9.4 Rodamientos del eje de los satélites de la primera etapa

Para la selección de éstos rodamientos se considerará la carga total calculada en (1.5.1.2) repartida uniformemente sobre los tres satélites del diseño. Éstos rodamientos soportan únicamente carga radial de valor:

$$F_r = \frac{F_{BP-S}}{3} = \frac{796,77}{3} = 265,60 \text{ KN}$$

Los rodamientos que se seleccionan en este apartado permiten el movimiento relativo entre el brazo porta-satélites y la rueda satélite, se sitúa a la izquierda de la rueda satélite y actúa como apoyo fijo del eje. Está integrado dentro del disco porta-satélites 1, por lo tanto se ha considerado el espacio disponible como criterio fundamental de selección.

La sección donde se aloja este rodamiento tiene un diámetro de 160 milímetros.

Debido a que éste rodamiento presenta únicamente solicitud a carga radial, y posee restricciones de espacio como se apuntó anteriormente, se ha escogido un rodamiento de rodillos a rótula 24132 CC/W33.

Tal y como se explicó en (1.9.2) se tomará como referencia el valor de la relación  $C/P$ , que en el caso de este rodamiento toma el siguiente valor:

$$\frac{C}{P} = \left( \frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6} \right)^{3/10} = \left( \frac{7.008 \cdot 38,25 \cdot 60}{10^6} \right)^{3/10} = 2,30$$

El modelo seleccionado presenta una velocidad límite de 1.900 rpm, muy por encima de la velocidad nominal del eje de baja.

El rodamiento escogido presenta, según catálogo, las siguientes características con las que se procederá al cálculo tanto a carga estática como dinámica:



#### 1.9.4.1 Carga estática

La carga estática máxima equivalente que puede soportar este rodamiento es de:

$$C_0 = 1.760 \text{ KN}$$

Según las características del rodamiento y las cargas soportadas, la carga estática equivalente a la que estará sometido será:

$$X_0 = 1$$
$$Y_0 = 1,6$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 1 \cdot 265,64 + 1,6 \cdot 0 = 265,64 \text{ KN}$$

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{1.760}{265,64} = 6,62$$

Como se puede comprobar en la expresión anterior, el rodamiento posee la suficiente capacidad estática para soportar las solicitaciones a las que está sometido.

#### 2.10.4.2 Carga dinámica

La carga dinámica equivalente máxima que es capaz de soportar éste rodamiento es de:

$$C = 1.180 \text{ KN}$$

Según las características del rodamiento y las cargas soportadas, la carga dinámica equivalente a la que estará sometido será:

$$X = 1$$
$$Y = 1,7$$
$$p = 10/3$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 265,64 + 1,7 \cdot 0 = 265,64 \text{ KN}$$

Según la ecuación **(1.9.1)** la carga estática equivalente de referencia que soporta será de:

$$C = 2,30 \cdot P = 2,30 \cdot 265,64 = 610,97 \text{ KN}$$



Como:

$$C = 612,35 \text{ KN} < 1.180 \text{ KN}$$

El rodamiento soportará la sollicitación dinámica.

#### 1.9.4.3 Cálculo de la vida del rodamiento

La vida del rodamiento será de:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{1.180}{265,64}\right)^{10/3} \cong 144 \text{ millones de revoluciones}$$

Que en horas corresponde a:

$$L_h = \frac{144 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}}{38,25 \frac{\text{revoluciones}}{\text{minuto}} \cdot 60 \frac{\text{minutos}}{\text{hora}}} = 62.745 \text{ horas}$$

Si el aerogenerador funciona 7.008 horas al año, tendrá una vida estimada de:

$$L_{\text{años}} = \frac{62.745 \text{ horas}}{7.008 \frac{\text{horas}}{\text{año}}} \cong 10 \text{ años}$$

#### **1.9.5 Rodamientos del eje de los satélites de la segunda etapa**

Para la selección de éstos rodamientos se considerará la carga total calculada en (1.6.2) repartida uniformemente sobre los tres satélites del diseño. Éstos rodamientos soportan únicamente carga radial de valor:

$$F_r = \frac{F_{BP-S}}{3} = \frac{98,22}{3} = 32,74 \text{ KN}$$

Los rodamientos que se seleccionan en este apartado permiten el movimiento relativo entre el brazo porta-satélites y la rueda satélite, sirven de apoyo fijo al eje porta-satélites y se sitúan a la izquierda de la rueda satélite.

La sección donde se alojan éstos rodamientos tiene un diámetro de 80 milímetros.





Tal y como se explicó en (1.9.2) se tomará como referencia el valor de la relación  $C/P$ , que en este caso toma el siguiente valor:

$$\frac{C}{P} = \left( \frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6} \right)^{3/10} = \left( \frac{7.008 \cdot 312,50 \cdot 60}{10^6} \right)^{3/10} = 4,32$$

El modelo seleccionado presenta una velocidad límite de 4.300 rpm, muy por encima de la velocidad nominal del eje de baja.

Se ha seleccionado un rodamiento de rodillos a rótula *SKF 22316 E*.

#### 1.9.5.1 Carga estática

La carga estática máxima equivalente que puede soportar este rodamiento es de:

$$C_0 = 540 \text{ KN}$$

Según las características del rodamiento y las cargas soportadas, la carga estática equivalente a la que estará sometido será:

$$X_0 = 1 \\ Y_0 = 1,8$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 1 \cdot 32,74 = 32,74 \text{ KN}$$

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{540}{32,74} = 16,49$$

Como se puede comprobar en la expresión anterior, el rodamiento posee la suficiente capacidad estática para soportar las solicitaciones a las que está sometido.

#### 1.9.5.2 Carga dinámica

La carga dinámica equivalente máxima que es capaz de soportar éste rodamiento es de:

$$C = 490 \text{ KN}$$



Según las características del rodamiento y las cargas soportadas, la carga dinámica equivalente a la que estará sometido será:

$$\begin{aligned}X &= 1 \\Y &= 1,9 \\p &= 10/3\end{aligned}$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 32,74 = 32,74 \text{ KN}$$

La carga estática equivalente de referencia que soporta será de:

$$C = 4,32 \cdot P = 4,32 \cdot 32,74 = 141,43 \text{ KN}$$

Como:

$$C = 141,43 \text{ KN} < 490 \text{ KN}$$

El rodamiento soportará la sollicitación dinámica.

### 1.9.5.3 Cálculo de la vida del rodamiento

La vida del rodamiento será de:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{490}{32,74}\right)^{10/3} \cong 8.200 \text{ millones de revoluciones}$$

Que en horas corresponde a:

$$L_h = \frac{8.200 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}}{312,50 \frac{\text{revoluciones}}{\text{minuto}} \cdot 60 \frac{\text{minutos}}{\text{hora}}} = 437.300 \text{ horas}$$

Si el aerogenerador funciona 7.008 horas al año, el rodamiento tendrá una vida esperada de:

$$L_{\text{años}} = \frac{437.300 \text{ horas}}{7.008 \frac{\text{horas}}{\text{año}}} > 20 \text{ años}$$



### 1.9.6 Rodamiento de fijación axial

Para la fijación axial del eje intermedio se ha seleccionado un rodamiento axial de bolas de doble efecto *SKF 52228*. Este elemento estará situado entre el eje intermedio y el eje de alta velocidad acoplándose a ambos.

Ninguno de los elementos que componen la caja multiplicadora introduce cargas axiales sobre este eje, sin embargo para el cálculo de la vida y la seguridad de éste rodamiento es necesario estimar una carga de referencia con la que se llevarán a cabo las comprobaciones pertinentes.

Se ha estimado la carga axial soportada por éste elemento en un 5 % de la carga axial introducida por el rotor eólico que se calculó en (1.3.1):

$$F_a = 0,05 \cdot 223.749,48 = 11.187,47 \text{ N}$$

Éste rodamiento posee una velocidad límite de 2.000 rpm, superior a la velocidad de rotación del eje de alta que será la que se emplee en los cálculos.

#### 1.9.6.1 Carga estática

La carga estática máxima equivalente que puede soportar este rodamiento es de:

$$C_0 = 620 \text{ KN}$$

Según las características del rodamiento y las cargas soportadas, la carga estática equivalente a la que estará sometido será:

$$X_0 = 0,5$$

$$Y_0 = 0,9$$

$$P_0 = F_a = 11,18 \text{ KN}$$

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{620}{11,18} = 55,45$$

Como se puede comprobar en la expresión anterior, el rodamiento posee la suficiente capacidad estática para soportar las solicitaciones a las que está sometido.



### 1.9.6.2 Carga dinámica

La carga dinámica equivalente máxima que es capaz de soportar éste rodamiento es de:

$$C = 190 \text{ KN}$$

La carga dinámica equivalente a la que estará sometido será:

$$P = F_a = 11,18 \text{ KN}$$

El valor de la carga dinámica equivalente es muy inferior al valor máximo por lo que se concluye que el rodamiento soportará la sollicitación dinámica.

### 1.9.6.3 Cálculo de la vida del rodamiento

Al ser un rodamiento de bolas el valor del exponente  $p$  para el cálculo de la vida del rodamiento es diferente al empleado para el resto de rodamientos:

$$p = 3$$

La vida del rodamiento será entonces de:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{190}{11,18}\right)^3 \cong 4.910 \text{ millones de revoluciones}$$

Que en horas corresponde a:

$$L_h = \frac{4.910 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}}{1.500 \frac{\text{revoluciones}}{\text{minuto}} \cdot 60 \frac{\text{minutos}}{\text{hora}}} = 54.555 \text{ horas}$$

Si el aerogenerador funciona 7.008 horas al año, la vida estimada del rodamiento será de:

$$L_{\text{años}} = \frac{54.555 \text{ horas}}{7.008 \frac{\text{horas}}{\text{año}}} \cong 7,5 \text{ años}$$



### 1.9.7 Rodamiento del eje de alta velocidad

Éste rodamiento se encuentra alojado en la carcasa de la caja multiplicadora y actúa como apoyo del eje de alta velocidad. Tal y como se explicó en el capítulo (1.8), éste rodamiento no se encuentra sometido a cargas externas, por lo que será necesario realizar la misma estimación sobre la carga axial aplicada en los cálculos de (1.9.6).

$$F_a = 0,05 \cdot 223.749,48 = 11.187,47 \text{ N}$$

La sección donde se alojan éstos rodamientos tiene un diámetro de 80 milímetros.

Se ha seleccionado un rodamiento de bolas con contacto angular *SKF 7416 M*.

El modelo seleccionado presenta una velocidad límite de 4.300 rpm, valor que se encuentra por encima de la velocidad nominal del eje de baja.

El rodamiento escogido presenta, según catálogo, las siguientes características con las que se procederá al cálculo tanto a carga estática como dinámica:

#### 1.9.7.1 Carga estática

La carga estática máxima equivalente que puede soportar este rodamiento es de:

$$C_0 = 153 \text{ KN}$$

Según las características del rodamiento y las cargas soportadas, la carga estática equivalente a la que estará sometido será:

$$X_0 = 0,5$$

$$Y_0 = 0,28$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 0,5 \cdot 0,00 + 0,28 \cdot 11,18 = 3,13 \text{ KN}$$

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{153}{3,13} = 48,88$$

Como se puede comprobar en la expresión anterior, el rodamiento posee la suficiente capacidad estática para soportar las solicitaciones a las que está sometido.



### 1.9.7.2 Carga dinámica

La carga dinámica equivalente máxima que es capaz de soportar éste rodamiento es de:

$$C = 178 \text{ KN}$$

Según las características del rodamiento y las cargas soportadas, la carga dinámica equivalente a la que estará sometido será:

$$X = 0,36$$

$$Y = 0,62$$

$$p = 3$$

La carga dinámica equivalente a la que estará sometido será:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,62 \cdot 11,18 = 6,93 \text{ KN}$$

El valor de la carga dinámica equivalente es muy inferior al valor máximo por lo que se concluye que el rodamiento soportará la sollicitación dinámica.

### 1.9.7.3 Cálculo de la vida del rodamiento

La vida del rodamiento será de:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{178}{6,93}\right)^3 \cong 16.900 \text{ millones de revoluciones}$$

Que en horas corresponde a:

$$L_h = \frac{16.900 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}}{1.500 \frac{\text{revoluciones}}{\text{minuto}} \cdot 60 \frac{\text{minutos}}{\text{hora}}} = 187.777,77 \text{ horas}$$

Si el aerogenerador funciona 7.008 horas al año, el rodamiento tendrá una vida de:

$$L_{\text{años}} = \frac{187.777,77 \text{ horas}}{7.008 \frac{\text{horas}}{\text{año}}} \cong 20 \text{ años}$$



## **1.10 DIMENSIONADO DISCO DE FRENO**

En este capítulo se determinarán las dimensiones del disco de freno acoplado en el eje de alta velocidad. Este freno entra en funcionamiento cuando la velocidad del viento es superior a un límite determinado por encima del cual las cargas inducidas pueden ser perjudiciales para el tren de potencia.

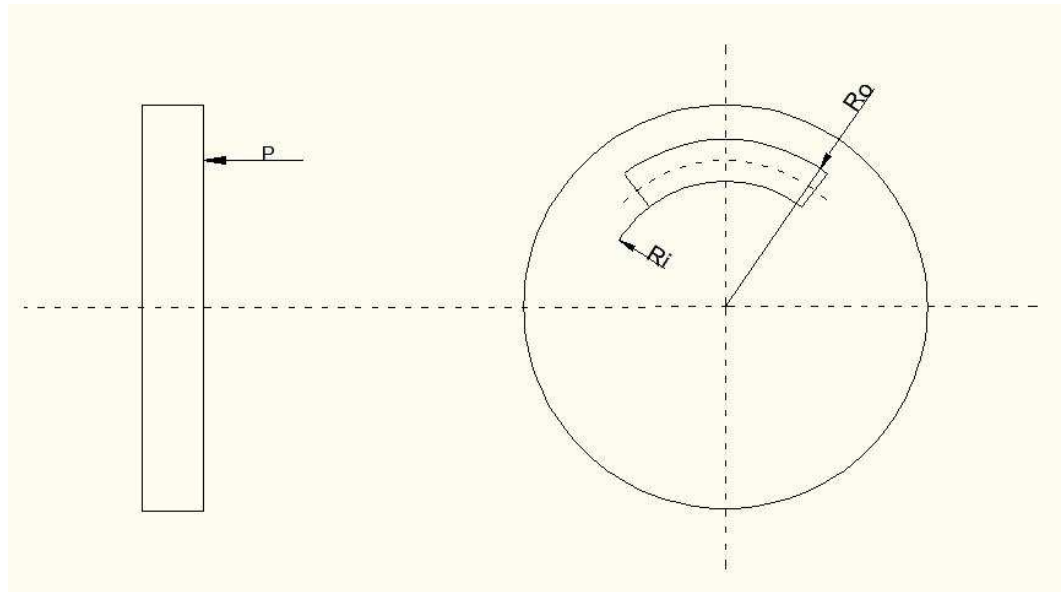
Bajo estas condiciones, los sistemas de seguridad integrados en el rotor disminuyen su exposición a la corriente eólica reduciendo las solicitaciones de manera que el freno mecánico cumple la única función de fijar los elementos del tren de potencia con el objetivo de mantener el rotor eólico inmóvil.

El par de cálculo que se empleará por lo tanto, tendrá un valor inferior al nominal, pero suficientemente conservador como para contemplar los efectos de inercia del resto del tren de potencia. En consecuencia con lo expuesto anteriormente, el par nominal de frenado ha sido estimado en un 70 % del par torsor soportado por el eje de alta velocidad en condiciones de funcionamiento normal. Así pues, según cálculos de (1.8.1):

$$T_{nominal} = 0,7 \cdot 8.185,11 = 5.729,57 N \cdot m$$

### **1.10.1 Modelo de desgaste uniforme**

Para la determinación del diámetro del disco de freno se supondrá que ocurrirá un desgaste uniforme sobre las superficies de rozamiento. Considerando las pastillas del freno como sectores circulares, se puede definir un radio interior  $r_i$  y un radio exterior  $r_o$ , estando aplicada la fuerza  $P$  en dirección axial sobre el centro de dicha pastilla como se muestra en la siguiente figura:



**Figura 23**

La fuerza normal aplicada se obtiene, según [13], de la siguiente expresión:

$$P = 2 \cdot \pi \cdot p_{m\acute{a}x} \cdot r_i \cdot (r_o - r_i)$$

Siendo  $p_{m\acute{a}x}$  la presión de contacto máxima, que se ha determinado según [13] para superficie de fricción de metal sinterizado, en un valor de:

$$p_{m\acute{a}x} = 1.030 \text{ KPa}$$

El par de frenado se expresa de la siguiente manera:

$$T_{nominal} = \pi \cdot \mu \cdot r_i \cdot p_{m\acute{a}x} \cdot (r_o^2 - r_i^2)$$

El coeficiente de rozamiento según el fabricante de la pinza de freno es:

$$\mu = 0,40$$

Despejando de las ecuaciones anteriores e introduciendo un coeficiente de seguridad  $n_s$  se obtiene la siguiente expresión que será la que se emplee para los cálculos posteriores:

$$r_i \cdot (r_o^2 - r_i^2) = \frac{n_s \cdot T_{nominal}}{\pi \cdot \mu \cdot p_{m\acute{a}x}}$$





Fijando el valor de este coeficiente de seguridad en 2 y con los datos disponibles se puede calcular el valor de este miembro:

$$r_i \cdot (r_o^2 - r_i^2) = \frac{2 \cdot 5.729,57}{\pi \cdot 0,40 \cdot 1.030 \cdot 10^3} = 88,53 \cdot 10^{-4}$$

De las expresiones anteriores se puede despejar el radio exterior de la siguiente manera:

$$r_o = \sqrt{\frac{88,53 \cdot 10^{-4}}{r_i} + r_i^2}$$

El radio exterior mínimo se obtiene tomando la derivada del radio exterior con respecto al radio interior e igualando a cero:

$$\frac{dr_o}{dr_i} = \frac{0,5}{\sqrt{\frac{88,53 \cdot 10^{-4}}{r_i} + r_i^2}} \cdot \left( -\frac{88,53 \cdot 10^{-4}}{r_i^2} + 2 \cdot r_i \right) = 0$$

$$r_i = 164,19 \text{ mm}$$

Y sustituyendo en la expresión anterior se obtiene el radio exterior del disco de freno:

$$r_o = \sqrt{\frac{88,53 \cdot 10^{-4}}{r_i} + r_i^2} = \sqrt{\frac{88,53 \cdot 10^{-4}}{164,19 \cdot 10^{-3}} + (164,19 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$r_o = 284,39 \text{ mm}$$

La fuerza máxima a aplicar en el freno en dirección axial es, según las ecuaciones anteriores:

$$P = \frac{2 \cdot n_s \cdot T_{nominal}}{\mu \cdot (r_o + r_i)} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 5.729,57}{0,40 \cdot (284,39 + 164,19) \cdot 10^{-3}} = 127.724,82 \text{ N}$$

La fuerza de frenado corresponde con la fuerza de rozamiento que provoca el par de frenado, ésta fuerza será:

$$F_{freno} = \mu \cdot P = 0,40 \cdot 127.724,82 = 51.089,92 \text{ N}$$



Por lo tanto, el par máximo de frenado que aportará el freno será de:

$$T_{freno\ máx} = F_{freno} \cdot \frac{(r_i + r_o)}{2} = 51.089,92 \cdot \frac{(164,19 + 284,39) \cdot 10^{-3}}{2} \cong 11.500\ N \cdot m$$

Habiendo determinado todos los parámetros necesarios para definir las características del freno, se procederá a continuación a la selección de un freno comercial.

### 1.10.2 Selección del disco de freno/acoplamiento eje de alta

Se ha seleccionado un acoplamiento especial entre el eje de alta velocidad de la multiplicadora y el eje del generador eléctrico. Éste acoplamiento incluye un disco de freno sobre el que se montará la pinza que se ha seleccionado de un fabricante diferente.

Los parámetros necesarios para la selección del disco son los siguientes:

-Diámetro del eje de alta velocidad en la sección del acoplamiento. Se calculó en (1.8):

$$d_{eje\ alta} = 80\ mm$$

-Diámetro del eje del generador en la sección del acoplamiento. Según planos constructivos de dimensiones del generador escogido:

$$d_{eje\ generador} = 120\ mm$$

-Par nominal. Expuesto en (1.10):

$$T_{nominal} = 0,7 \cdot 8.185,11 = 5.729,57\ N \cdot m$$

-Par de frenado máximo. Calculado en (1.10.1):

$$T_{freno\ máx} = 11.500\ N \cdot m$$

-Diámetro del disco:

$$d = 2 \cdot r_o = 2 \cdot 284,40 = 570\ mm$$

-Espesor del disco:

$$e = 30\ mm$$



Con estos datos se ha seleccionado un acoplamiento *SXFD-228-6, DBSE= 187mm, Disco Ø570x30, 1.500*.

### 1.10.3 Selección de la pinza de freno

La pinza de freno es el elemento encargado de ejercer la fuerza axial que provoca el par de frenado que detiene el tren de potencia. A continuación se muestran los parámetros a partir de los cuales se ha realizado la selección de este elemento:

-Espesor del disco:

$$e = 30 \text{ mm}$$

-Diámetro del disco:

$$d = 570 \text{ mm}$$

-Radio efectivo de frenado. Calculado según indicaciones del fabricante:

$$R_e = r_o - 54 = 285 - 54 = 231 \text{ mm}$$

-Fuerza axial de frenado. Calculada en (1.10.1):

$$F_{freno} = 51 \text{ KN}$$

Con estos datos se ha seleccionado un freno comercial *Twiflex VCS72L* con las siguientes características:

-Diámetro mínimo de disco:

$$d_{min} = 500 \text{ mm}$$

-Fuerza axial de frenado:

$$F_{freno} = 62 \text{ KN}$$



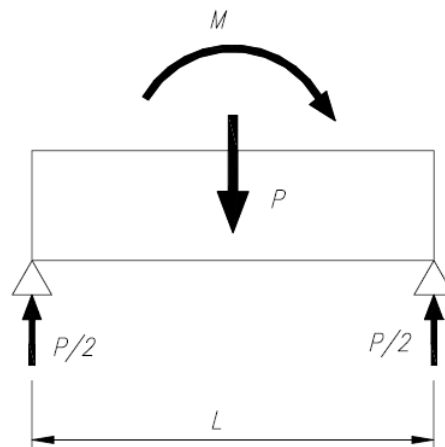
### **1.11 CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA CARCASA**

En este apartado se determinarán las fuerzas generadas por los engranajes de la caja multiplicadora sobre la carcasa exterior que la envuelve para calcular su espesor mínimo.

Al considerar en primer lugar la caja de engranajes, se comprueba que ésta recibe el par de torsión que proviene del eje principal, por lo tanto, y por condiciones de equilibrio se debe aplicar ese mismo par de torsión sobre la caja de engranajes mediante la estructura de la bancada a la cual está fija.

Si se considera la bancada como un conjunto, se observa que las únicas sollicitaciones que recibe son el par de reacción que genera la entrada de potencia del sistema, y el propio peso de la bancada. Se considera únicamente el peso de los elementos que soporta, es decir, el conjunto de ruedas, ejes y discos porta-satélites que conforman el interior de la caja multiplicadora despreciando el peso de elementos como cojinetes, tornillos auxiliares, arandelas y demás.

El objetivo es calcular un ancho mínimo de bancada para que ésta no llegue a levantarse incluso a volcar por la reacción del par torsor aplicado, por lo tanto se partirá de la hipótesis de carga mostrada a continuación:



**Figura 24**



Donde:

- $M$  es el par torsor aplicado sobre la caja multiplicadora a través del eje de baja, que fue calculado en (1.3.1):

$$M = 584,653 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

- $P$  es el peso de la bancada.

### 1.11.1 Cálculo de las cargas sobre la carcasa

El momento flexionante  $M$  fue calculado en capítulos anteriores, sin embargo, para conocer la carga puntual  $P$  aplicada es necesario establecer la masa de todos los elementos de las etapas multiplicadoras. En los siguientes subapartados se realizará un cálculo estimativo de las masas de los elementos teniendo en cuenta que:

-Todos los ejes y los dos discos porta-satélites están fabricados en acero AISI 4340, que posee una densidad de:

$$\rho = 7,840 \text{ g/cm}^3$$

-Todas las ruedas de la caja multiplicadora están fabricadas en acero AISI 4320, que posee una densidad de:

$$\rho = 7,865 \text{ g/cm}^3$$

#### 1.11.1.1 Primera etapa

La primera etapa está compuesta por 3 ruedas satélites, 3 ejes porta-satélites, 1 disco porta-satélites, 1 rueda planetaria y 1 corona. A continuación se determinarán las masas de todos estos elementos mediante el cálculo de su volumen.

##### 1.11.1.1.1 Rueda satélite

$$V_{sat \ 1} = \frac{\pi}{4} \cdot (57^2 - 16^2) \cdot 41 = 96.378 \text{ cm}^3$$

$$m_{sat \ 1} = 96.378 \cdot 7,865 = 758.013 \text{ gr} \cong 758 \text{ kg}$$



#### 1.11.1.1.2 Rueda planetaria

$$V_{plan\ 1} = \frac{\pi}{4} \cdot (41^2 - 14^2) \cdot 41 = 47.819\ cm^3$$

$$m_{plan\ 1} = 47.819 \cdot 7,865 = 376.100\ gr \cong 376\ kg$$

#### 1.11.1.1.3 Corona

La forma exterior de la corona posee una geometría octogonal, por lo que el cálculo del volumen se realizará de la siguiente manera:

$$P_{octógono\ 1} = 70 \cdot 8 = 560\ cm$$

$$a_{octógono\ 1} = \frac{170}{2} = 85\ cm$$

$$A_{octógono} = P_{octógono\ 1} \cdot a_{octógono\ 1} = 47.600\ cm^2$$

$$V_{cor\ 1} = 41 \cdot \left( 47.600 - \frac{\pi}{4} \cdot 154^2 \right) \cong 1.188.000\ cm^3$$

$$m_{cor\ 1} = 1.188.000 \cdot 7,865 \cong 9.344.000\ gr \cong 9.400\ kg$$

#### 1.11.1.1.4 Eje porta-satélites

$$V_{e\ port\ 1} = \frac{\pi}{4} \cdot 16^2 \cdot 66 \cong 13.270\ cm^3$$

$$m_{e\ port\ 1} = 13.270 \cdot 7,84 = 104.036\ gr \cong 104\ kg$$

#### 1.11.1.1.5 Disco porta-satélites

$$V_{d\ port\ 1} = \frac{\pi}{4} \cdot (135^2 - 3 \cdot 27^2) \cdot 17 \cong 214.000\ cm^3$$

$$m_{d\ port\ 1} = 214.000 \cdot 7,84 \cong 1.678.000\ gr \cong 1.680\ kg$$



#### 1.11.1.2 Eje intermedio

$$V_{e\ int} = \frac{\pi}{4} \cdot 14^2 \cdot 60 \cong 9.236\ cm^3$$

$$m_{e\ int} = 9.236 \cdot 7,84 \cong 72.410\ gr \cong 72,5\ kg$$

#### 1.11.1.3 Segunda etapa

La segunda etapa está compuesta por los mismos elementos que la primera, por lo que los cálculos de masa se realizarán mediante la misma metodología.

##### **1.11.1.3.1 Rueda satélite**

$$V_{sat\ 2} = \frac{\pi}{4} \cdot (56^2 - 8^2) \cdot 9 \cong 21.715\ cm^3$$

$$m_{sat\ 2} = 21.715 \cdot 7,865 \cong 171.000\ gr \cong 171\ kg$$

##### **1.11.1.3.2 Rueda planetaria**

$$V_{plan\ 2} = \frac{\pi}{4} \cdot (40^2 - 8^2) \cdot 9 \cong 10.857\ cm^3$$

$$m_{plan\ 2} = 10.857 \cdot 7,865 \cong 85.000\ gr \cong 85\ kg$$

##### **1.11.1.3.3 Corona**

$$P_{octógono\ 2} = 70 \cdot 8 = 560\ cm$$

$$a_{octógono\ 2} = \frac{170}{2} = 85\ cm$$

$$A_{octógono} = P_{octógono\ 2} \cdot a_{octógono\ 2} = 47.600\ cm^2$$

$$V_{cor\ 2} = 9 \cdot \left( 47.600 - \frac{\pi}{4} \cdot 152^2 \right) \cong 265.087\ cm^3$$

$$m_{cor\ 2} = 265.087 \cdot 7,865 \cong 2.085.000\ gr = 2.085\ kg$$



#### 1.11.1.3.4 Eje porta-satélites

$$V_{e\ port\ 2} = \frac{\pi}{4} \cdot 8^2 \cdot 25 \cong 1.257\ cm^3$$

$$m_{e\ port\ 2} = 1.257 \cdot 7,84 \cong 9.855.000\ gr \cong 10\ kg$$

#### 1.11.1.3.5 Disco porta-satélites

$$V_{d\ port\ 2} = \frac{\pi}{4} \cdot (121^2 - 3 \cdot 17^2) \cdot 7,2 \cong 78.000\ cm^3$$

$$m_{d\ port\ 2} = 78.000 \cdot 7,84 \cong 611.500\ gr = 612\ kg$$

La masa total del conjunto será por lo tanto la suma de todas las masas unitarias expuestas anteriormente teniendo en cuenta que hay tres satélites y tres ejes porta-satélites por etapa:

$$m_t \cong 17.500\ kg$$

La carga puntual será por lo tanto:

$$P = m_t \cdot g = 17.500 \cdot 9,81 \cong 172\ KN$$

### 1.11.2 Cálculo del espesor de la chapa

Para el cálculo del espesor de la chapa se determinará la deflexión de la viga y se comparará con la deflexión admisible recomendado según [16] para deflexiones máximas en vigas sometidas a vibración.

En primer lugar se determinará la deflexión resultante del momento aplicado, posteriormente se calculará la deflexión provocada por la carga puntual y se superpondrán ambas deformaciones para hallar el desplazamiento global.





- Flecha provocada por el momento flector:

Al localizarse la carga en el centro de la viga la deflexión es simétrica a ambos lados del punto de aplicación. La ecuación de la deformada se calcula según [3] de la siguiente manera:

$$y_M = -\frac{M}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left[ \left( 6 \cdot L/2 - \frac{3 \cdot (L/2)^2}{L} - 2 \cdot L \right) \cdot x - \frac{x^3}{L} \right]$$

Donde:

$$M = 584,653 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$E = 100 \text{ GPa}$$

$$L = 1,7 \text{ m}$$

$$I = \frac{L \cdot b^3}{12} = \frac{1,7 \cdot b^3}{12} = 0,142 \cdot b^3$$

La flecha máxima se calcula derivando esta expresión con respecto a la coordenada  $x$  e igualando a 0:

$$\frac{dy}{dx} = -\frac{M}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left[ \left( \frac{1}{4} \cdot L \right) - 3 \cdot \frac{x^2}{L} \right] = 0$$

Donde:

$$\left( \frac{1}{4} \cdot L \right) - 3 \cdot \frac{x^2}{L} = 0$$

$$x = \sqrt{\frac{L^2}{12}} = \sqrt{\frac{1,7^2}{12}} = 0,490 \text{ m}$$

Según lo calculado, a una distancia  $x = 0,490 \text{ m}$  se encuentra la deflexión máxima, luego sustituyendo en la ecuación de la deformada:

$$y_{M \text{ máx}} = -\frac{6,862 \cdot 10^{-6}}{b^3} \cdot \left[ \left( \frac{1}{4} \cdot 1,7 \right) \cdot 0,490 - \frac{0,490^3}{1,7} \right]$$

$$y_{M \text{ máx}} = -\frac{9,541 \cdot 10^{-7}}{b^3}$$



- Flecha provocada por la carga puntual:

La deflexión máxima se localiza en este caso en el mismo punto de aplicación de la carga. Se calcula según [3] de la siguiente manera:

$$y_{P \text{ máx}} = -\frac{P \cdot L}{48 \cdot E \cdot I} = -\frac{172 \cdot 1,7}{48 \cdot 100 \cdot 10^6 \cdot 0,142 \cdot b^3} = -\frac{4,300 \cdot 10^{-7}}{b^3}$$

La deflexión máxima total será la resultante de la suma de ambas flechas máximas, así:

$$y_{T \text{ máx}} = y_{M \text{ máx}} + y_{P \text{ máx}} = -\frac{9,541 \cdot 10^{-7}}{b^3} - \frac{4,300 \cdot 10^{-7}}{b^3} = -\frac{1,384 \cdot 10^{-6}}{b^3}$$

Según [16] la deflexión admisible para vigas sometidas a vibración es de:

$$y_{adm} = \frac{L}{800} = \frac{1,7}{800} = 2,125 \cdot 10^{-3} m$$

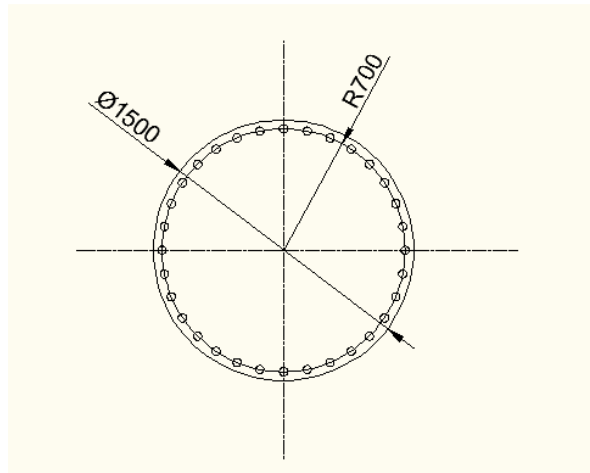
Igualando las dos últimas expresiones se determina el espesor mínimo de la carcasa para asegurar las condiciones de deflexión admisible:

$$y_{T \text{ máx}} = y_{adm}$$
$$2,125 \cdot 10^{-3} = \frac{1,384 \cdot 10^{-6}}{b^3}$$
$$b = \sqrt[3]{\frac{1,384 \cdot 10^{-6}}{2,125 \cdot 10^{-3}}} = 0,086 m = 86 mm$$

## **1.12 CÁLCULO DEL ACOPLAMIENTO CON EL BUJE**

En este apartado se calcularán los esfuerzos soportados por los tornillos de sujeción que conforman el acoplamiento del eje principal con el buje del aerogenerador.

Éste acoplamiento está formado por una sección circular de 1.500 mm de diámetro acoplado al buje mediante 32 tornillos *DIN 931 M 48 x 5*. Los tornillos se encuentran situados a un radio de 700 mm del eje como se puede comprobar en la siguiente figura:



**Figura 25**

### **1.12.1 Selección del material**

Se han seleccionado 32 tornillos grado de calidad 12.9.

-Propiedades mecánicas según el grado de calidad [3]:

Resistencia a fluencia $S_y$ (MPa)	Resistencia a la tensión $S_u$ (MPa)
1.100	1.220

**Tabla 10**



### 1.12.2 Cálculo de cargas en los tornillos

El par motor que proviene del rotor eólico se transmite al eje de baja a través de las 32 secciones rectas de los tornillos que trabajan a cortadura pura, pues se considerarán despreciables los esfuerzos de tracción que soportan por ser comparativamente muy inferiores.

En la siguiente figura se muestra un esquema de la unión atornillada:

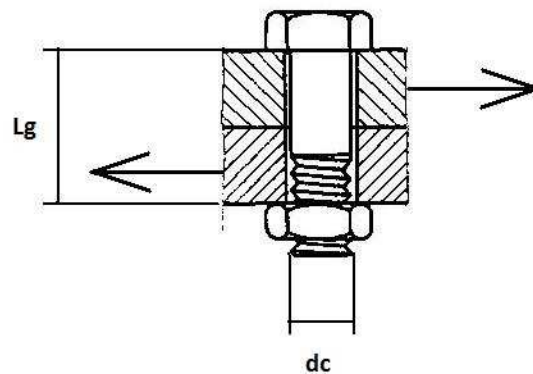


Figura 26

El valor de la fuerza cortante puede considerarse como el par de fuerzas que genera el par nominal  $T_N$  que fue calculado en (1.3.1) entre el radio desde el eje a la corona circular donde se alojan los tornillos:

$$F_c = \frac{T_N}{R} = \frac{584,653}{350 \cdot 10^{-3}} = 1.670,43 \text{ KN}$$

### 1.12.3 Cálculo de seguridad a cortadura

Sabiendo que la sección del conjunto de los 32 tornillos vale:

$$S = 32 \cdot \pi \cdot \frac{d_c^2}{4} = 32 \cdot \pi \cdot \frac{(48 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 57,90 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

La tensión de cortadura puede considerarse igual al cociente entre la fuerza de cortadura y la superficie de cortadura.

$$\tau = \frac{F_c}{S} = \frac{1.670,43}{57,90 \cdot 10^{-3}} = 28.850 \text{ KPa} = 28,85 \text{ MPa}$$



La falla por esfuerzo cortante, según [13], ocurrirá si:

$$\tau > S_{xy} = 0,40 \cdot S_y$$

$$S_{xy} = 0,40 \cdot 1.100 = 440 \text{ MPa}$$

Se comprueba que el valor del esfuerzo cortante es inferior al esfuerzo admisible, por lo tanto la unión soporta las solicitaciones, el factor de seguridad será de:

$$\eta_s = \frac{S_{xy}}{\tau} = \frac{440}{28,85} = 15,25$$

#### 1.12.4 Cálculo de seguridad a flexión

Es preciso también una comprobación a flexión para asegurar que los tornillos no rompen por estar sometidos a este tipo de carga. Para evitar esta falla se debe cumplir lo siguiente:

$$\sigma = \frac{F_c \cdot L_g}{32 \cdot 2 \cdot Z_m} < 0,60 \cdot S_y$$

Donde:

-  $L_g$  es la longitud de agarre, véase la *figura 28*.

$$L_g = 0,20 \text{ m}$$

-  $Z_m$  es el módulo de la sección del tornillo, su valor es:

$$Z_m = \frac{I}{c} = \frac{\pi \cdot d_c^4 / 64}{d_c / 2} = \frac{\pi \cdot (48 \cdot 10^{-3})^4 / 64}{48 \cdot 10^{-3} / 2} = 1,08 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Por lo tanto el esfuerzo de flexión será de:

$$\sigma = \frac{1.670,45 \cdot 0,2}{32 \cdot 2 \cdot 1,08 \cdot 10^{-5}} = 483.347 \text{ KPa} = 483,35 \text{ MPa}$$

Como:

$$0,60 \cdot 1.100 = 660 \text{ MPa}$$



DOCUMENTO Nº 1: MEMORIA  
ANEJO Nº 1: CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 114 de 114

El factor de seguridad a flexión es de:

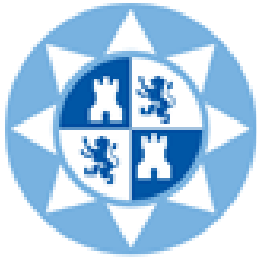
$$\eta_s = \frac{0,60 \cdot S_y}{\sigma} = \frac{660}{483,35} = 1,36$$

La unión atornillada soportará ambas solicitaciones como se puede comprobar en los cálculos anteriores.

El ingeniero Técnico Industrial:

Miguel Ángel Hernández Rodríguez

Cartagena, 27 de Octubre de 2011



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

E.T.S.I.I

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

# PROYECTO FIN DE CARRERA

---

Diseño del conjunto eje-acoplamiento-reductora epicicloidal

Documento Nº3. Pliego de Condiciones

Peticionario: Departamento de Ingeniería Mecánica  
Universidad Politécnica de Cartagena.

Nombre: Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Lugar: Cartagena  
Fecha: 27 Octubre de 2011



## ÍNDICE

<b>1.1 CONDICIONES FACULTATIVAS Y LEGALES .....</b>	<b>1</b>
1.1.1 Contrato .....	1
1.1.2 Subcontratista.....	1
1.1.3 Régimen de intervención.....	1
1.1.4 Propiedad Industrial y Comercial.....	1
1.1.5 Artículos .....	1
<b>1.2 Pliego de Condiciones General.....</b>	<b>4</b>
1.2.1 Descripción General del Proyecto.....	4
1.2.2 Sobre Materiales.....	6
1.2.3 Sobre Ensayos .....	7
1.2.4 Sobre Pruebas .....	8
<b>1.3. Pliego de Condiciones Económicas .....</b>	<b>9</b>
<b>1.4 Pliego de Condiciones Particulares y Técnicas .....</b>	<b>12</b>
<b>1.5 Pliego de Condiciones de Seguridad e Higiene.....</b>	<b>15</b>





## **1.1 CONDICIONES FACULTATIVAS Y LEGALES**

### **1.1.1 Contrato**

A efectos de ejecución de las obras, se considerará como fecha de comienzo de las mismas la que se especifiquen en el pliego particular de condiciones , y en su defecto la de la orden de comienzo de los trabajos. Ésta orden se comunicara al contratista en un plazo superior a 90 días a partir de la fecha del contrato.

El contrato será firmado por parte del contratista, por su representante legal o apoderado, quien deberá poder probar esta extremo con la correspondiente acreditación.

### **1.1.2 Subcontratista**

El contratista podrá subcontratar cualquier parte de la obra, previa autorización del Ingeniero Técnico, para lo cual deberá informa con anterioridad a esta, del alcance y condiciones técnico-económicas del subcontrato.

### **1.1.3 Régimen de intervención**

Cuando el contratista, sea a las obligaciones o disposiciones del contrato, sea a las ordenes del Ingeniero técnico, este la requerirá a cumplir este requisito de órdenes en un plazo determinado, que salvo en condiciones de urgencia, no será nunca menor de 10 días de la modificación de requerimiento.

### **1.1.4 Propiedad Industrial y Comercial**

Al suscribir el contrato, el contratista garantiza al Ingeniero Técnico contra toda clase de reivindicaciones que se refieran a suministro y materiales, procedimientos y medios utilizados para la ejecución de la prensa y que proceda de titulares de patentes, licencias, planos, modelos, marcas de fábrica o comercio.

En el caso de que fuera necesario, corresponde al contrato la obtención de las licencias o permisos precisos, y soportar la carga de los derechos e identificación correspondientes.

En el caso de acciones dirigidas contra el Ingeniero Técnico por terceros, titulares de licencias, autorizaciones, planos, modelos, marcas de fábrica o de comercio utilizadas por el contratista para la ejecución de los trabajos, el contratista responderá ante el Ingeniero técnico del resultado de dichas acciones, estando obligado además a prestarle su ayuda en el ejercicio de las excepciones que competan al Ingeniero Técnico.

### **1.1.5 Artículos**

#### **Artículo 1:**

El Pliego de condiciones se refiere al contrato del proyecto de diseño del conjunto eje-acoplamiento-reductora epicicloidial de un aerogenerador eólico de 900 KW de potencia.

#### **Artículo 2:**

El mecanismo se ajustará en todo, a los planos y memorias que contiene dicho proyecto.



DOCUMENTO Nº 3  
PLIEGO DE CONDICIONES

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 2 de 15

Artículo 3:

El Ingeniero Técnico es responsable de todos los defectos, accidentes y consecuencias que acontezcan con motivo del cálculo erróneo de alguno de los componentes del sistema.

Artículo 4:

El Ingeniero Técnico se reserva el derecho de realizar modificaciones, pruebas, ensayos e inspecciones que crea oportunas durante la fabricación y montaje de las piezas del sistema.

Artículo 5:

La empresa contratista deberá atender cuantas órdenes verbales o escritas le sean dirigidas por el Ingeniero Técnico, encaminadas a una mejora de la fabricación.

Artículo 6:

A tal fin existirá en el taller de la empresa contratista, y disponible en cualquier momento por el director técnico, un libro de ordenes en que dicho técnico dará capacidad exacta a las órdenes verbales.

Artículo 7:

A dicho libro sólo tendrá acceso el Ingeniero Técnico y el maestro de taller.

Artículo 8:

La empresa contratista de la propuesta técnica tiene la obligación de realizar esmeradamente cada una de las piezas del sistema proyectado, y en caso de duda acudirá al consejo y consulta del Ingeniero Técnico.

Artículo 9:

Si a juicio del ingeniero Técnico existiesen piezas mal ejecutadas, tendrá éste el derecho de rechazarlas y la empresa contratista, tendrá el deber de realizarlas cuantas veces fuera necesario hasta ser merecedora de aprobación. Por esta causa la empresa contratista no tendrá derecho a compensación alguna ni a un aumento del costo sobre lo inicialmente proyectado.

Artículo 10:

Formalización del proyecto de variación y aprobación por la entidad propietaria, de cuya cuenta corre la modificación, se dará conocimiento de él al contratista, entendiéndose que no se le admitirán otras reclamaciones que las que puedan referirse a la fijación de precios, no previstos en el presupuesto que sirva de base a la contrata o la relativas a las diferencias de coste por variación de la sexta parte en más o menos, comparativamente con el importe de dicha contrata.



Artículo 11:

El contratista no podrá hacer por sí mismo, alteraciones en ninguna de las partes del proyecto aprobado, sin autorización escrita del Ingeniero Técnico, sin cuyo requisito no se abonarán los aumentos que pudiesen resultar a consecuencia de las modificaciones no autorizadas.

Artículo 12:

Se supone que el contratista ha realizado un minúsculo estudio de los documentos que componen el presente proyecto, y por tanto acepta implícitamente las condiciones del presente pliego de condiciones, así como los posibles errores que se hayan producido.

Artículo 13:

Tras la realización de la propuesta técnica, el contratista no tendrá derecho por el mayor precio que pudiera costar, ni por erradas maniobras de fabricación que pudieran haber ocurrido durante la misma.

Artículo 14:

La empresa contratista será responsable ante los tribunales de justicia de los accidentes o daños que se derivan del elemento mecánico.

Artículo 15:

El taller contratista se compromete a entregar el mecanismo en el plazo proyectado, haciendo frente a los gastos y consecuencias originadas en el retraso de la entrega.

Artículo 16:

La empresa contratista se obliga a tener al día la oportuna póliza de seguros con caja nacional de accidentes.

Artículo 17:

Los materiales serán adquiridos por la empresa contratista en un perfecto estado de suministro y conservación, comprobando la calidad y características de los mismos al realizar la recepción de estos.



## **1.2 PLIEGO DE CONDICIONES GENERAL.**

### **1.2.1 Descripción General del Proyecto**

#### **1.2.1.1 Descripción**

El proyecto consiste en el diseño y cálculo de todos los elementos que componen el conjunto eje de baja-reductora epicicloidal-eje de alta.

Los materiales de las piezas diseñadas y los distintos elementos normalizados deben de ser exactamente los indicados en la memoria de cálculo sino se cumpliera se llevarían a cabo las sanciones económicas que más adelante se indicarán.

Las dimensiones y el montaje el cual se detalla en la memoria descriptiva debe de ser cumplido sin excepción.

Dicha plataforma cuenta con la documentación acreditativa de adecuación al Real Decreto 1.215 de maquinaria el no cumplimiento de alguno de los apartados anteriores ocasionaría la pérdida de dicha acreditación por parte de la propiedad.

El incorrecto mantenimiento de los elementos que conforman el conjunto del tren de potencia puede ser otro aspecto de retirada de dicha acreditación ya que pueden haber variación en la estructura de la mencionada maquinaria.

A la entrega de maquina el constructor debe de entregar la documentación para el montaje, instalación y mantenimiento de lo siguiente:

- Planos mecánicos del proyecto.
- Toda información técnica que sea requerida por el contratante.

#### **1.2.1.2 Normas**

En este apartado se mostrarán copia de las Normas, Reglamentos y leyes de carácter general que sean de aplicación en la ejecución del proyecto.

##### **1.2.1.2.1 Dibujo**

- UNE 1032 Principios generales de representación.
- UNE 1166-1 Documentación técnica de productos vocabulario. Parte1: términos relativos a los dibujos técnicos generalidades y tipo de dibujo.
- UNE-En ISO 6433 Referencia en los elementos.
- UNE 1135 Lista de elementos.
- UNE 1039 Acotación, principios generales, definiciones, métodos.
- UNE- EN ISO 6410-1 Roscas y piezas roscadas. Parte 1. Convenios generales
- UNE-EN ISO 6410-2 Roscas y piezas roscadas. Parte 2: Insertos roscados.
- UNE-EN ISO 6410-3 Roscas y piezas roscadas. Parte 3: Representación simplificada.



- UNE 1037 Indicaciones de los estados superficiales en los dibujos.

#### **1.2.1.2.2 Tolerancia, ajustes y mecanizado**

- DIN 7154 Ajustes ISO para agujero único.
- DIN 7155 Ajuste ISO para eje único.
- DIN 7157 Ajuste para eje único.
- DIN 7168 Tolerancias libres de magnitudes lineales.
- UNE 1037-75 ISO 1032 Signos de mecanizado.

#### **1.2.1.2.3 Tornillería, roscas y elementos de sujeción**

- DIN 13 rosca métrica ISO.
- DIN 267 Condiciones técnicas de suministro de tornillería y tuercas.

#### **1.2.1.2.4 Materiales**

- EN 25-72.
- UNE 36-080-73 Aceros de cementación.
- UNE 36-080-85.
- EN 10083-1 Aceros para temple y revenido.

#### **1.2.1.2.5 Seguridad**

- Directiva 89/392/CEE relativa a la aproximación de las legislaciones de los estados miembros modificada por la directiva 91/368/CEE y por la 93/44/CEE.
- R.D. 1435/1992 de 27 de noviembre por el que se traspone al derecho Español la directiva 89/392/CEE.
- R.D. 56/95 de 20/01/95 que modifica el R.D. 1435/92 de 27/11/92 sobre aplicación de las legislaciones de los estados miembros sobre máquinas.
- Directiva 98/37/CEE del parlamento europeo y del consejo de 2 de Junio de 1998 relativa a la aproximación de legislaciones de los estados miembros sobre máquinas (ésta directiva deroga a ala 83/392/CEE y modificaciones, pero aún no ha sido traspuesta al derecho español).
- R.D. 1215/1997 de 18 de julio por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo.
- O.M. de 8/04/91 por el que se aprueba la I.T.C MSG-SM-1 del reglamento de seguridad de máquinas referente a máquinas elementos de máquinas o sistemas de protección usados.



- R.D. 830/91 de 24/05/92 y R.D. 590/89 de 19/05/89 que modifican el R.D. 1495/86 de 26/05/86 por el que se aprueba el reglamento de seguridad en máquinas.
- Ley 31/1995 de 8 de noviembre de prevención de riesgos laborales.
- UNE 74-100-88 acústica medidas del ruido aéreo emitido por las máquinas.
- UNE 74-101-88 acústica.
- UNE – EN 349;1993 distancia mínima para evitar el aplastamiento de parte del cuerpo humano.
- UNE – EN 842:1997. Señalización visual de peligro. Requisitos generales, diseño y ensayo.
- UNE – EN 1050:1997. Principios para la evaluación del peligro.

### **1.2.2 Sobre Materiales**

#### **Artículo 18:**

La manipulación de las piezas se hará con el mayor cuidado posible, no desembalando hasta el instante de utilizarlas, comprobando si han sufrido algún desperfecto, en cuyo caso la pieza será devuelta al almacén. Los órganos que han de ser engrasados tales como articulaciones, etc., en la fase de montaje se procurará que la grasa utilizada sea neutra, únicamente estable en el aire a temperatura comprendida entre 50 y 100 °C. Su punto de goteo debe ser lo más alto posible y nunca inferior a 90 °C.

#### **Artículo 19:**

Todos los materiales utilizados en la fabricación han de ser de absoluta garantía.

#### **Artículo 20:**

Las piezas metálicas estarán constituidas por materiales férreos. Estarán exentas de impurezas y de cualquier otro defecto de fábrica que modifiquen sus propiedades. Su estructura será de grano fino y la superficie limpia y desprovista de defectos.

#### **Artículo 21:**

El aceite que se emplee para engrase será de primera calidad y sin mezclas de ningún tipo.

#### **Artículo 22:**

Los materiales a emplear en cada una de las piezas deberán corresponderse en su composición y propiedades con los aquí citados.

#### **Artículo 23:**

Cualquier otro material para ser empleado habrá de someterse a examen y aprobación de la Dirección Técnica.

#### **Artículo 24:**

Las características y propiedades de los materiales deben subsistir después del mecanizado y tratamientos correspondientes.



Artículo 25:

Los cortes que se hagan necesarios para proceder al mecanizado de las piezas se harán en frío.

Artículo 26:

El suministro de maquinaria se hará en perfectas condiciones debiendo reunir los siguientes requisitos:

- a) Ir totalmente engrasado y recubierto de papel fino las partes susceptibles de oxidación.
- b) Todas se suministran embaladas de forma hermética y llevarán grabado en su exterior la maquinaria que contiene, su destino y la casa suministradora.
- c) Todos los gastos originados al transportador y en el almacenaje del material rechazado serán por cuenta del ofertante.

**1.2.3 Sobre Ensayos**

Artículo 27:

Los materiales laminados, extrusionados y elementos tubulares deberán someterse a ensayo de tracción, una pieza de cada lote de 25, o bien de menor cuantía dependiendo todo ello del estado en que se reciban los materiales respecto a la posible arbitrariedad que puedan presentar sus características técnicas.

Artículo 28:

Si los resultados de los ensayos no corresponden a los establecidos en este pliego de condiciones, se someterán en número doble a un nuevo ensayo y si éstos resultados no son satisfactorios serán rechazados.

Artículo 29:

Las pruebas de tracción se especificarán según las normas DIN 1542, 1543, 1602 y 1622.

Artículo 30:

Antes del pintado de la carcasa se presentarán muestras de pinturas para realizar los análisis y ensayos correspondientes a fin de comprobar la eficacia de la misma, en cuanto a protección se refiere, y se pintarán muestras para fijar color y acabado.

Artículo 31:

El objeto del control funcional o dinámico es la determinación de las deformaciones que puedan presentarse y que pudieran comprometer la precisión geométrica y dimensional de las piezas elaboradas. Este control ha de ofrecer las suficientes garantías para la seguridad de las piezas, además de precisión geométrica y de forma.



#### **1.2.4 Sobre Pruebas**

**Artículo 32:**

Las normas presentes de control y verificación serán representadas por los constructores, a fin de establecer la correspondencia del productor con los requisitos exigidos de producción, precisión y de funcionamiento. Cualquier falta de cumplimiento de las presentes normas repercutirán en el comportamiento del comprador, en el sentido de liberarlo de este o eximirlo de alguna de las cláusulas que pudieran afectar.

**Artículo 33:**

El control a máquina descargada, se hará por el constructor a medida que se construyen los distintos órganos que constituyen la máquina y a medida que va efectuándose el montaje.

**Artículo 33:**

La verificación dinámica se efectuará con la máquina bajo carga. Los esfuerzos en las pruebas deben estar comprendidos entre los límites que no produzcan deformaciones permanentes.

**Artículo 34:**

Todos los gastos normales ocasionados por los procesos de verificación y comprobación a que se refiere éste pliego de condiciones, serán de cuenta del comprador.

**Artículo 35:**

Si, por cualquier causa, los instrumentos previstos para la verificación no estuvieran disponibles, podrán ser sustituidos por otros equivalentes, siempre que con ello no se perjudique la exactitud de la precisión.

**Artículo 36:**

Durante la verificación no podrá hacerse ninguna separación de partes que constituyen el sistema, la cual debe someterse al control, tal como se ha montado definitivamente. Cualquier anomalía que no asegure el cumplimiento exacto de este artículo, anula las pruebas que en estas condiciones se estén ejecutando, aunque no las anteriores.

**Artículo 37:**

La precisión en ciertos órganos fundamentales debe estar garantizada por el constructor de la máquina, que asume todas las responsabilidades al respecto, si bien no han de ser controladas todas las partes de carácter funcional.

**Artículo 38:**

Si por alguna causa, el comprador quisiera efectuar una segunda comprobación de alguna de las partes esenciales, lo hará a su cargo, no pudiendo exigir de la casa constructora, la verificación de dichas partes por segunda vez.





Artículo 39:

Recepción provisional: se realizará cuando se hayan terminado los trabajos objeto del presente contrato, mediante solicitud del contratista al dueño y al Director Técnico.

Artículo 40:

El Director Técnico procederá a la inspección de los trabajos mencionados y si están en estado de recibidos, extenderá un acta haciéndolo constar, o bien los motivos de la no aceptación en su caso.

Artículo 41:

Recepción definitiva: seis meses después de la recepción provisional procederá el Director Técnico a un nuevo examen, proponiendo la recepción definitiva si el conjunto de piezas responden a las condiciones exigidas, realizándose a la vez el pago del 10% restante del coste de fabricación, siempre y cuando resulte satisfactoria la prueba de recepción definitiva.

Artículo 42:

Una vez realizada y aceptada la revisión definitiva, el contratista queda libre de toda responsabilidad en todo lo relacionado con la elaboración del presente proyecto.

### **1.3. PLIEGO DE CONDICIONES ECONÓMICAS**

Artículo 43:

El cliente tendrá relación directa con el Director Técnico, con el que realizará un contrato haciendo constar todo tipo de condiciones generales y económicas y la responsabilidad general que éste tiene ante él, de todo lo referente a la ejecución material de que consta el presente proyecto.

Artículo 44:

El Director Técnico contratará a su vez la empresa contratista y esta quedará así relacionada con él y será responsable ante el mismo de todo lo que afecte o sea su incumbencia en lo relacionado con la ejecución del conjunto de piezas.

Artículo 45:

Todos los documentos del contrato deberán ir sellados y registrados por cuenta del contratista.

Cualquier multa que se derive del incumplimiento de estos requisitos será por cuenta del contratista.



Artículo 46:

El Pago del costo del presente proyecto, se efectuará de la siguiente forma:

El 40% en el momento en que se hace la entrega del proyecto y firma del contrato, el 50%, que en total suman un 90%, a la mitad aproximadamente de la fabricación del conjunto de piezas, según lo estime conveniente el Ingeniero Técnico de fabricación. Y el 10% restante una vez que se efectúa la recepción definitiva.

Artículo 47:

El Director Técnico percibirá un 50% del total por su trabajo; cobrándose esa cantidad por certificaciones parciales mensuales, paralelas a las que irá pagando el cliente al contratista al irse desarrollando la elaboración de las piezas.

Artículo 48:

El autor del proyecto percibirá el 5% del importe del proyecto, cobrando dicha cantidad una vez entregado el proyecto al cliente y habiéndolo aceptado este.

Queda así pues responsable de todos los daños que pudieran derivarse de un mal diseño o cálculo de cualquier pieza.

Artículo 49:

En la ejecución de las piezas, el contratista no tendrá derecho a la indemnización por el precio mayor que pudiera costar o por errores cometidos durante la ejecución.

Artículo 50:

Como constará en el contrato, existe un plazo límite para la terminación de la elaboración de las piezas. Dicho límite establecido previamente, aceptado por el Director Técnico y el contratista, no deberá ser sobrepasado.

Artículo 51:

Para que cumpla dicho límite, el dueño podrá establecer multas al Director Técnico por cada día de retraso en la ejecución de las mismas, con cantidades fijadas en el contrato.

A su vez el Director Técnico podrá ponerlas al contratista, de acuerdo con el contrato realizado entre ambos; siendo la cuantía dependiente de la fijada por el cliente al Director Técnico más independiente de las exigidas del Director al contratista.

Artículo 52:

Una vez realizada la recepción definitiva, se liquidará al contratista la cantidad que se le adeude.

Artículo 53:

La ejecución de los trabajos se contratará por unidades ejecutadas con arreglo a los documentos del proyecto y en las cifras fijadas que formarán el presupuesto general para la ejecución del trabajo contratado.



El contratista someterá a la aprobación de la dirección técnica, cualquier trabajo que desee hacer de diferentes unidades de trabajo y de igual forma se procederá con las casas suministradoras.

La resolución de la dirección técnica será inapelable, y su inobservancia por parte del contratista dará derecho a la entidad propietaria a ser indemnizado en los daños y perjuicios.

Artículo 54:

Los contratos se adjudicarán en general en forma privada. El cuerpo de estos documentos contendrá:

Comunicación de la adjudicación de una cláusula en la que se exprese terminantemente que el contrato está conforme al pliego de condiciones y demás documentos del presente proyecto. El contratista antes de firmar el documento correspondiente, así como todas las escrituras, habrá firmado también su conformidad al pliego de condiciones particulares que ha de regir su trabajo en los planos y en el presupuesto general.

Artículo 55:

Ambas se someterán en sus diferencias al arbitraje amigable compuestas por vía de equidad, designándose uno de ellos por el propietario, y otro por el contratista.

Artículo 56:

Se considerará causas suficientes de rescisión de contrato las que a continuación se señalan:

A) La muerte o incapacidad del contratista;

B) La quiebra del mismo;

C) Las alteraciones del contrato por las siguientes causas:

1. La modificación del proyecto en forma tal que presente alteraciones fundamentales del mismo, a juicio de la Dirección Técnica, y en cualquier caso, siempre que la variación de presupuesto de ejecución como consecuencia de estas variaciones, represente más o menos el 25% del importe total de aquel.

2. La modificación de unidades siempre que estas sean de un 40%.

D) La suspensión de la construcción comenzada siempre que el plazo de suspensión haya excedido de tres meses como mínimo.

E) El no dar comienzo la contrata a los trabajos dentro del plazo señalado en las condiciones particulares del siguiente proyecto.

F) La terminación de plazo de ejecución del reductor sin llegar a la culminación de éste.

G) El abandono de la ejecución sin causa justificada a juicio de la dirección técnica.

H) La mala fe en la ejecución de los trabajos a juicio de dicha dirección.



## **1.4 PLIEGO DE CONDICIONES PARTICULARES Y TÉCNICAS**

### Artículo 57:

En el lugar de trabajo mientras esté presente el reductor, se procurará ser ordenado tanto en materiales almacenados, como en los retales o desperdicios que de ello deriven, a fin de evitar entorpecimientos en las operaciones y posibles que por dicha causa pudieran originarse.

### Artículo 58:

El vestido de trabajo deberá ser cerrado y cubrir la corbata en caso de tenerla mientras se trabaja.

Las mangas estarán abotonadas o remangadas por delante. La chaqueta de trabajo no debe tener bolsillo en el pecho, ya que podría ser enganchado y arrancado. No se llevará cinturón.

Uso obligatorio de botas protectoras y mandil.

### Artículo 59:

Para aquellos trabajos en los cuales el operario tenga que trabajar con taladrina o algún refrigerante que pueda dañar la piel, deberá protegerse con mandil y guantes de goma.

### Artículo 60:

Las gafas como medida preventiva son indispensables en las operaciones de torneado, afilado de herramientas, desbarbado, limado, etc.

### Artículo 61:

La manipulación de virutas se hará con ganchos o palas dependiendo del estado de la máquina que las arroja; torno, fresadora, etc.

### Artículo 62:

Nunca se debe utilizar el líquido refrigerante de las máquinas para lavarse las manos ya que puede provocar enfermedades en la piel (eczemas, botón de aceite, infecciones, etc.). Para ello existen pastas, polvos, etc., muy recomendables para el lavado de las manos después del trabajo en el taller.

### Artículo 63:

Los útiles, herramientas y calibres deberán estar colocados cerca del puesto de trabajo correspondiente y próximos al operario, en el caso de emplearse en cada operación, pero nunca se deben apoyar o dejar encima de cualquier órgano de la máquina.

### Artículo 64:

Deberán prohibirse o llamar la atención sobre elementos que puedan aparecer, el llevar alianzas, sortijas o pulseras durante el trabajo, ya que pueden engancharse en cualquier órgano de la máquina.



Artículo 65:

En aquellas máquinas que debido a la velocidad de corte elevada al efectuar el trabajo o debido a la naturaleza del material, la viruta arrojada salta sobre el operario se debe proveer éste de una protección o pantalla.

Artículo 66:

Bajo ningún concepto se deberá eliminar de la máquina aquellas carcasas, protecciones, órganos de seguridad, etc., que posean de origen las citadas máquinas herramientas.

Artículo 67:

En el taller, y en un sitio fácilmente accesible, en la pared y a una altura de 1,20 m hasta su base deberá haber un extintor de incendios con sus instrucciones de manejo bien visibles.

Artículo 68:

Todo los órganos de transmisión que sean giratorios, como discos porta-satélites, ejes, engranajes, etc. Deberán ir cubiertos con carcasas de protección para evitar el contacto directo del operario con ellos y así evitar el posible riesgo, causa en definitiva del accidente.

Artículo 69:

En la operación de pintado es conveniente el uso de mascarilla del operario, en prevención de posibles intoxicaciones.

Artículo 70:

Obligaciones generales del contratista:

A) Cumplir personalmente y hacer cumplir al personal a sus órdenes de todas las disposiciones de seguridad e higiene en el trabajo que sean práctica y directamente aplicables a la ejecución que nos ocupa.

B) Adoptar cuantas medidas sean necesarias en orden a la más perfecta organización y plena eficacia de la debida prevención de riesgos que puedan afectar a la vida, integridad y salud de los operarios que participen en la construcción del objeto.

C) Proveer de todo cuanto fuera preciso tanto para el mantenimiento de máquina, material y útiles de trabajo en las debidas condiciones de seguridad así como para la normal realización de los servicios médicos en prevención de posibles accidentes.

D) Facilitar gratuitamente a los trabajadores los medios de protección personal de carácter preventivo adecuado a los trabajos a realizar.

E) Observar con todo rigor y exactitud las normas vigentes en lo que se refiere a la ocupación de trabajadores en máquinas.



F) Establecer determinados niveles jerárquicos mediante instrucciones escritas indicando las facultades y deberes del personal para evitar y prevenir accidentes durante la ejecución de la obra.

G) Facilitar instrucción al personal antes de comenzar a desempeñar cualquier puesto de trabajo, acerca de los riesgos y peligros que en el puedan afectarle.

H) Adoptar las medidas oportunas para que el personal a su cargo cumpla con todos los requisitos legales establecidos en:

- Ley 31/1995 de Prevención de riesgos laborales.
- R.D. 39/1997 por el que se aprueba el Reglamento de los servicios de prevención.
- R.D. 1435/1992 sobre las disposiciones de aplicación de la Directiva del Consejo 89/392/CEE relativa a la aproximación de las legislaciones de los estados miembros sobre máquinas.
- R.D. 56/1995 por el que se modifica el R.D. 1435/192.
- R.D. 1495/1986, por el que se aprueba el Reglamento de Seguridad de las máquinas.
- R.D. 590/1991, por el que se modifica el R.D. 1495/1986.
- R.D. 830/ 1991, por el que se modifica el R.D. 1495/1986.
- Orden de 8/4/1991, por la que se aprueba la Instrucción Técnica Complementaria MSG-SM-I del Reglamento de Seguridad en las máquinas, referente a máquinas, elementos de máquinas o sistemas de protección usados.

I) Prohibir o paralizar, en su caso, los trabajos en los que advierte peligro inminente de accidente o de otros siniestros profesionales, cuando no sea posible el empleo de los medios adecuados para evitarlos.

J) Es obligación del Contratista ejecutar cuanto sea necesario para la buena construcción y aspecto de las obras cuando no se halle expresamente estipulado en este Pliego de Condiciones, debiendo cumplir lo que sin separarse de su espíritu y recta interpretación disponga por escrito la Dirección de la Obra. La interpretación del proyecto corresponde, en cualquier caso, al Ingeniero Director. El contratista queda obligado a suscribir, con su conformidad o reparos, los partes o informes establecidos para las obras siempre que sea requerido para ello. Las órdenes del Contratista se darán por escrito y numeradas correlativamente. Aquel quedará obligado a firmar el recibido en el duplicado de la orden. El contratista está obligado al cumplimiento de las disposiciones vigentes en materia laboral, de seguridad social, de seguridad y salud en el trabajo y en materia fiscal. El Contratista designará el personal técnico responsable de la seguridad y salud que asuma las obligaciones correspondientes en cada centro de trabajo. El incumplimiento de estas obligaciones por parte del Contratista o la infracción de las disposiciones sobre seguridad por parte del personal técnico designado por él, no implicará responsabilidad alguna para la Administración.

Artículo 71:

En el ejercicio de potestad disciplinaria y conforme al procedimiento legalmente establecido, el Director Técnico o el contratista, podrá sancionar adecuadamente a los trabajadores que estén



a su servicio que infrinjan los preceptos de la ordenanza general de Seguridad e Higiene en el Trabajo y sus disposiciones complementarias.

Las sanciones que podrán imponerse serán las siguientes:

A) Por falta leve: Amonestación verbal, por escrito, multa de un día de haber.

B) Por falta grave: Amonestación pública, traslado de puesto de trabajo, multa de 2 a 6 días de haber, suspensión de empleo de 1 a 10 días, inhabilitación por plazo no superior a un año para el acceso a la categoría superior.

C) Por falta muy grave: Multa de 7 a 15 días de haber, suspensión de empleo y sueldo de 11 días a 2 semanas, inhabilitación de 2 años para el acceso a la categoría superior y despido.

### **1.5 PLIEGO DE CONDICIONES DE SEGURIDAD E HIGIENE**

#### Artículo 72:

El contratista será responsable de los accidentes que por inexperiencia o descuido sobreviniesen en la realización de los trabajos, ante los Tribunales de Justicia.

#### Artículo 73:

Queda el contratista obligado a cumplir todo lo estipulado en todas la leyes de reglamento de carácter oficial, así como a las demás leyes y disposiciones vigentes que sean de aplicación durante los trabajos.

El ingeniero Técnico Industrial:

Miguel Ángel Hernández Rodríguez

Cartagena, 27 de Octubre de 2011



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

E.T.S.I.I

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

# PROYECTO FIN DE CARRERA

---

Diseño del conjunto eje-acoplamiento-reductora epicicloidal

Documento Nº4. Presupuesto

Peticionario: Departamento de Ingeniería Mecánica,  
Universidad Politécnica de Cartagena.

Nombre: Miguel Ángel Hernández Rodríguez

Lugar: Cartagena

Fecha: 27 de Octubre de 2011.





DOCUMENTO N°4  
PRESUPUESTO

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 0 de 17

## ÍNDICE

ESTADO DE MEDICIONES .....	1
CUADRO DE PRECIOS UNITARIOS .....	7
PRESUPUESTO GENERAL.....	9
RESUMEN DEL PRESUPUESTO.....	17



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

E.T.S.I.I

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

# PROYECTO FIN DE CARRERA

---

Diseño del conjunto eje-acoplamiento-reductora epicicloidal

Documento Nº4 Presupuesto

Estado de mediciones

Peticionario: Departamento de Ingeniería Mecánica  
Universidad Politécnica de Cartagena.

Nombre: Miguel Ángel Hernández Rodríguez

Lugar: Cartagena

Fecha: 27 Octubre de 2011



DOCUMENTO Nº4: PRESUPUESTO  
Estado de mediciones

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 1 de 17

**ESTADO DE MEDICIONES**

**1<sup>er</sup> Capitulo**  
**ACEROS**

<b>1.1</b>	<b>Acero AISI 4340 de 7,84 g/cm<sup>3</sup> densidad</b>	<b>Diámetro en cm</b>	<b>Largo en cm</b>	<b>Nº unidades</b>	<b>Volumen parcial en cm<sup>3</sup></b>	<b>Volumen total en cm<sup>3</sup></b>	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>
1.1.1	Eje de Baja	150,50	290,00	1	5.158.944,78	5.158.944,78	<b>40.446,13</b>	<b>Kg</b>
1.1.2	Disco porta-satélites 1ª etapa	135,50	25,50	1	367.712,72	367.712,72	<b>2.882,87</b>	<b>Kg</b>
1.1.3	Tapa 1	38,50	5,50	3	6.402,86	19.208,58	<b>150,60</b>	<b>Kg</b>
1.1.4	Eje porta-satélites 1ª etapa	17,70	66,40	3	16.338,21	49.014,63	<b>384,27</b>	<b>Kg</b>
1.1.5	Eje intermedio	20,40	59,00	1	19.284,23	19.284,23	<b>151,19</b>	<b>Kg</b>
1.1.6	Disco porta-satélites 2ª etapa	121,40	12,50	1	144.689,58	144.689,58	<b>1.134,37</b>	<b>Kg</b>
1.1.7	Tapa 2	25,40	0,90	3	456,04	1368,11	<b>10,72</b>	<b>Kg</b>
1.1.8	Eje porta-satélites 2ª etapa	10,00	25,60	3	2.010,62	6031,85	<b>47,28</b>	<b>Kg</b>
1.1.9	Eje de alta	14,70	68,00	1	11.540,73	11.540,73	<b>90,48</b>	<b>Kg</b>
<b>1.2</b>	<b>Acero AISI 4320 de 7,865 g/cm<sup>3</sup> densidad</b>	<b>Diámetro en cm</b>	<b>Largo en cm</b>	<b>Nº unidades</b>	<b>Volumen parcial en cm<sup>3</sup></b>	<b>Volumen total en cm<sup>3</sup></b>	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>
1.2.1	Engranaje satélite 1ª etapa	59,20	41,50	3	114.230,32	342.690,96	<b>2695,26</b>	<b>Kg</b>
1.2.2	Engranaje Planeta 1ª etapa	43,60	41,50	1	61.959,94	487,31	<b>487,31</b>	<b>Kg</b>
1.2.3	Engranaje Corona 1ª etapa	∅ 170,40	41,50	1	1.205.000,64	9.477,33	<b>9.477,33</b>	<b>Kg</b>
1.2.4	Engranaje satélite 2ª etapa	58,40	9,50	3	25.447,15	76.341,45	<b>600,42</b>	<b>Kg</b>
1.2.5	Engranaje Planeta 2ª etapa	42,40	9,50	1	13.413,60	105,50	<b>105,50</b>	<b>Kg</b>
1.2.6	Engranaje Corona 2ª etapa	∅ 170,40	9,50	1	275.843,52	2.169,51	<b>2.169,51</b>	<b>Kg</b>
<b>1.3</b>	<b>Acero de fundición gris A48-94 a de 7,4 g/cm<sup>3</sup> de densidad</b>	<b>Diámetro en cm</b>	<b>Largo en cm</b>	<b>Nº unidades</b>	<b>Volumen parcial en cm<sup>3</sup></b>	<b>Volumen total en cm<sup>3</sup></b>	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>
		-	-	2	436.357,18	872.714,36	<b>6.458,08</b>	<b>Kg</b>



DOCUMENTO Nº4: PRESUPUESTO  
Estado de mediciones

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 2 de 17

**2º Capítulo**  
**ELEMENTOS NORMALIZADOS**

<b>2.1</b>	<b>Chavetas DIN A 6885 Acero AISI 431</b>	<b>Ancho</b>	<b>Alto</b>	<b>Largo</b>	-	-	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>
2.1.1	Chaveta eje de Baja	80	40	160	-	-	<b>1</b>	-
2.1.2	Chaveta eje porta-satélites 1ª etapa	40	22	180	-	-	<b>12</b>	-
2.1.3	Chavetas eje intermedio	36	20	315	-	-	<b>1</b>	-
		36	20	110	-	-	<b>1</b>	-
2.1.4	Chaveta eje porta-satélites 2ª etapa	22	14	50	-	-	<b>1</b>	-
2.1.5	Chaveta eje de alta	22	14	40	-	-	<b>2</b>	-
<b>2.2</b>	<b>Anillos de retención DIN 471 X39 CrMo17</b>	<b>Diámetro del eje</b>	-	-	-	-	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>
2.2.1	Anillo de retención DSH-440 eje de baja	440	-	-	-	-	<b>1</b>	-
	Anillo de retención DSH-400 eje de baja	400	-	-	-	-	<b>1</b>	-
	Anillo de retención DSH-360 eje de baja	360	-	-	-	-	<b>1</b>	-
2.2.2	Anillo de retención DSH 160 eje porta-satélites 1ª etapa	160	-	-	-	-	<b>6</b>	-
2.2.3	Anillo de retención DSH-80 eje porta-satélites 2ª etapa	80	-	-	-	-	<b>6</b>	-
2.2.4	Anillo de retención DSH-80 eje de alta	80	-	-	-	-	<b>2</b>	-
<b>2.3</b>	<b>Rodamientos SKF</b>	<b>Diámetro del eje</b>	-	-	-	-	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>
2.3.1	Rodamiento de rodillos a rótula, agujero cilíndrico 23188 CA/W33 eje de baja	440	-	-	-	-	<b>1</b>	-
	Rodamiento de rodillos cilíndricos, de una hilera NU 3808 MA6 eje de baja	400	-	-	-	-	<b>1</b>	-
2.3.2	Rodamiento de rodillos a rótula, agujero cilíndrico 24132 CC/W33 eje porta-satélites 1ª etapa	160	-	-	-	-	<b>3</b>	-
2.3.3	Rodamiento axial de bolas, de doble efecto 52228	140/143	-	-	-	-	<b>1</b>	-
2.3.4	Rodamiento de rodillos a rótula, agujero cilíndrico 22316 E	80	-	-	-	-	<b>3</b>	-
2.3.5	Rodamiento de bolas, con contacto angular 7416 M	80	-	-	-	-	<b>1</b>	-



DOCUMENTO N°4: PRESUPUESTO  
Estado de mediciones

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 3 de 17

2.4	Tornillos	Diámetro	Longitud	-	-	-	Cantidad	Unidad
2.4.1	Tornillo DIN 931 M48x250 grado de calidad 12.9 para acoplamiento eje de baja-buje	48	250	-	-	-	32	-
2.4.2	Tornillo DIN 931 M12x100 grado de calidad 4.8 para unión tapa 1 disco porta-satélites primera etapa	12	100	-	-	-	12	-
2.4.3	Tornillo DIN 85 M6x50 grado de calidad 4.8 para unión tapa 2-disco porta-satélites primera etapa	6	50	-	-	-	24	-
2.4.4	Tornillo DIN 931 M30x140 grado de calidad 4.8 para unión carcasa	30	140	-	-	-	26	-
2.5	<b>Arandela DIN 6916 M30 grado de calidad C45 para unión atornillada en carcasa</b>	<b>Diámetro del tornillo</b>	-	-	-	-	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>
		30	-	-	-	-	52	-
2.6	<b>Tuercas DIN 6915 M30 grado de calidad 10</b>	<b>Diámetro del tornillo</b>	-	-	-	-	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>
		30	-	-	-	-	26	-
2.6.1	Tuerca DIN 6915 M30 grado de calidad 10.	30	-	-	-	-	26	-

**3<sup>er</sup> Capitulo**  
**OTROS ELEMENTOS**

3.1	<b>JUNTA de Nylon/Poliamida de 5 mm. de espesor</b>	<b>Largo</b>	<b>Ancho</b>	-	-	-	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>
	Junta de Nylon/Poliamida.	2,078	1,477	-	-	-	1	-
3.2	<b>Acoplamiento con disco de freno JAURE SXFD-228-6</b>	-	-	-	-	-	1	-
3.3	<b>Pinza de freno TWIFLEX VCS72L</b>	-	-	-	-	-	1	-
3.4	<b>Lubricante Caja multiplicadora</b>	-	-	-	-	-	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>
	Lubricante sintético multigrado con aditivación EP Ursa Synthetic Gear Lubricant SAE 75W-90 para caja multiplicadora.	-	-	-	-	-	1,870	m <sup>3</sup>



DOCUMENTO Nº4: PRESUPUESTO  
Estado de mediciones

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 4 de 17

**4º Capitulo**  
**MECANIZADO DE PIEZAS**

<b>4.1</b>	<b>Torneado</b>	<b>Nº de piezas iguales</b>	-	-	-	<b>Parcial</b>	<b>Total</b>	<b>Unidad</b>
4.1.1	Torneado del eje de baja incluyendo acabados superficiales y ranurados para retenes.	1	-	-	-	16	16	h
4.1.2	Torneado del eje porta-satélites de la primera etapa incluyendo acabados superficiales y ranurados para retenes.	3	-	-	-	5	15	h
4.1.3	Torneado del eje intermedio incluyendo acabados superficiales.	1	-	-	-	8	8	h
4.1.4	Torneado del eje porta-satélites de la segunda etapa incluyendo acabados superficiales y ranurados para retenes.	3	-	-	-	5	15	h
4.1.5	Torneado del eje de alta incluyendo acabados superficiales y ranurados para retenes.	1	-	-	-	6	6	h
<b>4.2</b>	<b>Fresado</b>	<b>Nº piezas iguales</b>	-	-	-	<b>Parcial</b>	<b>Total</b>	<b>Unidad</b>
4.2.1	Fresado de chavetero en eje de baja	1	-	-	-	2	2	h
4.2.2	Fresado de disco porta-satélites de la primera etapa incluyendo chavetero y alojamientos de las tapas y los ejes porta-satélites.	1	-	-	-	12	12	h
4.2.3	Fresado de Tapa 1 para disco porta-satélites incluyendo agujeros para tornillos.	3	-	-	-	2	6	
4.2.3	Fresado de chaveteros en eje porta-satélites de la primera etapa.	3	-	-	-	3	9	h
4.2.4	Fresado de engranaje satélite de la primera etapa incluyendo chaveteros.	3	-	-	-	8	24	h
4.2.5	Fresado de engranaje corona de la primera etapa.	1	-	-	-	12	12	h



DOCUMENTO Nº4: PRESUPUESTO  
Estado de mediciones

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 5 de 17

4.2.6	Fresado de engranaje planeta de la primera etapa incluyendo chavetero.	1	-	-	-	5	5	h
4.2.7	Fresado de chavetero en eje intermedio.	1	-	-	-	4	4	h
4.2.8	Fresado de disco porta-satélites de la segunda etapa incluyendo chavetero y alojamientos de las tapas y los ejes porta-satélites.	1	-	-	-	8	8	h
4.2.9	Fresado de chaveteros en eje porta-satélites de la segunda etapa.	3	-	-	-	3	9	h
4.2.11	Fresado de Tapa 2 para disco porta-satélites incluyendo agujeros para tornillos.	3	-	-	-	2	6	h
4.2.10	Fresado de engranaje satélite de la segunda etapa incluyendo chaveteros.	3	-	-	-	8	24	h
4.2.11	Fresado de engranaje corona de la segunda etapa.	1	-	-	-	8	8	h
4.2.12	Fresado del engranaje planeta de la segunda etapa incluyendo chavetero.	1	-	-	-	5	5	h
4.2.13	Fresado de chaveteros del eje de alta.	1	-	-	-	5	5	h
<b>4.3</b>	<b>Taladrado</b>	<b>Nº piezas iguales</b>	-	-	-	<b>Parcial</b>	<b>Total</b>	<b>Unidad</b>
4.3.1	Taladrado de agujeros para tornillos M48 del acoplamiento del eje de baja con el buje	1	-	-	-	4	4	h
4.3.2	Taladrado de la rosca M12 para alojamiento de tornillos de sujeción en disco porta-satélites de la primera etapa	3	-	-	-	1	3	h
4.3.3	Taladrado de la rosca M6 para alojamiento de tornillos de sujeción en disco porta-satélites de la segunda etapa.	3	-	-	-	1	3	h
<b>4.4</b>	<b>Modelado de fundición</b>	<b>Nº piezas iguales</b>	-	-	-	<b>Parcial</b>	<b>Total</b>	<b>Unidad</b>
4.4.1	Modelado de carcasa de caja multiplicadora en fundición gris.	2	-	-	-	16	16	h



DOCUMENTO Nº4: PRESUPUESTO  
Estado de mediciones

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 6 de 17

**5º Capitulo**  
**TRATAMIENTOS TÉRMICOS**

5.1	Cementación	-	-	-	-	-	Cantidad	Unidad
5.1.1	Cementado de dientes de engranaje satélite de la primera etapa, dureza superficial mínima 61 HRc, grado 2.	-	-	-	-	-	8	h
5.1.2	Cementado de dientes de engranaje planeta de la primera etapa, dureza superficial mínima 61 HRc, grado 2.	-	-	-	-	-	8	h
5.1.3	Cementado de dientes de engranaje corona de la primera etapa, dureza superficial mínima 61 HRc, grado 2.	-	-	-	-	-	8	h
5.1.4	Cementado de dientes de engranaje satélite de la segunda etapa, dureza superficial mínima 58 HRc, grado 1.	-	-	-	-	-	8	h
5.1.5	Cementado de dientes de engranaje planeta de la segunda etapa, dureza superficial mínima 58 HRc, grado 1.	-	-	-	-	-	8	h
5.1.6	Cementado de dientes de engranaje corona de la segunda etapa, dureza superficial mínima 58 HRc, grado 1.	-	-	-	-	-	8	h





UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

E.T.S.I.I

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

# PROYECTO FIN DE CARRERA

---

Diseño del conjunto eje-acoplamiento-reductora epicicloidal

Documento Nº4. Presupuesto

Cuadro de precios unitarios

Peticionario: Departamento de Ingeniería Mecánica  
Universidad Politécnica de Cartagena.

Nombre: Miguel Ángel Hernández Rodríguez

Lugar: Cartagena

Fecha: 27 Octubre de 2011



DOCUMENTO Nº4: PRESUPUESTO  
Cuadro de precios unitarios

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 7 de 17

**CUADRO DE PRECIOS UNITARIOS**

**1<sup>er</sup> Capítulo**  
**ACEROS**

		Importe	Unidad
1.1	Kg de Acero AISI 4340 de 7,84 g/cm <sup>3</sup> densidad para fabricación de ejes.	1,566	€/Kg
1.2	Kg de Acero AISI 4320 de 7,865 g/cm <sup>3</sup> densidad para fabricación de engranajes de la caja multiplicadora.	0,952	€/Kg
1.3	Kg de Acero de fundición gris A48-94 a de 7,4 g/cm <sup>3</sup> de densidad para modelado de la carcasa de la caja multiplicadora	0,901	€/Kg

**2º Capítulo**  
**ELEMENTOS NORMALIZADOS**

		Importe	Unidad
<b>2.1</b>	<b>Unidades de chaveta DIN A 6885 Acero AISI 431</b>	<b>Importe</b>	<b>Unidad</b>
2.1.1	Chaveta para eje de baja DIN A 6885 80x40x160	37,70	€/unidad
2.1.2	Chaveta para eje porta-satélites 1ª etapa DIN A 6885 40x22x180	15,12	€/unidad
2.1.3	Chaveta para eje intermedio DIN A 6885 36x20x315	22,16	€/unidad
	Chaveta para eje intermedio DIN A 6885 36x20x110	9,22	€/unidad
2.1.4	Chaveta para eje porta-satélites 2ª etapa DIN A 6885 22x14x50	1,57	€/unidad
2.1.5	Chaveta para eje de alta DIN A 6885 22x14x40	1,38	€/unidad
<b>2.2</b>	<b>Unidades de anillo de retención DIN 471 X39 CrMo17</b>	<b>Importe</b>	<b>Unidad</b>
2.2.1	Anillo de retención DSH-440 eje de baja	41,5	€/unidad
	Anillo de retención DSH-400 eje de baja	36,4	€/unidad
	Anillo de retención DSH-360 eje de baja	34,6	€/unidad
2.2.2	Anillo de retención DSH 160 eje porta-satélites 1ª etapa	27,6	€/unidad
2.2.3	Anillo de retención DSH-80 eje porta-satélites 2ª etapa	23,4	€/unidad
2.2.4	Anillo de retención DSH-80 eje de alta	23,4	€/unidad
<b>2.3</b>	<b>Unidades de rodamientos SKF</b>	<b>Importe</b>	<b>Unidad</b>
2.3.1	Rodamiento de rodillos a rótula, agujero cilíndrico 23188 CA/W33 para eje de baja	2.685,29	€/unidad
	Rodamiento de rodillos cilíndricos, de una hilera NU 3808 MA6 para eje de baja	2.121,32	€/unidad
2.3.2	Rodamiento de rodillos a rótula, agujero cilíndrico 24132 CC/W33 para eje porta-satélites 1ª etapa	1.634,08	€/unidad
2.3.3	Rodamiento axial de bolas, de doble efecto 52228 para eje intermedio	323,12	€/unidad
2.3.4	Rodamiento de rodillos a rótula, agujero cilíndrico 22316 E para eje porta-satélites 2ª etapa	628,62	€/unidad
2.3.5	Rodamiento de bolas, con contacto angular 7416 M para eje de alta	635,40	€/unidad
<b>2.4</b>	<b>Unidades de tornillos</b>	<b>Importe</b>	<b>Unidad</b>
2.4.1	Tornillo DIN 931 M48x250 grado de calidad 12.9 para acoplamiento eje de baja-buje	57,310	€/unidad
2.4.2	Tornillo DIN 931 M12x100 grado de calidad 4.8 para unión tapa 1 disco porta-satélites primera etapa	0,298	€/unidad
2.4.3	Tornillo DIN 85 M6x50 grado de calidad 4.8 para unión tapa 2-disco porta-satélites primera etapa	0,534	€/unidad
2.4.4	Tornillo DIN 931 M30x140 grado de calidad 4.8 para unión carcasa	4,263	€/unidad
<b>2.5</b>	<b>Unidades de arandela DIN 6916 M30 grado de calidad C45 para unión atornillada en carcasa</b>	<b>Importe</b>	<b>Unidad</b>
		4,263	€/unidad
<b>2.6</b>	<b>Unidades de tuercas DIN 6915 M30 grado de calidad 10</b>	<b>Importe</b>	<b>Unidad</b>
		1,623	€/unidad



DOCUMENTO Nº4: PRESUPUESTO  
Cuadro de precios unitarios

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 8 de 17

**3<sup>er</sup> Capitulo**  
**OTROS ELEMENTOS**

3.1	M <sup>2</sup> de JUNTA de Nylon/Poliamida de 5 mm de espesor incluyendo corte de la junta a medida	Importe	Unidad
		5,7	€/m <sup>2</sup>
3.2	Unidad de acoplamiento con disco de freno JAURE SXFD-228-6	Importe	Unidad
		328,75	€/unidad
3.3	Unidad de pinza de freno TWIFLEX VCS72L	Importe	Unidad
		395,36	€/unidad
3.4	M <sup>3</sup> de Lubricante sintético multigrado con aditivación EP Ursa Synthetic Gear Lubricant SAE 75W-90 para la caja multiplicadora	Importe	Unidad
		2.324,2	€/m <sup>3</sup>

**4<sup>o</sup> Capitulo**  
**MECANIZADO DE PIEZAS**

4.1	Horas de Torneado de los ejes	Importe	Unidad
		30	€/Hora
4.2	Horas de fresado de engranajes y de chaveteros en ejes	Importe	Unidad
		30	€/Hora
4.3	Horas de Taladrado de roscas en discos porta-satélites y agujeros en tapas	Importe	Unidad
		30	€/Hora
4.4	Horas de modelado del molde de la carcasa en fundición gris	Importe	Unidad
		30	€/Hora

**5<sup>o</sup> Capitulo**  
**TRATAMIENTOS TÉRMICOS**

5.1	Horas de cementación de los engranajes de la caja multiplicadora	Importe	Unidad
5.1.6	Horas de cementado de dientes de engranaje satélite de la primera etapa, dureza superficial mínima 58 HRc, grado 1.	26	€/Hora
5.1.2	Horas de cementado de dientes de engranaje planeta de la primera etapa, dureza superficial mínima 61 HRc, grado 2.	26	€/Hora
5.1.3	Horas de cementado de dientes de engranaje corona de la primera etapa, dureza superficial mínima 61 HRc, grado 2.	26	€/Hora
5.1.4	Horas de cementado de dientes de engranaje satélite de la segunda etapa, dureza superficial mínima 58 HRc, grado 1.	26	€/Hora
5.1.5	Horas de cementado de dientes de engranaje planeta de la segunda etapa, dureza superficial mínima 58 HRc, grado 1.	26	€/Hora
5.1.6	Horas de cementado de dientes de engranaje corona de la segunda etapa, dureza superficial mínima 58 HRc, grado 1.	26	€/Hora



DOCUMENTO Nº4: PRESUPUESTO  
Presupuesto general

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 9 de 17

**PRESUPUESTO GENERAL**

**1<sup>er</sup> Capitulo**  
**ACEROS**

<b>1.1</b>	<b>Acero AISI 4340 de 7,84 g/cm<sup>3</sup> densidad.</b>	<b>Nº piezas iguales</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>Kg Totales</b>	<b>Importe unitario</b>	<b>Importe Total</b>	<b>Unidad</b>
1.1.1	Eje de Baja	1	-	-	40.446,13	1,566	<b>63.338,64</b>	€
1.1.2	Disco porta-satélites 1ª etapa	1	-	-	2.882,87	1,566	<b>4.514,57</b>	€
1.1.3	Tapa 1	3	-	-	150,60	1,566	<b>235,84</b>	€
1.1.4	Eje porta-satélites 1ª etapa	3	-	-	384,27	1,566	<b>601,76</b>	€
1.1.5	Eje intermedio	1	-	-	151,19	1,566	<b>236,76</b>	€
1.1.6	Disco porta-satélites 2ª etapa	1	-	-	1.134,37	1,566	<b>1.776,37</b>	€
1.1.7	Tapa 2	3	-	-	10,72	1,566	<b>16,78</b>	€
1.1.8	Eje porta-satélites 2ª etapa	3	-	-	47,28	1,566	<b>74,04</b>	€
1.1.9	Eje de alta	1	-	-	90,48	1,566	<b>141,69</b>	€
IMPORTE TOTAL							<b>70.936,45</b>	€
<b>1.2</b>	<b>Acero AISI 4320 de 7,865 g/cm<sup>3</sup> densidad</b>	<b>Nº piezas iguales</b>			<b>Kg Totales</b>	<b>Importe unitario</b>	<b>Importe Total</b>	<b>Unidad</b>
1.2.1	Engranaje satélite 1ª etapa	3			2.695,26	0,9517	<b>2.565,07</b>	€
1.2.2	Engranaje Planeta 1ª etapa	1			487,31	0,9517	<b>463,77</b>	€
1.2.3	Engranaje Corona 1ª etapa	1			9.477,33	0,9517	<b>901,57</b>	€
1.2.4	Engranaje satélite 2ª etapa	3			600,42	0,9517	<b>571,41</b>	€
1.2.5	Engranaje Planeta 2ª etapa	1			105,50	0,9517	<b>100,40</b>	€
1.2.6	Engranaje Corona 2ª etapa	1			2.169,51	0,9517	<b>2.064,72</b>	€
IMPORTE TOTAL							<b>6.666,94</b>	€



DOCUMENTO Nº4: PRESUPUESTO  
Presupuesto general

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 10 de 17

1.3	Acero de fundición gris A48-94 a de 7,4 g/cm <sup>3</sup> de densidad	Nº piezas iguales				Kg Totales	Importe unitario	Importe Total	Unidad
		2				6.458,08	0,9010	5.817,73	€
IMPORTE TOTAL								5.817,73	€
<b>2º Capitulo</b> <b>ELEMENTOS NORMALIZADOS</b>									
2.1	Chavetas DIN A 6885 Acero AISI 431	Nº piezas iguales	-	-	-		Importe unitario	Importe Total	Unidad
2.1.1	Chaveta para eje de baja DIN A 6885 80x40x160	1	-	-	-		37,70	37,70	€
2.1.2	Chaveta para eje porta-satélites 1ª etapa DIN A 6885 40x22x180	12	-	-	-		15,12	181,44	€
2.1.3	Chaveta para eje intermedio DIN A 6885 36x20x315	1	-	-	-		22,16	22,16	€
	Chaveta para eje intermedio DIN A 6885 36x20x110	1	-	-	-		9,22	9,22	€
2.1.4	Chaveta para eje porta-satélites 2ª etapa DIN A 6885 22x14x50	12	-	-	-		1,57	18,84	€
2.1.5	Chaveta para eje de alta DIN A 6885 22x14x40	1	-	-	-		1,38	1,38	€
IMPORTE TOTAL								270,74	€
2.2	Anillos de retención DIN 471 X39 CrMo17	Nº piezas iguales	-	-	-		Importe unitario	Importe Total	Unidad
2.2.1	Anillo de retención DSH-440 eje de baja	1	-	-	-		41,5	41,5	€
	Anillo de retención DSH-400 eje de baja	1	-	-	-		36,4	36,4	€
	Anillo de retención DSH-360 eje de baja	1	-	-	-		34,6	34,6	€
2.2.2	Anillo de retención DSH 160 eje porta-satélites 1ª etapa	6	-	-	-		27,6	165,6	€
2.2.3	Anillo de retención DSH-80 eje porta-satélites 2ª etapa	8	-	-	-		23,4	187,2	€
2.2.4	Anillo de retención DSH-80 eje de alta								
IMPORTE TOTAL								465,3	€



DOCUMENTO Nº4: PRESUPUESTO  
Presupuesto general

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 11 de 17

2.3	Rodamientos SKF	Nº piezas iguales	-	-	-	Importe unitario	Importe Total	Unidad
2.3.1	Rodamiento de rodillos a rótula, agujero cilíndrico 23188 CA/W33 eje de baja	1	-	-	-	2.685,29	2.685,29	€
	Rodamiento de rodillos cilíndricos, de una hilera NU 3808 MA6 eje de baja	1	-	-	-	2.121,32	2.121,32	€
2.3.2	Rodamiento de rodillos a rótula, agujero cilíndrico 24132 CC/W33 eje porta-satélites 1ª etapa	3	-	-	-	1.634,08	4.902,24	€
2.3.3	Rodamiento axial de bolas, de doble efecto 52228	1	-	-	-	323,12	323,12	€
2.3.4	Rodamiento de rodillos a rótula, agujero cilíndrico 22316 E	3	-	-	-	628,62	1.885,86	€
2.3.5	Rodamiento de bolas, con contacto angular 7416 M	1	-	-	-	635,40	635,40	€
IMPORTE TOTAL							12.553,23	€
2.4	Tornillos	Nº piezas iguales	-	-	-	Importe unitario	Importe Total	Unidad
2.4.1	Tornillo DIN 931 M48x250 grado de calidad 12.9 para acoplamiento eje de baja-buje	32	-	-	-	57,31	1.833,92	€
2.4.2	Tornillo DIN 931 M12x100 grado de calidad 4.8 para unión tapa 1 disco porta-satélites primera etapa	12	-	-	-	0,298	3,57	€
2.4.3	Tornillo DIN 85 M6x50 grado de calidad 4.8 para unión tapa 2-disco porta-satélites primera etapa	24	-	-	-	0,5346	12,83	€
2.4.4	Tornillo DIN 931 M30x140 grado de calidad 4.8 para unión carcasa	26	-	-	-	4,263	110,83	€
IMPORTE TOTAL							1.961,15	€



DOCUMENTO Nº4: PRESUPUESTO  
Presupuesto general

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 12 de 17

2.5	Arandela DIN 6916 M30 grado de calidad C45 para unión atornillada en carcasa	Nº piezas iguales	-	-	-	Importe unitario	Importe Total	Unidad
		52	-	-	-	0,526	27,35	€

IMPORTE TOTAL

27,35

€

2.6	Tuercas DIN 6915 M30 grado de calidad 10	Nº piezas iguales	-	-	-	Importe unitario	Importe Total	Unidad
2.6.1	Tuerca DIN 6915 M30 grado de calidad 10.	26	-	-	-	1,623	42,19	€

IMPORTE TOTAL

42,19

€

**3<sup>er</sup> Capitulo**  
**OTROS ELEMENTOS**

3.1	JUNTA de Nylon/Poliamida de 5 mm. de espesor	Largo	Ancho	-	-	Importe unitario	Importe Total	Unidad
	Junta de Nylon/Poliamida.	2,078	1,477	-	-	5,7	17,49	€

IMPORTE TOTAL

17,49

€

3.2	Acoplamiento con disco de freno JAURE SXFD-228-6	Nº piezas iguales	-	-	-	Importe unitario	Importe Total	Unidad
		1	-	-	-	328,75	328,75	€

IMPORTE TOTAL

328,75

€

3.3	Pinza de freno TWIFLEX VCS72L	Nº piezas iguales	-	-	-	Importe unitario	Importe Total	Unidad
		1	-	-	-	453,20	453,20	€

IMPORTE TOTAL

453,20

€



DOCUMENTO Nº4: PRESUPUESTO  
Presupuesto general

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 13 de 17

	<b>Lubricante Caja multiplicadora</b>	<b>M<sup>3</sup></b>	-	-	-	<b>Importe unitario</b>	<b>Importe Total</b>	<b>Unidad</b>
<b>3.4</b>	Lubricante sintético multigrado con aditivación EP Ursa Synthetic Gear Lubricant SAE 75W-90 para caja multiplicadora.	1,860	-	-	-	2.324,2	<b>4.323,01</b>	€

IMPORTE TOTAL

**4.323,01**

€

**4º Capitulo**  
**MECANIZADO DE PIEZAS**

<b>4.1</b>	<b>Torneado</b>	<b>Nº horas</b>	-	-	-	<b>Importe unitario</b>	<b>Importe Total</b>	<b>Unidad</b>
4.1.1	Torneado del eje de baja incluyendo acabados superficiales y ranurados para retenes.	<b>16</b>	-	-	-	30	<b>480</b>	€
4.1.2	Torneado del eje porta-satélites de la primera etapa incluyendo acabados superficiales y ranurados para retenes.	<b>15</b>	-	-	-	30	<b>450</b>	€
4.1.3	Torneado del eje intermedio incluyendo acabados superficiales.	<b>8</b>	-	-	-	30	<b>240</b>	€
4.1.4	Torneado del eje porta-satélites de la segunda etapa incluyendo acabados superficiales y ranurados para retenes.	<b>15</b>	-	-	-	30	<b>450</b>	€
4.1.5	Torneado del eje de alta incluyendo acabados superficiales y ranurados para retenes.	<b>6</b>	-	-	-	30	<b>180</b>	€

IMPORTE TOTAL

**1.800**

€





DOCUMENTO Nº4: PRESUPUESTO  
Presupuesto general

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 14 de 17

<b>4.2</b>	<b>Fresado</b>	<b>Nº horas</b>	-	-	-	<b>Importe unitario</b>	<b>Importe Total</b>	<b>Unidad</b>
4.2.1	Fresado de chavetero en eje de baja	2	-	-	-	30	<b>60</b>	€
4.2.2	Fresado de disco porta-satélites de la primera etapa incluyendo chavetero y alojamientos de las tapas y los ejes porta-satélites.	12	-	-	-	30	<b>360</b>	€
4.2.3	Fresado de Tapa 1 para disco porta-satélites incluyendo agujeros para tornillos.	6	-	-	-	30	<b>180</b>	€
4.2.3	Fresado de chaveteros en eje porta-satélites de la primera etapa.	9	-	-	-	30	<b>270</b>	€
4.2.4	Fresado de engranaje satélite de la primera etapa incluyendo chaveteros.	24	-	-	-	30	<b>720</b>	€
4.2.5	Fresado de engranaje corona de la primera etapa.	12	-	-	-	30	<b>360</b>	€
4.2.6	Fresado de engranaje planeta de la primera etapa incluyendo chavetero.	5	-	-	-	30	<b>150</b>	€
4.2.7	Fresado de chavetero en eje intermedio.	4	-	-	-	30	<b>120</b>	€
4.2.8	Fresado de disco porta-satélites de la segunda etapa incluyendo chavetero y alojamientos de las tapas y los ejes porta-satélites.	8	-	-	-	30	<b>240</b>	€
4.2.9	Fresado de chaveteros en eje porta-satélites de la segunda etapa.	9	-	-	-	30	<b>270</b>	€
4.2.11	Fresado de Tapa 2 para disco porta-satélites incluyendo agujeros para tornillos.	6	-	-	-	30	<b>180</b>	€
4.2.10	Fresado de engranaje satélite de la segunda etapa incluyendo chaveteros.	24	-	-	-	30	<b>720</b>	€
4.2.11	Fresado de engranaje corona de la segunda etapa.	8	-	-	-	30	<b>240</b>	€



DOCUMENTO Nº4: PRESUPUESTO  
Presupuesto general

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 15 de 17

4.2.12	Fresado del engranaje planeta de la segunda etapa incluyendo chavetero.	5	-	-	-	30	150	€
4.2.13	Fresado de chaveteros del eje de alta.	5	-	-	-	30	150	€
IMPORTE TOTAL							4.170	€
<b>4.3</b>	<b>Taladrado</b>	<b>Nº horas</b>	-	-	-	<b>Importe unitario</b>	<b>Importe Total</b>	<b>Unidad</b>
4.3.1	Taladrado de agujeros para tornillos M48 del acoplamiento del eje de baja con el buje	4	-	-	-	30	120	€
4.3.2	Taladrado de la rosca M12 para alojamiento de tornillos de sujeción en disco porta-satélites de la primera etapa	3	-	-	-	30	90	€
4.3.3	Taladrado de la rosca M6 para alojamiento de tornillos de sujeción en disco porta-satélites de la segunda etapa.	3	-	-	-	30	90	€
IMPORTE TOTAL							300	€
<b>4.4</b>	<b>Modelado de fundición</b>	<b>Nº horas</b>	-	-	-	<b>Importe unitario</b>	<b>Importe Total</b>	<b>Unidad</b>
4.4.1	Modelado de carcasa de caja multiplicadora en fundición gris.	16	-	-	-	30	480	€
IMPORTE TOTAL							480	€
<b>5º Capitulo</b>								
<b>TRATAMIENTOS TÉRMICOS</b>								
<b>5.1</b>	<b>Cementación</b>	<b>Nº horas</b>	-	-	-	<b>Importe unitario</b>	<b>Importe Total</b>	<b>Unidad</b>
5.1.1	Cementado de dientes de engranaje satélite de la primera etapa, dureza superficial mínima 61 HRc, grado 2.	8	-	-	-	26	208	€



DOCUMENTO Nº4: PRESUPUESTO  
Presupuesto general

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

Revisión (0)

Hoja 16 de 17

5.1.2	Cementado de dientes de engranaje planeta de la primera etapa, dureza superficial mínima 61 HRc, grado 2.	8	-	-	-	26	208	€
5.1.3	Cementado de dientes de engranaje corona de la primera etapa, dureza superficial mínima 61 HRc, grado 2.	8	-	-	-	26	208	€
5.1.4	Cementado de dientes de engranaje satélite de la segunda etapa, dureza superficial mínima 58 HRc, grado 1.	8	-	-	-	26	208	€
5.1.5	Cementado de dientes de engranaje planeta de la primera etapa, dureza superficial mínima 58 HRc, grado 1.	8	-	-	-	26	208	€
5.1.6	Cementado de dientes de engranaje planeta de la primera etapa, dureza superficial mínima 58 HRc, grado 1.	8	-	-	-	26	208	€
IMPORTE TOTAL							1.248	€



### RESUMEN DEL PRESUPUESTO

-1 <sup>er</sup> Capítulo: Aceros.....	83.421,12 €
-2 <sup>o</sup> Capítulo: Elementos normalizados.....	15.319,96 €
-3 <sup>er</sup> Capítulo: Otros elementos.....	5.122,45 €
-4 <sup>o</sup> Capítulo: Mecanizado de piezas.....	6.750 €
-5 <sup>o</sup> Capítulo: Tratamientos térmicos.....	1.248 €
PEM.....	111.861,53 €
12% de beneficio industrial sobre el PEM.....	13.423,38 €
PEC.....	125.284,91 €

Asciende el presupuesto de ejecución material a la cantidad de ciento once mil ochocientos sesenta y un euros con cincuenta y tres céntimos.

Asciende el presupuesto de ejecución por contrata a la cantidad de ciento veinticinco mil doscientos ochenta y cuatro euros con noventa y un céntimos.

El Ingeniero Técnico Industrial:

Miguel Ángel Hernández Rodríguez

Cartagena, 27 de Octubre de 2011



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

E.T.S.I.I

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

# PROYECTO FIN DE CARRERA

---

Diseño del conjunto eje-acoplamiento-reductora epicicloidal

Documento Nº2. Planos

Peticionario: Departamento de Ingeniería Mecánica,  
Universidad Politécnica de Cartagena.

Nombre: Miguel Ángel Hernández Rodríguez

Lugar: Cartagena

Fecha: 27 de Octubre de 2011.



## ÍNDICE

Denominación	Nº de Plano
Conjunto general.....	CG 0
Eje de Baja.....	EB 1
Conjunto multiplicadora.....	CM 0
Conjunto Primera etapa.....	PEM 0
Engranaje Satélite.....	PEM 1
Engranaje Planeta.....	PEM 2
Engranaje Corona.....	PEM 3
Disco porta-satélites.....	PEM 4
Eje porta-satélites.....	PEM 5
Eje intermedio.....	PEM 6
Conjunto Segunda etapa.....	SEM 0
Engranaje Satélite.....	SEM 1
Engranaje Planeta.....	SEM 2
Engranaje Corona.....	SEM 3
Disco porta-satélites.....	SEM 4
Eje porta-satélites.....	SEM 5
Eje de alta.....	EA 1
Carcasa.....	CCS1



DOCUMENTO Nº 2  
PLANOS

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
Fecha: 27 de Octubre de 2011

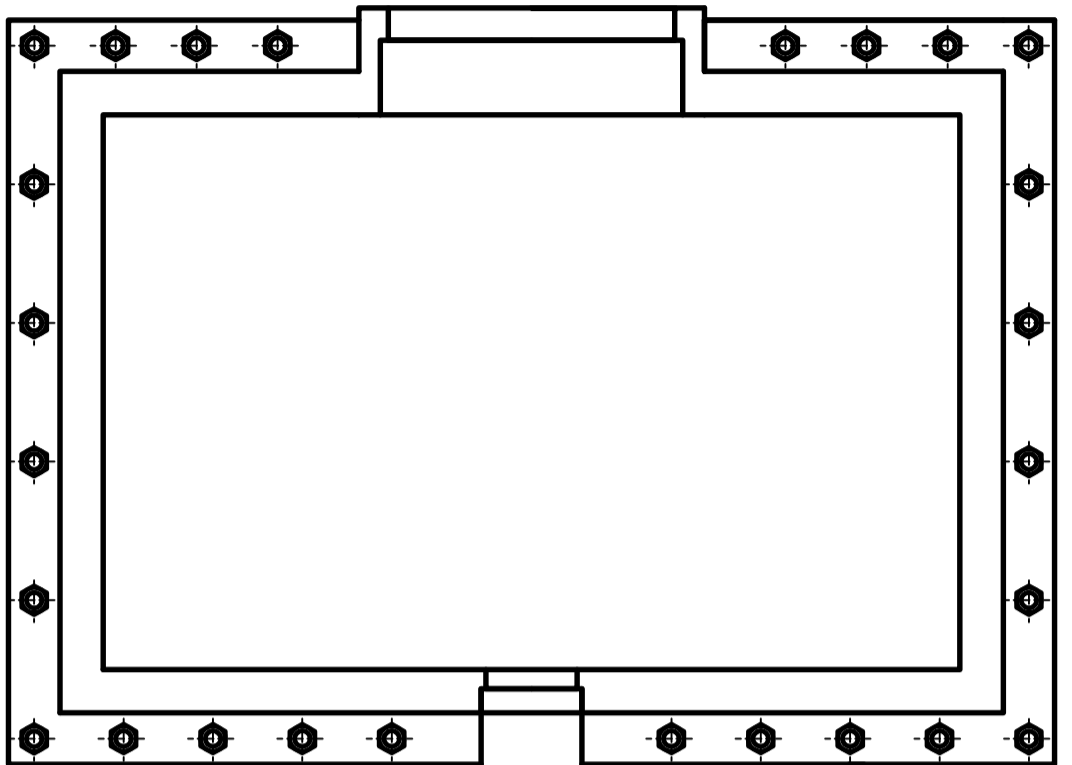
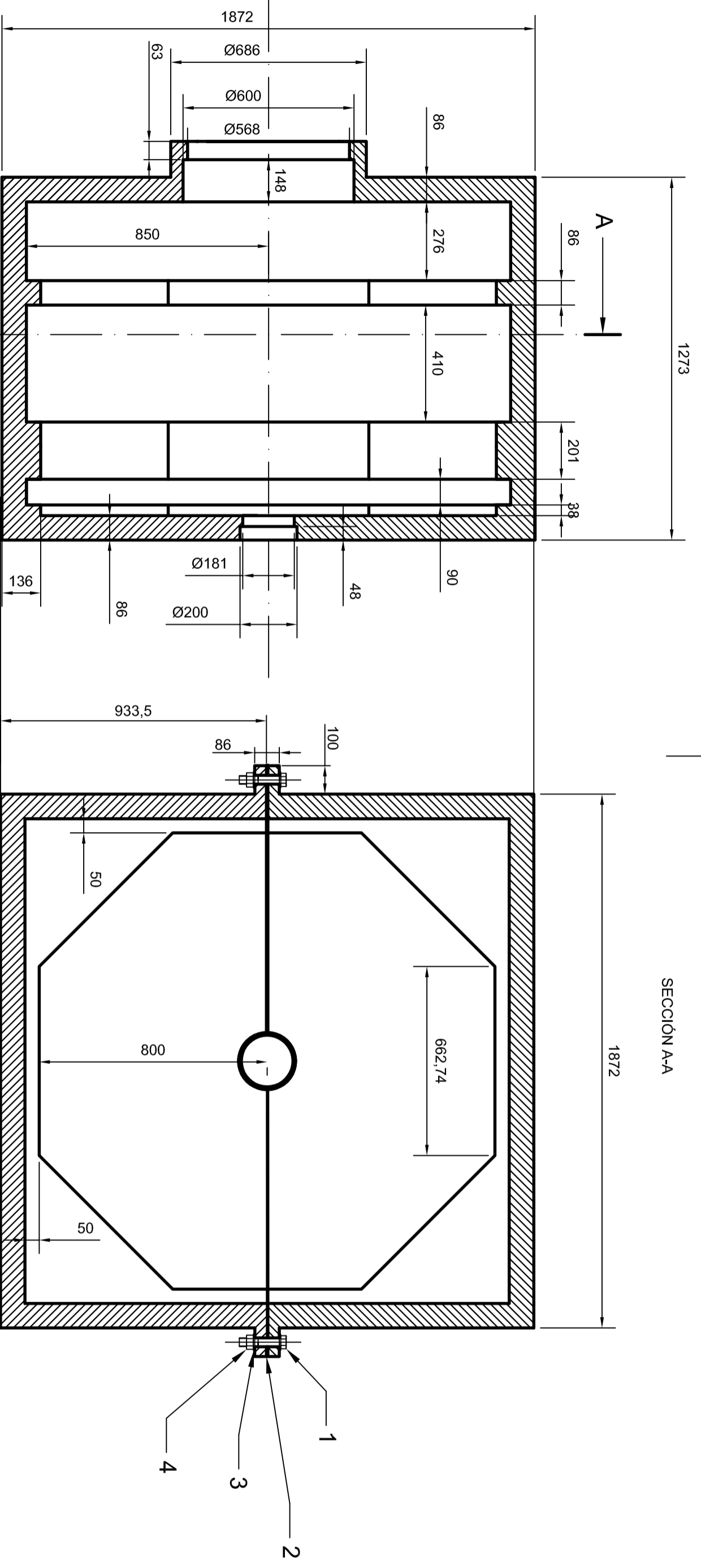
Revisión (0)

Página 0 de 0

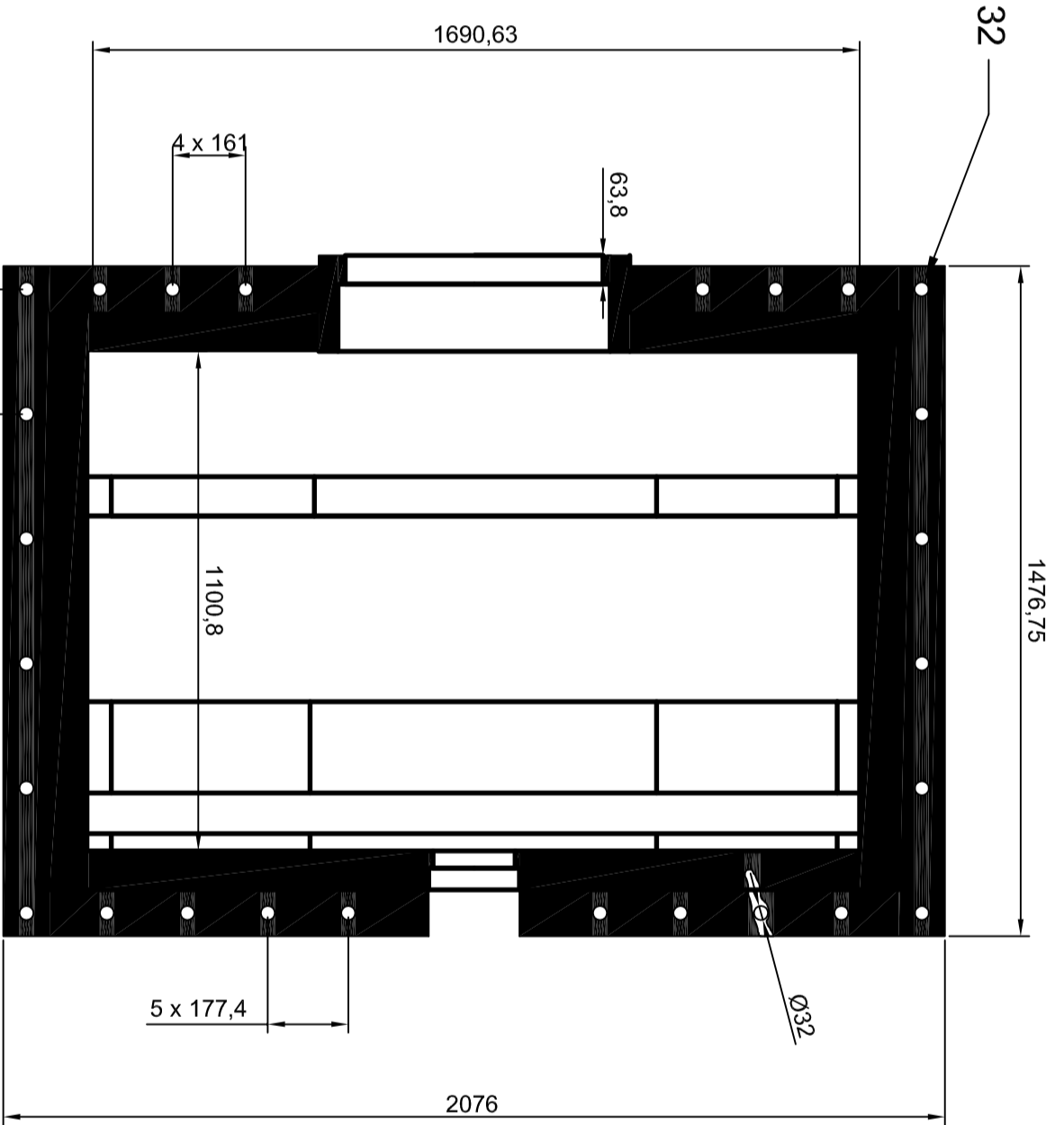
El ingeniero Técnico Industrial:

Miguel Ángel Hernández Rodríguez

Cartagena, 27 de Octubre de 2011



26 agujeros Ø 32



DETALLE JUNTA  
SECCION B-B

PLANOS RELACIONADOS

Nº	DESCRIPCION
CG 0	CONJUNTO GENERAL
CM 0	CONJUNTO MULTIPLICADORA
SEM 0	CONJUNTO SEGUNDA ETAPA
PEM 0	CONJUNTO PRIMERA ETAPA

NOTAS

- 1 - La carcasa está fabricada en fundición gris y está formada por dos partes de iguales dimensiones, según se indica en la lista de materiales.
- 2 - La junta de Nylon / Pollamida se interpone entre las dos mitades de la carcasa y se asegura mediante la unión atornillada que se representa en el plano.
- 3 - La junta de Nylon / Pollamida se corta según las dimensiones especificadas en el detalle descrito en el plano.

LISTA DE MATERIALES

MARCA	Nº PLANO	DESIGNACION	Nº PIEZAS	MATERIAL Y DIMENSIONES
-	CCS 1	Carcasa	2	1300 x 1000 x 4 mm/25
-	-	Tornillo DIN 913	20	M8 x 16
-	-	Junta	1	Nylon / Pollamida
-	-	Atornillo DIN 913	32	M8 x 16
-	-	Tornillo DIN 913	20	M8 x 16

Fecha	Nombre	Firma
24-10-2011	M.A.H.R.	

UPCT  
Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
I.T.I. Mecánica

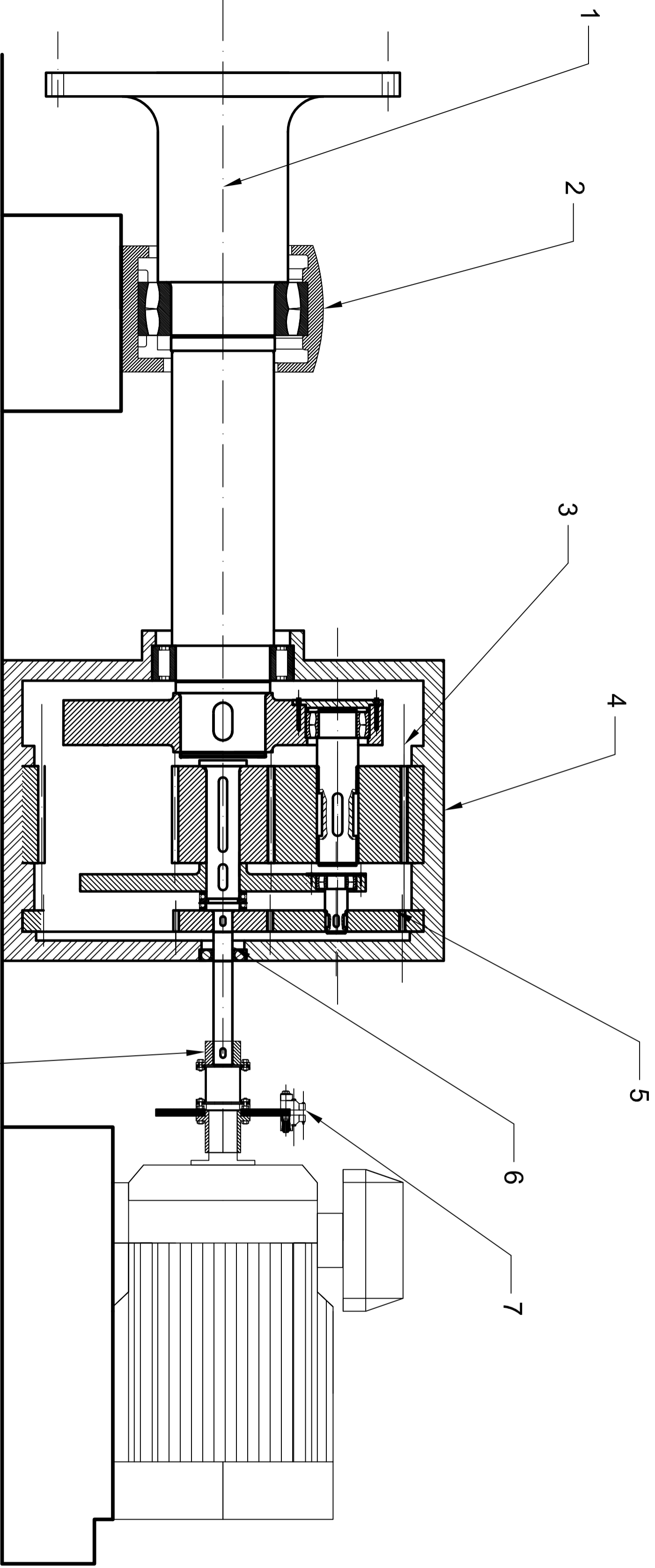
Revisado	Comprobado	Dibujado

Escala  
1/15

Carcasa  
No Plano : CCS 1  
(0)  
Hoja 1 de 1  
Sustituye  
Sustituido



PLANOS RELACIONADOS	
Nº	DESCRIPCION
CG 0	CONJUNTO GENERAL
CM 0	CONJUNTO MULTIPLICADORA
PEM 0	CONJUNTO PRIMERA ETAPA
SEM 0	CONJUNTO SEGUNDA ETAPA
CCS 1	CARGASA
EA 1	EJE DE ALTA



**NOTAS**

1 - Las dimensiones de elementos comerciales que se indican en la lista de materiales son orientativas.

LISTA DE MATERIALES			
MARCA	Nº PLANO	DESIGNACION	MATERIAL Y DIMENSIONES
1	DES 1	EJE DE ALTA	1580 X Ø57 X 4520
2	DES 2	RODILLO DE ALUMINIO	Ø100 X 1000
3	PIVA 0	Platino para multiplicadora	...
4	CCS 1	Cargasa	1580 X Ø57 X 4520
5	SEM 0	Segunda etapa multiplicadora	Ø142 X 1080
6	EA 1	Eje de alta	1582 X 208 X 4520
7	...	...	...
8	...	...	Ø80 X 487

Fecha	Nombre	Firma
24-10-2011	M.A.H.R.	
Dibujado		
Comprobado		
Revisado		

UPCT	
Miguel Ángel Hernández Rodríguez I.T.I. Mecánica	
Escala	1/15
<b>CONJUNTO GENERAL</b> Sustituye Sustituido	

PLANOS RELACIONADOS	
Nº	DESCRIPCIÓN
CG 0	CONJUNTO GENERAL
SEM 0	CONJUNTO SEGUNDA ETAPA
PEM 0	CONJUNTO PRIMERA ETAPA
EB 1	EJE DE BAJA
EA 1	EJE DE ALTA

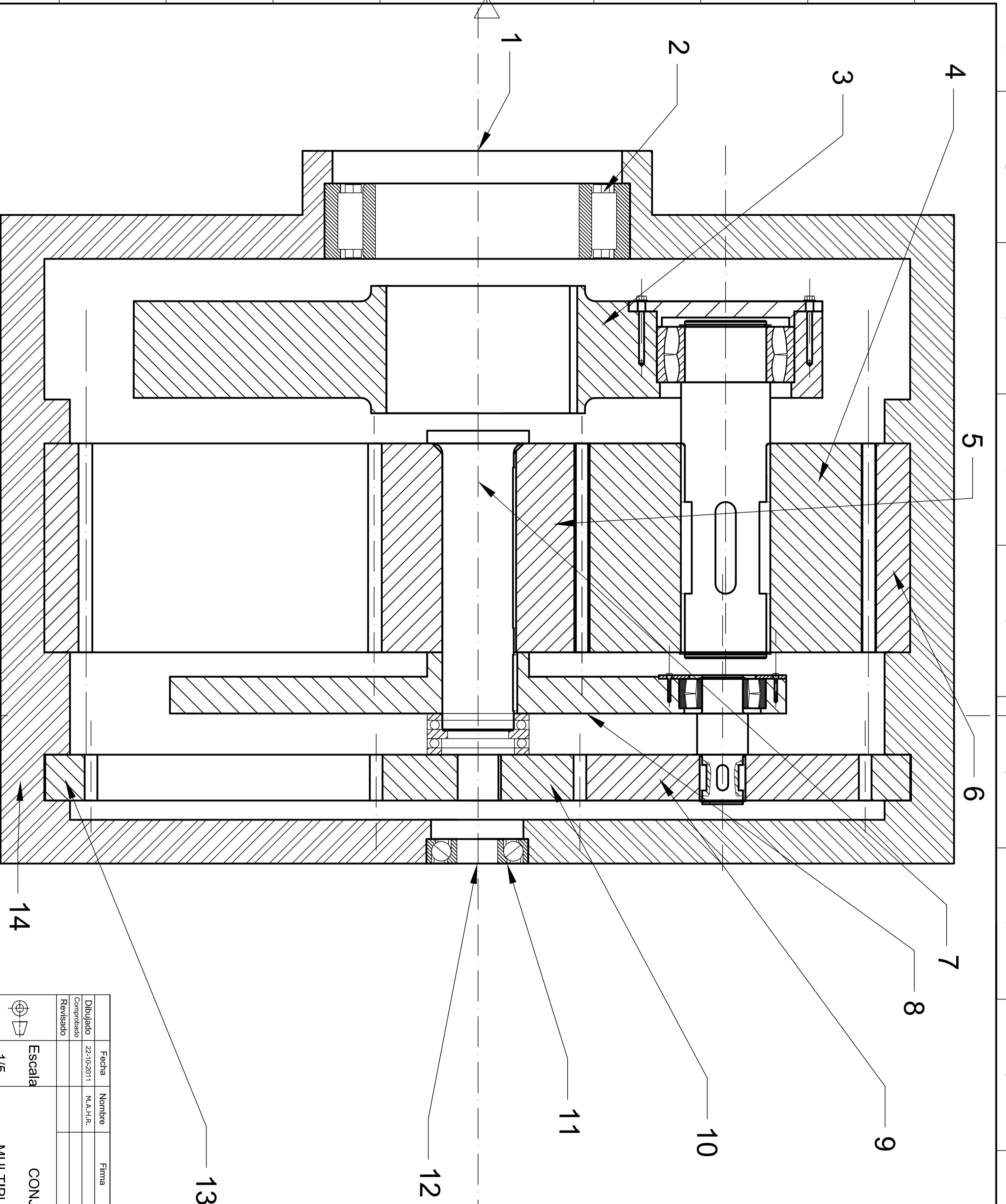
**NOTAS**

1 - El eje de baja se acopla al disco porta-satélites de la primera etapa mediante 1 chaveta DIN A 6885 80 x 40 x 315.

2 - El eje de alta se acopla al engranaje planeta de la segunda etapa mediante 1 chaveta DIN A 6885 22 x 14 x 40.

**LISTA DE MATERIALES**

MARCA	Nº PLANO	DESIGNACIÓN	Nº piezas	MATERIAL Y DIMENSIONES
EB 1	1	EJE DE BAJA	1	AISI 4340 80x40x315
EA 1	1	EJE DE ALTA	1	AISI 4340 22x14x40
ROD 2008	1	RODAMIENTO 2008	1	2008x12x24
PEM 4	3	ENGRANAJE PLANETA	3	2008x12x24
PEM 5	1	ENGRANAJE PLANETA	1	AISI 4340 27x12x24
PEM 6	1	ENGRANAJE PLANETA	1	AISI 4340 27x12x24
PEM 7	1	ENGRANAJE PLANETA	1	AISI 4340 27x12x24
SEM 4	1	ENGRANAJE PLANETA	1	AISI 4340 27x12x24
SEM 9	3	ENGRANAJE PLANETA	3	AISI 4340 27x12x24
SEM 10	1	ENGRANAJE PLANETA	1	AISI 4340 27x12x24
SEM 11	1	ENGRANAJE PLANETA	1	AISI 4340 27x12x24
EA 1	1	EJE DE ALTA	1	AISI 4340 22x14x40
EB 1	1	EJE DE BAJA	1	AISI 4340 80x40x315
CG 1	2	CARRO	2	150x8x30x15 y 150x8x30x15



Fecha	22-10-2011	Nombre	M.A.H.R.	Firma	
Dibujado		Comprobado			
Revisado					
Escala	1/5	CONJUNTO MULTIPLICADORA			

UPCT  
Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
I.T.I. Mecánica

Nº Plano : CM 0 (0)  
Hoja 1 de 1

Sustituye  
Sustituido

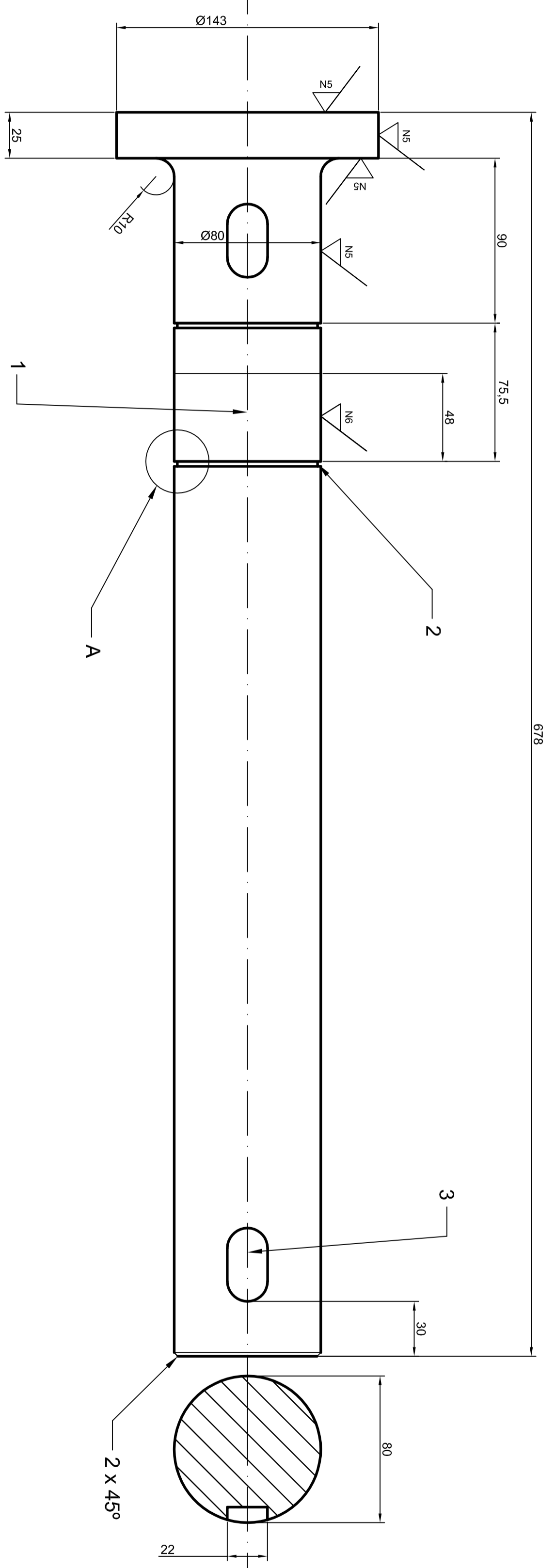
PLANOS RELACIONADOS	
Nº	DESCRIPCIÓN
CG 0	CONJUNTO GENERAL
SEM 2	ENGRANAJE PLANETA

**NOTAS**

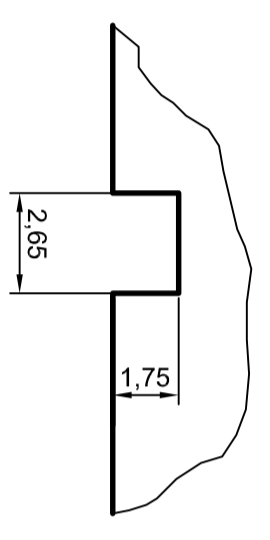
- 1 - El eje de alta se acopla a la caja multiplicadora mediante 1 chaveta DIN A 6885 22 x 14 x 50.
- 2 - El eje de alta se une al acoplamiento SXFD-228-6 mediante 1 chaveta DIN A 22 x 14 x 50.
- 3 - El alojamiento de la rueda planeta de la segunda etapa se rectificara hasta conseguir una rugosidad grado N5.
- 4 - El alojamiento de la rueda planeta de la segunda etapa se rectificara hasta conseguir una rugosidad grado N6.
- 5 - El rodamiento de la marca 1 se fija axialmente mediante un anillo de retención DIN 471 DSH-80, situado en la marca 2.

**LISTA DE MATERIALES**

MARCA	Nº PLANO	DESIGNACION	Nº PIEZAS	MATERIAL Y DIMENSIONES
-	EA 1	EA 100	1	22 X 14 X 50
-	-	RODAMIENTO SKF 71818	1	80X50 X 48
-	-	ANILLO DE RETENCION DIN 471	2	22X14X50
-	-	CHAVETA DIN A 228	2	22 X 14 X 50

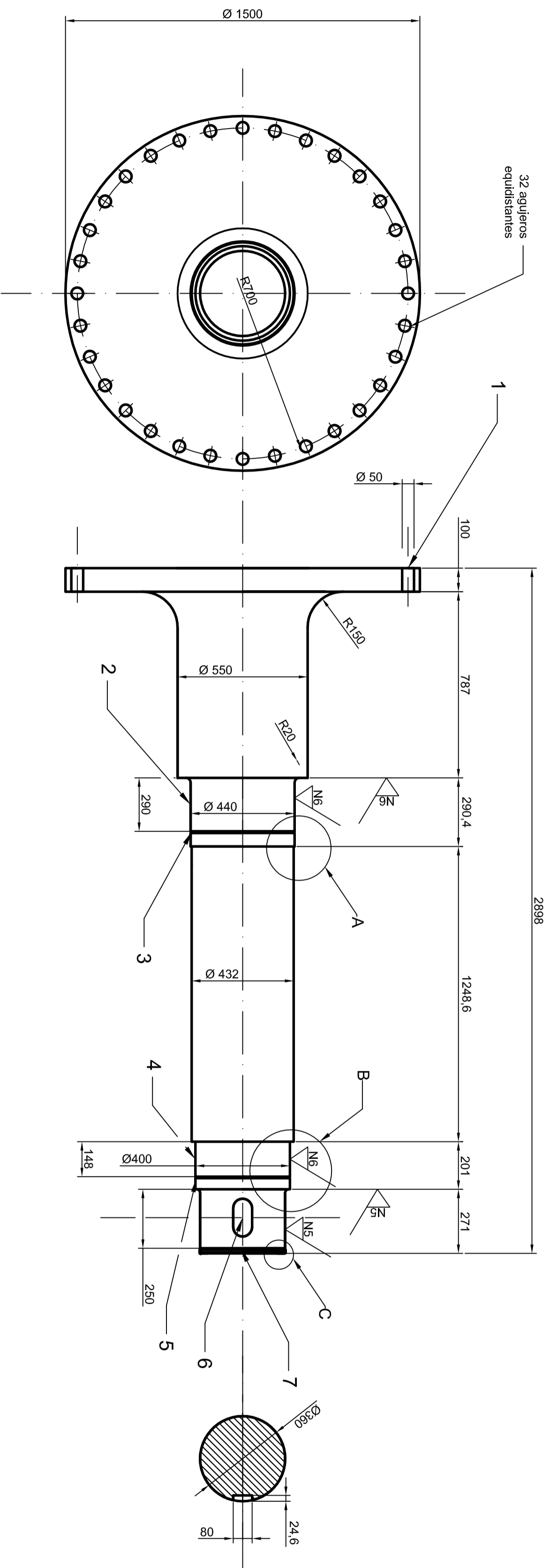


DETALLE A  
E 5/1

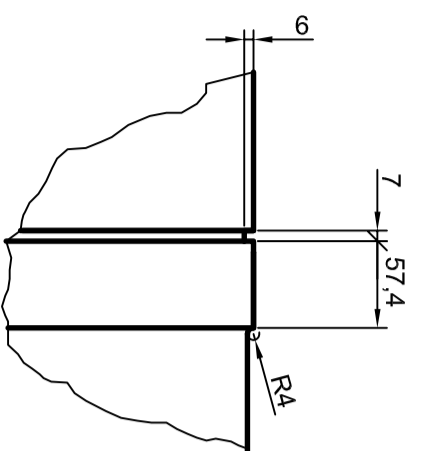


UPCT	Fecha	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez I.T.I. Mecánica	22-10-2011	M.A.H.R.	
	Dibujado		
	Comprobado		
	Revisado		
Escala 1/2			
EJE DE ALTA			
No Plano : EA 1 (0)	Sustituye		
Hoja 1 de 1	Sustituido		

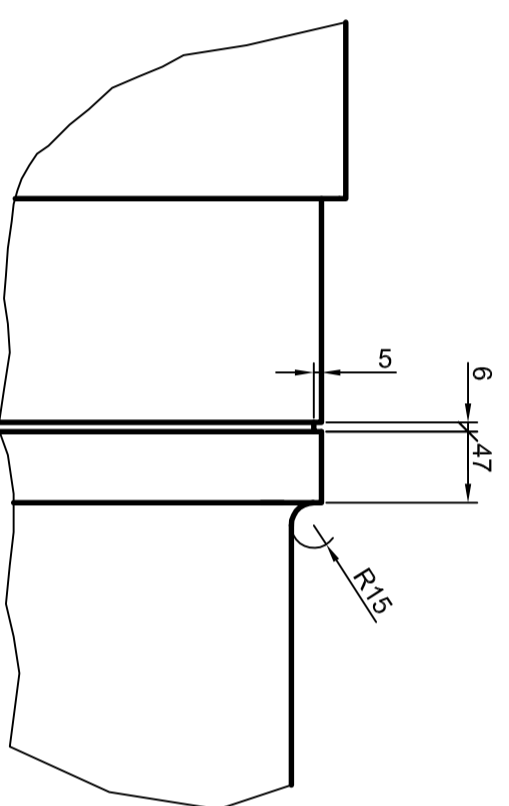
# EJE DE BAJA E 1/15



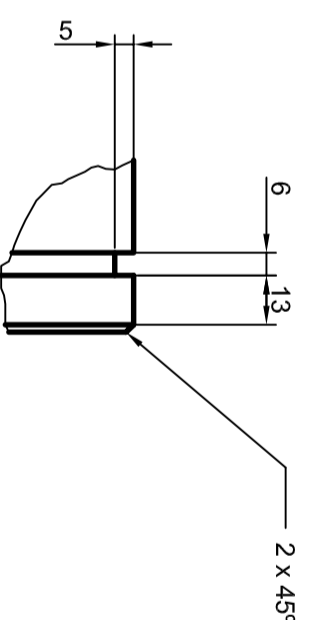
DETALLE A  
E 1/5



DETALLE B  
E 1/5



DETALLE C  
E 1/2



## PLANOS RELACIONADOS

Nº	DESCRIPCIÓN
CG.0	CONJUNTO GENERAL
PEM.4	DISCO PORTA-SATELITES

## NOTAS

- 1 - El eje de baja se acopla al buje mediante unión atomillada.
- 2 - El eje de baja se acopla a la caja multiplicadora mediante 1 chaveta DIN A 6885 80 x 40 x 160.
- 3 - Los asientos para los rodamientos se rectifican hasta un grado de rugosidad N6.
- 4 - El asiento del acoplamiento con la multiplicadora se rectificará hasta un grado de rugosidad N5.
- 5 - El Rodamiento de la marca 2 se aloja en un soporte comercial SKF SDAF 23188.

## LISTA DE MATERIALES

MARCA	Nº PLANO	DESIGNACION	Nº PIEZAS	MATERIAL Y DIMENSIONES
-	EB.1	EJE DE BAJA	1	ACERO AISI 4140 Ø1500 X 2898
-	1	CHAVETA DIN A 6885	1	80 X 40 X 160
-	2	RODAMIENTO SKF	2	Ø1500 X 200
-	3	ASIENTO DE PORTA-SATELITES	1	Ø170 X 200
-	4	RODAMIENTO SKF	1	Ø432 X 160
-	5	ASIENTO DE PORTA-SATELITES	1	Ø400 X 160
-	6	ASIENTO DE PORTA-SATELITES	1	Ø400 X 160
-	7	CHAVETA DIN A 6885	1	Ø400 X 160

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

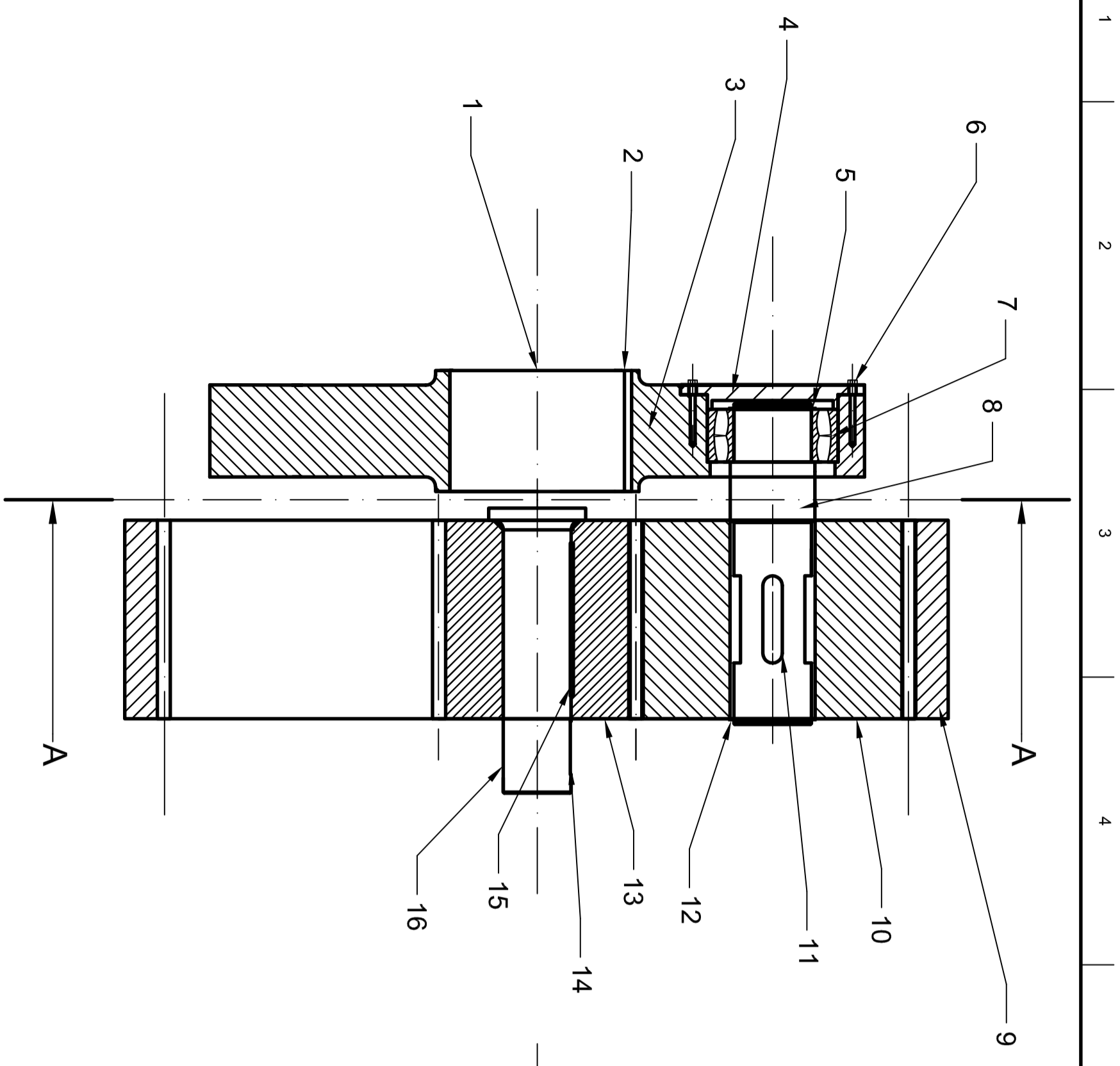
UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

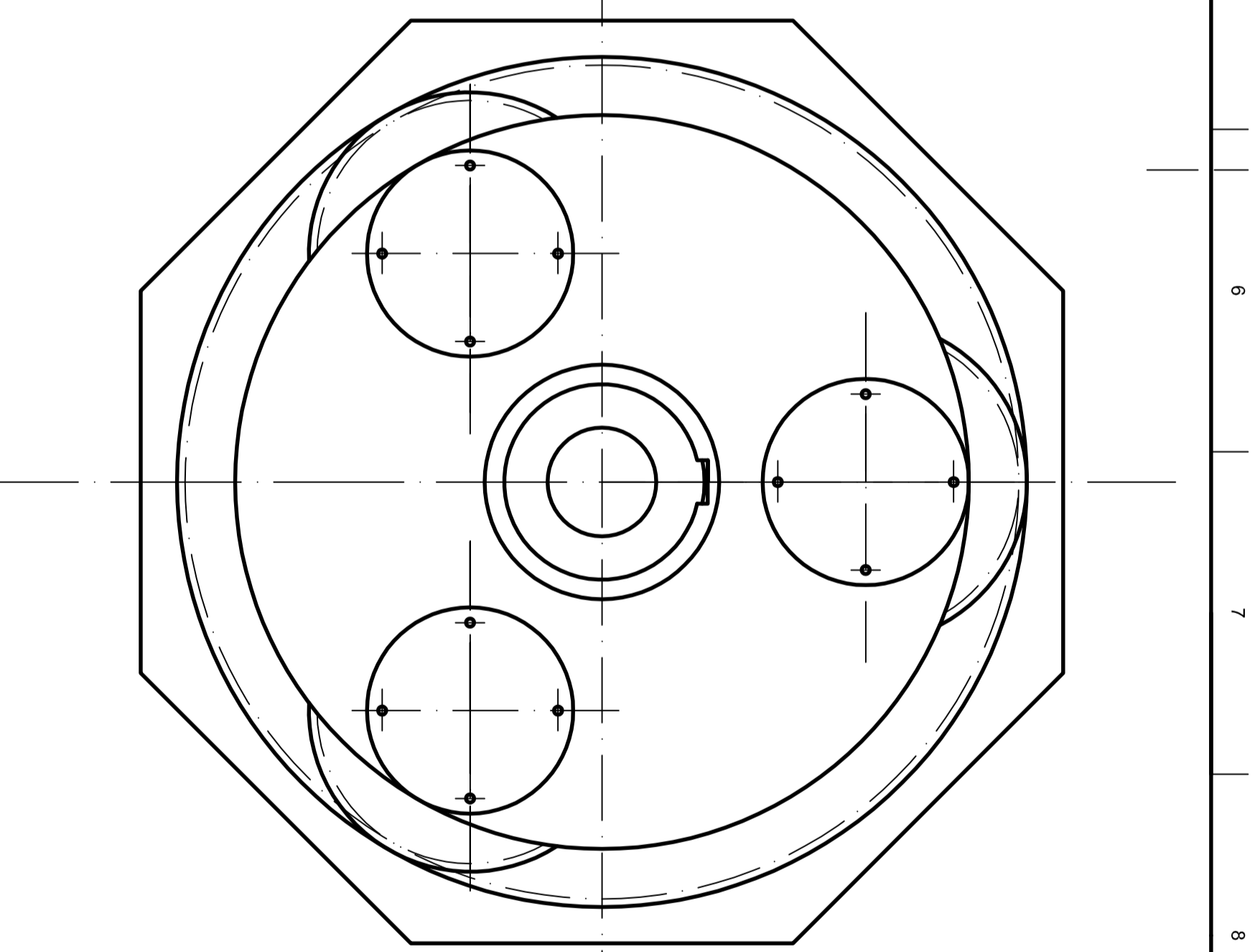
UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		



SECCIÓN A-A



PLANOS RELACIONADOS			
Nº	DESCRIPCIÓN	Nº	MATERIALES Y DIMENSIONES
CG 0	CONJUNTO GENERAL	1	VER ANEXO
CM 0	CONJUNTO MULTIPLICADORA	2	CHAVETA DIN A 6885 Ø10x12x11,5
PEM 1	ENGRANAJE SATÉLITE	3	ENGRANAJE Ø10x12x11,5
PEM 2	ENGRANAJE PLANETA	4	ENGRANAJE Ø10x12x11,5
PEM 3	ENGRANAJE CORONA	5	ENGRANAJE Ø10x12x11,5
PEM 4	DISCO PORTA-SATÉLITES	6	DISCO Ø10x12x11,5
PEM 5	EJE PORTA-SATÉLITES	7	EJE Ø10x12x11,5
PEM 6	EJE INTERMEDIO	8	EJE Ø10x12x11,5

**NOTAS**

1 - El eje de baja se acopla al disco porta-satélites mediante la chaveta de la marca 2.  
 2 - El eje intermedio se acopla al disco porta-satélites de la segunda etapa mediante la chaveta de la marca 14.

**LISTA DE MATERIALES**

MARCA	Nº PLANO	DESIGNACIÓN	Nº PIEZAS	MATERIALES Y DIMENSIONES
ISI 1	1	EJE DE BAJA	1	Ø10x12x11,5
ISI 2	2	CHAVETA DIN A 6885	1	Ø10x12x11,5
ISI 3	3	ENGRANAJE SATÉLITE	1	Ø10x12x11,5
ISI 4	4	ENGRANAJE PLANETA	3	Ø10x12x11,5
ISI 5	5	ENGRANAJE CORONA	1	Ø10x12x11,5
ISI 6	6	DISCO PORTA-SATÉLITES	1	Ø10x12x11,5
ISI 7	7	EJE INTERMEDIO	1	Ø10x12x11,5
ISI 8	8	EJE DE BAJA	1	Ø10x12x11,5
ISI 9	9	ENGRANAJE SATÉLITE	3	Ø10x12x11,5
ISI 10	10	ENGRANAJE PLANETA	12	Ø10x12x11,5
ISI 11	11	ENGRANAJE CORONA	3	Ø10x12x11,5
ISI 12	12	DISCO PORTA-SATÉLITES	3	Ø10x12x11,5
ISI 13	13	EJE PORTA-SATÉLITES	1	Ø10x12x11,5
ISI 14	14	CHAVETA DIN A 6885	1	Ø10x12x11,5
ISI 15	15	CHAVETA DIN A 6885	1	Ø10x12x11,5
ISI 16	16	EJE INTERMEDIO	1	Ø10x12x11,5

UPCT	Fecha	Nombre	Firma
	22-10-2011	M.A.H.R.	
	Comprobado		
	Revisado		

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
 I.T.I. Mecánica

CONJUNTO	PRIMERA ETAPA	No Plano : PEM 0 (0) Hoja 1 de 1
Escala	1/10	Sustituye
		Sustituido

A B C D E F G H I J

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

A

A

**PLANOS RELACIONADOS**

Nº	DESCRIPCION
CG 0	CONJUNTO GENERAL
CM 0	CONJUNTO MULTIPLICADORA
PEM 0	CONJUNTO PRIMERA ETAPA
PEM 2	ENGRANAJE PLANETA
PEM 3	ENGRANAJE CORONA
PEM 4	DISCO PORTA-SATELITES
PEM 5	EJE PORTA-SATELITES

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

A

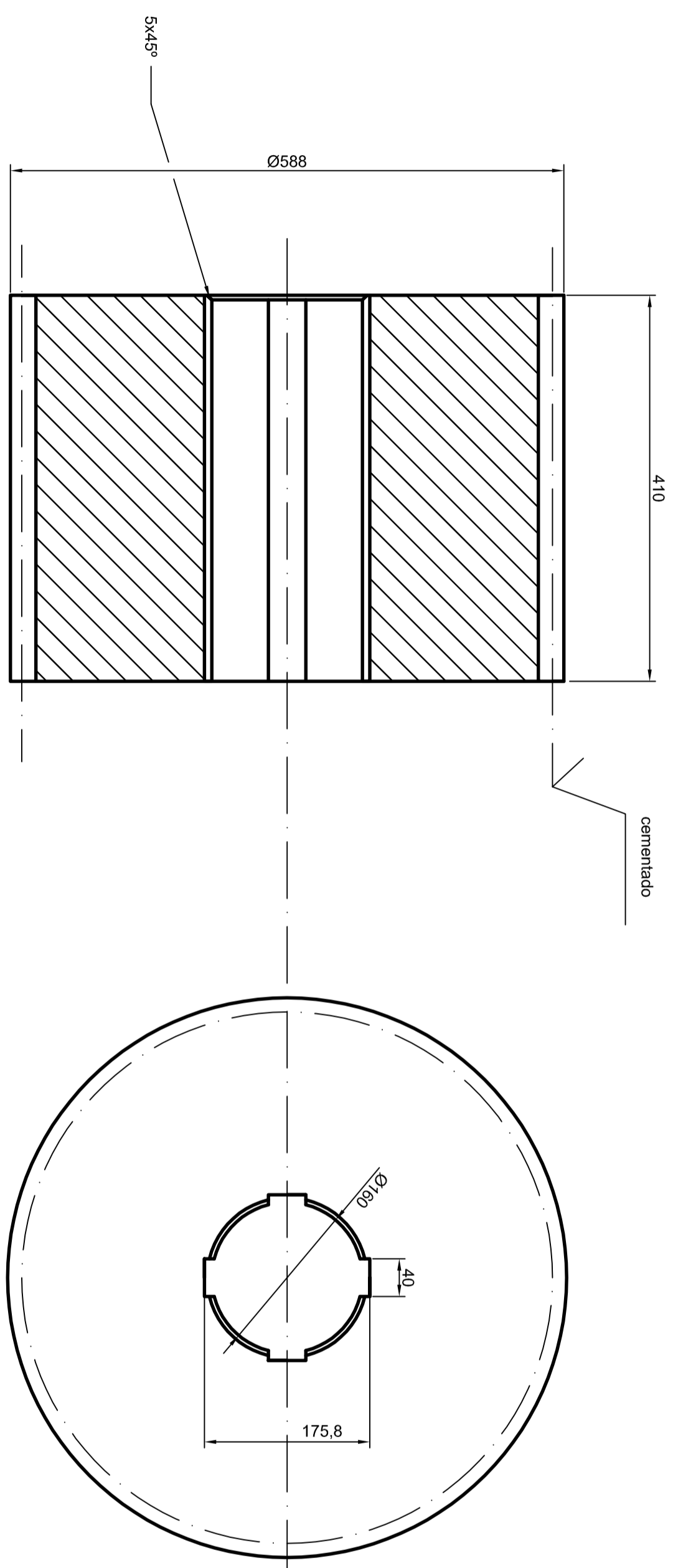
A

**NOTAS**

- 1 - El engranaje satélite se acopla al eje porta-satélites mediante 4 chavetas DIN A 6885 40x22x180 mm.
- 2 - Los dientes del engranaje satélites serán cementados durante 8 horas y posteriormente será templado una vez en aceite y revenido a 150° C hasta conseguir una dureza superficial mínima de 61 HRc.

**LISTA DE MATERIALES**

MARCA	Nº PLANO	DESIGNACION	Nº PIEZAS	MATERIAL Y DIMENSIONES
FOCAL	PRIMA	Engranaje satélites	3	2000 3 x 45



**DATOS DE LA RUEDA**

MÓDULO	m	12 mm
NÚMERO DE DIENTES	Zs	47
DIÁMETRO PRIMITIVO	D	564 mm
ADDENDUM	a	12 mm
DEDENDUM	b	15 mm
ÁNGULO DE PRESIÓN	φ	20°
CREMALLERA TIPO	UNE 18016	

I

I

UPCT	Fecha	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez I.T.I. Mecánica	Dibujado	22-10-2011	M.A.H.R.
	Comprobado		
	Revisado		

**PRIMERA ETAPA**  
Engranaje Satélite

Escala  
1/5

No Plano : PEM 1  
(0)  
Hoja 1 de 1  
Sustituye  
Sustituido

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

C

B

B

A

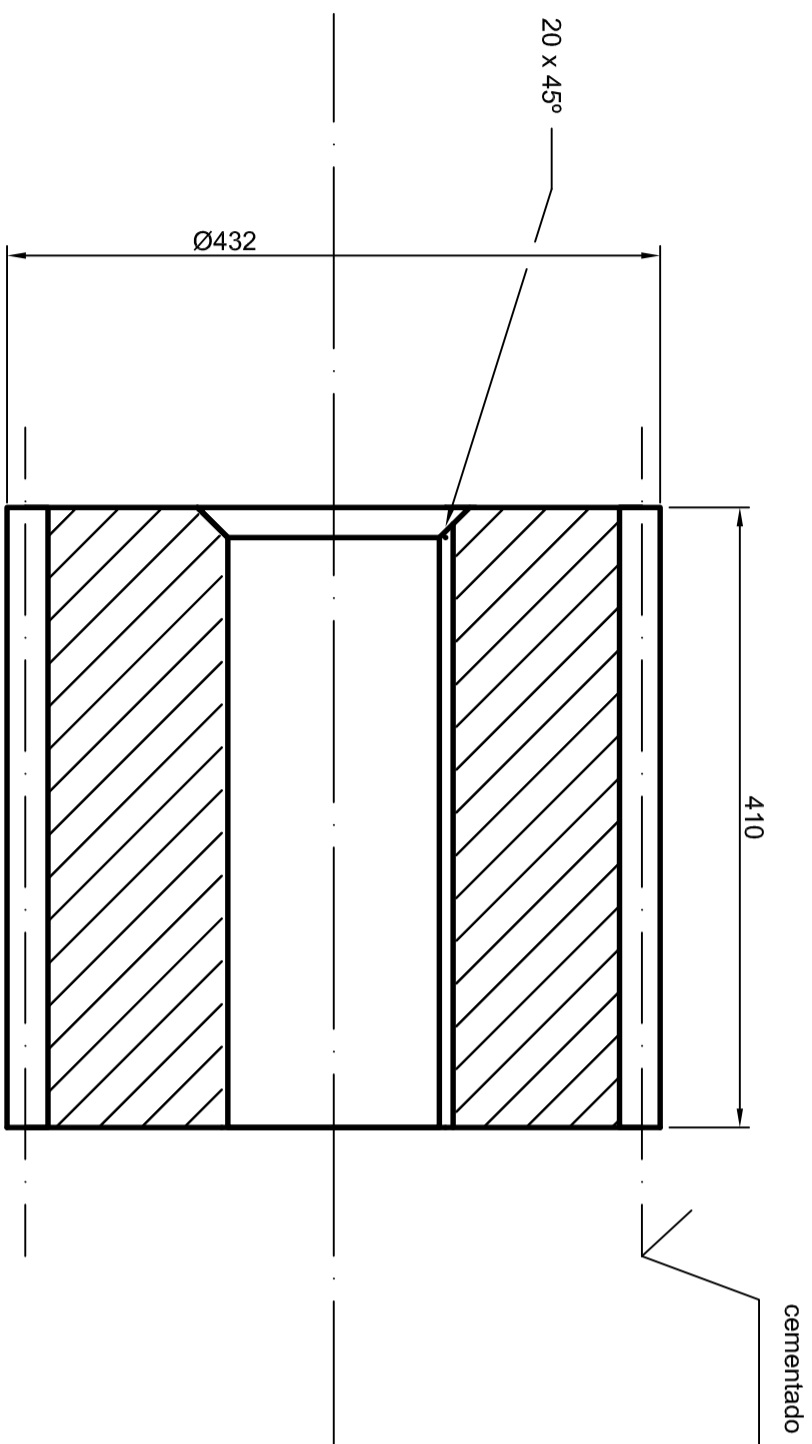
A

PLANOS RELACIONADOS	
Nº	DESCRIPCIÓN
CG 0	CONJUNTO GENERAL
CM 0	CONJUNTO MULTIPLICADORA
PEM 0	CONJUNTO PRIMERA ETAPA
PEM 1	ENGRANAJE SATELITE
PEM 3	ENGRANAJE CORONA
SEM 4	DISCO PORTA-SATELITES
PEM 6	EJE INTERMEDIO

LISTA DE MATERIALES			
MARCA	Nº PLANO	DESIGNACION	MATERIAL Y DIMENSIONES
-	PEM 2	Engranaje satelite	20x45

**NOTAS**

1 - El engranaje planetaria se acopla al eje intermedio mediante 1 chaveta DIN A 6885 36x20x315 mm.  
2 - Los dientes del engranaje planetaria serán cementados durante 8 horas y posteriormente será templado una vez en aceite y revenido a 150 °C hasta conseguir una dureza superficial mínima de 61 HRc.



DATOS DE LA RUEDA			
MÓDULO	m	12 mm	
NÚMERO DE DIENTES	Zp	34	
DIÁMETRO PRIMITIVO	D	408 mm	
ADDENDUM	a	12 mm	
DEDEDUM	b	15 mm	
ÁNGULO DE PRESIÓN	φ	20°	
CREMALLERA TIPO		UNE 18016	

UPCT	Nombre	Fecha	Revisado
	M.A.H.R.	22-10-2011	

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
I.T.I. Mecánica

PRIMERA ETAPA	No Plano : PEM 2
Engranaje Planeta	(0) Hoja 1 de 1
	Sustituye
	Sustituido

UPCT	Nombre	Fecha	Revisado
	M.A.H.R.	22-10-2011	

Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
I.T.I. Mecánica

PRIMERA ETAPA	No Plano : PEM 2
Engranaje Planeta	(0) Hoja 1 de 1
	Sustituye
	Sustituido

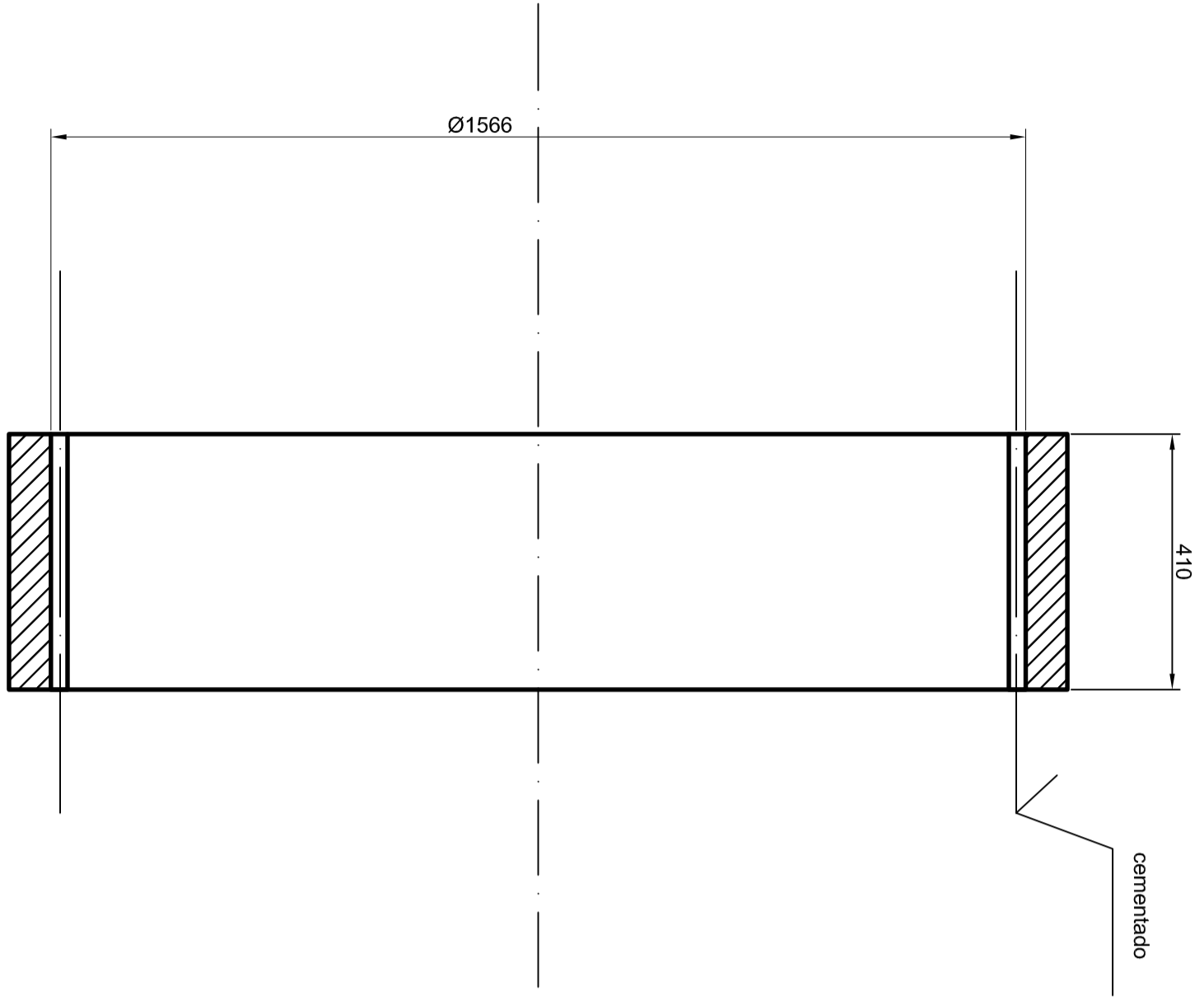
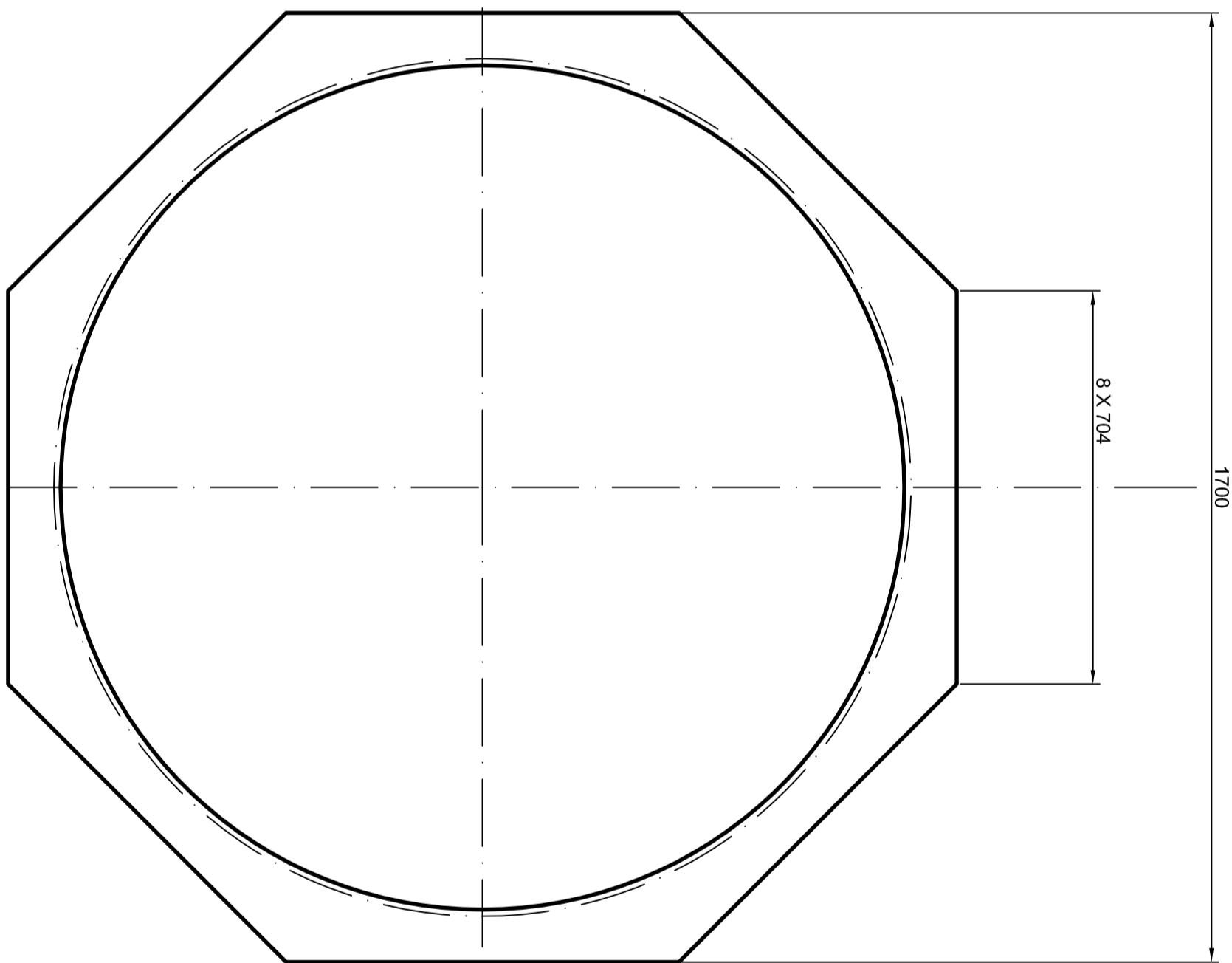
PLANOS RELACIONADOS	
Nº	DESCRIPCIÓN
CG 0	CONJUNTO GENERAL
CM 0	CONJUNTO MULTIPLICADORA
PEM 0	CONJUNTO PRIMERA ETAPA
PEM 1	ENGRANAJE SATELITE
PEM 2	ENGRANAJE PLANETA
CCS 1	CARCAZA

LISTA DE MATERIALES			
MARCA	Nº PLANO	DESIGNACION	MATERIAL Y DIMENSIONES
-	PEM 3	Engranaje corona	1 57202 3 415

**NOTAS**

1 - El engranaje corona se ajusta geométricamente a las dimensiones de la carcasa.

2 - Los dientes del engranaje corona serán cementados durante 8 horas y posteriormente será templado una vez en acéle y revenido a 150 °C hasta conseguir una dureza superficial mínima de 61 HRc.



DATOS DE LA RUEDA			
MÓDULO	m	12 mm	
NÚMERO DE DIENTES	Zc	128	
DIÁMETRO PRIMITIVO	D	1536 mm	
ADDENDUM	a	12 mm	
DEDEDUM	b	15 mm	
ÁNGULO DE PRESIÓN	$\phi$	20°	
CREMALLERA TIPO		UNE 18016	

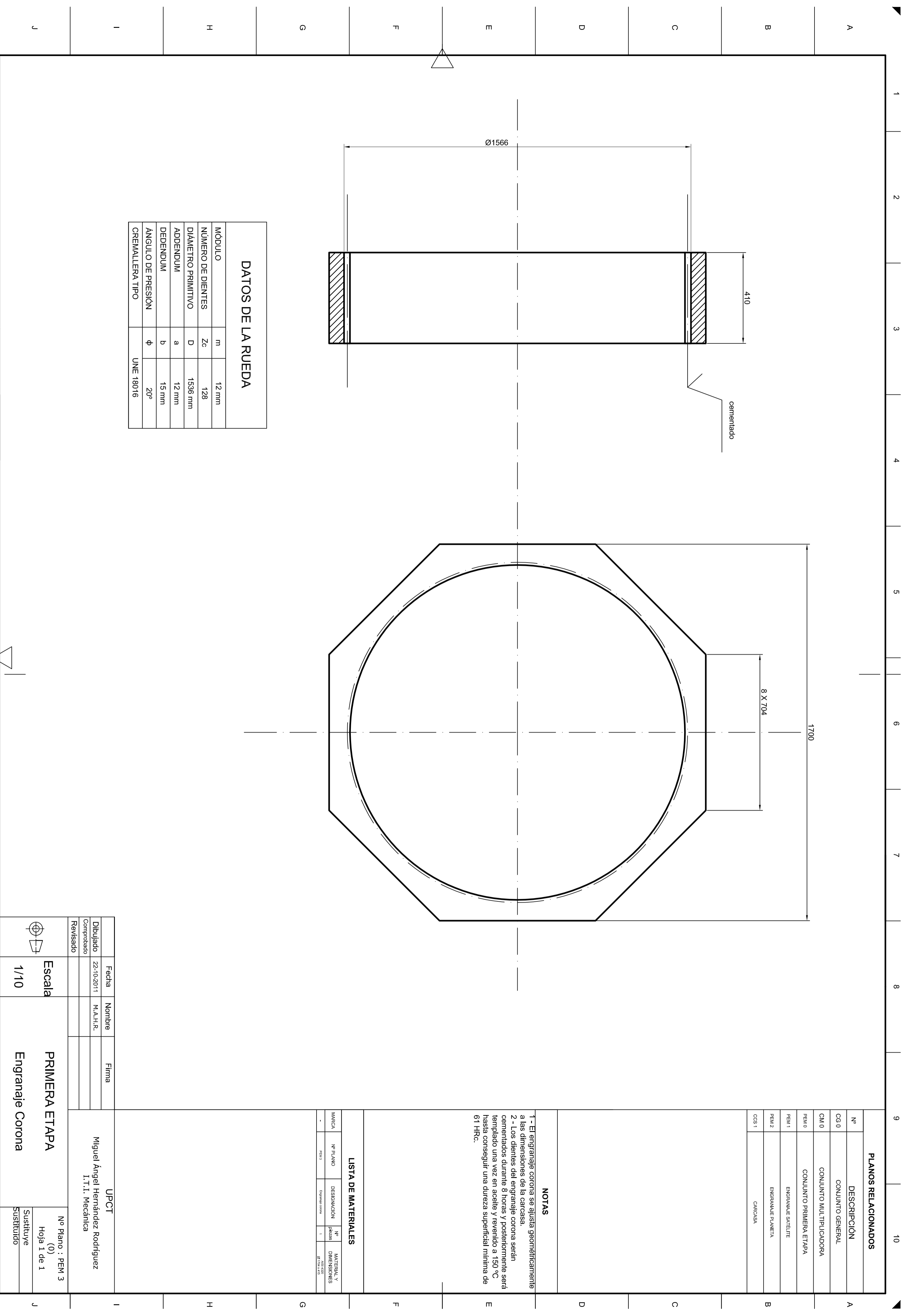
UPCT	Nombre	Fecha	Revisado
Miguel Ángel Hernández Rodríguez	M.A.H.R.	22-10-2011	
I.T.I. Mecánica			

PRIMERA ETAPA	Escala
Engranaje Corona	1/10

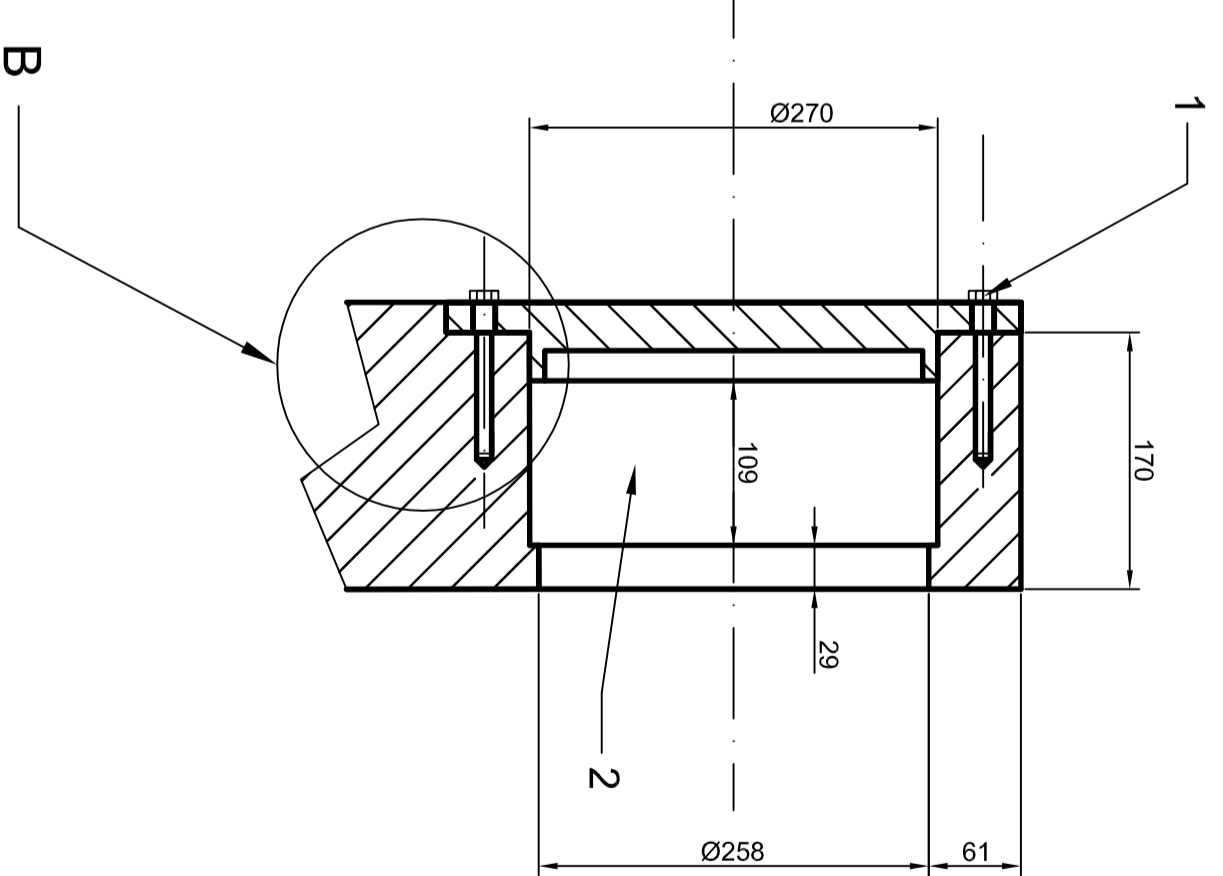
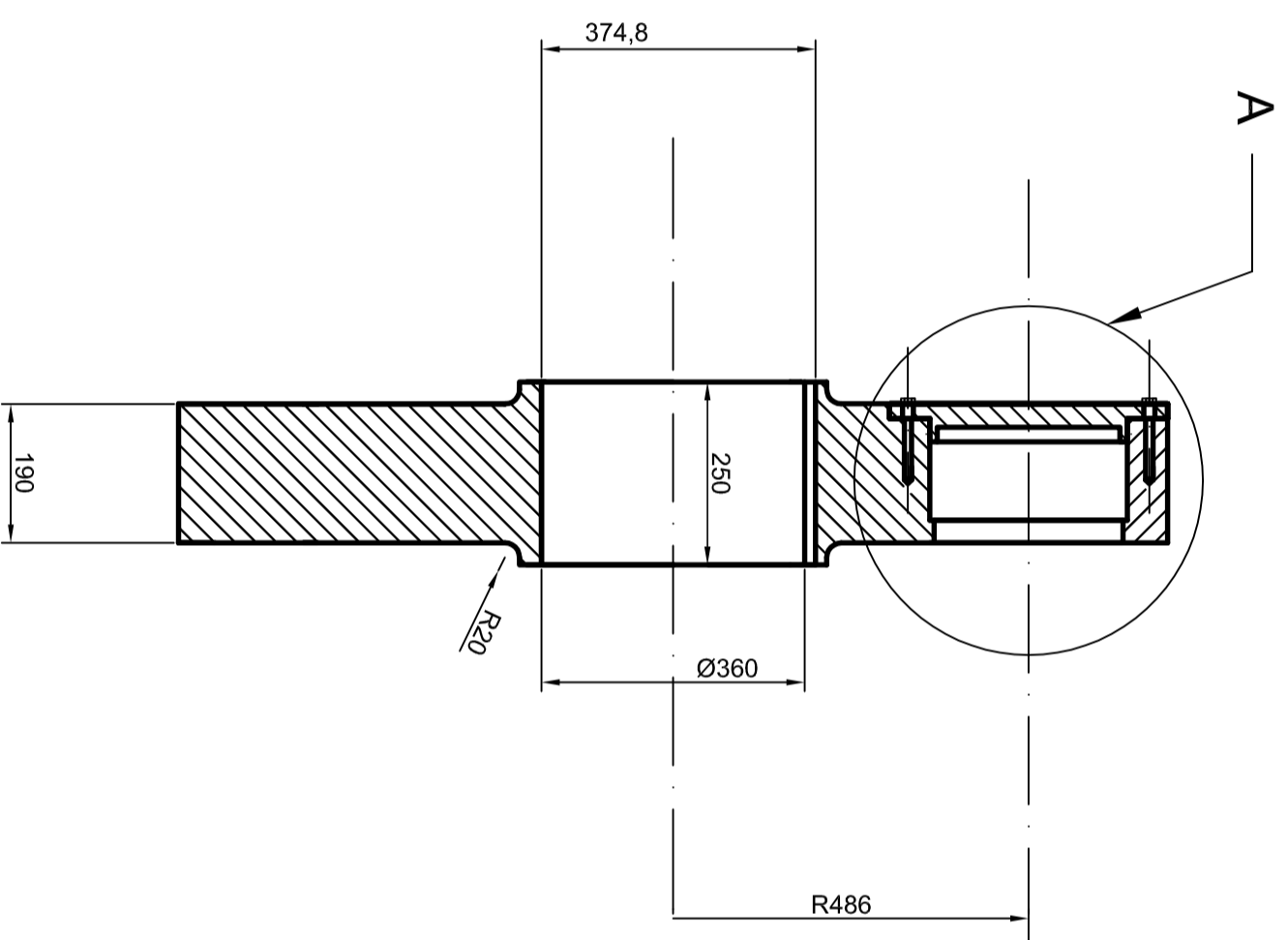
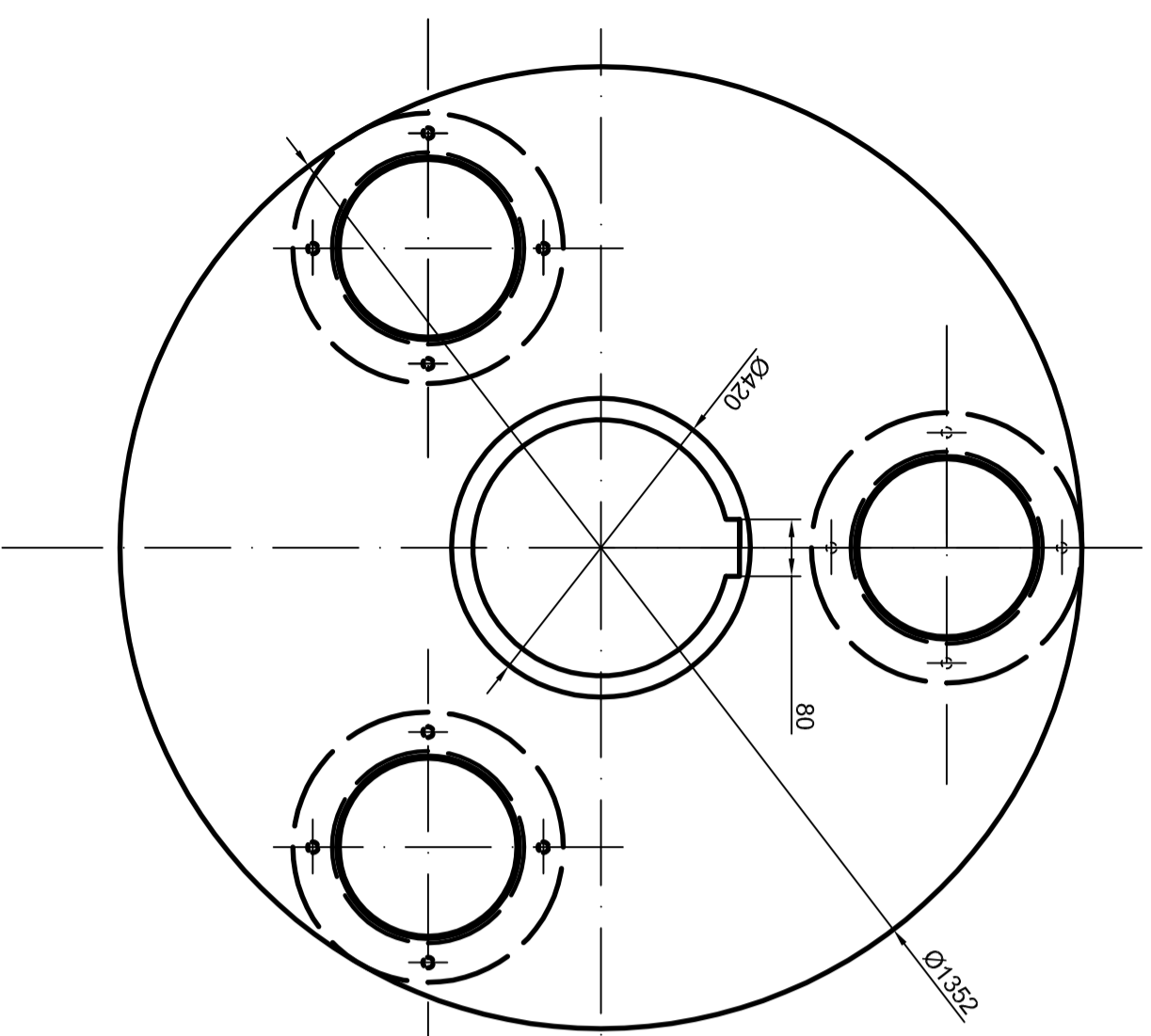
  

No Plano : PEM 3	(0)
Hoja 1 de 1	
Sustituye	
Sustituido	



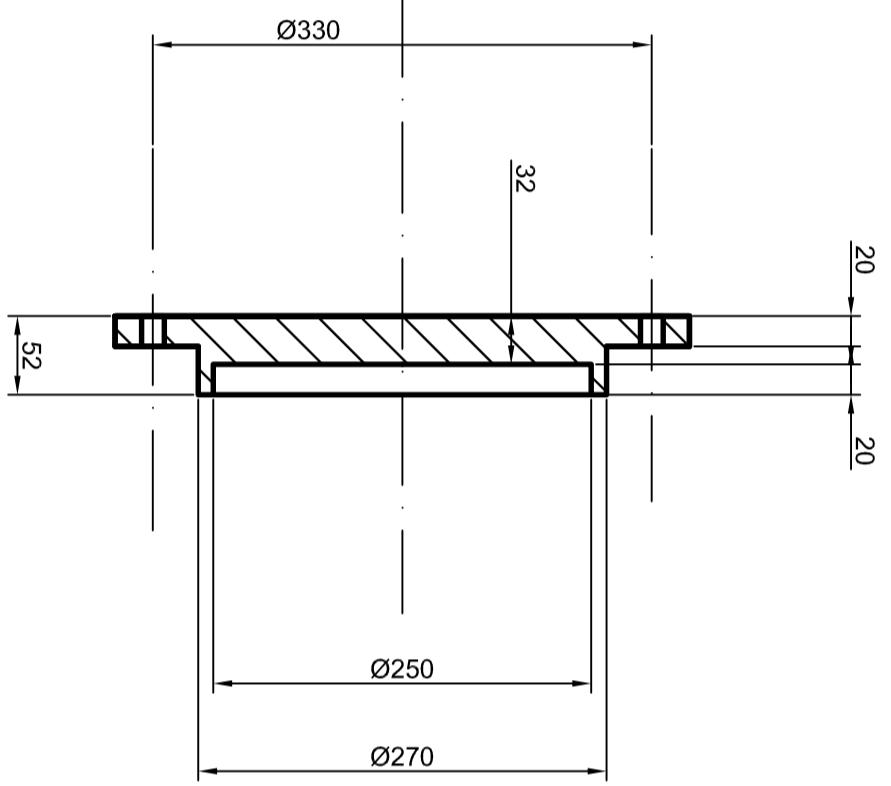
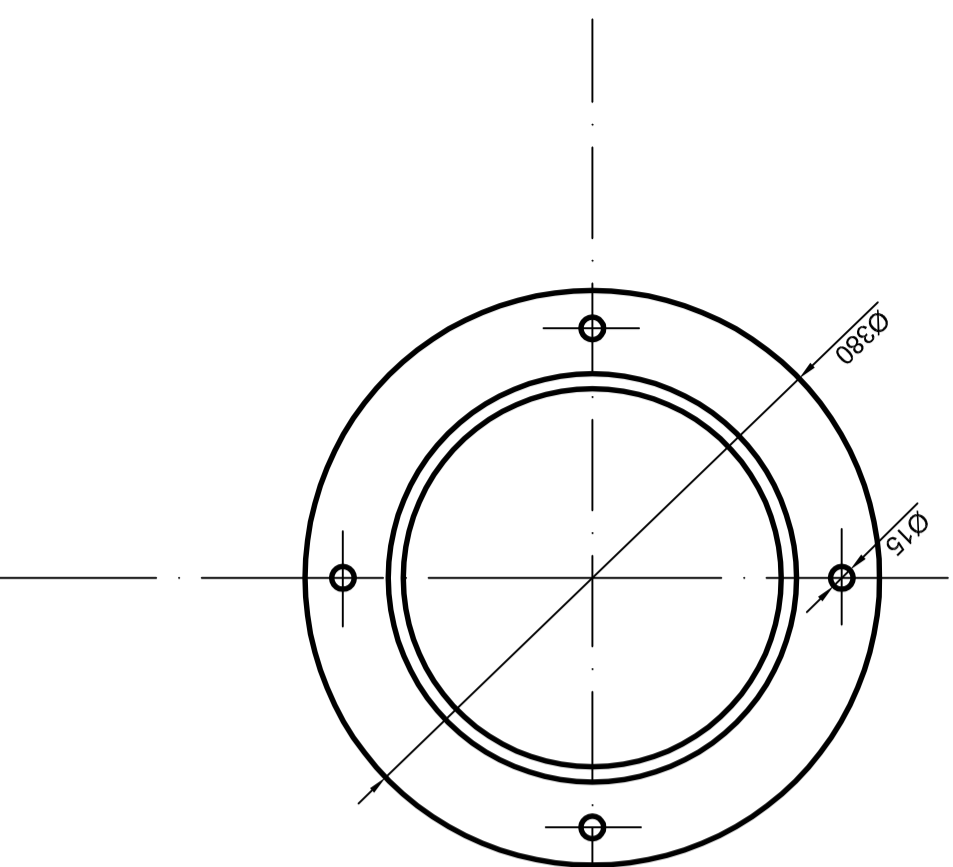


# DISCO PORTA-SATELITES E 1/10

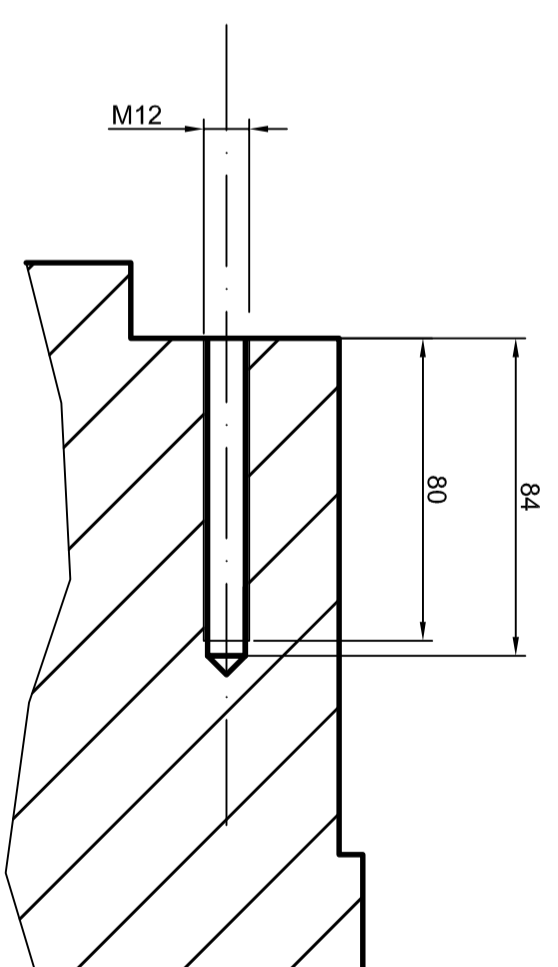


DETALLE MARCA A  
E 1/5

TAPA  
E 1/5



DETALLE MARCA B  
E 1/2



PLANOS RELACIONADOS	
Nº	DESCRIPCION
CG.0	CONJUNTO GENERAL
CM.0	CONJUNTO MULTIPLICADORA
PEM.0	CONJUNTO PRIMERA ETAPA
PEM.5	EJE PORTA-SATELITES
EB.1	EJE DE BAJA

### NOTAS

- 1 - El eje de baja se acopla al disco mediante 1 chaveta DIN A 6885 80X40X160.
- 2 - El eje porta-satélites se fija axialmente al brazo porta-satélites mediante anillo de retención DIN 471 DSH-160 y se sitúa entre la tapa y el rodamiento.
- 3 - El disco se fija axialmente al eje de baja mediante anillo de retención DIN 471 DSH-360.
- 4 - Cada tapa se atornilla al disco mediante 4 tornillos DIN 931 M12 x 100, grado de calidad 4.8.

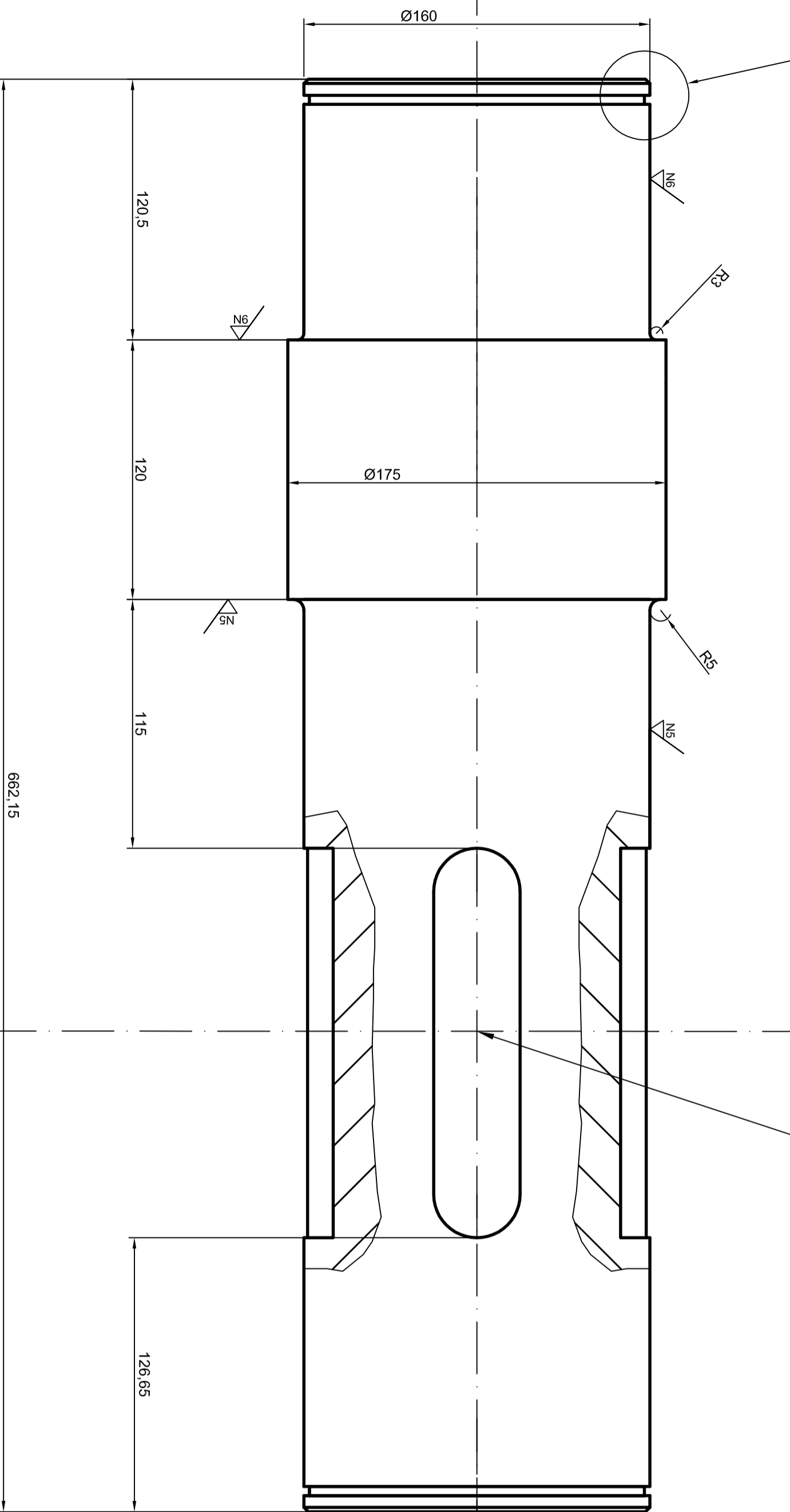
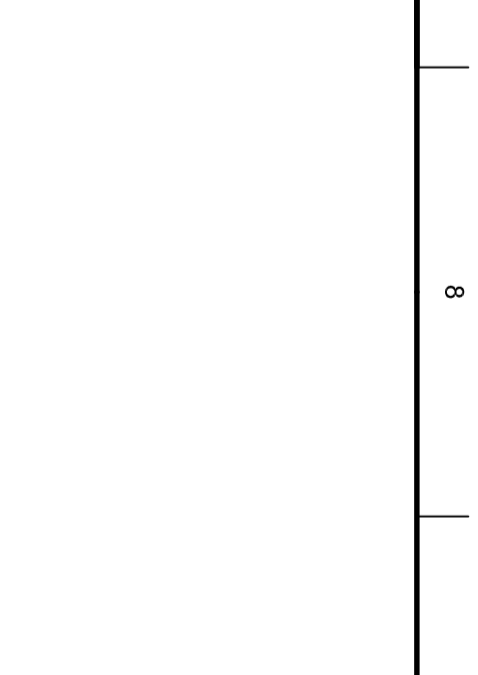
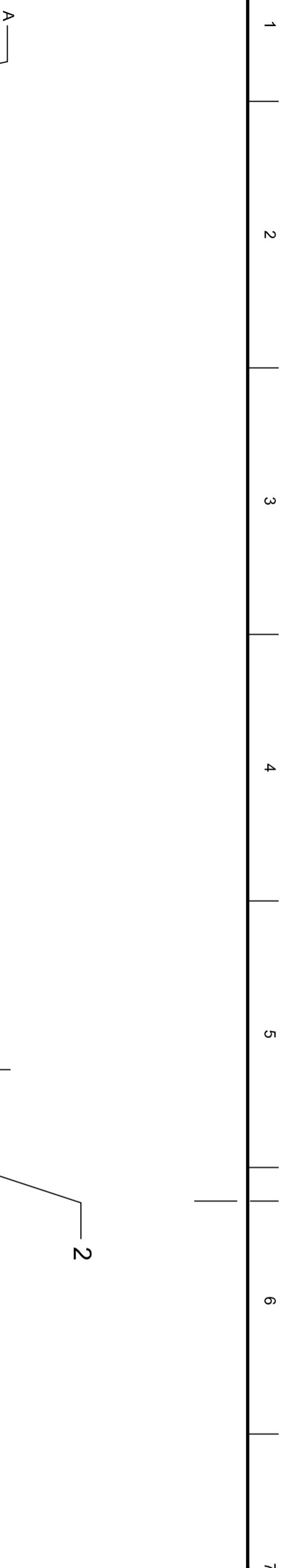
### LISTA DE MATERIALES

MARCA	Nº PLANO	DESIGNACION	Nº piezas	MATERIAL Y DIMENSIONES
-	PRIMA	Emprescindible	1	ALUMINIO
-	PRIMA	Tapa	3	Ø330 X 25
-	-	TORNILLO DIN 931	12	M12 X 100
-	-	RODAMIENTO DE BAJA CONVA	3	Ø270 X 160

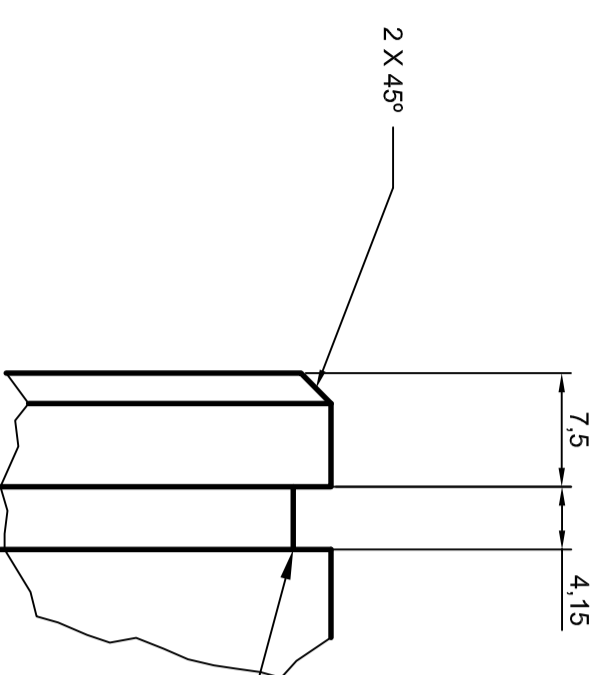
Fecha	Nombre	Firma
22-10-2011	M.A.H.R.	
Comprobado		
Revisado		

UPCT  
Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
I.T.I. Mecánica

Escala	PRIMERA ETAPA	No Plano : PEM 4 (0) Hoja 1 de 1
Varias	Disco porta-satélites	Sustituye Sustituido



DETALLE A (TÍPICO)  
E 2/1



- NOTAS**
- 1 - El engranaje satélite se acopla al eje porta-satélites mediante 4 chavetas DIN A 6885 40x22x180.
  - 2 - El eje porta-satélites se fija axialmente mediante 2 anillos de retención DIN 471 DSH-160 situados en las zonas de detalle.
  - 3 - El eje porta-satélites se apoya sobre el rodamiento SKF 24132CCW33 alojado en el disco porta-satélites.
  - 4 - El alojamiento de la rueda satélite será rectificadado hasta alcanzar una rugosidad N5.
  - 5 - El alojamiento del rodamiento será rectificadado hasta alcanzar una rugosidad N6.

**LISTA DE MATERIALES**

MARCA	Nº PLANO	DESIGNACION	Nº piezas	MATERIAL Y DIMENSIONES
-	PIEZA	Engranaje	3	2017A A685
1	-	ANILLO DE RETENCION DIN 471	6	2017A A685
2	-	CHAVETA DIN A 6885	12	2017A A685

**PLANOS RELACIONADOS**

Nº	DESCRIPCION
CG 0	CONJUNTO GENERAL
CM 0	CONJUNTO MULTIPLICADORA
PEM 0	CONJUNTO PRIMERA ETAPA
PEM 1	ENGRANAJE SATELITE
PEM 4	DISCO PORTA-SATELITES

UPCT	Fecha	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez I.T.I. Mecánica	Dibujado	22-10-2011	M.A.H.R.
	Comprobado		
	Revisado		

**PRIMERA ETAPA**  
Eje porta-satélites

No Plano : PEM 5  
(0)  
Hoja 1 de 1

Sustituye Sustituido

A B C D E F G H I J

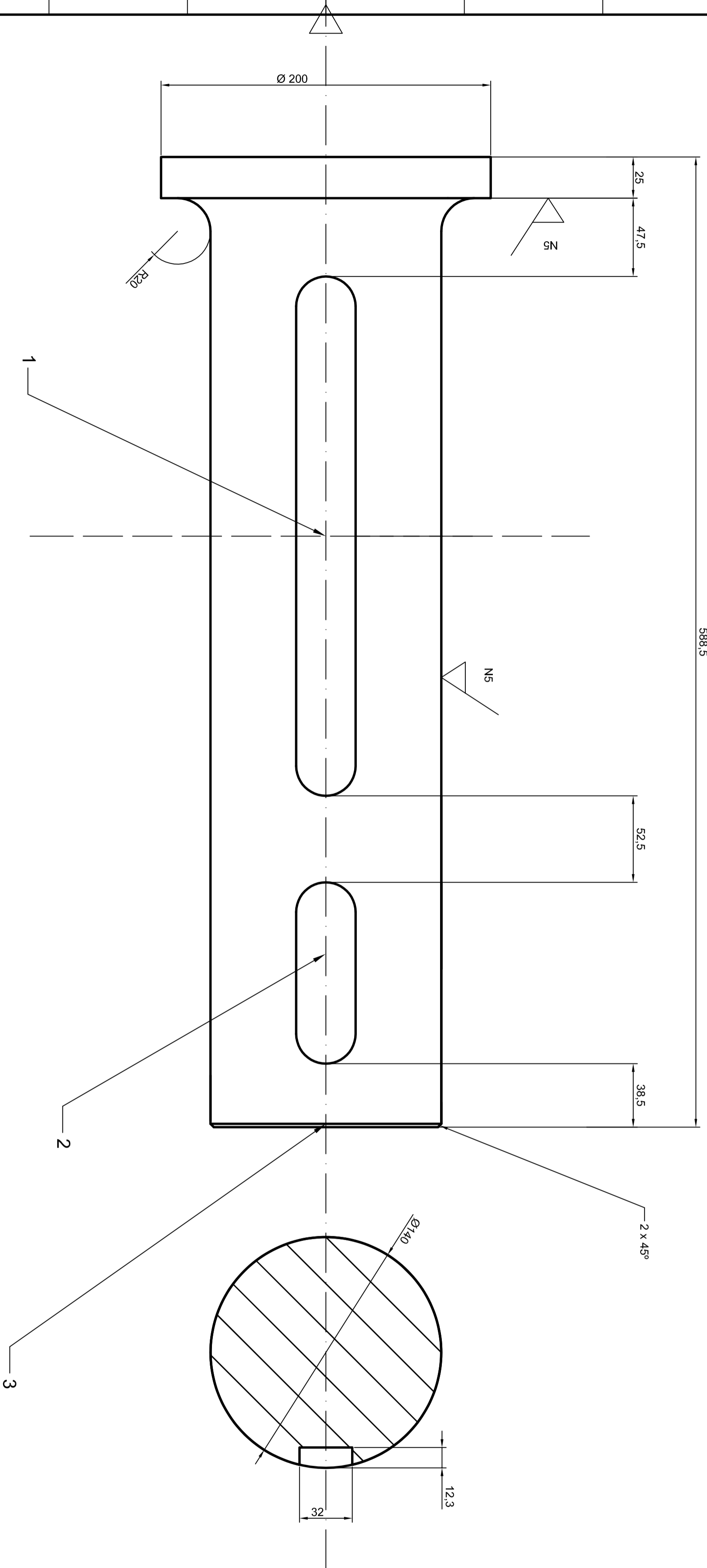
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

PLANOS RELACIONADOS	
Nº	DESCRIPCION
CG 0	CONJUNTO GENERAL
CM 0	CONJUNTO MULTIPLICADORA
PEM 0	CONJUNTO PRIMERA ETAPA
PEM 2	ENGRANAJE PLANETA
SEM 4	DISCO PORTA-SATELITES

LISTA DE MATERIALES				
MARCA	Nº PLANO	DESIGNACION	Nº PIEZAS	MATERIAL Y DIMENSIONES
-	PIEZA	Eje intermedio	1	ACERO 4082 A 4082
1	-	CHAVETA DIN A 6885	1	36 X 12 X 110
2	-	CHAVETA DIN A 6885	1	36 X 12 X 110
3	-	Resumen por 4228	1	4028 X 45

**NOTAS**

- 1 - El engranaje planeta se acopla al eje intermedio mediante 1 chaveta DIN A 6885 36 x 20 x 315.
- 2 - El disco porta-satelites de la segunda etapa se acopla al eje intermedio mediante 1 chaveta DIN A 6885 36 x 20 x 110.
- 3 - El eje intermedio se apoya sobre el eje de alta mediante 1 rodamiento axial SKF 52228.
- 4 - El asiento del disco porta-satelites y del engranaje planeta de la primera etapa se rectificaran hasta un grado de rugosidad N5.



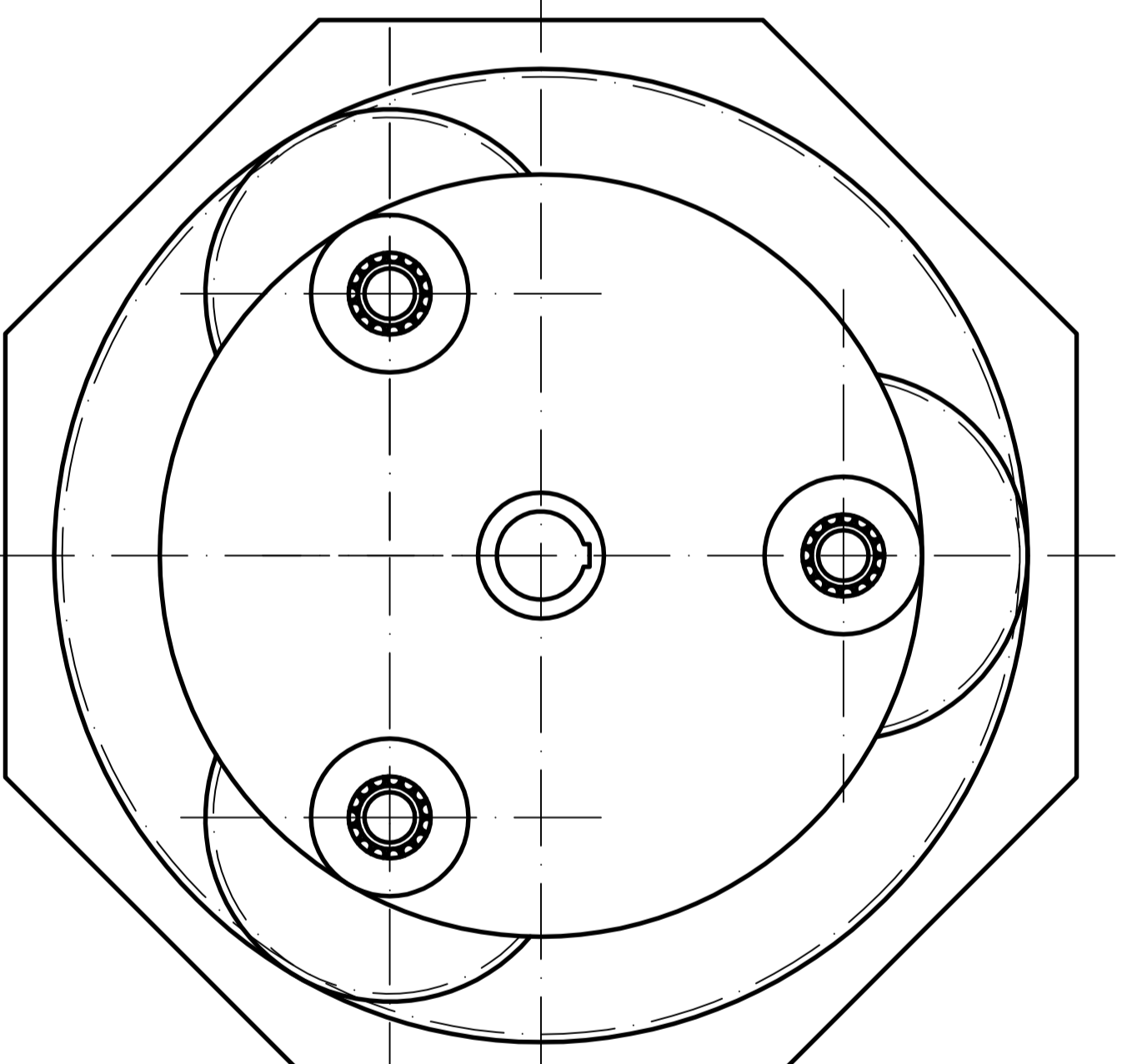
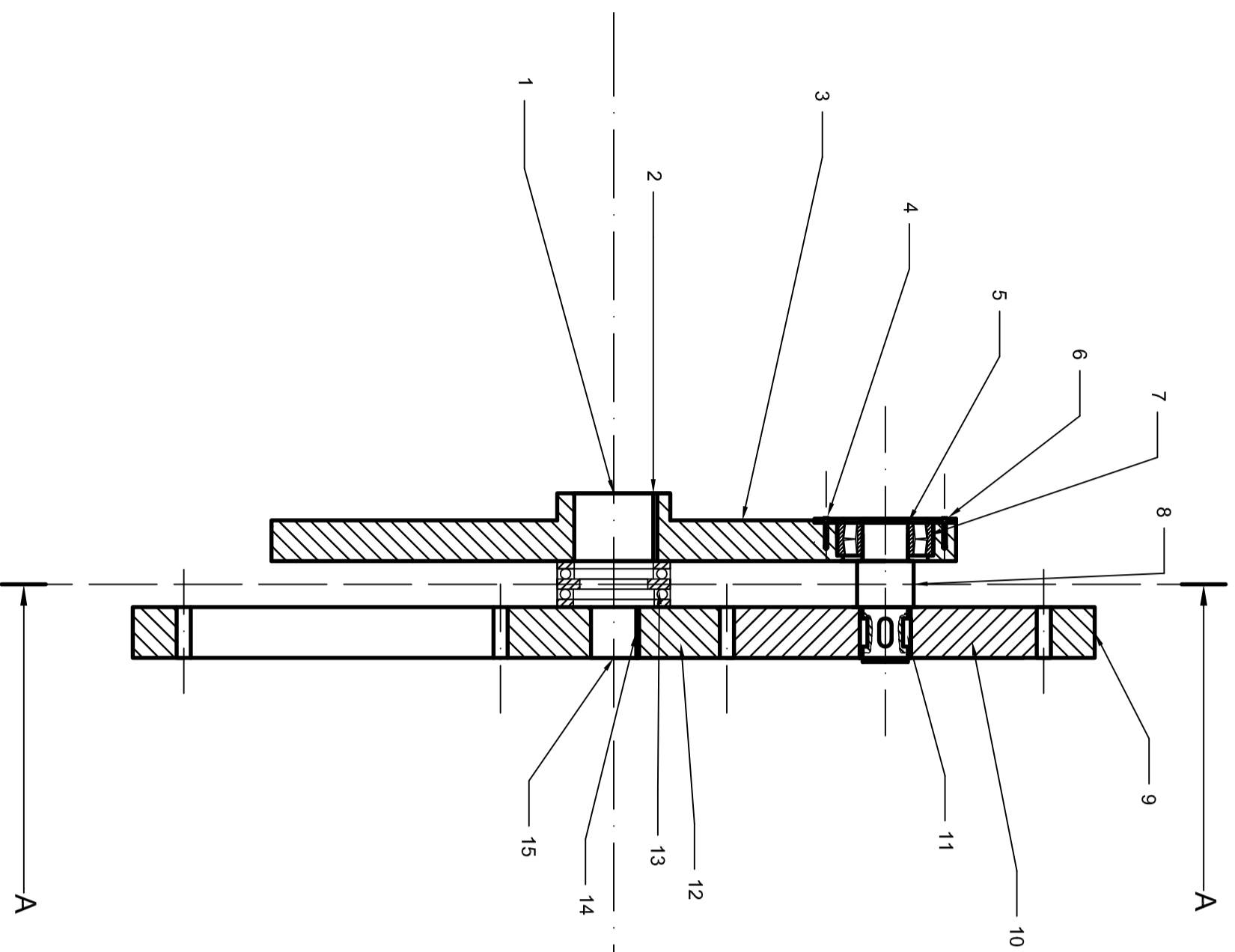
Fecha	22-10-2011	Nombre	M.A.H.R.	Firma	
Dibujado					
Comprobado					
Revisado					

UPCT  
Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
I.T.I. Mecánica

Escala	1/2	PRIMERA ETAPA	Eje intermedio	No Plano : PEM 6 (0) Hoja 1 de 1
				Sustituye
				Sustituido

J I H G F E D C B A

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10



SECCIÓN A-A

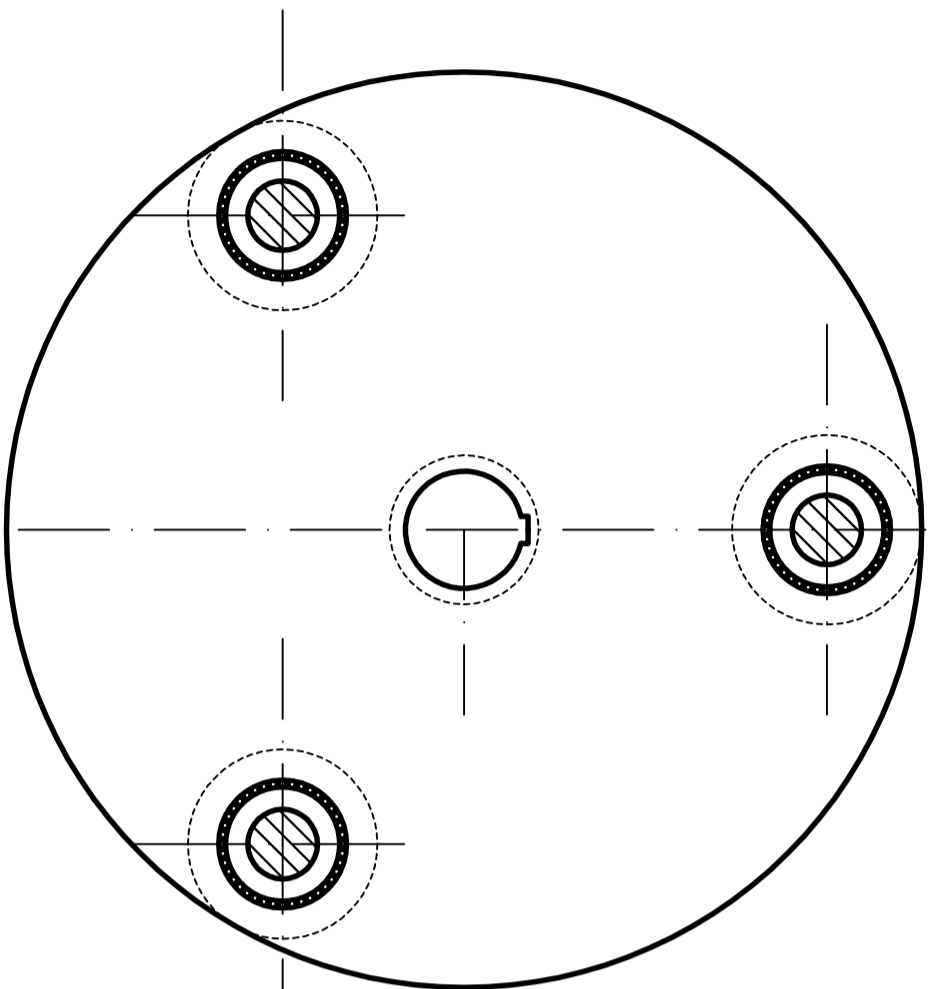
PLANOS RELACIONADOS	
Nº	DESCRIPCIÓN
CG 0	CONJUNTO GENERAL
CM 0	CONJUNTO MULTIPLICADORA
SEM 1	ENGRANAJE SATÉLITE
SEM 2	ENGRANAJE PLANETA
SEM 3	ENGRANAJE CORONA
SEM 4	DISCO PORTA-SATÉLITES
SEM 5	EJE PORTA-SATÉLITES
PEM 6	EJE INTERMEDIO
EA 1	EJE DE ALTA

**NOTAS**

- 1 - El eje intermedio se acopla al disco porta-satélites mediante la chaveta de la marca 14.
- 2 - El eje de alta se acopla al engranaje planetario mediante la chaveta de la marca 28.

**LISTA DE MATERIALES**

MARCA	Nº PLANO	DESIGNACIÓN	Nº piezas	MATERIAL Y DIMENSIONES
1	PEM 6	Eje intermedio	1	Acero AISI 4140 22 x 4 x 40
2	SEM 3	Engranaje corona	1	Acero AISI 4140 22 x 4 x 40
3	SEM 4	Disco porta-satélites	1	Aluminio 6061-T6 22 x 4 x 40
4	SEM 5	Eje porta-satélites	1	Acero AISI 4140 22 x 4 x 40
5	SEM 1	Engranaje satélite	3	Aluminio 6061-T6 22 x 4 x 40
6	SEM 2	Engranaje planeta	3	Aluminio 6061-T6 22 x 4 x 40
7	SEM 4	Engranaje corona	3	Aluminio 6061-T6 22 x 4 x 40
8	SEM 5	Eje porta-satélites	3	Aluminio 6061-T6 22 x 4 x 40
9	SEM 3	Engranaje corona	3	Aluminio 6061-T6 22 x 4 x 40
10	SEM 1	Engranaje satélite	3	Aluminio 6061-T6 22 x 4 x 40
11	SEM 2	Engranaje planeta	3	Aluminio 6061-T6 22 x 4 x 40
12	SEM 4	Engranaje corona	3	Aluminio 6061-T6 22 x 4 x 40
13	SEM 5	Eje porta-satélites	3	Aluminio 6061-T6 22 x 4 x 40
14	SEM 1	Engranaje satélite	3	Aluminio 6061-T6 22 x 4 x 40
15	EA 1	Eje de alta	1	Acero AISI 4140 22 x 4 x 40



UPCT	Miguel Ángel Hernández Rodríguez	I.T.I. Mecánica
Fecha	22-10-2011	M.A.H.R.
Dibujado		
Comprobado		
Revisado		
Escala	1/10	
CONJUNTO SEGUNDA ETAPA		
No Plano : SEM 0	(0)	Hoja 1 de 1
Sustituye		
Sustituido		

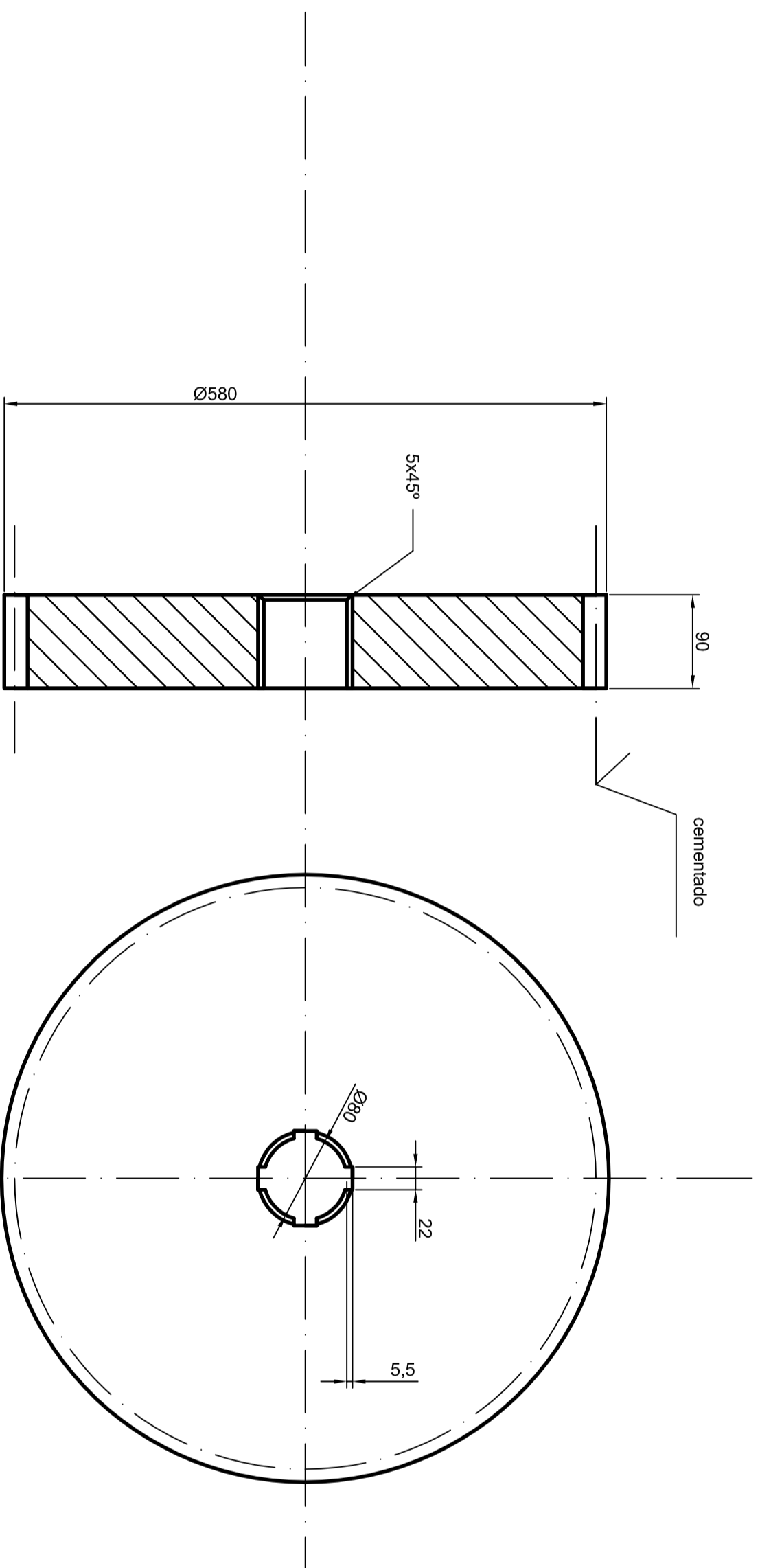
PLANOS RELACIONADOS	
Nº	DESCRIPCIÓN
CG 0	CONJUNTO GENERAL
CM 0	CONJUNTO MULTIPLICADORA
SEM 0	CONJUNTO SEGUNDA ETAPA
SEM 2	ENGRANAJE PLANETA
SEM 3	ENGRANAJE CORONA
SEM 4	DISCO PORTA-SATELITES
SEM 5	EJE PORTA-SATELITES

LISTA DE MATERIALES			
MARCA	Nº PLANO	DESIGNACION	MATERIAL Y DIMENSIONES
-	SEM 1	Engranaje satelite	3 200A X 45

**NOTAS**

1 - El engranaje satelite se acopla al eje porta-satélites mediante 4 chavetas DIN A 6885 22 X 14 X 50.

2 - Los dientes del engranaje satélites serán cementados durante 8 horas y posteriormente será templado una vez en aceite y revenido a 150° C hasta conseguir una dureza superficial mínima de 58 HRc.



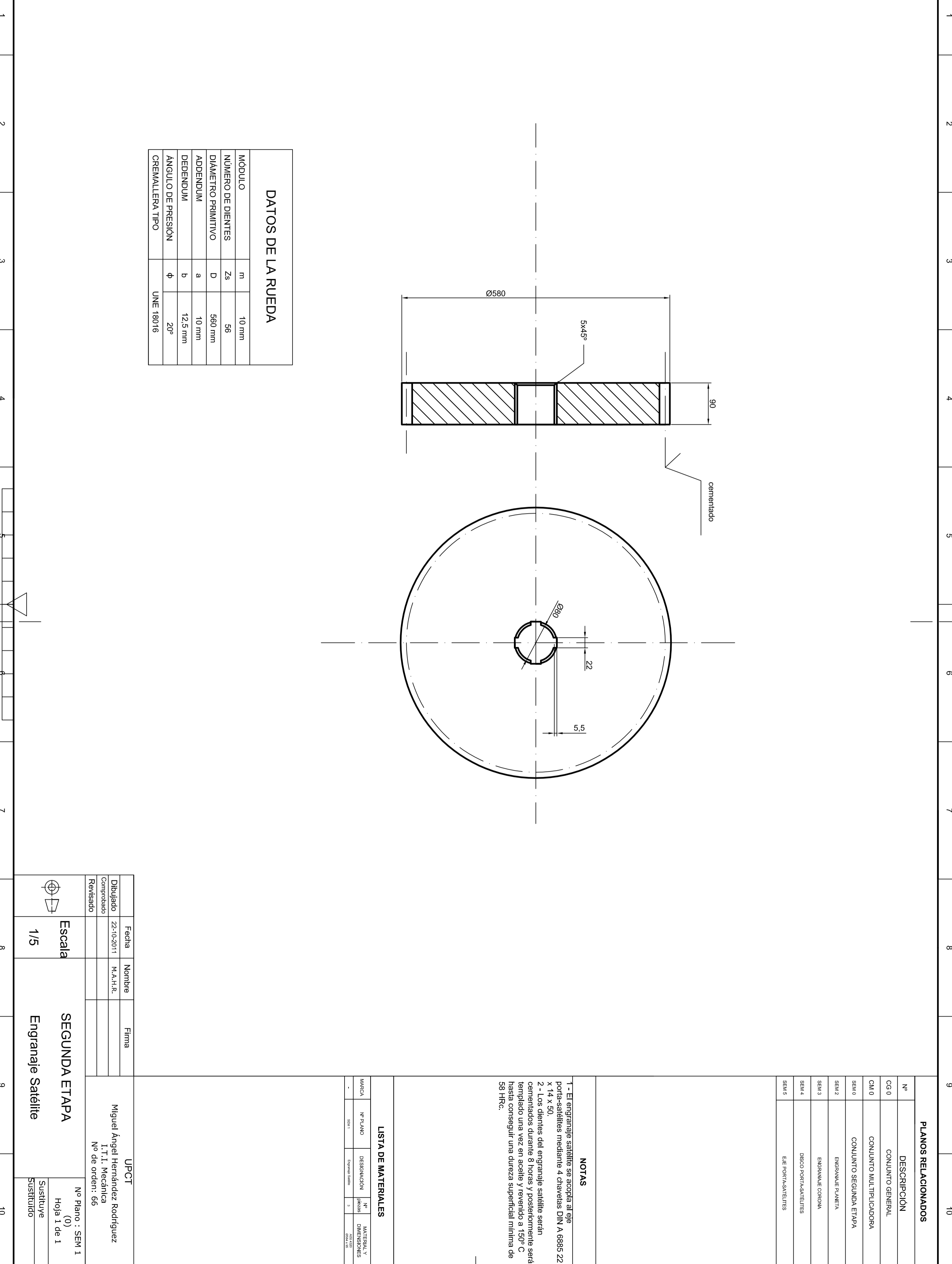
DATOS DE LA RUEDA			
MÓDULO	m	10 mm	
NÚMERO DE DIENTES	Zs	56	
DIÁMETRO PRIMITIVO	D	560 mm	
ADDENDUM	a	10 mm	
DEDENDUM	b	12,5 mm	
ÁNGULO DE PRESIÓN	φ	20°	
CREMALLERA TIPO		UNE 18016	

Fecha	Nombre	Firma	UPCT
22-10-2011	M.A.H.R.		Miguel Ángel Hernández Rodríguez
Comprobado			I.T.I. Mecánica
Revisado			Nº de orden: 66

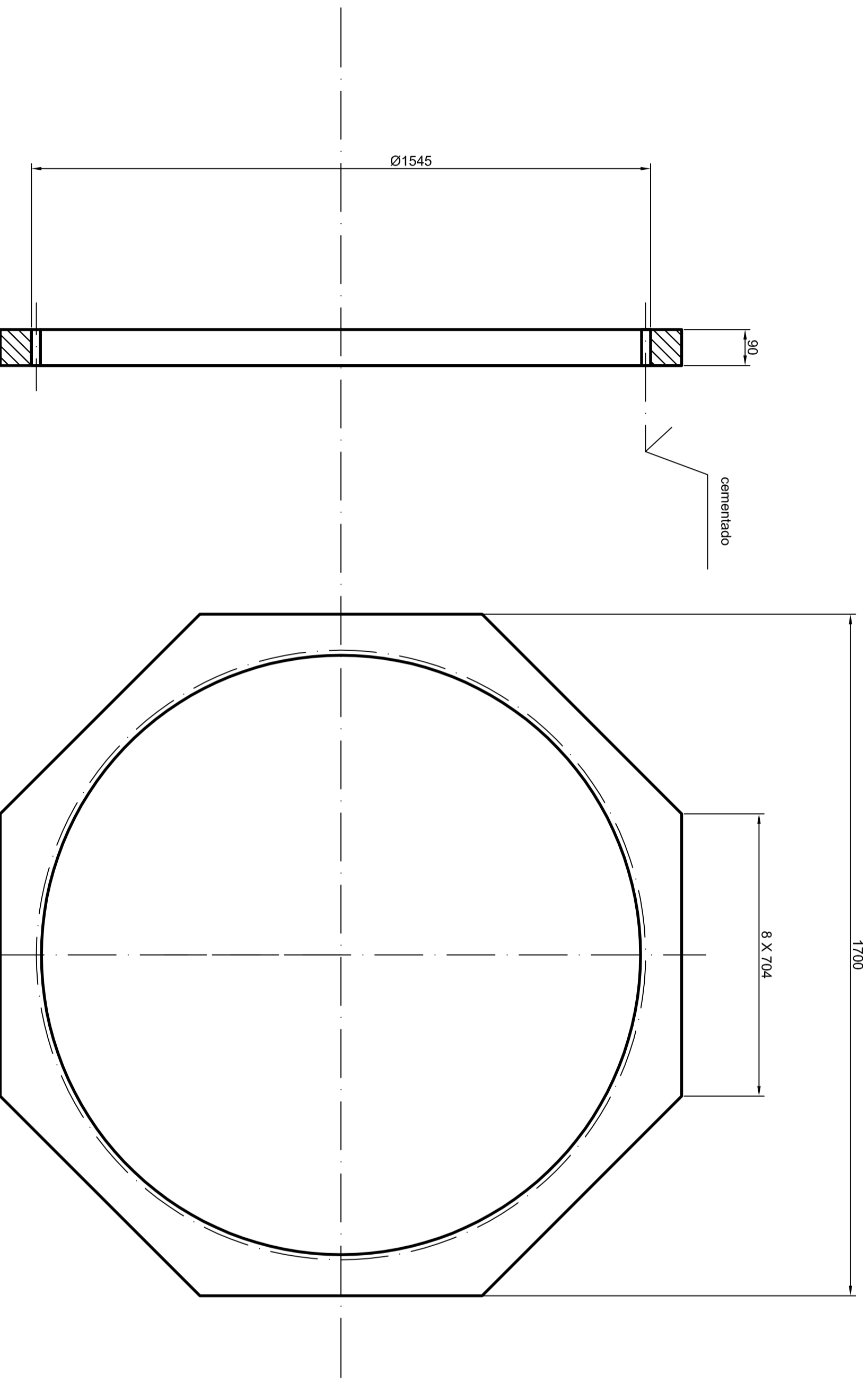
Escala	SEGUNDA ETAPA	No Plano : SEM 1
1/5	Engranaje Satélite	(0) Hoja 1 de 1
		Sustituye
		Sustituido

A B C D E F G H I J

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10



PLANOS RELACIONADOS	
Nº	DESCRIPCIÓN
CG 0	CONJUNTO GENERAL
CM 0	CONJUNTO MULTIPLICADORA
SEM 0	CONJUNTO SEGUNDA ETAPA
SEM 1	ENGRANAJE SATELITE
SEM 2	ENGRANAJE PLANETA
CCS 1	CARCAZA



DATOS DE LA RUEDA			
MÓDULO	m	10 mm	
NÚMERO DE DIENTES	Zc	152	
DIÁMETRO PRIMITIVO	D	1520 mm	
ADDENDUM	a	10 mm	
DEDENDUM	b	12,5 mm	
ÁNGULO DE PRESIÓN	$\phi$	20°	
CREMALLERA TIPO		UNE 18016	

**NOTAS**

1 - El engranaje corona se ajusta geométricamente a las dimensiones de la carcasa.

2 - Los dientes del engranaje corona serán cementados durante 8 horas y posteriormente será templado una vez en aceite y revenido a 150 ° hasta conseguir una dureza superficial mínima de 58 HRc.

LISTA DE MATERIALES			
MARCA	Nº PLANO	DESIGNACIÓN	Nº MATERIALES Y DIMENSIONES
SELA 3	Engranaje corona	1	Ø 1700 X 90

Fecha	Nombre	Firma
22-10-2011	M.A.H.R.	
Comprobado		
Revisado		

UPCT  
Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
I.T.I. Mecánica  
No de orden: 66

Fecha	Nombre	Firma
22-10-2011	M.A.H.R.	
Comprobado		
Revisado		

No Plano : SEM 3  
(0)  
Hoja 1 de 1  
Sustituye  
Sustituido

J

I

H

G

F

E

D

C

B

A

1

2

3

4

5

6

7

8

9

10

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

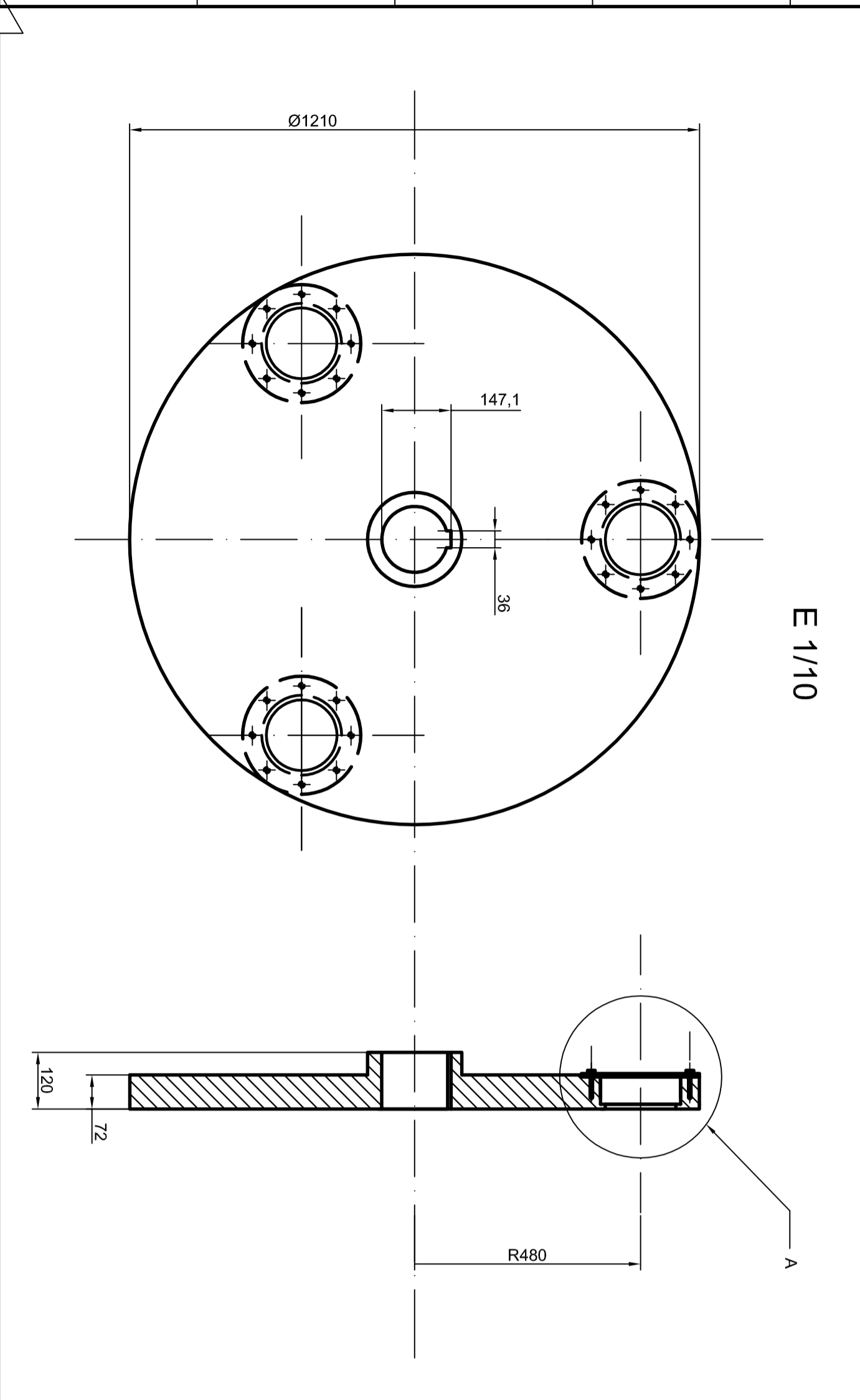
A

A

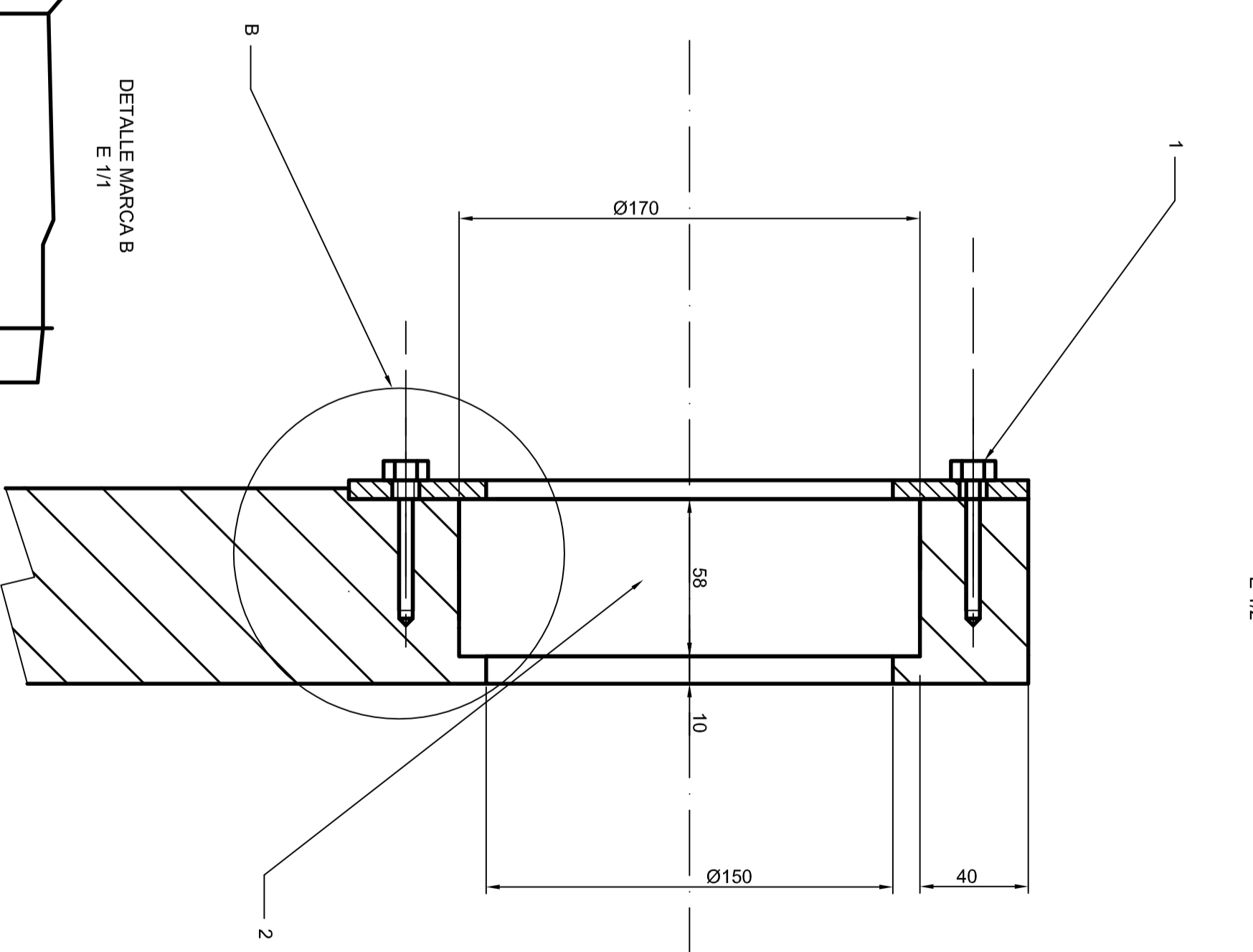
**PLANOS RELACIONADOS**

Nº	DESCRIPCION
CG 0	CONJUNTO GENERAL
CM 0	CONJUNTO MULTIPLICADORA
SEM 0	CONJUNTO SEGUNDA ETAPA
SEM 5	EJE PORTA-SATELITES
PEM 6	EJE INTERMEDIO

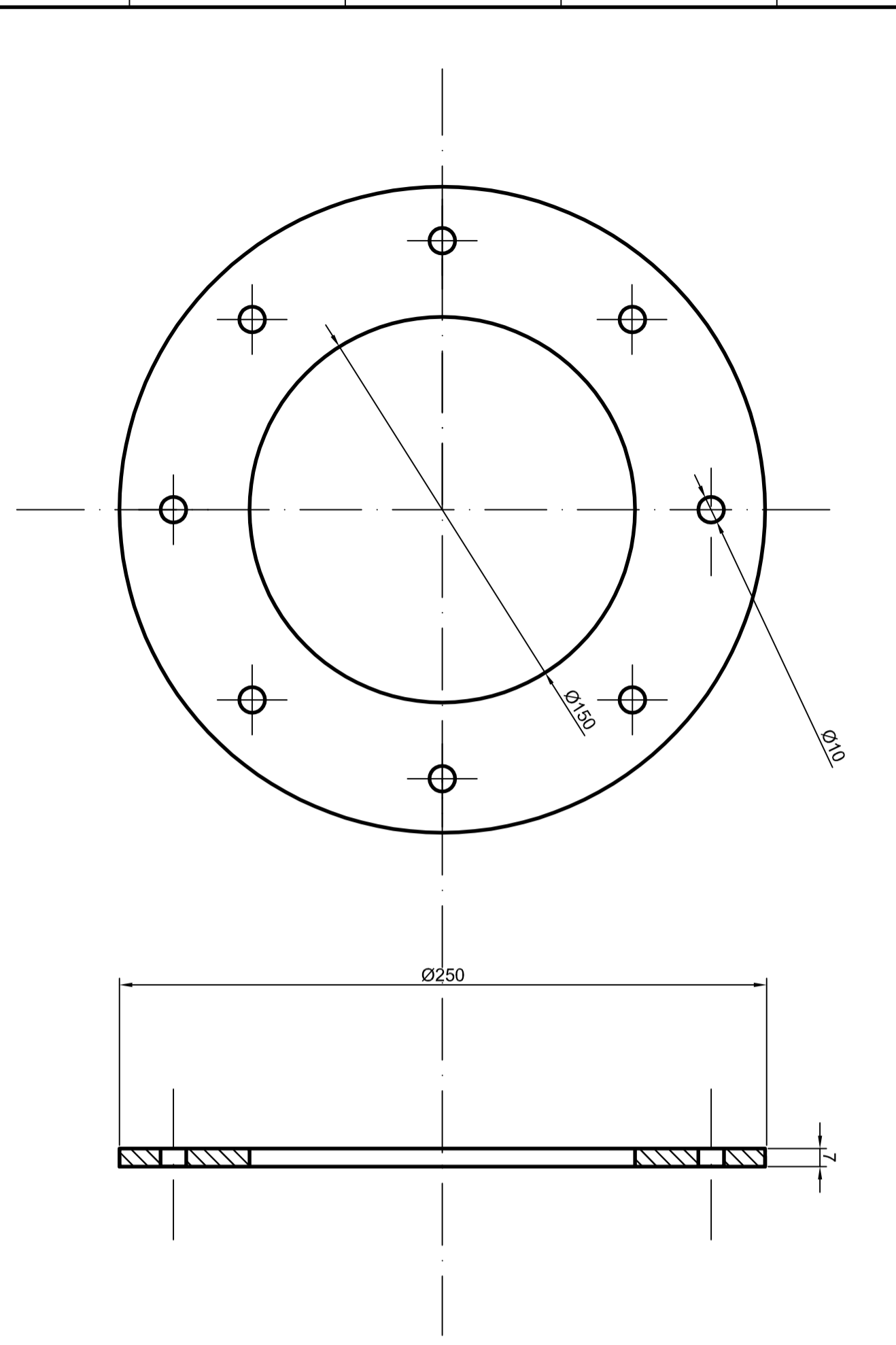
**DETALLE MARCA A  
E 1/2**



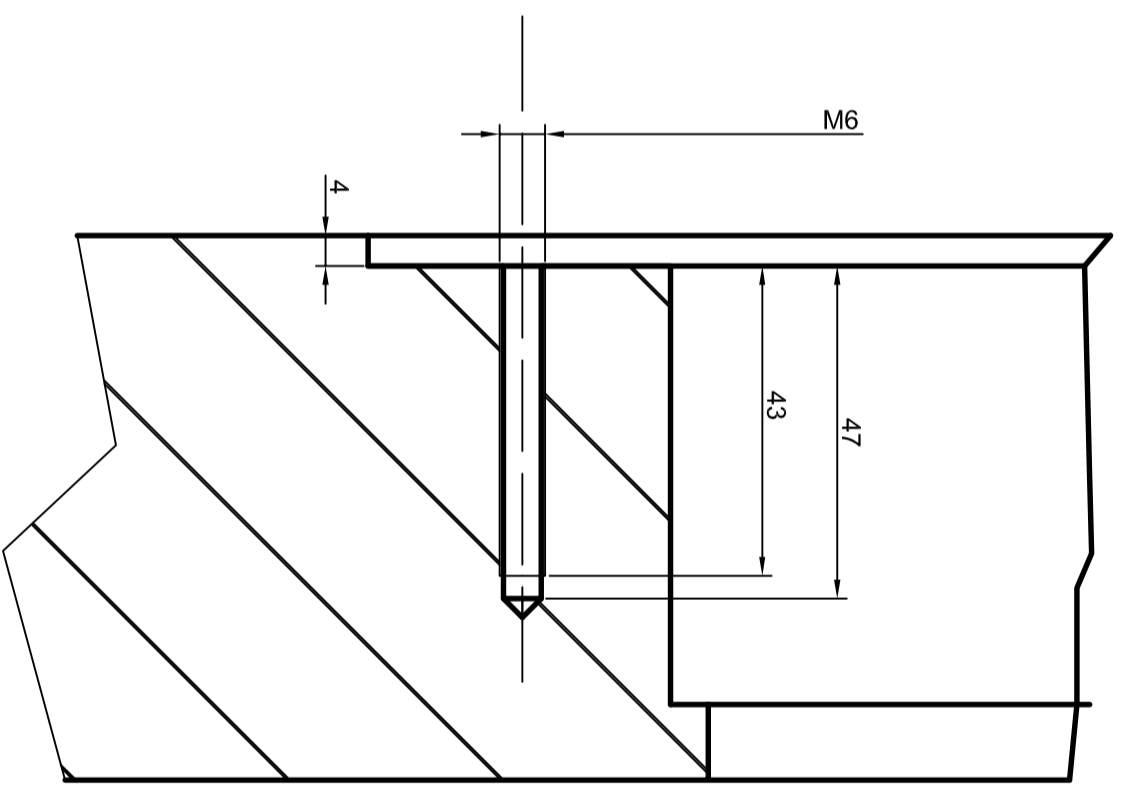
**DETALLE MARCA A  
E 1/1**



**DETALLE MARCA A  
E 1/2**



**DETALLE MARCA B  
E 1/1**



- NOTAS**
- 1 - El eje intermedio se acopla al disco porta-satélites mediante 1 claveta DIN A 6885 36x20x110 mm.
  - 2 - El rodamiento SKF 22316 E se aloja en la zona de la marca 2.
  - 3 - El eje porta-satélites se une al rodamiento y entre ambos se interpone un anillo de retención DIN 471 DSH-80.
  - 4 - Las tapas se atornillan al disco mediante 8 tornillos M6 x 50 cada tapa.

**LISTA DE MATERIALES**

MARCA	Nº PLANO	DESIGNACION	Nº piezas	MATERIAL Y DIMENSIONES
SEMA	SEMA4	Eje porta-satélites	1	Ø170 x 58
SEMA	SEMA4	Tapa	3	Ø121 x 36
SEMA	SEMA4	Tornillo DIN 471	24	M6 x 50
SEMA	SEMA4	Resortino SKF 22316 E	3	Ø 170 x 58

Fecha	Nombre	Firma
22-10-2011	M.A.H.R.	
Dibujado		
Comprobado		
Revisado		

UPCT  
Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
I.T.I. Mecánica

Escala	SEGUNDA ETAPA	No Plano : SEM 4 (0) Hoja 1 de 1
Varias	Disco porta-satélites	Sustituye Sustituido

J

J

I

I

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

C

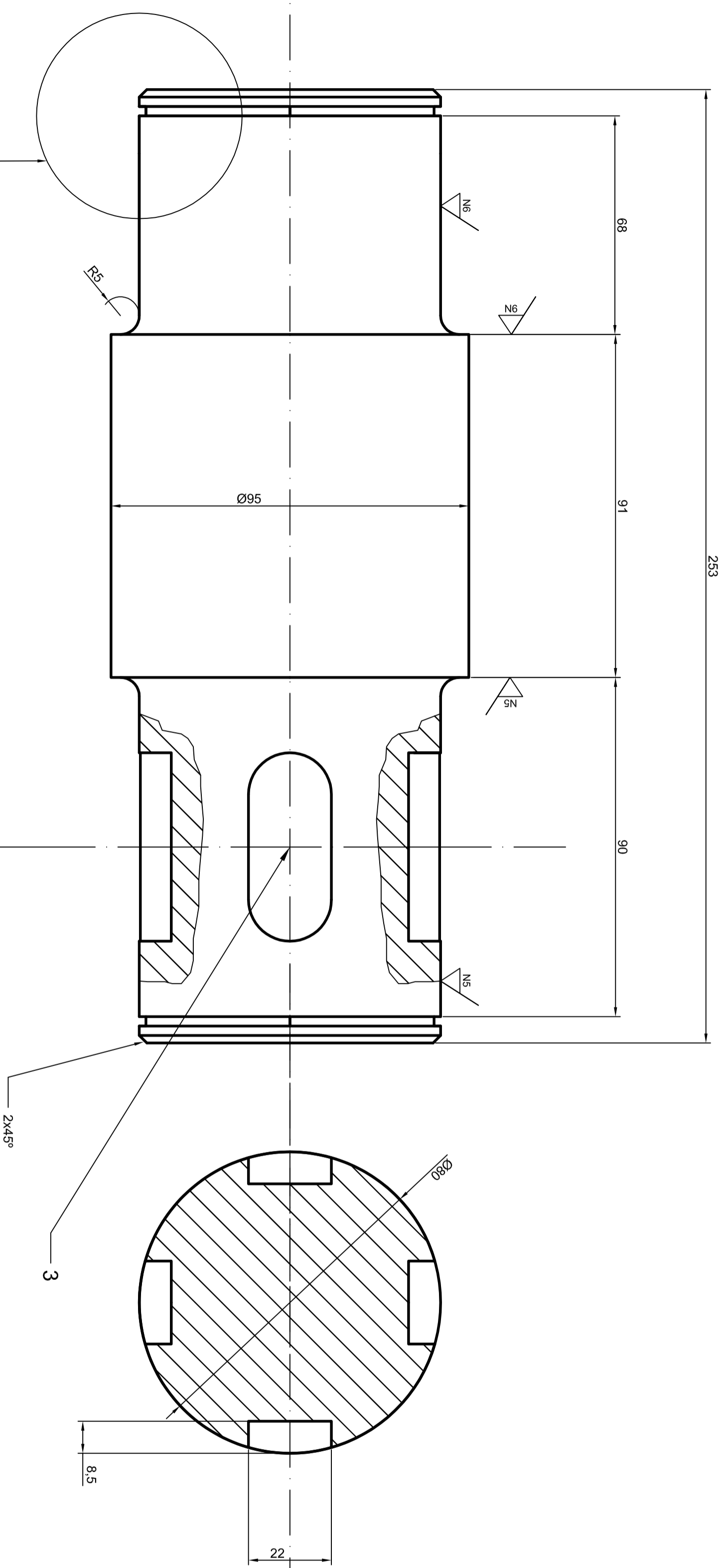
B

B

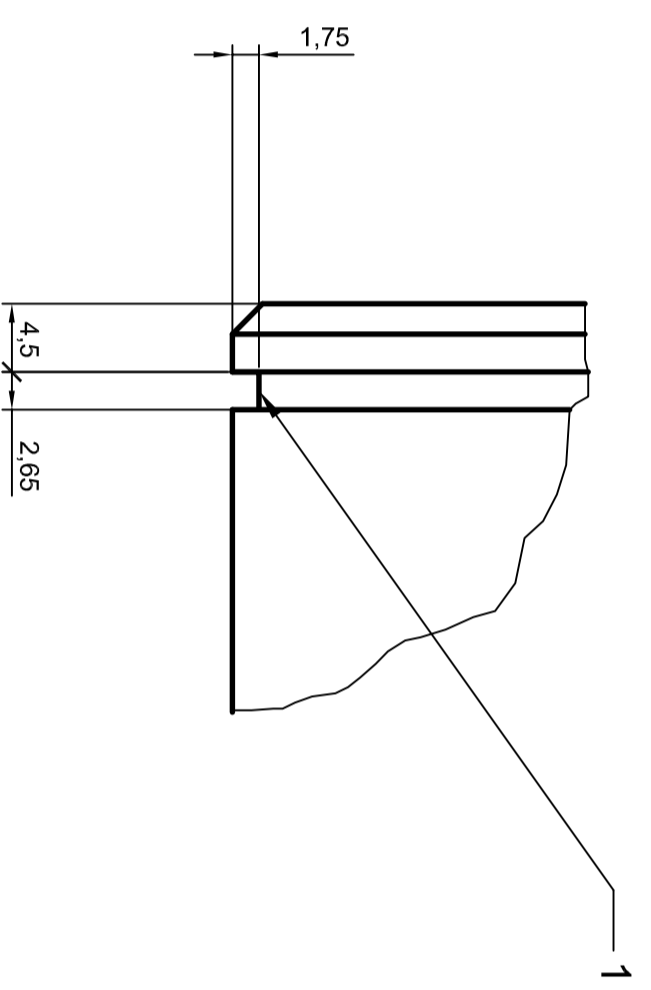
A

A

# EJE PORTA-SATÉLITES E 1/2



DETALLE A (TÍPICO)  
E 2/1



PLANOS RELACIONADOS	
Nº	DESCRIPCIÓN
CG 0	CONJUNTO GENERAL
CM 0	CONJUNTO MULTIPLICADORA
SEM 0	CONJUNTO SEGUNDA ETAPA
SEM 1	ENGRANAJE SATELITE
SEM 4	DISCO PORTA-SATELITES

- NOTAS**
- 1 - El engranaje satélite se acopla al eje porta-satélites mediante 4 clavetas DIN A 6885 22x14x50 mm.
  - 2 - El eje porta-satélites se fija axialmente mediante 2 anillos de retención DIN 471 DSH-80 situados en los extremos del eje.
  - 3 - El eje porta-satélites se apoya sobre el rodamiento SKF 22316 E alojado en el disco porta-satélites.
  - 4 - El alojamiento de la rueda satélite será rectificadado hasta alcanzar una rugosidad N5.
  - 5 - 4 - El alojamiento de la rueda satélite será rectificadado hasta alcanzar una rugosidad N6.

**LISTA DE MATERIALES**

MARCA	Nº PLANO	DESIGNACION	Nº piezas	MATERIAL Y DIMENSIONES
BEAR	1	ANILLO DE RETENCION DIN 471 DSH	3	22X14X50
SKF	2	RODAMIENTO SKF 22316 E	1	22X45X16
CHAVETA DIN A 6885	12	CHAVETA DIN A 6885	12	22X14X50

Fecha	Nombre	Firma
22-10-2011	M.A.H.R.	
Comprobado		
Revisado		

UPCT  
Miguel Ángel Hernández Rodríguez  
I.T.I. Mecánica

**SEGUNDA ETAPA**  
Eje porta-satélites

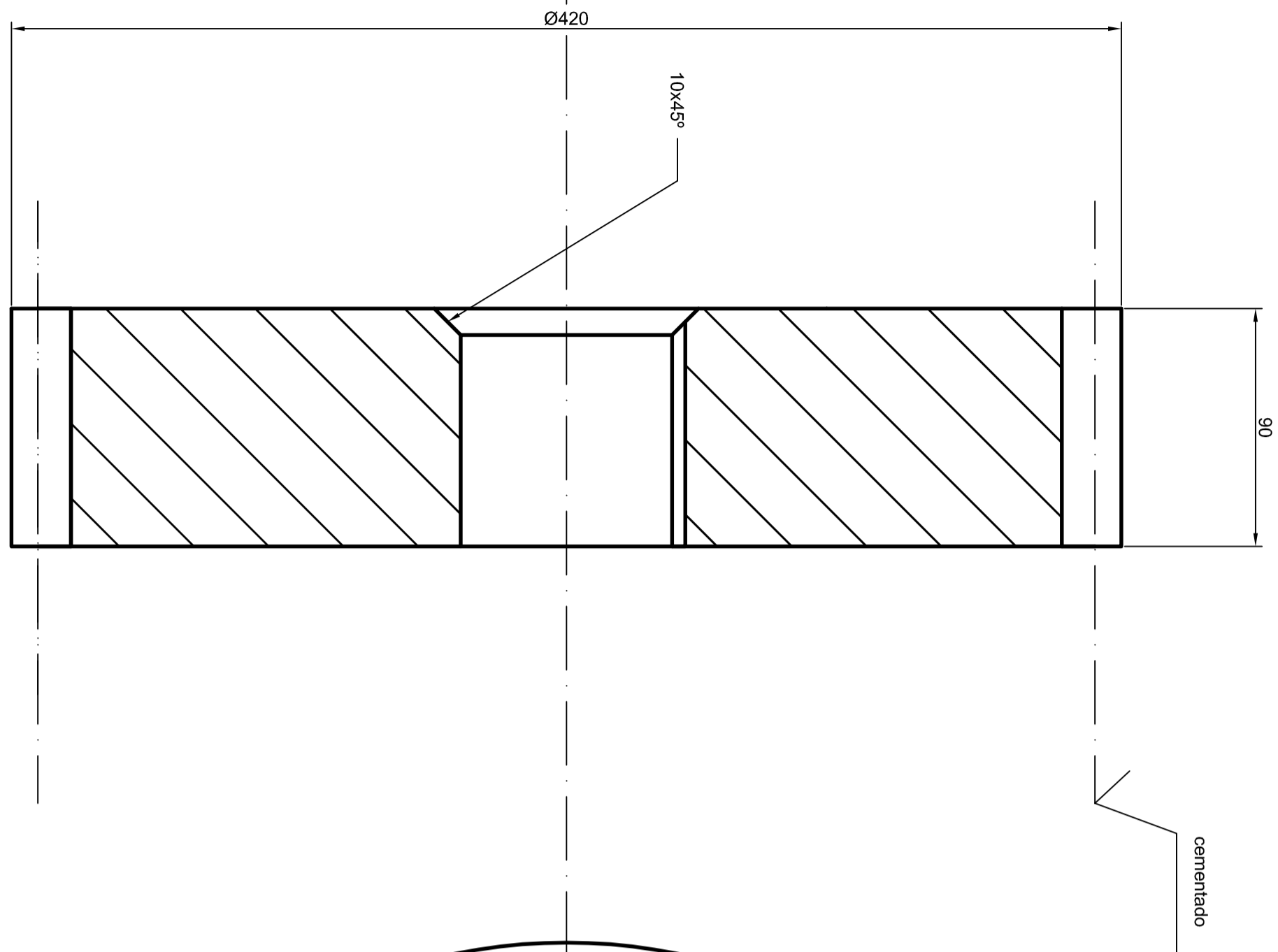
No Plano : SEM 5  
(0)  
Hoja 1 de 1  
Sustituye  
Sustituido

J I H G F E D C B A

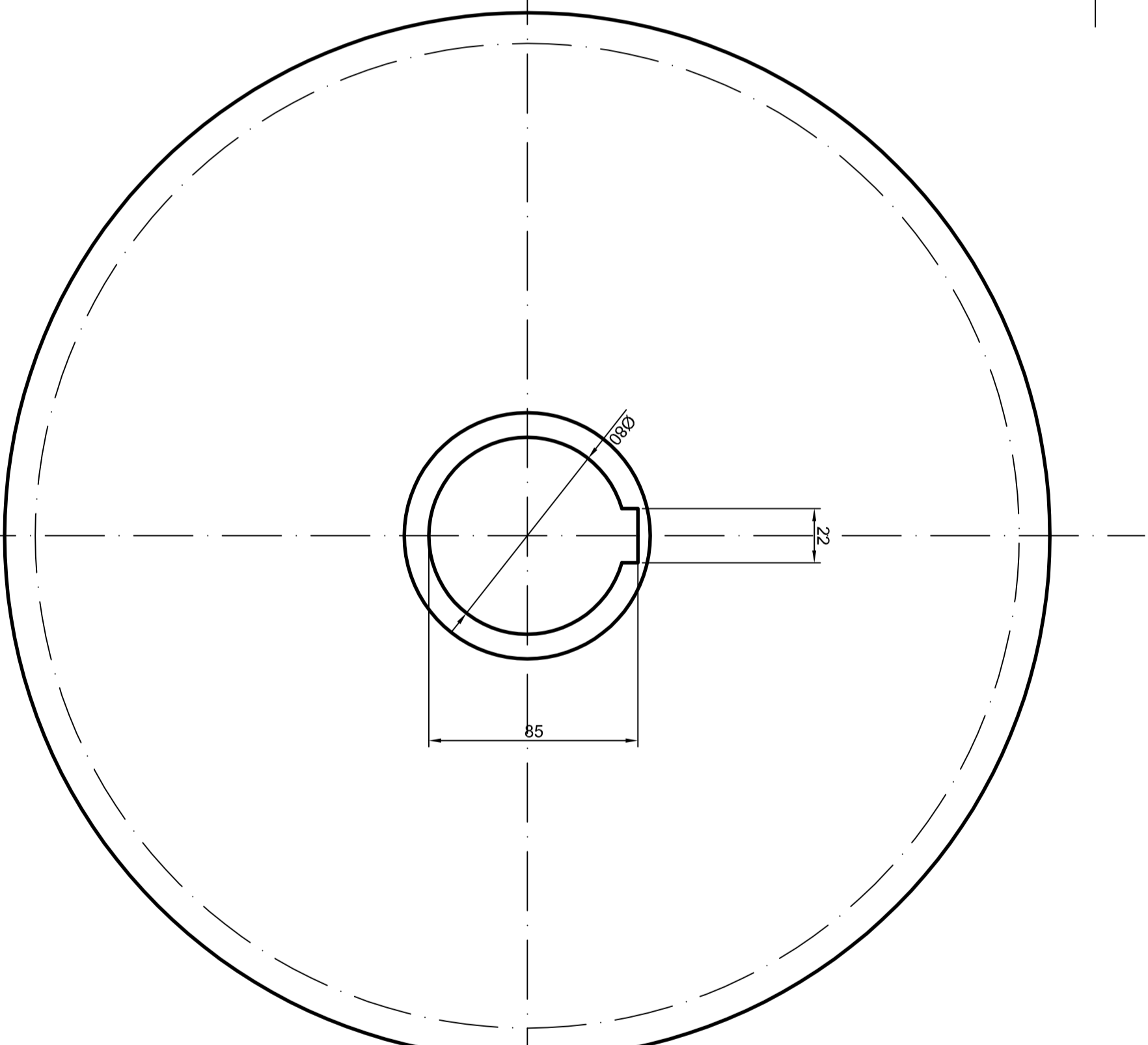
J I H G F E D C B A

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10





DATOS DE LA RUEDA			
MÓDULO	m	10 mm	
NÚMERO DE DIENTES	Zp	40	
DIÁMETRO PRIMITIVO	D	400 mm	
ADDENDUM	a	10 mm	
DEDEDUM	b	12,5 mm	
ÁNGULO DE PRESIÓN	$\phi$	20°	
CREMALLERA TIPO		UNE 18016	



PLANOS RELACIONADOS	
Nº	DESCRIPCIÓN
CG 0	CONJUNTO GENERAL
CM 0	CONJUNTO MULTIPLICADORA
SEM 0	CONJUNTO SEGUNDA ETAPA
SEM 1	ENGRANAJE SATELITE
SEM 3	ENGRANAJE CORONA
SEM 4	DISCO PORTA-SATELITES
PEM 6	EJE INTERMEDIO
EA 1	EJE DE ALTA

#### NOTAS

- 1 - El engranaje planeta se acopla al eje de alta mediante 1 chaveta DIN A 6885 14x22x40.
- 2 - Los dientes del engranaje planeta serán cementados durante 8 horas y posteriormente será templado una vez en aceite y revenido a 150 °C hasta conseguir una dureza superficial mínima de 58 HRc.
- 3 - El engranaje planeta se fija axialmente al eje de alta mediante un anillo de retención DIN 471 DSH-80.

#### LISTA DE MATERIALES

MARCA	Nº PLANO	DESIGNACIÓN	Nº PARTES	MATERIAL Y DIMENSIONES
BSL 2	Engranaje planeta	1		DIN 471 DSH-80

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma	No Plano : SEM 2
Escala			(0)
1/2			Hoja 1 de 1
			Sustituye
			Sustituido

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		

UPCT	Nombre	Firma
Miguel Ángel Hernández Rodríguez		
I.T.I. Mecánica		