

DOCUMENTO N°1: MEMORIA

MEMORIA DESCRIPTIVA

EL INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL

David García Galán

LUGAR Y FECHA:

Cartagena - 22/03/2012

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

ÍNDICE

Página:

1. ANTECEDENTES	2
2. OBJETO DEL PROYECTO	2
3. REGLAMENTACIÓN INDUSTRIAL APLICADA	2
4. EMPLAZAMIENTO	4
5. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LAS INSTALACIONES	5
6. FORMA DE PAGO	8
7. PRESUPUESTO	8
8. BIBLIOGRAFÍA Y FUENTES DE DOCUMENTACIÓN	8
9. DOCUMENTOS DE QUE CONSTA EL PROYECTO	9
10. AGRADECIMIENTOS	9
11. CONCLUSIÓN A LA MEMORIA	10

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

1. ANTECEDENTES

A petición del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica de Cartagena, se dispone el diseño del conjunto: “eje-acoplamiento-multiplicadora epicicloidal para un aerogenerador eólico” como proyecto de fin de carrera y de acuerdo a la legislación vigente para obtener como fin la titulación de: Ingeniero Técnico Industrial, con especialidad en Mecánica, sujeto a la aprobación del tribunal del Departamento y Organismos oficiales pertinentes.

2. OBJETO DEL PROYECTO

Diseño del conjunto: “eje-acoplamiento-multiplicadora epicicloidal para un aerogenerador eólico” de una potencia nominal de 900KW, diseñado en base a las condiciones climáticas correspondientes al emplazamiento del: “*Parque Eólico de La Sierra Minera de Portmán*”

REGLAMENTACIÓN INDUSTRIAL APLICADA

-Normas UNE:

UNE-1-000-099	Dibujos técnicos
UNE-4-026	Sistema ISO de tolerancia y ajustes 1
UNE-4-040	Sistema ISO de tolerancia y ajustes 2
UNE-18-076-90	Estriados cilíndricos rectos de perfil de envolvente
UNE-EN-61400	Normativa de aplicación para aerogeneradores
UNE- 24042	Contratación de obra y condiciones

-Normas ISO:

ISO-2909	Cálculo y medida de viscosidad para lubricantes
----------	---

-Normas DIN:

DIN-471	Anillos de retención
DIN-6885	Normativa para chavetas
DIN-931	Normativa para tornillos
DIN-558	Normativa para tuercas
DIN-125	Normativa para arandelas
DIN-13	Rosca métrica ISO

-Normativa ANSI:

ANSI/AGMA 2001-C95	Normativa para diseño de engranajes
ANSI/AGMA 2101-C95	Normativa para diseño de engranajes (unidades métricas)
ANSI/AGMA 6006	Estándar para diseño y especificación de trenes de engranajes para aerogeneradores
ANSI/SAE	Clasificación de aceros y aleaciones

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:
<p>-Otras:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Real Decreto 1495/1986 de 26 de Mayo) Reglamento de seguridad en máquinas -Ley 21/1992 de 16 de julio, de Industria. -Real Decreto 697/1995, de 28 de abril, por el que se aprueba el Reglamento del Registro de Establecimientos Industriales de ámbito estatal. -Real Decreto 251/1997, de 21 de febrero de 1987, por el que se aprueba el Reglamento del Consejo de Coordinación de la Seguridad Industrial -Real Decreto 560/2010, de 7 de mayo, por el que se modifican diversas normas reglamentarias en materia de seguridad industrial para adecuarlas a la Ley 17/2009, de 23 e noviembre, sobre el libre acceso a las actividades de servicios y su ejercicio, y a la -Ley 25/2009, de 22 de diciembre, de modificación de diversas leyes para su adaptación a la Ley sobre el libre acceso a las actividades de servicios y su ejercicio. - Ley 17/2009, de 23 de noviembre, sobre el libre acceso a las actividades de servicios y su ejercicio. - Real Decreto 559/2010, de 7 de mayo, por el que se aprueba el Reglamento del Registro Integrado Industrial. -Orden Consejería De Industria, Trabajo y Turismo, 14 Julio 1997 4/8/1997 Contenido de proyectos. Contenido mínimo de los proyectos técnicos de determinados tipos de instalaciones industriales. Ley de contenidos mínimos de la región de Murcia (C.A.R.M). -Ley de Protección del Ambiente Atmosférico. -Decreto número 52/2005, de 13 de mayo, por el que se establecen los Órganos Directivos de la Consejería de Industria y Medio Ambiente de la Región de Murcia. 		
- 3 -		

3. EMPLAZAMIENTO

El conjunto diseñado se instalará en la góndola de un aerogenerador eólico situado en la Sierra Minera de Portmán, situada en las dependencias municipales de La Unión (comarca del Campo de Cartagena) de la Región de Murcia (España). (Mapas extraídos de la aplicación “Google Earth”)



ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

4. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LAS INSTALACIONES

4.1. Funcionamiento

El cometido del conjunto diseñado es el de transmitir la potencia mecánica procedente del buje del aerogenerador, lugar donde se encuentran los álabes y se transforma la potencia eólica en mecánica, al generador de corriente alterna (alternador) que se encontrará a la salida de la multiplicadora, y transformar también la velocidad de giro del buje en la velocidad de entrada al eje del generador, siendo la relación de transmisión de la multiplicadora de 102:1, como se demostrará en los cálculos justificativos.

Para ello se dispone un eje de baja velocidad, el cual transportará la potencia de entrada a la primera etapa de engranajes epicicloidales (encontrada ya esta etapa dentro de la carcasa), luego esta elevará la velocidad de giro en proporción 6:1. Otro eje transmitirá la potencia a la segunda etapa de engranajes epicicloidales, la cual también elevará la velocidad de giro en la proporción 6:1. En el eje de salida de la segunda etapa se encuentra una rueda dentada, la cual transmitirá la potencia al eje de salida mediante una unión rueda-piñón (engranaje recto), siendo ésta la tercera etapa del tren de engranajes, y elevándose también la velocidad de giro en una proporción 2.8:1. Finalmente, el acoplamiento de disco, situado en el extremo exterior a la carcasa del eje de salida, transmitirá la potencia mecánica al alternador al que se ensamble.

Cabe también mencionar la instalación de un freno de disco situado en el eje de salida de la multiplicadora, encargado éste de la frenada y trinque del equipo una vez haya entrado en funcionamiento el sistema de frenada de los álabes del aerogenerador. Siendo pues este freno para operaciones de mantenimiento, y no como freno principal.

4.2. Magnitudes de entrada y salida

El diseño del conjunto ha sido realizado para unas condiciones técnicas de trabajo basadas en las magnitudes ambientales encontradas en el emplazamiento antes mencionado donde se encontrará el aerogenerador. Siendo:

- Velocidad nominal del viento= 8.97 m/s
- Velocidad máxima del viento= 25 m/s

(datos obtenidos de la web: AEMET “*Agencia Estatal de Meteorología*”, y de la “*Estación Meteorológica de S.Javier*”, estación situada en el litoral murciano y más cercana a la Sierra Minera de Portmán)

- Potencial eólico nominal= 678.4 KW
- Potencial eólico máximo= 14688 KW

(valores resultantes considerando la aplicación del coeficiente de Betz., y un diámetro de los álabes de: 58m, siendo 3 el número de éstos, y con una velocidad específica de: $\lambda=5$)

- Velocidad de giro de entrada= 15 rpm

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:
<p>-Velocidad de giro de salida= 1528 rpm -Potencia nominal de salida\cong 700 KW</p> <p style="text-align: center;">(pudiendo llegar ésta hasta unos 14 KW para rachas altas de viento)</p> <p>4.3. <u>Descripción de sus elementos</u></p> <p>•Eje de baja velocidad:</p> <p>Eje de acero aleado de diámetro medio: D=440mm, encargado de transmitir la potencia mecánica del buje a la entrada de la multiplicadora. Su ensamble al buje se realizará por medio de un acoplamiento de disco, y el ensamble a la multiplicadora mediante un perfil de eje estriado según normativa UNE.</p> <p>•Multiplicadora:</p> <p>Multiplicadora de velocidad con relación de transmisión de 102:1, constituida de dos etapas epicicloidales y una etapa de engranajes rectos ordinarios.</p> <p>-Carcasa:</p> <p>Carcasa de fundición de hierro, constituida de dos piezas: bancada y tapa. La forma esencial será la de un cilindro de base octogonal. La bancada se ensamblará al suelo de la góndola mediante unión atornillada. La unión entre bancada y tapa también será atornillada, sellando esta unión con papel aceitado resistente al lubricante.</p> <p>Se dispondrán dos aperturas con sus respectivos tapones de llenado y vaciado para el cambio de aceite. El tapón de vaciado será magnético para facilitar las operaciones de mantenimiento.</p> <p>En cuanto a sus funciones serán tres: de bastidor para el resto de elementos del conjunto, de recipiente para el lubricante y como cierre de soporte de algunos rodamientos.</p> <p>-Engranajes. Etapas:</p> <p>Serán tres etapas de engranajes, todos ellos de acero cementado.</p> <p>La primera será epicicloidal, de tres satélites y con un disco rigidizador a la salida para impedir la flecha de los extremos en voladizo de los ejes portasatélites (relación de transmisión 6:1).</p> <p>La segunda será también epicicloidal y sin rigidizador, ya que no será necesario debido a unas menores dimensiones y peso, y con ello, mínima flecha a la salida (relación de transmisión 6:1).</p> <p>La tercera será constituida por un engranaje recto ordinario (rueda-piñón), (relación de transmisión 2.8:1)</p> <p>-Ejes:</p> <p>Todos de acero aleado.</p>		

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

-Lubricante

El método de lubricación será: lubricación por barbotaje.

El aceite lubricante será: Aceite mineral de viscosidad ISO VG 15.

•Rodamientos:

-Un rodamiento de rodillos cilíndrica rótula del fabricante SKF para el extremo del eje de baja más cercano al buje. Con lubricación por grasa y obturación en el soporte. Su soporte será también del fabricante SKF y unido al suelo de la góndola mediante unión atornillada.

-Tres rodamientos de bolas de una hilera del fabricante SKF con lubricación de por vida “Solid Oil”. Éstos será los rodamientos soportados por las paredes de la carcasa, con sus correspondientes sistemas de obturación a cada lado, para conseguir el correcto sellado de la carcasa.

-Dieciséis rodamientos de rodillos cilíndricos del fabricante FAG que se encargarán de permitir la rotación de los satélites sobre sus respectivos ejes portasatélites.

-Cuatro rodamientos de rodillos cilíndricos a rótula del fabricante FAG encargados de la sujeción de los ejes situados dentro de la carcasa.

-La lubricación de los rodamientos no obturados, será realizada por medio del aceite lubricante encontrado dentro de la carcasa. Siendo lubricados por barbotaje.

•Freno:

-Freno de disco situado en el eje de salida de la multiplicadora, encargado tal y como se menciona anteriormente de la frenada y trinque del equipo una vez haya entrado en funcionamiento el sistema de frenada de los álabes del aerogenerador. Siendo pues este freno de uso para operaciones de mantenimiento, y no como freno principal.

4.4. Lubricación

Los lubricantes usados serán:

- Aceite mineral de viscosidad ISO VG 15, para el interior de la multiplicadora y todos sus elementos internos, excepto los rodamientos soportado por las paredes de la carcasa.

-Lubricación de por vida “Solid Oil”, para los rodamientos soportados por las paredes de la carcasa

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

-Lubricación para el rodamiento de rodillos a rótula del eje de baja:
Se lubricará con grasa para rodamientos, la cual deberá cumplir con las características del rodamiento, éste se someterá a cargas elevadas, baja velocidad de rotación y unas condiciones de temperaturas ambientales dentro del intervalo: (-5°C , 40°C).
Recomendándose la grasa para rodamientos del fabricante SKF: “LGEP 2”.
Las cantidades de lubricación serán: 14.4 Kg para el primer relleno, y 0.51 Kg para la relubricación.

4.5. Mantenimiento

Se realizará un cambio de aceite una vez al año para el aceite lubricante de la multiplicadora.
La relubricación para el eje lubricado por grasa, será de 0.51 Kg cada dos meses, y ajustándose ésta periodicidad en función de las condiciones de funcionamiento.

5. FORMA DE PAGO

El abono de los trabajos se efectuará de la siguiente manera:

Tipo fijo o tanto alzado por unidad de obra, con el precio invariable fijado de antemano, pudiendo variar únicamente el número de unidades ejecutadas previa medición y aplicando al total de unidades de obra ejecutadas el precio fijado.

Los pagos los efectuará el propietario en los plazos previamente establecidos y su importe corresponderá al de las certificaciones de obra conformadas por el ingeniero director.

6. PRESUPUESTO

De acuerdo con los datos obtenidos en el documento nº4, el presupuesto ascenderá a:

-Presupuesto de ejecución material:.....79.438,45€
-Presupuesto de ejecución por contrata:.....88.971,06 €

7. BIBLIOGRAFÍA Y FUENTES DE DOCUMENTACIÓN

-AEMET-Agencia estatal de Meteorología.
-METEORED-web meteorológica de “Alpred S.L.”.
-AENOR-Agencia Estatal de Normalización y Certificación.
-“Energía eólica”-CEAC-Miguel Villarubia.
-“Análisis y proyectos de ingeniería”-Deane Lent
-“Wind energy”-Handbook-Wiley.
-“AGMA Standard”-Standard for desing and specification of gearbox.
-“Diseño en ingeniería mecánica”-Joseph E.Shigley,Charles R. Mischk.
-“Wind turbines”-Erich Han.
-“Elementos de máquinas”-G.Niemann.
-“Diseño de máquinas”-Aaron D.Deutschman,Walter J.Michels.
-“Elementos de máquinas”-K.H.Decker.
-“Elementos de máquinas”-Bernard J.Hamrock.

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

8. DOCUMENTOS DE QUE CONSTA EL PROYECTO

- Documento nº1: Memoria
 - Memoria descriptiva
 - Anejo 1: Cálculos Justificativos
 - Anejo 2: Tablas y Catálogos

- Documento nº2: Planos
 - Plano 0.0: Plano de conjunto
 - Plano 1.0: Eje de baja velocidad
 - Plano 2.0: Disco portasatélites 1
 - Plano 3.0: Eje portasatélite 1
 - Plano 4.0: Satélite 1
 - Plano 5.0: Corona 1
 - Plano 6.0: Planetario 1
 - Plano 7.0: Rigidizador
 - Plano 8.0: Eje entre etapas 1 y 2
 - Plano 9.0: Disco portasatélites 2
 - Plano 10.0: Eje portasatélite 2
 - Plano 11.0: Satélite 2
 - Plano 12.0: Corona 2
 - Plano 13.0: Planetario 2
 - Plano 14.0: Eje entre etapas 2 y 3
 - Plano 15.0: Rueda
 - Plano 16.0: Piñón
 - Plano 17.0: Eje de baja velocidad
 - Plano 18.0: Carcasa

- Documento nº3: Pliego de Condiciones
- Documento nº4: Presupuesto

9. AGRADECIMIENTOS

El Autor del Proyecto, se complace en agradecer para la realización de éste:

A mi familia por su inestimable apoyo y fé en estos largos años de carrera.

A Ana y a su familia por su incuestionable apoyo en estos largos “meses” de fin de carrera.

A Miguel Lucas Rodríguez , tutor del proyecto, por su paciencia y guía en la consecución de los trabajos realizados.

Y una mención especial para mi abuela Carmen, allí donde esté, que siempre quiso tener un nieto “perito” y desde un primer momento supo que así sería.

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

10. CONCLUSIÓN A LA MEMORIA

Estimando que para la conclusión de la memoria se han tenido en cuenta las prescripciones de la legislación vigente y de acuerdo con ellas se han cubierto las condiciones impuestas por la especificación entregada por el Dpto. de Mecánica de la UPCT, se somete a la aprobación por los organismos oficiales, dándolo por terminado.

EL INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL

David García Galán

LUGAR Y FECHA:

Cartagena - 22/03/2012

DOCUMENTO N°1: MEMORIA

Anejo n°1: CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

EL INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL

David García Galán

LUGAR Y FECHA:

Cartagena - 22/03/2012

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

ÍNDICE

Página:

1. MAGNITUDES Y CONDICIONES EN LAS QUE TRABAJA	3
2. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DE LA MULTIPLICADORA	4
3. ACOPLAMIENTO DE ENTRADA	7
4. EJE DE BAJA VELOCIDAD (EJE DE ENTRADA)	9
5. CÁLCULO DE ENGRANAJES	29
6. RODAMIENTOS	50
7. BRAZO PORTASATÉLITES ETAPA 1	60
8. DISCO RIGIDIZADOR	70
9. EJE ENTRE-ETAPAS 1 Y 2	72
10. BRAZO PORTASATÉLITES ETAPA 2	78
11. EJE ENTRE-ETAPAS 2 Y 3	90
12. EJE DE ALTA VELOCIDAD (EJE DE SALIDA)	95
13. COMPROBACIÓN MONTAJE CORONA	101
14. ACOPLAMIENTO DE SALIDA	97
15. CARCASA	103
16. LUBRICANTE: SELECCIÓN Y PESO	106
17. UNIONES ATORNILLADAS	108
18. FRENO	110

ANEJO 1: CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS**1. Magnitudes y condiciones en las que trabaja el conjunto.****Velocidad de diseño del viento.**

-Se aplicará la ley potencial para una distribución de velocidades en el sentido del incremento de la altura para un flujo fluido de régimen laminar.

$$\frac{V}{V_o} = \left(\frac{H}{H_o} \right)^\alpha$$

$$V_{\max} = 25 \text{ m/s} \quad (\text{ya mayorada})$$

$$V_{\text{diseño}} = 8.97 \text{ m/s}$$

DATOS

$V_{o,\max} = 25 \text{ m/s}$ (V máxima)
 $V_{o,\text{nominal}} = 4 \text{ m/s}$ (V de diseño)
 $H = 320 \text{ m}$
 $\alpha = 0.14$

Datos de la Agencia Estatal de Meteorología Española. Y basados en un aerogenerador situado en las elevaciones rocosas de Portmán (Cartagena-Murcia-)

Potencial eólico.

$$P = \frac{1}{2} C_{\text{betz}} \rho A v^3$$

$$P_d = 678.4 \text{ Kw}$$

$$P_{\max} = 14688 \text{ Kw}$$

DATOS

$\rho = 1.2 \text{ Kg/m}^3$
 $A = 2642 \text{ m}^2$ (área de barrido)
 $V_{\max} = 25 \text{ m/s}$
 $V_d = 8.97 \text{ m/s}$
 $C_{\text{betz}} = 0.593$ Coeficiente de Betz, establece el límite de potencia teórica que se puede obtener de un flujo de aire.

(nota): potencial eléctrico de salida deseado = 850 Kw

Velocidad de giro del eje de baja.

-Estableciendo una velocidad específica para el álabe de $\lambda = 5$, y un radio también para este de $R = 29 \text{ m}$, y situando estos en función de la velocidad de giro:

$$n = \frac{60 \lambda v}{2 \pi R}$$

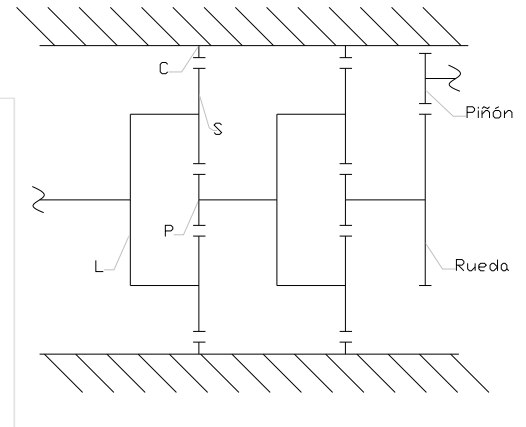
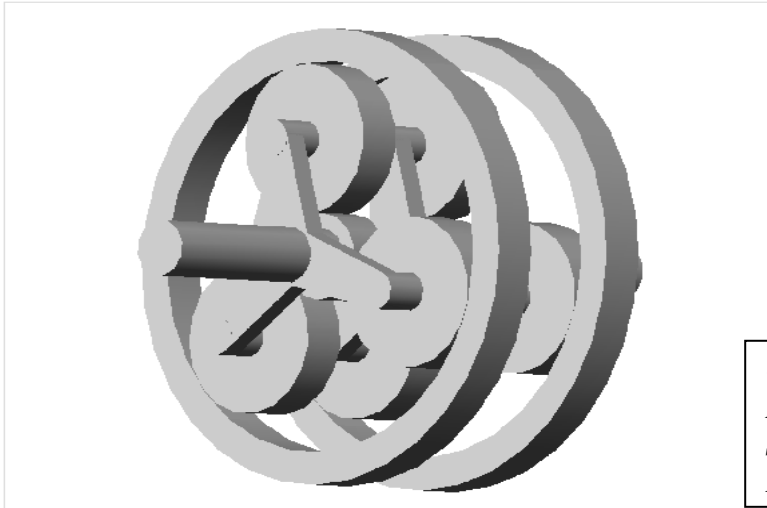
$$n_d = \frac{60 \cdot 5 \cdot 8.97}{2 \pi \cdot 29} = 14.8 \cong 15 \text{ rpm}$$

DATOS

$\lambda = 5$
 $V_{\text{diseño}} = 8.97 \text{ m/s}$
 $V_{\max} = 40 \text{ m/s}$
 $R_{\text{álabe}} = 29 \text{ m}$

2.Relación de transmisión de la multiplicadora.

El incremento de velocidad necesario se dará por medio de un engranaje recto epicicloidial de dos etapas.



C=corona
L=portasatélites
S=satélite
P=planetario o sol

La velocidad de giro de entrada será la ya establecida de “15 rpm”. La velocidad de giro de salida será una velocidad estimada de “1500 rpm”, acorde con el registro de velocidades del alternador acoplado al equipo y con la potencia eléctrica nominal del aerogenerador para el que será aplicado este diseño.

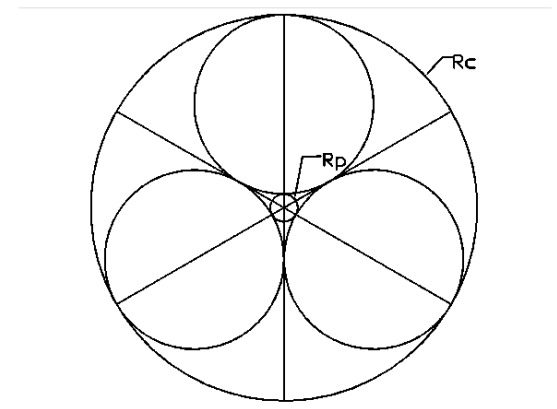
$N_e = 15 \text{ rpm}$

$N_s = 1500 \text{ rpm}$

Número de dientes “Ni”.

-Límite geométrico:

$$\mu_g \leq \frac{R_c}{R_p} = \frac{Z_c}{Z_p} = 13.8 \cong 13$$



-Condición de sincronismo.

$$\frac{Z_c + Z_p}{N_s} = N_{\text{número entero}}$$

$$2d_s + d_p = d_c$$

teniendo en cuenta que “Z” es directamente proporcional a “d” y siendo “Ns” el número de satélites e igual a 3, se elige una distribución de números de dientes que cumplen con tales condiciones:

$$Z_c=150, Z_p=30, Z_s=60, N_s=3$$

- Límites según norma AGMA 2015/915

Zpiñón	Zrueda
13	16
14	26
15	45
16	101
17	1309

-Engranaje recto
- $\phi_n = 20^\circ$
-Dientes de profundidad completa
- $\Psi = 0$

$$\frac{Z_{rueda}}{Z_{piñón}} \leq \frac{101}{16} = 6.31$$

Comprobación del sistema diseñado.NÚMERO DE DIENTES

$$Z_p = 30 \quad Z_c = 150 \quad Z_s = 60$$

-Comprobación geométrica:

$$\frac{Z_c}{Z_p} = \frac{150}{30} = 5 < 13$$

-Comprobación por normativa:

$$\frac{Z_{rueda}}{Z_{piñón}} = \frac{Z_c}{Z_s} = \frac{150}{60} = 2.5 < 6.31$$

$$\frac{Z_{rueda}}{Z_{piñón}} = \frac{Z_s}{Z_p} = \frac{60}{30} = 2 < 6.31$$

-Relación relativa de transmisión para un engranaje epicicloidal de una etapa:

$$\mu' = -\frac{Z_p}{Z_c} = -\frac{30}{150} = -0.2$$

-Fórmula de Willis:

$$\mu' = \frac{\omega_c - \omega_l}{\omega_p - \omega_l}$$

-Relación de transmisión de la primera etapa:

$$\frac{0-15}{\omega_p-15} = -0.2 ; \quad \omega_p = \frac{-15}{-0.2} + 15 = 90 \text{ rpm}$$

$$\mu_1 = \frac{\omega_p}{\omega_l} = \frac{90}{15} = 6$$

-Relación de transmisión de la segunda etapa:

$$\frac{0-90}{\omega_p-90} = -0.2 ; \quad \omega_p = \frac{-90}{-0.2} + 90 = 540 \text{ rpm}$$

$$\mu_2 = \frac{\omega_p}{\omega_l} = \frac{540}{90} = 6$$

-relación de transmisión de la tercera etapa (engrane recto no epicicloidal):

NÚMERO DE DIENTES

Zpiñón =31

Zrueda =88

$$\mu_3 = \frac{Z_r}{Z_p} = \frac{88}{31} = 2.83$$

-Relación de transmisión total del sistema:

$$\mu_T = \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot \mu_3 = 101.9$$

$$\mu = 101.9$$

$$n_e = 15 \text{ rpm} ; \quad n_s = 1528 \text{ rpm}$$

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

3.Acoplamiento de entrada

-Conecta con el buje.

•Fuerzas de entrada

-Fuerza horizontal:

$$D = \frac{1}{2} C_D \rho U_c^2 b L$$

$$D_{\max} = 104.4 \text{ KN}$$

$$D_d = 13.4 \text{ KN}$$

$$C_D = 1.6$$

$$U_{\max} = 25 \text{ m/s}$$

$$U_d = 8.97 \text{ m/s}$$

$$\rho(\text{aire}) = 1.2 \text{ Kg/m}^3$$

$$b = \text{ancho álabes} = 2 \text{ m}$$

$$L = \text{longitud álabes} = 29 \text{ m}$$

$$b \cdot L \cdot n^\circ \text{álabes} = 2 \cdot 29 \cdot 3 = 174 \text{ m}^2$$

-Torsor:

$$P = T \cdot \omega$$

$$T_{\max} = 9350 \text{ KNm}$$

$$T_d = 431.9 \text{ KNm}$$

$$P_d = 678.4 \text{ Kw}$$

$$P_{\max} = 14688 \text{ Kw}$$

$$n_d = 15 \text{ rpm}$$

•Elección de acople y comprobación

Dadas las altas exigencias a torsión que el proyecto exige, y las reducidas dimensiones requeridas, se opta por el acoplamiento: **“Zapex ZW de Flender”**.

-Modelo:

Zapex ZW-1150

Torsor nominal: 2700KNm

Torsor sobrecarga: 10800KNm

Diámetro interior: 425mm

n_{\max} : 900rpm

Peso: 4000Kg

(para mas datos ver apartado de tablas)

-Comprobación:

-Factor de aplicación “FB”=1.25

-Factor de temperatura “FT”=1.0

-Cálculo:

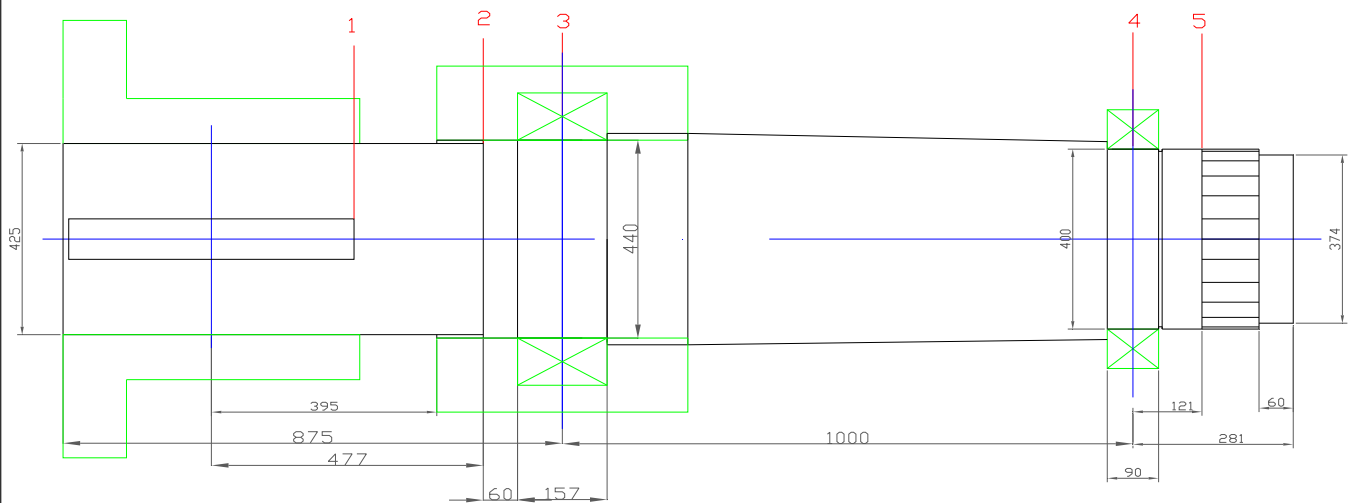
$$T_n = 678 \text{ KW}$$

$$T_{kn} \geq 678 \cdot \text{FB} \cdot \text{FT} = 847.5 \text{ KW}$$

$T_{kn} = 2700 \text{ KNm}$

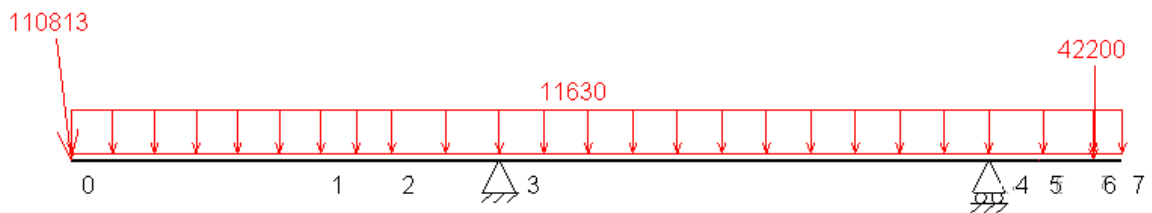
se escoge un torsor nominal mayor, para soportar las sobrecargas

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:
<p>-Chaveta:</p> <p><u>-DIN 6885 90x45</u></p> <p>-Dimensiones: ver tabla 1 en apartado 1 del Anejo nº2: “Tablas y Catálogos” del documento nº1</p> <p>-Fuerza tangencial nominal=2033KN -Fuerza tangencial máxima=44000KN</p> <p>-Fuerza tangencial que soporta (para una longitud de= $l_t=500\text{mm}$)</p> $F_t = \frac{1}{2} h \cdot p \cdot i \cdot l_t = \frac{1}{2} \cdot 45 \cdot 1090 \cdot 4 \cdot 500 = 49050000N$ <p>i=nº de chavetas=4 , p=presión permisible=1090N/mm² (el mismo acero que el eje)</p> <p>-Tolerancia: JS9 - Material: AISI 4340 - OQT 1000</p> <p>-La disposición de las chavetas será a una equidistancia angular de 90°, tal que las cargas quedarán igualmente repartidas.</p>		
- 8 -		

4. Eje de baja velocidad (eje de entrada)**• Reacciones.**

-Cargas en el punto 1 y peso estimado del eje de acero:

Carga axial debida al empuje del viento, carga vertical debida al peso del buje y del eje y torsor debido a la potencia generada por el giro de los álabes.



-Peso por unidad de longitud del eje:

-Peso acero = $W_{ac} = 76.5 \text{ KN/m}^3$

$$\frac{W_{eje}}{L} = W_{ac} \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) = 76.5 \cdot \left(\pi \cdot \frac{0.44^2}{4} \right) = 11.63 \text{ KN/m}$$

$$-\sum F_x = 0 \quad F_x = R_{3x}$$

$$-\sum F_z = 0 \quad R_{3z} + R_{4z} = W_{alabe} + W_{eje} + 2W_{acoplamiento}$$

$$-\sum M_3 = 0 \quad (\text{sentido positivo opuesto al horario})$$

$$R_{3z} = \frac{-0.875(W_{al} + W_a) + 0.500W_e + 1.221W_a}{1}$$

-Concentración de esfuerzos (Kc a flexión)

Chaveta=1.6

Cambio de sección=2.8

Roscado (se considera ranurado)=2.8

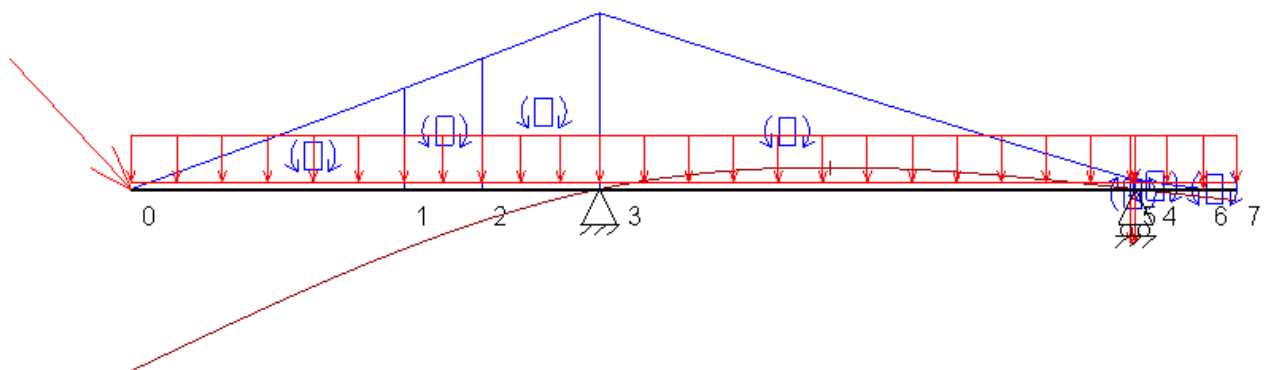
•Diámetro mínimo del eje.

<u>REACCIONES</u>		<u>Aceros recomendados:</u>
R3xd=13.4KN	R3xmax=104.4KN	AISI 1020- 1050,4340,4820,8620
R3z=221KN		
R4z=-48KN		<u>Se elegirá:</u>
Td = 431.9KNm	Tmax =9350KNm	AISI 1040-OQT 400
		Sy=600MPa Sut=779MPa

-Diagramas de esfuerzos en el eje

usando para los gráficos el programa para cálculo de estructuras diseñado por la UPCT:
MEFI.

Todas las unidades en Newton y metros.



PREDIMENSIONAMIENTO

-Tras observación de las posibles secciones críticas y previas consideraciones, se procede a un pre-dimensionamiento en base a cargas máximas en la sección 1.

Resumen de esfuerzos en sección 1.

N2=R2xd=	13.4KN
M2=	57.6KNm
V2=	116KN
Td =	432KNm
Tmax =	9350KNm
N2max=	104.4KN

-Flexión.

se desprecia, ya que el acoplamiento minimiza la flexión.

-Axil.

(el diámetro incluido aquí será aproximado al diámetro usado a torsión)

$$\sigma_a = \frac{104400}{\pi d^2} = \frac{132.926 \cdot 10^3}{d^2}$$

-Cortante.

se considera un cortante despreciable frente a torsión y axil.

-Torsor.

(sección con chaveta -K.H.Decker , t1=28 ,D-d=30)

$$\tau_t = \frac{9350 \cdot 10^6}{0.2 \cdot d^3} = \frac{4675 \cdot 10^7}{d^3}$$

-Tensiones principales.

$$\sigma_{total} = 0 + \frac{132.926 \cdot 10^3}{d^2} \quad \tau_{total} = 0 + \frac{4675 \cdot 10^7}{d^3}$$

$$\sigma_e = \sigma_{1,3} = 0 + \frac{132.926 \cdot 10^3}{2(D-30)^2} \pm \sqrt{\left(0 - \frac{132.926 \cdot 10^3}{2(D-30)^2}\right)^2 + \left(0 + \frac{4675 \cdot 10^7}{(D-30)^3}\right)^2}$$

para D=478.4mm → $\sigma_e = 600\text{MPa}$

-Como se precisa un diámetro de 430mm como máximo, se deberá de elegir otro acero. Se aplicará el acero: AISI 4340 - OQT 1000 (Sy= 1090MPa , Sut= 1180MPa)

para D=381mm → $\sigma_e = 1090\text{MPa}$

CÁLCULO A FLUENCIA – sección 1

La sección transversal del eje situada en el punto “1” (enchavetado).

Resumen de esfuerzos en sección 1.

N2=R2xd=	13.4KN
M2=	57.6KNm
V2=	116KN
Td =	432KNm
Tmax =	9350KNm
N2max=	104.4KN

-Flexión.

se desprecia, ya que el acoplamiento minimiza la flexión.

-Axil.

(el diámetro incluido aquí será aproximado al diámetro usado a torsión)

$$\sigma_a = \frac{N}{A} = \frac{13400 \cdot 4}{\pi d^2} = \frac{4278.1}{d^2}$$

-Cortante.

se considera un cortante despreciable frente a la torsión y axil.

-Torsor.

(sección con chaveta con diámetro disminuido por agujero de tornillo-K.H.Decker
D-d=30)

$$\tau_t = \frac{T}{\omega_t} = \frac{T}{0.2 \cdot d^3} = \frac{432 \cdot 10^6}{0.2 \cdot d^3} = \frac{2160 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Esfuerzo normal**-Esfuerzo cortante**

$$\sigma = \sigma_f + \sigma_a = 0 + \frac{4278.1}{d^2} \quad \tau = \tau_c + \tau_t = 0 + \frac{2160 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Teoría de la energía de distorsión.(TED)

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\left(0 + \frac{4278.1}{d^2}\right)^2 + 3\left(0 + \frac{2160 \cdot 10^6}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_e = \frac{1}{(D-30)^3} \sqrt{(0 + 4278.1(D-30))^2 + 3(2160 \cdot 10^6 + 0)^2}$$

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

- AISI 4340 - OQT 1000 (Sy= 1090MPa , Sut= 1180MPa)

D=425mm → Sy=60.7≤1090 MPa

- Ahora aplicando los factores de seguridad especificados en la norma española para aerogeneradores: UNE-EN 61400-1 , para un aerogenerador clase II (Vmax=25m/s) y una confianza del 95% :

$$\gamma_f F_k \leq \frac{1}{\gamma_m \gamma_n} f_k$$

$$F_k \leq \frac{1}{\gamma_m \gamma_n \gamma_f} f_k \rightarrow \sigma_e \leq \frac{S_y}{1.1 \cdot 1.0 \cdot 1.38} \rightarrow \sigma_e \leq \frac{S_y}{1.5} \rightarrow \eta = 1.5$$

$\sigma_e = S_y / 1.5 = 727$ --> Sy=60.7≤727MPa → d(727MPa)=203mm

-El diámetro seleccionado cumple con las condiciones:

$$D = 425 \geq 203 \text{mm}$$

-Comprobación para cargas máximas (cambia axil y torsor):

-cálculos realizados en el apartado de predimensionamiento.

CÁLCULO A FATIGA – sección 1

Resumen de esfuerzos en sección 2.

N2=R2xd= 13.44KN
M2= (-57.6 , 57.6)KNm
V2= 116.0KN
Td = 432KNm

AISI 4340 - OQT 1000 (Sy= 1090MPa , Sut= 1180MPa)

-Esfuerzos medios y alternantes a flexión(el esfuerzo cortante es despreciable a fatiga).

Mm=0 Ma=57.6KNm

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

-Límite a fatiga “Se”:

$$S_e = k_f k_r k_m S'_e$$

$$S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 1180 = 590 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} k_f &= 0.9 && \text{(rectificado)} \\ k_r &= 0.7 && \text{(100\% confiabilidad de supervivencia)} \\ k_m &= 1 && \text{(sin efectos diversos)} \end{aligned}$$

$$S_e = 371.7 \text{ MPa}$$

-Factor de seguridad a fatiga. Especificados en la norma española para aerogeneradores: UNE-EN 61400-1, para un aerogenerador clase II ($V_{max}=25\text{m/s}$):

$$\gamma_f F_k \leq \frac{1}{\gamma_m \gamma_n} f_k$$

$$F_k \leq \frac{1}{\gamma_m \gamma_n \gamma_f} f_k \rightarrow \sigma_e \leq \frac{S_e}{1.5 \cdot 1.15 \cdot 1.7} \rightarrow \sigma_e \leq \frac{S_e}{3} \rightarrow \eta = 3$$

-Ecuación de Goodman aplicada para la obtención del diámetro mínimo.

$$d = \left[\frac{32\eta}{\pi S_e} \sqrt{\left(\frac{M_a K_{flex}}{K_{Sflex}} \right)^2} + \frac{32\eta}{\pi S_{ut}} \sqrt{\left(M_m + \frac{N_m \cdot d}{8} \right)^2 + \frac{3T_m^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

-factor de tamaño:

$$K_{Sflex} = 1.189 d^{-0.112} = 1.189 \cdot 425^{-0.112} = 0.6$$

-concentración de esfuerzos debido a ranurado y taladrado:

$$K_{flex} = 1 + (k_c - 1) \cdot q_n = 1 + (1.6 - 1) \cdot 0.8 = 3.1$$

$$k_c = 1.6$$

$$d = \left[\frac{32 \cdot 3}{\pi \cdot 371.7} \sqrt{\left(\frac{57.6 \cdot 10^6 \cdot 3.1}{0.6} \right)^2} + \frac{32 \cdot 3}{\pi \cdot 1180} \sqrt{\left(0 + \frac{13.44 \cdot 10^3 \cdot d}{8} \right)^2 + \frac{3 \cdot (432 \cdot 10^6)^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d \geq 284 \text{ mm}$$

-El diseño cumple a fatiga en la sección 1:

$$d = 425 \geq 284 \text{ mm}$$

CÁLCULO A FLUENCIA – sección 2

La sección transversal del eje situada en el punto “2” (cambio de sección).

Resumen de esfuerzos en sección 2.

N2=R2xd=	13.4KN
M2=	74.5KNm
V2=	117.60KN
Td =	431.9KNm
Tmax =	9350KNm
N2max=	104.4KN

-Flexión.

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 74.5 \cdot 10^6}{\pi d^3} = \frac{758.85 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Axil.

$$\sigma_a = \frac{N}{A} = \frac{13440}{\pi d^2} = \frac{4278.1}{d^2}$$

-Cortante.

$$\tau_c = \frac{4}{3} \cdot \frac{V}{A} = \frac{16}{3} \cdot \frac{V}{\pi d^2} = \frac{16}{3} \cdot \frac{117.6 \cdot 10^3}{\pi d^2} = \frac{200 \cdot 10^3}{d^2}$$

-Torsor.

$$\tau_t = \frac{T}{\omega_t} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 432 \cdot 10^6}{\pi \cdot d^3} = \frac{2200 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Esfuerzo normal**-Esfuerzo cortante**

$$\sigma = \sigma_f + \sigma_a = \frac{758.85 \cdot 10^6}{d^3} + \frac{4278.1}{d^2} \quad \tau = \tau_c + \tau_t = \frac{200 \cdot 10^3}{d^2} + \frac{2200 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Teoría de la energía de distorsión.(TED)

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{758.85 \cdot 10^6}{d^3} + \frac{4278.1}{d^2}\right)^2 + 3\left(\frac{200 \cdot 10^3}{d^2} + \frac{2200 \cdot 10^6}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_e = \frac{1}{d^3} \sqrt{(758.85 \cdot 10^6 + 4278.1d)^2 + 3(2200 \cdot 10^6 + 200 \cdot 10^3d)^2}$$

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

- AISI 4340 - OQT 1000 (Sy= 1090MPa , Sut= 1180MPa)

$$d=425\text{mm} \rightarrow Sy=52.5 \leq 1090$$

-Resulta un diámetro razonable. Ahora aplicando los factores de seguridad

$$\eta = 1.5 \quad \gamma_f F_k \leq \frac{1}{\gamma_m \gamma_n} f_k$$

$$\sigma_e = Sy/1.5 = 727 \rightarrow Sy = 52.5 \leq 727$$

$$d=425\text{mm}$$

-Comprobación para cargas máximas (cambia axil y torsor):

-Flexión.

$$\sigma_f = \frac{758.85 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Cortante.

-Axil.

$$\sigma_a = \frac{104400}{\pi d^2} = \frac{33231.5}{d^2}$$

$$\tau_c = \frac{200 \cdot 10^3}{d^2}$$

-Tensiones principales.

-Torsor.

$$\sigma_{total} = \frac{758.85 \cdot 10^6}{d^3} + \frac{33231.5}{d^2} \quad \tau_t = \frac{16 \cdot 9350 \cdot 10^6}{\pi \cdot d^3} = \frac{47.7 \cdot 10^9}{d^3}$$

$$\tau_{total} = \frac{200 \cdot 10^3}{d^2} + \frac{47.7 \cdot 10^9}{d^3}$$

$$\sigma_e = \sigma_{1,3} = \frac{758.85 \cdot 10^6}{2d^3} + \frac{33231.5}{2d^2} \pm \sqrt{\left(\frac{758.85 \cdot 10^6}{2d^3} - \frac{33231.5}{2d^2}\right)^2 + \left(\frac{200 \cdot 10^3}{d^2} + \frac{47.7 \cdot 10^9}{d^3}\right)^2}$$

$$\text{para } d=425\text{mm} \rightarrow \sigma_e = 630 \leq 1090 \text{ MPa}$$

-Nota: la condición de diámetro será $\rightarrow d \geq 353\text{mm}$

$$d=425\text{mm}$$

CÁLCULO A FATIGA – sección 2Resumen de esfuerzos en sección 2.

$$\begin{aligned} N_4 &= R_4 x d = 13.44 \text{ KN} \\ M_4 &= (-74.5, 74.5) \text{ KNm} \\ V_4 &= 117.6 \text{ KN} \\ T_d &= 431.9 \text{ KNm} \end{aligned}$$

AISI 4340 - OQT 1000 (Sy= 1090MPa , Sut= 1180MPa)

-Esfuerzos medios y alternantes a flexión(el esfuerzo cortante es despreciable a fatiga).

$$M_m = 0 \qquad M_a = 74.5 \text{ KNm}$$

-Límite a fatiga “Se”:

$$S_e = k_f k_r k_m S'_e$$

$$S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 1180 = 590 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} k_f &= 0.9 && \text{(rectificado)} \\ k_r &= 0.7 && \text{(100\% confiabilidad de supervivencia)} \\ k_m &= 1 && \text{(sin efectos diversos)} \end{aligned}$$

$$S_e = 371.7 \text{ MPa}$$

-Factor de seguridad a fatiga. Especificados en la norma española para aerogeneradores: UNE-EN 61400-1 , para un aerogenerador clase II (Vmax=25m/s):

$$\gamma_f F_k \leq \frac{1}{\gamma_m \gamma_n} f_k$$

$$\eta = 3$$

-Ecuación de Goodman aplicada para la obtención del diámetro mínimo.

$$d = \left[\frac{32\eta}{\pi S_e} \sqrt{\left(\frac{M_a K_{fflex}}{K_{sflex}} \right)^2} + \frac{32\eta}{\pi S_{ut}} \sqrt{\left(M_m + \frac{N_m \cdot d}{8} \right)^2 + \frac{3T_m^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

-factor de tamaño:

$$K_{sflex} = 1.189 d^{-0.112} = 1.189 \cdot 425^{-0.112} = 0.6$$

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

-cambio de sección:

$$K_{fflex} = 1 + (k_c - 1) \cdot q_n = 1 + (2.8 - 1) \cdot 0.8 = 2.44$$

$$k_c = 2.8$$

$$d = \left[\frac{32 \cdot 3}{\pi \cdot 371.7} \sqrt{\left(\frac{74.5 \cdot 10^6 \cdot 2.44}{0.6} \right)^2} + \frac{32 \cdot 3}{\pi \cdot 1189} \sqrt{\left(0 + \frac{13.44 \cdot 10^3 \cdot d}{8} \right)^2} + \frac{3 \cdot (432 \cdot 10^6)^2}{4} \right]^{\frac{1}{3}}$$

-diámetro necesario

$$d \geq 325.6 \text{ mm}$$

CUMPLE

CONCLUSIÓN - sección 2

Se comprueba que cumple con las condiciones para un diámetro de 425 mm. Aunque éste diámetro podría rebajarse para disminuir peso, costes, etc., el diámetro de ésta sección será de 425mm ya que el diámetro interior del acoplamiento elegido para la unión con el buje, ha de ser de 425mm como mínimo, según fabricante. Quedando:

$$d = 425 \text{ mm}$$

CÁLCULO A FLUENCIA – sección 3

La sección transversal del eje situada en el punto “3” (rodamiento del extremo izquierdo).

Se calcula para valores de operación (nominales o de diseño).

Resumen de esfuerzos en sección 3.

N3=R4xd=	13.4KN
M3=	101KNm
V3=	120KN
Td =	431.9KNm
Tmax =	9350KNm
N3max=	104.4KN

-Flexión.

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 101 \cdot 10^6}{\pi d^3} = \frac{1029 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Axil.

$$\sigma_a = \frac{N}{A} = \frac{13440}{\pi d^2} = \frac{4278.1}{d^2}$$

-Cortante.

$$\tau_c = \frac{4}{3} \cdot \frac{V}{A} = \frac{16}{3} \cdot \frac{V}{\pi d^2} = \frac{16}{3} \cdot \frac{120 \cdot 10^3}{\pi d^2} = \frac{204 \cdot 10^3}{d^2}$$

-Torsor.

$$\tau_t = \frac{T}{\omega_t} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 432 \cdot 10^6}{\pi \cdot d^3} = \frac{2200 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Esfuerzo normal

$$\sigma = \sigma_f + \sigma_a = \frac{1029 \cdot 10^6}{d^3} + \frac{4278.1}{d^2}$$

-Esfuerzo cortante

$$\tau = \tau_c + \tau_t = \frac{204 \cdot 10^3}{d^2} + \frac{2200 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Teoría de la energía de distorsión.(TED)

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{1029 \cdot 10^6}{d^3} + \frac{4278.1}{d^2}\right)^2 + 3\left(\frac{204 \cdot 10^3}{d^2} + \frac{2200 \cdot 10^6}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_e = \frac{1}{d^3} \sqrt{(1029 \cdot 10^6 + 4278.1d)^2 + 3(2200 \cdot 10^6 + 204 \cdot 10^3 d)^2}$$

- AISI 4340 - OQT 1000 (Sy= 1090MPa , Sut= 1180MPa)

$$d=440\text{mm} \rightarrow Sy=48.1 \leq 1090$$

-Resulta un diámetro razonable. Ahora aplicando los factores de seguridad

$$\gamma_f F_k \leq \frac{1}{\gamma_m \gamma_n} f_k$$

$$\eta = 1.5$$

$$\sigma_e = Sy/1.5 = 727 \rightarrow Sy=48.1 \leq 727$$

$$\mathbf{d=440\text{mm}}$$

-Comprobación para cargas máximas (cambia axil y torsor):

-Flexión.

$$\sigma_f = \frac{1029 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Cortante.

-Axil.

$$\sigma_a = \frac{104400}{\pi d^2} = \frac{33231.5}{d^2}$$

$$\tau_c = \frac{204 \cdot 10^3}{d^2}$$

-Torsor.

-Tensiones principales.

$$\sigma_{total} = \frac{1029 \cdot 10^6}{d^3} + \frac{33231.5}{d^2}$$

$$\tau_{total} = \frac{204 \cdot 10^3}{d^2} + \frac{47.7 \cdot 10^9}{d^3}$$

$$\tau_t = \frac{16 \cdot 9350 \cdot 10^6}{\pi \cdot d^3} = \frac{47.7 \cdot 10^9}{d^3}$$

$$\sigma_e = \sigma_{1,3} = \frac{1029 \cdot 10^6}{2d^3} + \frac{33231.5}{2d^2} \pm \sqrt{\left(\frac{1029 \cdot 10^6}{2d^3} - \frac{33231.5}{2d^2}\right)^2 + \left(\frac{204 \cdot 10^3}{d^2} + \frac{47.7 \cdot 10^9}{d^3}\right)^2}$$

$$\text{para } d=440\text{mm} \rightarrow \sigma_e = 580.3 \leq 1090 \text{ MPa}$$

-Nota: la condición de diámetro será $\rightarrow d \geq 358\text{mm}$

$$\mathbf{d=440\text{mm}}$$

CÁLCULO A FATIGA – sección 3Resumen de esfuerzos en sección 3.

$$\begin{aligned} N_3 &= R_3 \cdot d = 13.44 \text{ KN} \\ M_3 &= (-101, 101) \text{ KNm} \\ V_3 &= 120 \text{ KN} \\ T_d &= 431.9 \text{ KNm} \end{aligned}$$

AISI 4340 - OQT 1000 (Sy= 1090MPa , Sut= 1180MPa)

-Esfuerzos medios y alternantes a flexión(el esfuerzo cortante es despreciable a fatiga).

$$M_m = 0 \qquad M_a = 101 \text{ KNm}$$

-Límite a fatiga “Se”:

$$S_e = k_f k_r k_m S'_e$$

$$S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 1180 = 590 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} k_f &= 0.9 && \text{(rectificado)} \\ k_r &= 0.7 && \text{(100\% confiabilidad de supervivencia)} \\ k_m &= 1 && \text{(sin efectos diversos)} \end{aligned}$$

$$S_e = 371.7 \text{ MPa}$$

-Factor de seguridad a fatiga.

$$\gamma_f F_k \leq \frac{1}{\gamma_m \gamma_n} f_k$$

$$\eta = 3$$

-Ecuación de Goodman aplicada para la obtención del diámetro mínimo.

$$d = \left[\frac{32\eta}{\pi S_e} \sqrt{\left(\frac{M_a K_{sflex}}{K_{sflex}} \right)^2} + \frac{32\eta}{\pi S_{ut}} \sqrt{\left(M_m + \frac{N_m \cdot d}{8} \right)^2 + \frac{3T_m^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

-factor de tamaño:

$$K_{sflex} = 1.189 d^{-0.112} = 1.189 \cdot 440^{-0.112} = 0.6$$

-cambio de sección:

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

$$K_{flex} = 1 + (k_c - 1) \cdot q_n = 1 + (2.8 - 1) \cdot 0.8 = 2.44$$

$$k_c = 2.8$$

se extrapolará la concentración de esfuerzos debida al cambio de sección al final de la rosca al punto de apoyo del rodamiento 3 (sección3), dándose así una seguridad extra al diseño y evitando tener que comprobarse la sección anterior.

$$d = \left[\frac{32 \cdot 3}{\pi \cdot 371.7} \sqrt{\left(\frac{101 \cdot 10^6 \cdot 2.44}{0.6} \right)^2} + \frac{32 \cdot 3}{\pi \cdot 1189} \sqrt{\left(0 + \frac{13.44 \cdot 10^3 \cdot d}{8} \right)^2} + \frac{3 \cdot (432 \cdot 10^6)^2}{4} \right]^{\frac{1}{3}}$$

-diámetro necesario

$$d \geq 351.4 \text{ mm}$$

CUMPLE

CONCLUSIÓN - sección 3

Se comprueba que cumple con las condiciones para un diámetro de 440 mm. Aunque éste diámetro podría rebajarse para disminuir peso, costes, etc., el diámetro de ésta sección será de 440mm ya que ése será el diámetro interior del rodamiento elegido. Una elección de un rodamiento de menor calibre, según catálogo del fabricante, no haría posible su montaje. Quedando:

$$d = 440 \text{ mm}$$

CÁLCULO – sección 4

La sección transversal del eje situada en el punto “4” (rodamiento del extremo derecho).

Resumen de esfuerzos en sección 2.

N4=R4xd=	0KN
M4=	9.4KNm
V4=	85.4KN
Td =	431.9KNm
Tmax =	9350KNm
N4max=	0KN

CONCLUSIÓN - sección 4

Dada la semejanza entre la sección 3 y la 4, con los cálculos realizados en la sección 3 será más que suficiente para asegurar que la sección 4 soportará el estado de cargas sometido, ya que será menos agresivo que el de la sección 4, y la condición de diámetro mas restrictiva en la sección 3 era: $d \geq 358$. Se elegirá un diámetro de 400mm, no se podrá rebajar más debido al diámetro diseñado para el tramo estriado. El cual queda reflejado más adelante en los cálculos del eje de baja velocidad. Quedando así:

$$d=400\text{mm}$$

CÁLCULO A FLUENCIA – sección 5

La sección transversal del eje situada en el punto “5”.

Resumen de esfuerzos en sección 5.

$N_2=R_2xd=$	0KN
$M_2=$	8.0KNm
$V_2=$	41.5KN
$T_d =$	431.9KNm
$T_{max} =$	9350KNm
$N_{2max}=$	0KN

-Dado que anteriormente fue comprobada la sección “2” para un estado de tensiones mayor que en ésta, resultando un diámetro mínimo de “353 mm” para cargas máximas, queda asegurado pues que la sección “5” cumplirá satisfactoriamente a fluencia para el diámetro de diseño fijado de “400 mm”.

CÁLCULO A FATIGA – sección 5**Resumen de esfuerzos en sección 2.**

$N_4=R_4xd=$	13.44KN
$M_4=$	(-4.8 , 4.8)KNm
$V_4=$	44.1KN
$T_d =$	431.9KNm
AISI 4340 - OQT 1000 (Sy= 1090MPa , Sut= 1180MPa)	

-Si se comprobará si cumple a fatiga, ya que los valores de concentración de esfuerzos serán distintos que en la sección “2”.

-Esfuerzos medios y alternantes a flexión(el esfuerzo cortante es despreciable a fatiga).

$$M_m=0$$

$$M_a=4.8KNm$$

-Límite a fatiga “Se”:

$$S_e = k_f k_r k_m S'_e$$

$$S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 1180 = 590 \text{ MPa}$$

$$k_f = 0.9 \quad (\text{rectificado})$$

$$k_r = 0.7 \quad (100\% \text{ confiabilidad de supervivencia})$$

$$k_m = 1 \quad (\text{sin efectos diversos})$$

$$S_e = 371.7 \text{ MPa}$$

-Factor de seguridad a fatiga.

$$\gamma_f F_k \leq \frac{1}{\gamma_m \gamma_n} f_k$$

$$\eta = 3$$

-Ecuación de Goodman aplicada para la obtención del diámetro mínimo.

$$d = \left[\frac{32\eta}{\pi S_e} \sqrt{\left(\frac{M_a K_{flex}}{K_{sflex}} \right)^2} + \frac{32\eta}{\pi S_{ut}} \sqrt{\left(M_m + \frac{N_m \cdot d}{8} \right)^2 + \frac{3T_m^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

-factor de tamaño:

$$K_{sflex} = 1.189d^{-0.112} = 1.189 \cdot 400^{-0.112} = 0.6$$

-cambio de sección:

$$K_{flex} = 1 + (k_c - 1) \cdot q_n = 1 + (2.8 - 1) \cdot 0.8 = 2.44$$

$$k_c = 2.8$$

$$d = \left[\frac{32 \cdot 3}{\pi \cdot 371.7} \sqrt{\left(\frac{4.8 \cdot 10^6 \cdot 2.44}{0.6} \right)^2} + \frac{32 \cdot 3}{\pi \cdot 1189} \sqrt{\left(0 + \frac{13.44 \cdot 10^3 \cdot d}{8} \right)^2 + \frac{3 \cdot (432 \cdot 10^6)^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

-diámetro necesario

$$d \geq 215.1 \text{ mm}$$

CUMPLE

CONCLUSIÓN - sección 5

$$d = 400 \text{ mm}$$

(aunque con un diámetro nominal de estriado de 390mm)

CÁLCULO TRAMO ESTRIADO:

Será una longitud estriada para transmitir movimiento y torsor al porta-satélites de entrada de la caja de engranajes.

El diseño será realizado conforme a la norma UNE_18076-1=1990, para *Estriados cilíndricos rectos de perfil de envolvente*.

Y comprobada conforme al apartado de ejes estriados constante en el libro: “*Diseño de máquina*” de K.H.Decker.

•Estriado plano de $\alpha=30^\circ$, $M=10$

DATOS

T=9350 KNm

Z=39

D=390

Dii=380.57

Dee=400

Dfe=378.57

Die=374.43

Db=337.75

(todos los diámetros en milímetros)

-Longitud efectiva

$$L_e = \frac{0.25D_{ie}^3}{D^2} = 0.25 \cdot \frac{374.43^3}{390^2} = 86.28mm$$

-Comprobación en eje:

se comprobará el esfuerzo cortante ya que las ranuras del estriado estarán más solicitadas a cortadura que a compresión. Dicha conclusión puede ser consultada en el ejemplar: “*Diseño de máquinas*” de Aaron D.Deutshman, J.Michels, E.Wilson (página 398).

$$T = \frac{\pi \cdot D_{ie}^3 \cdot S_y}{16} = \frac{\pi \cdot 374.43^3 \cdot 1090}{16} = 11230 \cdot 10^6 Nmm$$

$$T = 11230 KNm > 9350 KNm \quad \rightarrow \quad \text{CUMPLE}$$

-Comprobación en hueco:

$$T = \frac{S_y \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L}{4} = \frac{1090 \pi \cdot 390^2 \cdot 86.28}{4} = 11234 KNm$$

$$T = 11234 KNm > 9350 KNm \quad \rightarrow \quad \text{CUMPLE}$$

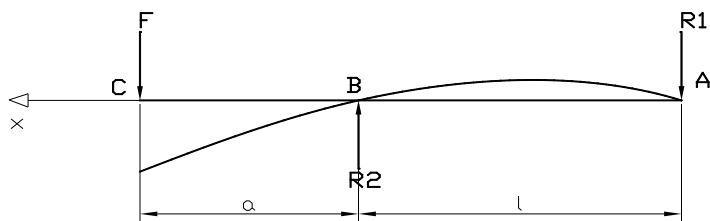
CÁLCULO PARA VELOCIDAD CRÍTICA

Se utilizará la ecuación de Dunkerley, que es más restrictiva.

$$\frac{1}{\omega_{cr}^2} = \sum \frac{1}{\omega_i^2}$$

•Deflexión:

-De tablas obtenidas del ejemplar: “*Diseño en ingeniería mecánica*” de Joseph E. Shigley sobre deformaciones en vigas se obtiene que:



$$y_c = \frac{F \cdot a^2}{3EI} (l + a)$$

-flecha en el punto de aplicación de la carga

-E=211 GPa

-para el momento de inercia se idealizará el eje a un cilindro de acero de 440mm de diámetro.

$$I = \pi \cdot \frac{d^4}{64} = \pi \cdot \frac{440^4}{64} = 1840 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

-Deflexión en el apoyo del buje (apoyo izquierdo):

-F=110000N

-a=615mm

-l=1000mm

$$y_c = \frac{110000 \cdot 615^2}{3 \cdot 211 \cdot 10^3 \cdot 1840 \cdot 10^6} (615 + 1000) = 0.05 \text{ mm}$$

-Deflexión apoyo del porta-satélites (apoyo derecho):

-F=48000N

-a=221mm

-l=1000mm

$$y_{cr} = \frac{48000 \cdot 221^2}{3 \cdot 211 \cdot 10^3 \cdot 1839.8 \cdot 10^6} (1000 + 221) = 0.0025 \text{ mm}$$

•Velocidad crítica:

$$\omega_{crc} = \sqrt{\frac{g}{0.05}} = 14.007 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 134 \text{ rpm}$$

$$\omega'_{crc} = \sqrt{\frac{g}{0.0025}} = 67 \frac{rad}{s} = 640rpm$$

$$\omega_{cr} = \frac{\omega_{crc} \cdot \omega'_{crc}}{\sqrt{\omega_{crc}^2 + \omega'_{crc}^2}}$$

$$\omega_{cr} = 131.2rpm$$

• Conclusión:

La primera velocidad de resonancia estará por encima de 131.2 rpm, y como la velocidad de giro del eje será de 15 rpm, el eje cumplirá para esta velocidad y no entrará en resonancia.

5. Cálculo de engranes.

Para estos cálculos se usará el procedimiento seguido por el código ANSI/AGMA 2001-C95

• Diámetros (1° etapa)

Escogiendo un módulo de “12”, y usando una nomenclatura e identidades acorde con el código AGMA:

$$m = \frac{d}{N} = 12 \quad ; \quad P = \frac{N}{d} = 0.083 \text{mm}^{-1} \quad ; \quad \text{obtenemos...}$$

• N° de dientes:

- corona= 150
- satélite= 60
- planetario=30

• Diámetros:

- corona= 1800mm
- satélite= 720mm
- planetario= 360mm

N= número de dientes

d= diámetro nominal

m= módulo

P= paso diametral

• Dimensiones (1° etapa)

- Cabeza del diente= m=12mm
- Raíz del diente= 1.25·m=15mm
- Espesor del aro debajo del diente=tr≥33mm
- Profundidad del diente=ht=27mm

• Revoluciones en cada eje (1° etapa)

Magnitudes de entrada a la caja de engranes

$P_d = 678.4 \text{ Kw}$	$P_{\max} = 14688 \text{ Kw}$
$n_d = 15 \text{ rpm}$	$n_{\max} = 148.18 \text{ rpm}$
$T_d = 431.9 \text{ KNm}$	$T_{\max} = 9350 \text{ KNm}$

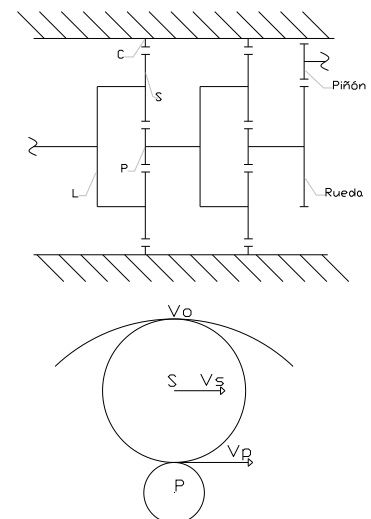
$$\text{radio del portasatélites: } R_l = \frac{720+360}{2} = 540 \text{mm}$$

igualando las ecuaciones de las velocidades:

$$v_s = n_l R_l \quad ; \quad v_{s/c} = n_s \cdot \frac{d_s}{2}$$

se obtiene:

$$v_s = v_{s/c} \quad ; \quad n_l \cdot R_l = n_s \cdot R_s \quad ; \quad n_s = n_l \cdot \frac{R_l}{R_s} = 15 \cdot \frac{540}{360} = 22.5 \text{rpm}$$



Resumen de velocidades de giro (n)

$$n_l = 15 \text{ rpm}$$

$$n_p = 90 \text{ rpm}$$

$$n_s = 22.5 \text{ rpm}$$

$$n_c = 0 \text{ rpm}$$

•Carga tangencial transmitida (Wt)(1ºetapa)

-Supondremos para estos cálculos que el número de satélites es de uno. Siendo así el número de incremento de éstos igual al número de coeficiente de seguridad.

-Cálculo por igualdad de potencias (cálculos en planetario):

$$\Sigma P_e = \Sigma P_s = 678.4 \text{ Kw}$$

$$P = T \cdot \Omega \quad ; \quad T_p = \frac{P}{\Omega} = \frac{678.4 \cdot 60}{90 \cdot 2\pi} = 71.98 \text{ KNm}$$

$$T_p = \Sigma F \cdot r_p = w_t \cdot r_p \quad ; \quad w_t = \frac{T_p}{r_p} = \frac{71.98}{0.180} = 399.89 \text{ KN}$$

-Para agilizar cálculos más adelante, se transformará la ecuación anterior en la siguiente:

$$W_t = 60 \cdot 10^3 \cdot \frac{H}{\pi \cdot d \cdot n} = 60 \cdot 10^3 \cdot \frac{678.4}{\pi \cdot 360 \cdot 90} = 399.89 \text{ KN}$$

siendo H = potencia en el eje.

-Por lo tanto queda como carga tangencial transmitida entre planetario y satélite, y satélite y corona, como:

$$W_t = 399.89 \text{ KN}$$

•Estimación de ancho de cara sometido a flexión (F)

$$F = \eta w_t K_o K_v' K_s K_H K_B \frac{Y_\theta \cdot Y_Z}{Y_N \cdot Y_J \cdot m_L \cdot \sigma_{FP}}$$

Condiciones previas(de acuerdo con recomendaciones del código AGMA):

- 10^7 ciclos de vida
- 99% de confiabilidad
- Material: Acero Nitralloy N , grado 2

$$S_t = \sigma_{FP} = 370 \text{ MPa}$$

$$S_c = \sigma_{HP} = 1295 \text{ MPa}$$

$$325 \text{ HB}$$

Simbología.

- η =coeficiente de seguridad
- W_t =carga transmitida
- K_o =factor de sobrecarga
- K_v' =factor dinámico
- K_s =factor de tamaño
- K_H =factor de concentración de esfuerzos por fatiga
- K_B =factor de espesor del aro
- Y_J =factor geométrico de la resistencia a flexión
- Y_θ =factor de temperatura
- Y_Z =factor de confiabilidad
- σ_{FP} =esfuerzo flexionante permisible
- σ_{HP} =esfuerzo de contacto permisible
- Y_N =factor de ciclos de carga a flexión
- Z_N =factor de ciclos de carga a la picadura
- m_i =módulo
- d_{wi} =diámetro de paso de operación del piñón
- Z_R =factor de condición superficial
- Z_E =coeficiente elástico
- Z_w =factores de de la relación de durezas para resistencia a la picadura
- Z_J =factor geométrico para resistencia a la picadura
- Q_v =número de nivel de precisión de la transmisión

-términos:

- $\eta=1$
- $W_t=399.89$ KN
- $K_o=1.25$
- $K_v'=1.16$ ($Q_v=8$)
- $K_s=1.23$

$$K_s = 1.192 \left[\frac{F\sqrt{Y}}{P} \right]^{0.0535} = 1.192 \left[\frac{5.96\sqrt{0.359}}{2.11} \right]^{0.0535} = 1.23$$

siendo:

$$P=2.11''$$

$$F \cong 4\pi/P=5.96''$$

$$Y=0.359$$

- $K_H=1.15$

$$K_H = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) = 1 + 0.8(0.079 \cdot 1 + 0.14 \cdot 0.8) = 1.15$$

siendo:

$$C_{mc}=0.8 \quad (\text{dientes coronados})$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0.0375 + 0.0125F = 0.079 \quad (F=5.96'')$$

$$C_{pm}=1 \quad (\text{centrado})$$

$$C_{ma}=0.0675 + 0.0128 \cdot 5.96 - 0.926 \cdot 10^{-4} \cdot 5.96^2 = 0.14$$

(unidades de precisión, engranajes cerrados)

$$C_e=0.8 \quad (\text{ajustado en el ensamble})$$

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:
<p>-KB=1</p> $m_B = \frac{t_r}{h_r} = \frac{33}{27} = 1.22 \geq 1.2$ <p>-YJ=0.53</p> $Y_J = J \cdot K_f \cdot m_N = 0.38 \cdot 1.4 \cdot 1 = 0.53$ <p>siendo: J=0.38 (Z=30, Zcorona=60) m_N=1 K_f=1+(1.55-1)0.7=1.4</p> <p>-datos introducidos en la gráfica de la tabla 2 (concentración de esfuerzos) en el apartado 2 del Anejo nº2: “Tablas y Catálogos” del documento nº1: D/d=∞ , r/d=0.2 , t=d=π/2P=18.92mm , r=0.3/P=3.61mm t=anchura del diente</p> <p>-Y_θ=1 (T<120°) -Y_Z=1 (confiabilidad 99%) -σ_{FP}=370MPa -Y_N=1 -m=12</p> <p>-sustituyendo términos:</p> $F = 1 \cdot 399890 \cdot 1.25 \cdot 1.16 \cdot 1.23 \cdot 1.15 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1 \cdot 0.53 \cdot 12 \cdot 370}$ <p>F=348.6 mm = 13.7”</p> <p>-corrigiendo F:</p> <p>-K_S=1.28 -K_H=1.32</p> $F = 1 \cdot 399890 \cdot 1.25 \cdot 1.16 \cdot 1.28 \cdot 1.32 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1 \cdot 0.53 \cdot 12 \cdot 370}$ <p>F=416.4mm =16.4 ”</p> <p>-corrigiendo de nuevo F:</p> <p>-K_S=1.29 -K_H=1.37</p> $F = 1 \cdot 399890 \cdot 1.25 \cdot 1.16 \cdot 1.29 \cdot 1.37 \cdot \frac{1}{1 \cdot 0.53 \cdot 12 \cdot 370}$ <p>F=435mm =17.1 ”</p>		

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

-corrigiendo de nuevo F:

-K_s=1.29

-K_H=1.38

$$F = 1 \cdot 399890 \cdot 1.25 \cdot 1.16 \cdot 1.29 \cdot 1.37 \cdot \frac{1}{1 \cdot 0.53 \cdot 12 \cdot 370}$$

$$F=438\text{mm} =17.25''$$

(apenas varía “F”, se puede dar por concluida la iteración).

•Estimación de ancho de cara en base a desgaste (F) del planetario

$$F = \eta w_t K_o K'_v K_s K_H \frac{Z_R \cdot Z_E^2 \cdot Y_{\theta}^2 \cdot Y_Z^2}{d_{wl} \cdot Z_J \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot Z_N^2 \cdot Z_w^2}$$

-términos:

-η=1

-W_t=399.89 KN

-K_o=1.25

-K_v'=1.16 (Q_v=8)

-K_s=1.29

-K_H=1.38

-Y_θ=1 (T<120°)

-Y_Z=1 (confiabilidad 99%)

-σ_{HP}=1295MPa

-Z_N=1

-d_{wl}=360mm

-Z_R=1

-Z_E=191MPa (tabla 14-8, Shigley)

-Z_w=1.08

dureza: 325HB

fp= 16μin (acabado superficial piñón)

-Z_J=0.11

$$Z_J = \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G+1} = \frac{\cos 20 \sin 20}{2 \cdot 1} \cdot \frac{2}{2+1} = 0.11$$

siendo:

φ=20°

ψ=0°

$$m_G = \frac{N_s}{N_p} = \frac{60}{30} = 2$$

m_N=1

-sustituyendo términos:

$$F = 1 \cdot 399890 \cdot 1.25 \cdot 1.16 \cdot 1.29 \cdot 1.38 \cdot \frac{1 \cdot 191^2 \cdot 1^2 \cdot 1^2}{360 \cdot 0.11 \cdot 1295^2 \cdot 1^2 \cdot 1.08^2}$$

$$F=486\text{mm} =19.5''$$

Se tiene un ancho de cara superior al calculado antes. Por lo que se deberá elegir aquel mas restrictivo, quedando:

$$F=486\text{mm} =19.5''$$

•Estimación del ancho de cara para satélites y corona (*)

El ancho de cara para el resto de elementos de la primera etapa, será en calculado para el planetario, ya que observando en las ecuaciones pertinentes, un aumento del diámetro de paso solo afecta a los términos K_H , Y_j , para el cálculo a flexión; y al diámetro de paso en sí que se aplica al cálculo a desgaste. Disminuyendo el ancho de cara con el aumento del diámetro de paso. Quedando pues para todos los elementos:

$$F=486\text{mm} =19.5''$$

•Coefficiente de seguridad a flexión en el planetario

•Esfuerzo permisible

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_{FP} Y_N}{\eta \cdot Y_\theta Y_Z}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{370 \cdot 1}{1 \cdot 1 \cdot 1} = 370 \text{ MPa}$$

•Esfuerzo de diseño

$$\sigma = W_t K_0 K'_v K_s \frac{K_H K_B}{m_t F \cdot Y_j}$$

$$\sigma = 399890 \cdot 1.25 \cdot 1.16 \cdot 1.29 \cdot \frac{1.38 \cdot 1}{12 \cdot 486 \cdot 0.53} = 334 \text{ MPa}$$

•Coefficiente de seguridad

$$\eta = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma}$$

$$\eta = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma} = \frac{370}{334} = 1.1$$

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

• **Coeficiente de seguridad a desgaste en el planetario**

• Esfuerzo permisible

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_{HP} Z_N Z_W}{\eta \cdot Y_\theta Y_Z}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{1295 \cdot 1 \cdot 1.08}{1 \cdot 1 \cdot 1} = 1399 \text{ MPa}$$

• Esfuerzo de diseño

$$\sigma = Z_E \sqrt{W_t K_0 K'_v K_S \frac{K_H Z_R}{d \cdot F \cdot Z_J}}$$

$$\sigma = 191 \sqrt{399890 \cdot 1.25 \cdot 1.16 \cdot 1.29 \cdot \frac{1.38 \cdot 1}{360 \cdot 486 \cdot 0.11}} = 1398 \text{ MPa}$$

• Coeficiente de seguridad

$$\eta = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma}$$

$$\eta = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma} = \frac{1399}{1398} = 1$$

-se escogerá este último por ser mas restrictivo.

• **Coeficiente de seguridad total de la primera etapa y dimensiones**

Como ya se dijo antes, los cálculos realizados hasta ahora sobre los engranes se realizaron suponiendo un número de satélites igual a 1. Por lo tanto el coeficiente de seguridad total se incrementará con el número de éstos a razón de: “n·η₁” (n=número de satélites, η₁=coeficiente de seguridad para un satélite). También será éste el coeficiente total de todos los elementos de la primera etapa ya que será el más restrictivo conforme a lo explicado ya en la obtención del ancho de cara (*). Resultando pues, para un número de satélites de 3:

$$\eta = n \cdot \eta_1 = 3 \cdot 1 = 3$$

$$\eta = 3$$

•Nº de dientes:

- corona= 150
- satélite= 60
- planetario=30

•Diámetros:

- corona= 1800mm
- satélite= 720mm
- planetario= 360mm

•Resto de dimensiones:

- cabeza del diente= 12mm
- raíz del diente= 15mm
- espesor del aro debajo del diente= $t_r \geq 33\text{mm}$
- profundidad del diente= $h_t = 27\text{mm}$
- ancho de cara del engrane= 486mm

•Consideraciones técnicas:

- dientes coronados
- unidades de precisión
- engranes cerrados
- ajustado en ensamble
- acabado superficial del piñón= $16 \mu\text{m} = 0.406\text{mm}$

•Diámetros(2° etapa)

Escogiendo un módulo de “8”, y usando una nomenclatura e identidades acorde con el código AGMA:

$$m = \frac{d}{N} = 8 ; \quad P = \frac{N}{d} = 0.125mm^{-1} \quad ; \quad \text{obtenemos...}$$

•N° de dientes:

- corona= 150
- satélite= 60
- planetario=30

•Diámetros:

- corona= 1200mm
- satélite= 480mm
- planetario= 240mm

N= número de dientes

d= diámetro nominal

m= módulo

P= paso diametral

•Dimensiones(2° etapa)

- Cabeza del diente= m=8mm
- Raíz del diente= 1.25·m=10mm
- Espesor del aro debajo del diente=tr≥22mm
- Profundidad del diente=ht=18mm

•Revoluciones en cada eje (2° etapa)Magnitudes de entrada a la 2° etapa de la caja de engranes

$$\begin{aligned} P_d &= 678.4 \text{ Kw} & P_{\max} &= 14688 \text{ Kw} \\ n_d &= 90 \text{ rpm} \\ T_d &= 71.94 \text{ KNm} & T_{\max} &= 1558.45 \text{ KNm} \end{aligned}$$

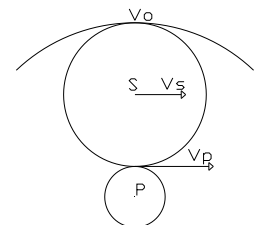
$$\text{radio del portasatélites: } R_l = \frac{480+240}{2} = 360 \text{ mm}$$

igualando las ecuaciones de las velocidades:

$$v_s = n_l R_l \quad ; \quad v_{s/c} = n_s \cdot \frac{d_s}{2}$$

se obtiene:

$$v_s = v_{s/c} \quad ; \quad n_l \cdot R_l = n_s \cdot R_s \quad ; \quad n_s = n_l \cdot \frac{R_l}{R_s} = 90 \cdot \frac{360}{240} = 135 \text{ rpm}$$



Resumen de velocidades de giro (n)

$$n_l = 90 \text{ rpm}$$

$$n_p = 540 \text{ rpm}$$

$$n_s = 135 \text{ rpm}$$

$$n_c = 0 \text{ rpm}$$

•Carga tangencial transmitida (Wt)(2ºetapa)

$$W_t = 60 \cdot 10^3 \cdot \frac{H}{\pi \cdot d \cdot n} = 60 \cdot 10^3 \cdot \frac{678.4}{\pi \cdot 240 \cdot 540} = 100 \text{ KN}$$

-Por lo tanto queda como carga tangencial transmitida entre planetario y satélite, y satélite y corona, como:

$$W_t = 100 \text{ KN}$$

•Estimación de ancho de cara sometido a flexión (F)

$$F = \eta W_t K_o K_v' K_s K_H K_B \frac{Y_\theta \cdot Y_Z}{Y_N \cdot Y_J \cdot m_L \cdot \sigma_{FP}}$$

Condiciones previas(de acuerdo con recomendaciones del código AGMA):

- 10⁷ ciclos de vida
- 99% de confiabilidad
- Material: Acero Nitralloy N , grado 2

$$S_t = \sigma_{FP} = 370 \text{ MPa}$$

$$S_c = \sigma_{HP} = 1295 \text{ MPa}$$

$$325 \text{ HB}$$

-términos:

$$-\eta = 1$$

$$-W_t = 100 \text{ KN}$$

$$-K_o = 1.25$$

$$-K_v' = 1.78 \quad (Q_v = 8)$$

$$-K_s = 1.17$$

$$K_s = 1.192 \left[\frac{F \sqrt{Y}}{P} \right]^{0.0535} = 1.192 \left[\frac{3.96 \sqrt{0.359}}{3.17} \right]^{0.0535} = 1.17$$

siendo:

$$P = 3.17''$$

$$F \cong 4\pi/P = 3.96''$$

$$Y = 0.359$$

$$-K_H = 1.12$$

$$K_H = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) = 1 + 0.8(0.05 \cdot 1 + 0.12 \cdot 0.8) = 1.12$$

siendo:

$$C_{mc}=0.8 \quad (\text{dientes coronados})$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0.0375 + 0.0125F = 0.05 \quad (F=3.96'')$$

$$C_{pm}=1 \quad (\text{centrado})$$

$$C_{ma}=0.0675 + 0.0128 \cdot 3.96 - 0.926 \cdot 10^{-4} \cdot 3.96^2 = 0.12$$

(unidades de precisión, engranajes cerrados)

$$C_e=0.8 \quad (\text{ajustado en el ensamble})$$

$$-K_B=1$$

$$m_B = \frac{t_r}{h_r} = \frac{22}{18} = 1.22 \geq 1.2$$

$$-Y_J=0.53$$

$$Y_J = J \cdot K_f \cdot m_N = 0.38 \cdot 1.4 \cdot 1 = 0.53$$

siendo:

$$J=0.38 \quad (Z=30, Z_{\text{corona}}=60)$$

$$m_N=1$$

$$K_f=1+(1.55-1)0.7=1.4$$

-datos introducidos en la gráfica de la tabla 2
(concentración de esfuerzos) en el apartado 2 del
Anejo n°2: "Tablas y Catálogos" del documento n°1:
 $D/d=\infty$, $r/d=0.2$, $t=d=\pi/2P=12.6\text{mm}$,
 $r=0.3/P=2.4\text{mm}$ t =anchura del diente)

$$-Y_\theta=1 \quad (T < 120^\circ)$$

$$-Y_Z=1 \quad (\text{confiabilidad } 99\%)$$

$$-\sigma_{FP}=370\text{MPa}$$

$$-Y_N=1$$

$$-m_i=8$$

-sustituyendo términos:

$$F = 1 \cdot 100000 \cdot 1.25 \cdot 1.78 \cdot 1.17 \cdot 1.12 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1 \cdot 0.53 \cdot 8 \cdot 370}$$

$$F=185.8 \text{ mm} = 7.31''$$

-corrigiendo F (F=205mm):

$$-K_s=1.21$$

$$-K_H=1.22$$

$$F = 1 \cdot 100000 \cdot 1.25 \cdot 1.78 \cdot 1.21 \cdot 1.21 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1 \cdot 0.53 \cdot 8 \cdot 370}$$

$$F=209.3\text{mm} = 8.24''$$

(apenas varía "F", se puede dar por concluida la iteración).

•Estimación de ancho de cara en base a desgaste (F) del planetario

$$F = \eta W_t K_o K'_v K_s K_H \frac{Z_R \cdot Z_E^2 \cdot Y_{\theta}^2 \cdot Y_Z^2}{d_{wl} \cdot Z_J \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot Z_N^2 \cdot Z_W^2}$$

-términos:

- $\eta=1$
- $W_t=100$ KN
- $K_o=1.25$
- $K'_v=1.78$ (Qv=8)
- $K_s=1.21$
- $K_H=1.22$
- $Y_{\theta}=1$ (T<120°)
- $Y_Z=1$ (confiabilidad 99%)
- $\sigma_{HP}=1295$ MPa
- $Z_N=1$
- $d_{wl}=240$ mm
- $Z_R=1$
- $Z_E=191$ MPa (tabla 14-8, Shigley)
- $Z_W=1.08$

dureza: 325HB

fp= 16µin (acabado superficial piñón)

- $Z_J=0.11$

$$Z_J = \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G+1} = \frac{\cos 20 \sin 20}{2 \cdot 1} \cdot \frac{2}{2+1} = 0.11$$

siendo:

$$\phi=20^\circ \quad \psi=0^\circ \quad m_G = \frac{N_s}{N_p} = \frac{60}{30} = 2 \quad m_N = 1$$

-sustituyendo términos:

$$F = 1 \cdot 100000 \cdot 1.25 \cdot 1.78 \cdot 1.21 \cdot 1.22 \cdot \frac{1 \cdot 191^2 \cdot 1^2 \cdot 1^2}{240 \cdot 0.11 \cdot 1295^2 \cdot 1^2 \cdot 1.08^2}$$

$$F=232.1\text{mm} = 9.13''$$

Se tiene un ancho de cara superior al calculado antes. Por lo que se deberá elegir aquel mas restrictivo, quedando:

$$F=233\text{mm} = 9.17''$$

• **Estimación del ancho de cara para satélites y corona (*)**

Se seguirá el mismo criterio expuesto en la estimación del ancho de cara de la etapa anterior.

$$F=233\text{mm}=9.17''$$

• **Coefficiente de seguridad a flexión en el planetario**

• Esfuerzo permisible

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_{FP} Y_N}{\eta \cdot Y_\theta Y_Z}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{370 \cdot 1}{1 \cdot 1 \cdot 1} = 370 \text{ MPa}$$

• Esfuerzo de diseño

$$\sigma = W_t K_0 K'_v K_s \frac{K_H K_B}{m_t F \cdot Y_j}$$

$$\sigma = 100000 \cdot 1.25 \cdot 1.78 \cdot 1.21 \cdot \frac{1.22 \cdot 1}{8 \cdot 233 \cdot 0.53} = 332.5 \text{ MPa}$$

• Coefficiente de seguridad

$$\eta = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma}$$

$$\eta = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma} = \frac{370}{332.5} = 1.11$$

• **Coefficiente de seguridad a desgaste en el planetario**

• Esfuerzo permisible

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_{HP} Z_N Z_W}{\eta \cdot Y_\theta Y_Z}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{1295 \cdot 1 \cdot 1.08}{1 \cdot 1 \cdot 1} = 1399 \text{ MPa}$$

• Esfuerzo de diseño

$$\sigma = Z_E \sqrt{W_t K_0 K'_v K_S \frac{K_H Z_R}{d \cdot F \cdot Z_J}}$$

$$\sigma = 191 \sqrt{100000 \cdot 1.25 \cdot 1.78 \cdot 1.21 \cdot \frac{1.22 \cdot 1}{240 \cdot 233 \cdot 0.11}} = 1395.7 \text{ MPa}$$

• Coefficiente de seguridad

$$\eta = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma}$$

$$\eta = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma} = \frac{1399}{1395.7} \cong 1$$

-se escogerá este último por ser mas restrictivo.

• Coefficiente de seguridad total de la segunda etapa y dimensiones

Usando el mismo criterio que en el coeficiente de seguridad de la etapa anterior. Resulta pues, para un número de satélites de 3:

$$\eta = n \cdot \eta_1 = 3 \cdot 1 = 3$$

$$\eta = 3$$

•Nº de dientes:

- corona= 150
- satélite= 60
- planetario=30

•Diámetros:

- corona= 1200mm
- satélite= 480mm
- planetario= 240mm

•Resto de dimensiones:

- Cabeza del diente= $m=8\text{mm}$
- Raíz del diente= $1.25 \cdot m=10\text{mm}$
- Espesor del aro debajo del diente= $t_r \geq 22\text{mm}$
- Profundidad del diente= $h_t=18\text{mm}$
- ancho de cara del engrane= 233mm

•Consideraciones técnicas:

- dientes coronados
- unidades de precisión
- engranes cerrados
- ajustado en ensamble
- acabado superficial del piñón= $16 \mu\text{m}= 0.406\text{mm}$

•Diámetros(3º etapa)

Escogiendo un módulo de “8”, y usando una nomenclatura e identidades acorde con el código AGMA:

$$m = \frac{d}{N} = 8 ; \quad P = \frac{N}{d} = 0.125mm^{-1} \quad ; \quad \text{obtenemos...}$$

•Nº de dientes:

-rueda=88

-piñón=31

•Diámetros:

-rueda=704

-piñón=248

N= número de dientes

d= diámetro nominal

m= módulo

P= paso diametral

•Dimensiones(3º etapa)

-Cabeza del diente= m=8mm

-Raíz del diente= 1.25·m=10mm

-Espesor del aro debajo del diente=tr≥22mm

-Profundidad del diente=ht=18mm

•Revoluciones en cada eje (3º etapa)

Magnitudes de entrada a la 3º etapa de la caja de engranes

Pd= 678.4 Kw

Pmax= 14688 Kw

nd=540rpm

Td = 11.99KNm

Tmax = 259.74KNm

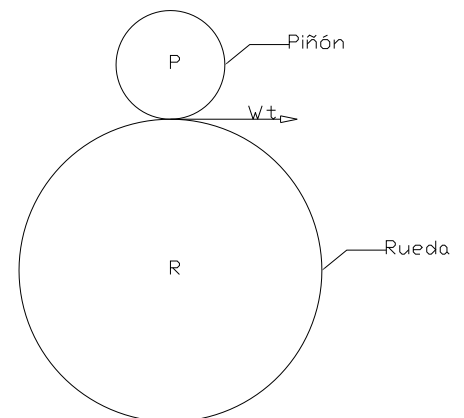
-Velocidad de giro de salida:

$$n_p = \mu_3 \cdot n_r = 2.83 \cdot 540 = 1528.2rpm$$

Resumen de velocidades de giro (n)

$n_r = 540rpm$

$n_p = 1528 rpm$



•Carga tangencial transmitida (Wt)(3ºetapa)

$$W_t = 60 \cdot 10^3 \cdot \frac{H}{\pi \cdot d \cdot n} = 60 \cdot 10^3 \cdot \frac{678.4}{\pi \cdot 248 \cdot 1528} = 34.2 \text{ KN}$$

$$W_t = 34.2 \text{ KN}$$

• Estimación de ancho de cara sometido a flexión (F) del piñón

$$F = \eta W_t K_o K_v' K_s K_H K_B \frac{Y_\theta \cdot Y_Z}{Y_N \cdot Y_J \cdot m_i \cdot \sigma_{FP}}$$

Condiciones previas (de acuerdo con recomendaciones del código AGMA):

- 10^7 ciclos de vida
- 99% de confiabilidad
- Material: AISI 4140 Grado 1

$$S_t = \sigma_{FP} = 254 \text{ MPa}$$

$$S_c = \sigma_{HP} = 1033.5 \text{ MPa}$$

$$300 \text{ HB}$$

- términos:

- $\eta = 1$
- $W_t = 34.2 \text{ KN}$
- $K_o = 1.25$
- $K_v' = 1.78$ ($Q_v = 8$)
- $K_s = 1.17$

$$K_s = 1.192 \left[\frac{F \sqrt{Y}}{P} \right]^{0.0535} = 1.192 \left[\frac{3.96 \sqrt{0.361}}{3.175} \right]^{0.0535} = 1.17$$

siendo:

$$P = 3.175'' \quad F \cong 4\pi/P = 3.96'' \quad Y = 0.361$$

- $K_H = 1.12$

$$K_H = 1 + C_{mc} (C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e) = 1 + 0.8 (0.053 \cdot 1 + 0.12 \cdot 0.8) = 1.12$$

siendo:

$$C_{mc} = 0.8 \quad (\text{dientes coronados})$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0.0375 + 0.0125F = 0.053 \quad (F = 3.96'')$$

$$C_{pm} = 1 \quad (\text{centrado})$$

$$C_{ma} = 0.0675 + 0.0128 \cdot 3.96 - 0.926 \cdot 10^{-4} \cdot 3.96^2 = 0.12$$

(unidades de precisión, engranajes cerrados)

$$C_e = 0.8 \quad (\text{ajustado en el ensamble})$$

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:
<p>-$K_B=1$</p> $m_B = \frac{t_r}{h_r} = \frac{22}{18} = 1.22 \geq 1.2$ <p>-$Y_J=0.56$</p> $Y_J = J \cdot K_f \cdot m_N = 0.4 \cdot 1.4 \cdot 1 = 0.56$ <p>siendo: $J=0.4$ (Z=31, Zcorona=88) $m_N=1$ $K_f=1+(1.55-1)0.7=1.4$ -datos introducidos en la gráfica de la tabla 2 (concentración de esfuerzos) en el apartado 2 del Anejo nº2: “Tablas y Catálogos” del documento nº1: D/d=∞ , r/d=0.19 , t=d=$\pi/2P=12.56\text{mm}$, r=0.3/P=2.4mm t=anchura del diente)</p> <p>-$Y_\theta=1$ (T<120°) -$Y_Z=1$ (confiabilidad 99%) -$\sigma_{FP}=254\text{MPa}$ -$Y_N=1$ -$m=8$ -sustituyendo términos:</p> $F = 1 \cdot 34200 \cdot 1.25 \cdot 1.78 \cdot 1.17 \cdot 1.12 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1 \cdot 0.56 \cdot 8 \cdot 254}$ $F=87.63 \text{ mm} = 3.45''$ <p>-corrigiendo F:</p> <p>-$K_S=1.12$ -$K_H=1.12$</p> $F = 1 \cdot 34200 \cdot 1.25 \cdot 1.78 \cdot 1.1 \cdot 1.12 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1 \cdot 0.56 \cdot 8 \cdot 254}$ $F=84\text{mm} = 3.3''$ <p>(apenas varía “F”, se puede dar por concluida la iteración).</p> <p>•<u>Estimación de ancho de cara en base a desgaste (F)del piñón</u></p>		
- 46 -		

$$F = \eta w_t K_o K'_v K_s K_H \frac{Z_R \cdot Z_E^2 \cdot Y_\theta^2 \cdot Y_Z^2}{d_{wl} \cdot Z_J \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot Z_N^2 Z_W^2}$$

-términos:

- $\eta=1$
- $W_t=34.2$ KN
- $K_o=1.25$
- $K_v'=1.78$ (Qv=8)
- $K_s=1.17$
- $K_H=1.15$
- $Y_\theta=1$ ($T < 120^\circ$)
- $Y_Z=1$ (confiabilidad 99%)
- $\sigma_{HP}=1033$ MPa
- $Z_N=1$
- $d_{wl}=248$ mm
- $Z_R=1$
- $Z_E=191$ MPa (tabla 14-8, Shigley)
- $Z_w=1.04$

dureza: 300HB

fp= 64 μ in (acabado superficial piñón)

- $Z_J=0.08$

$$Z_J = \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G+1} = \frac{\cos 20 \sin 20}{2 \cdot 1} \cdot \frac{2}{2.8+1} = 0.08$$

siendo:

$$\phi=20^\circ \quad \psi=0^\circ \quad m_G = \frac{N_r}{N_p} = \frac{88}{31} = 2.83 \quad m_N = 1$$

-sustituyendo términos:

$$F = 1 \cdot 34200 \cdot 1.25 \cdot 1.78 \cdot 1.17 \cdot 1.15 \cdot \frac{1 \cdot 191^2 \cdot 1^2 \cdot 1^2}{248 \cdot 0.08 \cdot 1033^2 \cdot 1^2 \cdot 1.04^2}$$

$$F=163.11\text{mm} = 6.42''$$

Se tiene un ancho de cara superior al calculado antes. Por lo que se deberá elegir aquel mas restrictivo, quedando:

$$F=164\text{mm} = 6.46''$$

•Coeficiene de seguridad a flexión en el piñón

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

-Dado que en esta etapa no hay satélites, el coeficiente de seguridad no podrá incrementarse a 3. Por ello se decide sobredimensionar el ancho de cara “F” a 184mm para obtener un coeficiente de seguridad de 1.1, como puede comprobarse a continuación:

•Esfuerzo permisible

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_{FP} Y_N}{\eta \cdot Y_\theta Y_Z}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{254 \cdot 1}{1 \cdot 1 \cdot 1} = 254 \text{ MPa}$$

•Esfuerzo de diseño

$$\sigma = W_t K_0 K'_v K_s \frac{K_H K_B}{m_t F \cdot Y_j}$$

$$\sigma = 34200 \cdot 1.25 \cdot 1.78 \cdot 1.17 \cdot \frac{1.15 \cdot 1}{8 \cdot 184 \cdot 0.53} = 131.23 \text{ MPa}$$

•Coeficiente de seguridad

$$\eta = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma}$$

$$\eta = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma} = \frac{254}{131.23} = 1.93$$

•Coeficiente de seguridad a desgaste en el piñón

•Esfuerzo permisible

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_{HP} Z_N Z_W}{\eta \cdot Y_\theta Y_Z}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{1033 \cdot 1 \cdot 1.04}{1 \cdot 1 \cdot 1} = 1074.3 \text{ MPa}$$

•Esfuerzo de diseño

$$\sigma = Z_E \sqrt{W_t K_0 K'_v K_s \frac{K_H Z_R}{d \cdot F \cdot Z_j}}$$

$$\sigma = 191 \sqrt{34200 \cdot 1.25 \cdot 1.78 \cdot 1.17 \cdot \frac{1.15 \cdot 1}{248 \cdot 184 \cdot 0.08}} = 1011.52 \text{ MPa}$$

•Coeficiente de seguridad

$$\eta = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma}$$

$$\eta = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma} = \frac{1074.3}{1011.5} \cong 1.1$$

-se escogerá este último por ser mas restrictivo.

•Coeficiente de seguridad total de la tercera etapa y dimensiones

$$\eta = 1.1$$

•Nº de dientes:

-rueda=88

-piñón=31

•Diámetros:

-rueda=704

-piñón=248

•Resto de dimensiones:

-Cabeza del diente= m=8mm

-Raíz del diente= 1.25·m=10mm

-Espesor del aro debajo del diente=tr≥22mm

-Profundidad del diente=ht=18mm

-ancho de cara del engrane= 184mm

•Consideraciones técnicas:

-dientes coronados

-unidades de precisión

-engranes cerrados

-ajustado en ensamble

-acabado superficial del piñón= 64 μm= 2.52mm

6. Rodamientos

Sus medidas y demás especificaciones técnicas podrán consultarse en el apartado 3 del documento nº1: Anejo 2 (Tablas y catálogos) .

• Rodamiento eje de baja, apoyo 3.

Rodamiento SKF de rodillos a rótula, agujero cilíndrico, no obturado. (obturación en soporte)

-Dimensiones: D=650 d=440 B=157 (mm)
 -C= 3650 KN (carga dinámica equivalente)
 -Co= 6550 KN (carga estática equivalente)
 -Yo=3.58
 - e=0.22 → Yo=2.8 Y1=3 Y=4.6
 -n_{max}=800 rpm
 -n= 15 rpm
 -Fa= 104.4 KN

-Carga estática equivalente:

$$P_o = F_r + Y_o \cdot F_a = 221 + 2.8 \cdot 104.4 = 513.32 \text{ KN}$$

$$P_o = 513.32 \text{ KN}$$

-Carga dinámica equivalente:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.47 > e \rightarrow P_d = 0.67F_r + Y_2 \cdot F_a = 628.31 \text{ KN}$$

$$P_d = 628.31 \text{ KN}$$

-Comprobación:

$$C > P_d \quad C_o > P \quad n_{\max} > n_s$$

-Ajuste:

DIN5425 ó ISO 492-1986

-Ajuste eje: **r6**

carga periférica en aro interior, aplicaciones en general, cargas elevadas.

-Ajuste caja: **H7**

carga puntual en aro interior, aplicaciones en general, cargas elevadas.

•Rodamiento eje de baja, apoyo 4.Rodamiento SKF de bolas de una hilera(Solid oil).

-Dimensiones: D=600 d=400 B=90 (mm)
 -C= 520 KN (carga dinámica equivalente)
 -Co= 856 KN (carga estática equivalente)
 -fo=16
 - kr=0.025
 -n_{max}=80 rpm
 -n= 15 rpm
 -Fa= 0 KN
 -Fr= 48.1KN

-Carga estática equivalente:

$$P_o = 0.6 \cdot F_r + 0.5 \cdot F_a = 48.1 \text{ KN}$$

$$P_o = F_r = 48.1 \text{ KN}$$

-Carga dinámica equivalente:

$$\frac{f_o \cdot F_a}{C_o} = 0 = e$$

$$P_d = F_r = 48.1 \text{ KN}$$

-Comprobación:

$$C > P_d \quad C_o > P_o \quad n_{\max} > n_s$$

-Ajuste:

DIN5425 ó ISO 492-1986

-Ajuste eje: **r6**

carga periférica en aro interior, aplicaciones en general, cargas elevadas.

-Ajuste caja: **H7**

carga puntual en aro interior, aplicaciones en general, cargas elevadas.

•Rodamientos para satélites de la primera etapa

Se dispondrán dos rodamientos por cada satélite en la posición indicada en el plano de conjunto: “Plano 0.0”.

Rodamiento FAG cilíndrico de rodillos cilíndricos de una hilera.

-Dimensiones: D=560 d=420 B=82 (mm)
 -Dimensiones satélite: D=720 d=560 F=486 (mm)
 -C= 1530 KN (carga dinámica equivalente)
 -Co= 3400 KN (carga estática equivalente)
 -e=0.3
 -n_{max}=430 rpm
 -n_s= 22.5 rpm
 -F_t= 400 KN
 -F_{tmax}= 2886KN
 -Pacero= 76.5 KN/m³

-Peso del satélite:

$$w_s = 76.5 \cdot V_s = 76.5 \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot F = 5.98 \text{ KN}$$

$$w_s = 5.98 \text{ KN}$$

-Cargas en el rodamiento:

Sólo existirán cargas radiales importantes. Fo=0 (carga axial)

-Reacción resultante en el eje del satélite para cada rodamiento:

$$F_r = \frac{2F_t + w_s}{2} = \frac{2 \cdot 400 + 6}{2} = 403$$

$$F_r = 403 \text{ KN}$$

-Carga estática equivalente:

$$P = F_r = 403 \text{ KN}$$

-Carga estática máxima equivalente:

$$P = F_r = 2889 \text{ KN}$$

-Carga dinámica equivalente:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0 \leq e \quad \rightarrow \quad P_o = F_r = 403 \text{ KN}$$

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

-Comprobación:

$C > P_d$ $C_o > P$ $n_{max} > n_s$ $C_o/P_o = 8.4$ (vida ilimitada)

-Ajuste:

DIN5425 ó ISO 492-1986

-Ajuste eje: **r6**

carga periférica en aro interior, aplicaciones en general, cargas elevadas.

-Ajuste caja: **P7**

carga periférica en aro exterior, alojamientos de paredes delgadas, cargas elevadas.

•Rodamientos para satélites de la segunda etapa

Se dispondrán dos rodamientos por cada satélite en la posición indicada en el plano de conjunto: “Plano 0.0”.

Rodamiento FAG cilíndrico de rodillos cilíndricos de una hilera.

-Dimensiones: D=310 d=200 B=82 (mm)
 -Dimensiones satélite: D=480 d=310 F=233 (mm)
 -C= 915 KN (carga dinámica equivalente)
 -Co= 1530 KN (carga estática equivalente)
 -e=0.3
 - n_{max} =800 rpm
 - n_s = 135 rpm
 -Ft= 100 KN
 -Ftmax= 1443KN
 -Pacero= 76.5 KN/m³

-Peso del satélite:

$$w_s = 76.5 \cdot V_s = 76.5 \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot F = 1.88 \text{ KN}$$

$$w_s = 2 \text{ KN}$$

-Cargas en el rodamiento:

Sólo existirán cargas radiales importantes. Fo=0 (carga axial)

-Reacción resultante en el eje del satélite para cada rodamiento:

$$F_r = \frac{2F_t + w_s}{2} = \frac{2 \cdot 100 + 2}{2} = 101$$

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:
<p>$F_r = 101 \text{ KN}$</p> <p>-Carga estática equivalente:</p> <p>$P = F_r = 101 \text{ KN}$</p> <p>-Carga estática máxima equivalente:</p> <p>$P = F_r = 1445 \text{ KN}$</p> <p>-Carga dinámica equivalente:</p> <p>$\frac{F_a}{F_r} = 0 \leq e \rightarrow P_o = F_r = 101 \text{ KN}$</p> <p>-Comprobación:</p> <p>$C > P_d \quad C_o > P \quad n_{\max} > n_s \quad C_o/P_o = 15.14 \text{ (vida ilimitada)}$</p> <p>-Ajuste:</p> <p>DIN5425 ó ISO 492-1986</p> <p>-Ajuste eje: r6</p> <p>carga periférica en aro interior, aplicaciones en general, cargas elevadas.</p> <p>-Ajuste caja: P 7</p> <p>carga periférica en aro exterior, alojamientos de paredes delgadas, cargas elevadas.</p>		
- 54 -		

•Rodamientos eje entre etapa 1 y 2.

Rodamiento FAG oscilante de rodillos, agujero cilíndrico, no obturado.

-Dimensiones: D=320 d=240 B=60 (mm)
 -C= 640 KN (carga dinámica equivalente)
 -Co= 1370 KN (carga estática equivalente)
 -(Fa/Fr)=0 → e=0.17 Y=4.05 Yo=3.96
 -n_{max}=1500 rpm
 -n= 90 rpm
 -Fa= 0 KN
 -Fr= 48.5 KN

-Carga estática equivalente:

$$P_o = F_r + Y_o F_a = F_r \text{ KN}$$

$$P = F_r = 48.5 \text{ KN}$$

-Carga dinámica equivalente:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0 < e \rightarrow P = F_r + Y F_a = F_r \text{ KN}$$

$$P_d = F_r = 48.5 \text{ KN}$$

-Comprobación:

$$C > P_d \quad C_o > P_o \quad n_{\max} > n_s$$

-Ajuste:

DIN5425 ó ISO 492-1986

-Ajuste eje: **p6**

carga periférica en aro interior, aplicaciones en general, cargas elevadas.

-Ajuste caja: **H7**

carga puntual en aro interior, aplicaciones en general, cargas elevadas.

•Rodamiento central eje entre etapa 2 y 3.

Rodamiento FAG oscilante de rodillos, agujero cilíndrico, no obturado.

-Dimensiones: D=210 d=140 B=69 (mm)
 -C= 600 KN (carga dinámica equivalente)
 -Co= 1080 KN (carga estática equivalente)
 -(Fa/Fr)=0 → e=0.29 Y=2.33 Yo=2.28
 -n_{max}=2600 rpm
 -n=540 rpm
 -Fa= 0 KN
 -Fr= 3.757KN

-Carga estática equivalente:

$$P_o = F_r + Y_o F_a = F_r \text{ KN}$$

$$P = F_r = 3.757 \text{ KN}$$

-Carga dinámica equivalente:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0 < e \rightarrow P = F_r + Y F_a = F_r \text{ KN}$$

$$P_d = F_r = 3.757 \text{ KN}$$

-Comprobación:

$$C > P_d \quad C_o > P_o \quad n_{\max} > n_s$$

-Ajuste:

DIN5425 ó ISO 492-1986

-Ajuste eje: **p6**

carga periférica en aro interior, aplicaciones en general, cargas elevadas.

-Ajuste caja: **H7**

carga puntual en aro interior, aplicaciones en general, cargas elevadas.

•Rodamiento pared eje entre etapa 2 y 3.Rodamiento SKF de rodillos a rótula(Solid oil).

-Dimensiones: D=240 d=110 B=50 (mm)
 -C= 203 KN (calarga dinámica equivalente)
 -Co= 180 KN (carga estática equivalente)
 -fo=13
 - kr=0.03
 -n_{max}=1700 rpm
 -n=540 rpm
 -Fa= 0 KN
 -Fr= 2.1 KN

-Carga estática equivalente:

$$P_o = 0.6 \cdot F_r + 0.5 \cdot F_a = 2.1 \text{ KN}$$

$$P_o = F_r = 2.1 \text{ KN}$$

-Carga dinámica equivalente:

$$\frac{f_o \cdot F_a}{C_o} = 0 = e$$

$$P_d = F_r = 2.1 \text{ KN}$$

-Comprobación:

$$C > P_d \quad C_o > P_o \quad n_{\max} > n_s$$

-Ajuste:

DIN5425 ó ISO 492-1986

-Ajuste eje: **p6**

carga periférica en aro interior, aplicaciones en general, cargas elevadas.

-Ajuste caja: **H7**

carga puntual en aro interior, aplicaciones en general, cargas elevadas.

•Rodamientos eje salida.

Rodamiento FAG oscilante de rodillos, agujero cilíndrico, no obturado.

-Dimensiones: D=180 d=100 B=46 (mm)
 -C= 360 KN (carga dinámica equivalente)
 -Co= 465 KN (carga estática equivalente)
 -(Fa/Fr)=0 → e=0.24 Y=2.84 Yo=2.78
 -n_{max}=4300 rpm
 -n=1528 rpm
 -Fa= 0 KN
 -Fr= 1.0 KN

-Carga estática equivalente:

$$P_o = F_r + Y_o F_a = F_r \text{ KN}$$

$$P = F_r = 1.0 \text{ KN}$$

-Carga dinámica equivalente:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0 < e \rightarrow P = F_r + Y F_a = F_r \text{ KN}$$

$$P_d = F_r = 1.0 \text{ KN}$$

-Comprobación:

$$C > P_d \quad C_o > P_o \quad n_{\max} > n_s$$

-Ajuste:

DIN5425 ó ISO 492-1986

-Ajuste eje: **n6**

carga periférica en aro interior, aplicaciones en general, cargas elevadas.

-Ajuste caja: **H7**

carga puntual en aro interior, aplicaciones en general, cargas elevadas.

•Rodamiento pared eje entre etapa 2 y 3.Rodamiento SKF de rodillos a rótula(Solid oil).

-Dimensiones: D=215 d=100 B=47 (mm)
 -C= 174 KN (calarga dinámica equivalente)
 -Co= 140 KN (carga estática equivalente)
 -fo=13
 - kr=0.03
 -n_{max}=1900 rpm
 -n=1528 rpm
 -Fa= 0 KN
 -Fr= 4.5 KN

-Carga estática equivalente:

$$P_o = 0.6 \cdot F_r + 0.5 \cdot F_a = 4.5 \text{ KN}$$

$$P_o = F_r = 4.5 \text{ KN}$$

-Carga dinámica equivalente:

$$\frac{f_o \cdot F_a}{C_o} = 0 = e$$

$$P_d = F_r = 4.5 \text{ KN}$$

-Comprobación:

$$C > P_d \quad C_o > P_o \quad n_{\max} > n_s$$

-Ajuste:

DIN5425 ó ISO 492-1986

-Ajuste eje: **p6**

carga periférica en aro interior, aplicaciones en general, cargas elevadas.

-Ajuste caja: **H7**

carga puntual en aro interior, aplicaciones en general, cargas elevadas.

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

7.Cálculo de brazo portasatélites.

Será un disco de acero que recibe un momento torsor proveniente del eje de baja y que lo transmitirá a los satélites a través de tres ejes desmontables .

<u>Magnitudes de entrada</u>	<u>Acero</u>	<u>Coefficiente de seguridad</u>
Td = 431.9KNm Tmax = 9350KNm M=493 KNm	AISI 4340 - OQT 1000 Sy= 1090MPa , Sut= 1180MPa	$\eta_y = 1.5$ $\eta_e = 1.725$ (tomándose Yf=1.0 , por ser condiciones menos agresivas que en el eje de baja)

•Disco portasatélites: Eje Hueco.

Para el cálculo del disco se considerarán dos partes fundamentales que lo formarán: una, un eje hueco en contacto con el eje de baja velocidad, y otra: el resto de cuerpo del disco. Para el cálculo de ésta parte se utilizará la teoría aplicada para el cálculo de ejes huecos sometidos a torsión y flexión, usando como diámetro interior: **Dei=405.6mm**, diámetro necesario especificado en el apartado de “tablas” para la norma UNE_18076 para Z=39.

-Cálculo a carga máxima.(predimensionado)

-Torsor.

$$\tau_t = \frac{T \cdot c}{I} = \frac{32 \cdot T \cdot d}{2\pi(d^4 - d_i^4)}$$

-Flexión.

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{32 \cdot M \cdot d}{\pi(d^4 - d_i^4)}$$

-Tensiones principales.

$$\sigma_e = \frac{16d}{\pi(d^4 - d_i^4)} (M \pm \sqrt{M^2 + T^2})$$

$$d=450\text{mm} \rightarrow \sigma_e=1601 > 1090$$

$$d=470\text{mm} \rightarrow \sigma_e=1077 \leq 1090 \quad (\text{demasiado ajustado})$$

$$d=480\text{mm} \rightarrow \sigma_e=920 \leq 1090$$

-Cálculo a fluencia.

-Teoría de la energía de distorsión.

$$\sigma_e = \frac{16d}{\pi(d^4 - d_i^4)} \sqrt{4M^2 + 3T^2}$$

$$d=480\text{mm} \rightarrow \sigma_e=115 \leq 1090$$

$$\sigma_e = S_y / 1.5 = 727 \rightarrow \sigma_e = 115 \leq 727$$

-Cálculo a fatiga

-Límite a fatiga “Se”:

$$S_e = k_f k_r k_m S'_e$$

$$S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 1180 = 590 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} k_f &= 0.9 && \text{(rectificado)} \\ k_r &= 0.7 && \text{(100\% confiabilidad de supervivencia)} \\ k_m &= 1 && \text{(sin efectos diversos)} \end{aligned}$$

$$S_e = 371.7 \text{ MPa}$$

-Ecuación de Gerber más Teoría de la energía de distorsión, para la obtención de un diámetro exterior mínimo en un eje hueco, según ejemplar: : “*Diseño en ingeniería mecánica*” de Joseph E. Shigley.

$$d = \left\{ \frac{16\eta}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

siendo:

$$k = \frac{d_i}{d_{ex}} = \frac{405.6}{480} \quad d = d_e (1 - k^4)^{\frac{1}{3}} \quad \eta = 3$$

concentradores de esfuerzos:

$$K_f = 1 + (k_c - 1)q_n$$

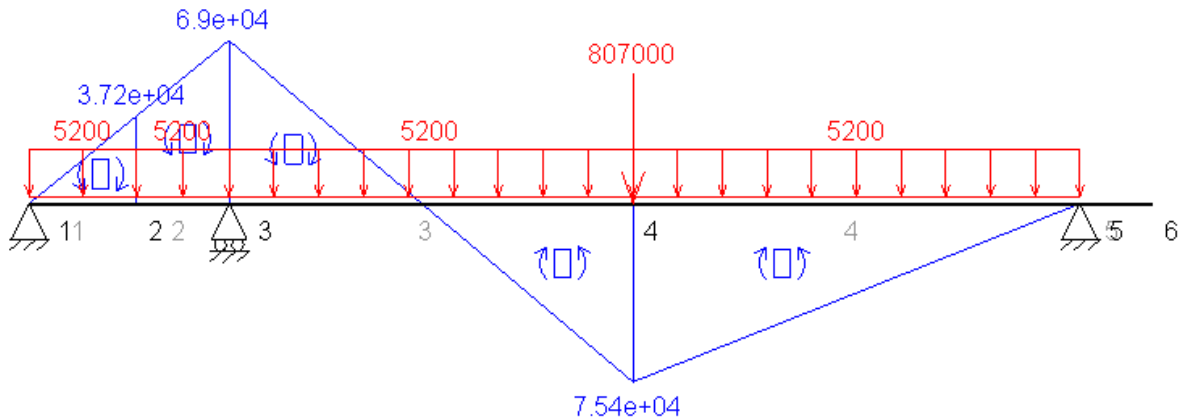
<u>Kff = 1.36</u>		<u>Kft = 1.28</u>	
r/d=0.21	r=10	r/d=0.21	r=10
D/d=2.5		D/d=2.5	
qn=0.9		qn=0.95	
kc=1.4		kc=1.3	

resulta:

$$d = \left\{ \frac{16 \cdot 1.725}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.36 \cdot 14.8 \cdot 10^6}{371.7} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.28 \cdot 432 \cdot 10^6}{1090} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 217.3$$

y un diámetro exterior de:

$$d_e = \frac{d}{(1 - k^n)^{\frac{1}{3}}} = \frac{217.3}{(1 - 0.9^4)^{\frac{1}{3}}} = 275.6 \text{ mm} \quad \mathbf{de=275.3 < 450} \rightarrow \text{CUMPLE}$$

•Eje del satélite.

-Para el cálculo de este eje, se realizará un equilibrio de fuerzas en el eje tomando $x=0$ como punto de aplicación de la fuerza (**sección 4**). El primer apoyo como la cara interior del disco portasatélites (**sección 3**), $x=263$, y el otro apoyo en la cara exterior, $x=393$. Quedando la (**sección 2**) en $x=333$, lugar donde comienza el ranurado para la chaveta.

-Peso del satélite

-Peso del acero= 76.5 KN/m^3

-Volumen del satélite= $\frac{\pi(D^2-d^2)}{4} \cdot F = \pi \cdot \frac{0.720^2-0.560^2}{4} \cdot 0.486 = 0.078 \text{ m}^3$

-Peso del satélite= $W_s=76.5 \cdot 0.078= 5.98 \text{ KN}$

-Peso rodamientos:

$W_r=2 \cdot 562=1124 \text{ N}=1.124 \text{ KN}$

-Peso eje:

$W_e = \frac{\pi(D^2-d^2)}{4} \cdot P_{ac} = \pi \cdot \frac{0.420^2-0.300^2}{4} \cdot 76.5 = 5.2 \frac{\text{KN}}{\text{m}}$

-Carga radial que ha de soportar el eje.

$R = 2W_t + W_s + W_r = 2 \cdot 400 + 5.98 + 1.124$

$R= 807.1 \text{ KN}$

$R_{max} = \frac{T_{max}}{3r} + W_s + W_r = 5771.6 + 5.98 + 1.124 \rightarrow$ para torsor máximo

$R= 5779 \text{ KN}$

SECCIÓN 4

Datos:

$$x=263\text{mm} \quad (x=0 \rightarrow \text{apoyo satelite})$$

$$V=R= 807.1 \text{ KN}$$

$$M=75\text{KNm}$$

$$V_{\max}=5779\text{KN}$$

$$M_{\max}=593\text{KNm}$$

-Cálculo a carga máxima.(predimensionado)

-Cortante.

$$\tau_c = \frac{4V}{3A} = \frac{16V}{3\pi(d^2-d_i^2)}$$

-Flexión.

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{32 \cdot M \cdot d}{\pi(d^4-d_i^4)}$$

-Tensiones principales (se propone: d=420mm di=300):

$$\sigma_e = \frac{16Md}{\pi(d^4-d_i^4)} \pm \sqrt{\left(\frac{16Md}{\pi(d^4-d_i^4)}\right)^2 + \left(\frac{16V}{3\pi(d^2-d_i^2)}\right)^2}$$

di=300mm → σe=181 < 1090

-Podrá rebajarse la calidad del acero. Eligiendo: AISI 1040-OQT 400
 Sy=600MPa Sut=779MPa , se obtiene:

$$di=300\text{mm} \rightarrow \quad \sigma_e=181 < 600$$

-Cálculo a fluencia.

-Teoría de la energía de distorsión. (d=420mm):

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{16Md}{\pi(d^4-d_i^4)}\right)^2 + 3\left(\frac{16V}{3\pi(d^2-d_i^2)}\right)^2}$$

di=300mm → σe=29 ≤ 600
 σe=Sy/1.5=727mm → σe =29 ≤ 400

-Cálculo a fatiga

Datos:

$$\eta=1.725$$

$$V=R= (807,-800) \text{ KN}$$

$$M= (75, -71) \text{ KNm}$$

-Tensiones:

$$\sigma_e = \frac{16Md}{\pi(d^4-d_i^4)} \pm \sqrt{\left(\frac{16Md}{\pi(d^4-d_i^4)}\right)^2 + \left(\frac{16V}{3\pi(d^2-d_i^2)}\right)^2}$$

$$\sigma_{\max}=24.3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min}=-23.77 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m=0.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a=24 \text{ MPa}$$

-Límite a fatiga “Se”:

$$S_e = k_f k_r k_m S'_e$$

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 779 = 389.5 \text{ MPa}$$

$$k_f = 0.9 \quad (\text{rectificado})$$

$$k_r = 0.7 \quad (100\% \text{ confiabilidad de supervivencia})$$

$$k_m = 1 \quad (\text{sin efectos diversos})$$

$$S_e = 245.4 \text{ MPa}$$

-Ecuación de Goodman:

$$\frac{\eta K_{ff} \sigma_a}{S_e} + \frac{\eta \sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

$$\frac{1.725 \cdot 24}{245.4} + \frac{1.725 \cdot 0.5}{779} = 0.17 < 1 \quad \rightarrow \quad \text{CUMPLE}$$

-Conclusión sección 4:

Para un diámetro exterior de “**de=420mm**”, y un diámetro interior de “**di≤300mm**”, el eje no fallará.

Acero: AISI 1040-OQT 400.

CHAVETA**-DIN 6885 56x32**

La chaveta aquí elegida no deberá someterse a grandes esfuerzos, tan solo es necesaria para evitar la rotación del eje respecto del disco portasatélites y vencer la fuerza de rozamiento interna del rodamiento del satélite.

Se elegirá una chaveta con las dimensiones recomendadas por la norma para el diámetro del eje tratado.

-Dimensiones: ver tabla 1 en apartado 1 del documento nº1: Anejo 2 (Tablas y catálogos) .

-Fuerza tangencial que soporta (para una longitud de= $l_t=50\text{mm}$)

$$F_t = \frac{1}{2} h \cdot p \cdot i \cdot l_t = \frac{1}{2} \cdot 32 \cdot 100 \cdot 1 \cdot 50 = 480000\text{N}$$

$i=n^\circ$ de chavetas , p =presión permisible= 600N/mm^2

-Tolerancia: JS9

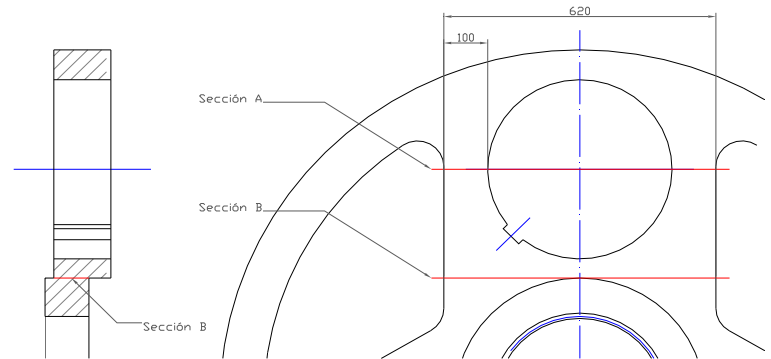
-Material AISI 1040-OQT 400

•Disco portasatélites: cuerpo.**SECCIÓN A**

Estará situada en la sección más delgada que rodea al agujero que porta al eje del satélite.

Datos:

$V=R= 807.1 \text{ KN}$
 $M=69\text{KNm}$
 $V_{\max}=5779\text{KN}$
 $M_{\max}=593\text{KNm}$
 AISI 4340 - OQT 1000
 ($S_y= 1090\text{MPa}$, $S_{ut}= 1180\text{MPa}$)

**-Cálculo a carga máxima.(predimensionado)****-Cortante.**

se comprobará a cortadura pura el área (140x100mm) encontrada bajo el eje del satélite en la sección A.

$$\tau_c = \frac{V}{A} = \frac{V}{b \cdot h} = \frac{5779 \cdot 10^3}{120 \cdot 100} = 481.6 \text{ MPa}$$

-Flexión.

se tratará esta situación como si se tuviese un eje hueco sometido a flexión ($d=465$, $d_i=420$). El ranurado para la chaveta se encontrará en una posición donde el diámetro exterior del eje hueco hipotético citado antes es mucho mayor, por lo que solo será considerado a efectos de fatiga.

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{32 \cdot M \cdot d}{\pi(d^4 - d_i^4)}$$

-Cortante (debido a flexión).

$$\tau_c = \frac{4V}{3A} = \frac{16V}{3\pi(d^2 - d_i^2)}$$

-Tensiones principales (para el cortante):

$$\sigma_e = 481.6 < 1090 \text{ MPa}$$

-Tensiones principales (para flexión y cortante por flexión):

$$\sigma_e = \frac{16Md}{\pi(d^4 - d_i^4)} \pm \sqrt{\left(\frac{16Md}{\pi(d^4 - d_i^4)}\right)^2 + \left(\frac{16V}{3\pi(d^2 - d_i^2)}\right)^2}$$

$$\sigma_e = 371 < 1090 \text{ MPa}$$

-Cálculo a fluencia.

como resultó una tensión a cortadura pura menos agresiva, sólo será comprobado para efectos de flexión y cortadura por flexión.

-Teoría de la energía de distorsión. ($d=465$, $d_i=420$):

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{16Md}{\pi(d^4-d_i^4)}\right)^2 + 3\left(\frac{16V}{3\pi(d^2-d_i^2)}\right)^2}$$

$$\sigma_e = S_y / 1.5 = 727 \text{ MPa} \rightarrow \quad \sigma_e = 10 \leq 600$$

$$\sigma_e = 10 \leq 727 \text{ MPa}$$

-Cálculo a fatiga

Datos:

$$\eta = 1.725$$

$$V = R = (807, -800) \text{ KN}$$

$$M = (69, -66) \text{ KNm}$$

-Tensiones:

$$\sigma_e = \frac{16Md}{\pi(d^4-d_i^4)} \pm \sqrt{\left(\frac{16Md}{\pi(d^4-d_i^4)}\right)^2 + \left(\frac{16V}{3\pi(d^2-d_i^2)}\right)^2}$$

$$\sigma_{\max} = 68.8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min} = -20 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 44.4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 24.4 \text{ MPa}$$

-Límite a fatiga "Se":

$$S_e = k_f k_r k_m S'_e$$

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 1180 = 590 \text{ MPa}$$

$$k_f = 0.9 \quad (\text{rectificado})$$

$$k_r = 0.7 \quad (100\% \text{ confiabilidad de supervivencia})$$

$$k_m = 1 \quad (\text{sin efectos diversos})$$

$$S_e = 371.7 \text{ MPa}$$

concentradores de esfuerzos:

$$K_f = 2 \quad \rightarrow \quad \text{chaveta embutida}$$

-Ecuación de Goodman:

$$\frac{\eta K_{ff} \sigma_a}{S_e} + \frac{\eta \sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

$$\frac{1.725 \cdot 2 \cdot 24.4}{371.7} + \frac{1.725 \cdot 44.4}{1090} = 0.29 < 1 \quad \rightarrow \quad \text{CUMPLE}$$

SECCIÓN B

situada justo antes del eje hueco hipotético con estriado interior (ver planos). En la posición de más sollicitación (b=80 , h=620)

Datos:

b=80 , h=620
V=R= 807.1 KN
T=285KNm,
M=69KNm
Vmax=5779KN
Tmax=2040KNm
Mmax=593KNm

-Cargas máximas

-Flexión.

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{6M}{bh^2} = \frac{6 \cdot M}{80 \cdot 620^2}$$

-Cortante.

$$\tau_c = \frac{4V}{3A} = \frac{4V}{349600}$$

-Torsor.

$$\tau_t = \frac{T}{\omega_t} = \frac{T}{\left(\frac{bh^2}{3+1.8\left(\frac{h}{b}\right)} \right)} = \frac{16.95T}{31 \cdot 10^6}$$

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

-Esfuerzo normal

$$\sigma = \sigma_f = \frac{6 \cdot M}{80 \cdot 620^2}$$

-Esfuerzo cortante

$$\tau = \tau_c + \tau_t = \frac{16.95T}{31 \cdot 10^6} + \frac{4V}{349600}$$

-Tensiones principales.

$$\sigma_e = \sigma_{1,3} = \frac{6 \cdot M}{2 \cdot 80 \cdot 620^2} \pm \sqrt{\left(\frac{6 \cdot M}{2 \cdot 80 \cdot 620^2}\right)^2 + \left(\frac{16.95T}{31 \cdot 10^6} + \frac{4V}{148800}\right)^2}$$

$$\sigma_e = 1277 < 1090 \text{MPa}$$

-Situación que exige un acero más resistente, por lo que se elegirá el acero:

AISI 4340 - OQT 700

($S_y = 1420 \text{MPa}$, $S_{ut} = 1590 \text{MPa}$)

resultando:

$$\sigma_e = 1277 < 1420 \text{MPa}$$

-Dado que los cálculos para el portasatélites en las anteriores secciones han sido realizados con un acero menos resistente y se demostró que cumplen con éste, también cumplirán para el nuevo acero: AISI 4340 - OQT 700, no siendo necesario volver a comprobarlo.

-Cálculo a fluencia.

Usando ecuaciones anteriores y sustituyendo para valores nominales:

-Teoría de la energía de distorsión:

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{6 \cdot M}{80 \cdot 620^2}\right)^2 + 3 \left(\frac{16.95T}{31 \cdot 10^6} + \frac{4V}{349600}\right)^2}$$

$$\sigma_e = 307 < 1420 \text{MPa}$$

•Peso portasatélites-satélites

$$W_{ps_{total}} = W_{ps} + 3(W_s + W_{eje}) = 14.5 + 3(5.98 + 5.2)$$

$$W_{ps_{total}} = 48 \text{KN}$$

8. Cálculo de disco rigidizador de la primera etapa

Será un disco de acero que recibe una reacción vertical procedente del peso de los ejes portasatélites de la primera etapa y la transmite al eje entre etapas 1 y 2 por medio de un rodamiento. La función de esta pieza es corregir la flecha generada en dichos ejes por su posición en voladizo. El disco rigidizador solo será comprobado para su resistencia ante una reacción vertical, ya que por su delgado espesor (en comparación al disco portasatélites) y según se comprueba en el diagrama de esfuerzos, el momento en él será mínimo.

<u>Magnitudes de entrada</u>	<u>Acero</u>	<u>Coefficiente de seguridad</u>
V=4.35KN	AISI 4340 - OQT 1000 Sy= 1090MPa , Sut= 1180MPa	$\eta_y = 1.5$ $\eta_e = 1.725$ (tomándose Yf=1.0 , por ser condiciones menos agresivas que en el eje de baja)

•Comprobación sección crítica del disco rigidizador (SECCIÓN A).

-Se comprobará como sección crítica aquella situada entre el hueco de asiento del eje portasatélites y el hueco situado a su lado para aligerar peso. Se comprobará a tracción para la reacción generada por el peso del eje portasatélites y su satélite correspondiente. La sección será rectangular de: b=200 x h=40.

CÁLCULO A FLUENCIA

-Axil.

$$\sigma_a = \frac{F}{b \cdot h} = \frac{4350}{8000}$$

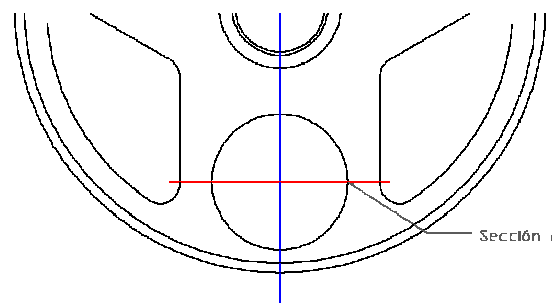
-Tensiones principales.

$$\sigma_e = \sigma_a = 0.54 \text{ MPa}$$

-Teoría de la energía de distorsión.(TED)

$$\sigma_e = \sigma_a = 0.54 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e \leq S_y / 1.5 = 727 \quad \text{-->} \quad \text{CUMPLE}$$



CÁLCULO A FATIGA

V= (-4.35 , 4.35)KN → σ=(-0.54,0.54)
AISI 4340 - OQT 1000 (Sv= 1090MPa , Sut= 1180MPa)

-Tensiones:

$$\sigma_e = \sigma_f$$

$$\sigma_m = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 0.3 \text{ MPa}$$

-Límite a fatiga “Se”:

$$S_e = k_f k_r k_m S'_e$$

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 1180 = 590 \text{ MPa}$$

$$k_f = 0.9 \quad (\text{rectificado})$$

$$k_r = 0.7 \quad (100\% \text{ confiabilidad de supervivencia})$$

$$k_m = 1 \quad (\text{sin efectos diversos})$$

$$S_e = 371.7 \text{ MPa}$$

-Ecuación de Goodman:

$$\frac{\eta \sigma_a}{S_e} + \frac{\eta \sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

$$\frac{1.725 \cdot 0.3}{371.7} + \frac{1.725 \cdot 0}{1180} = 0.003 \leq 1 \quad \rightarrow \quad \text{CUMPLE}$$

-Conclusión sección A:

El eje cumplirá en dicha sección .

Acero: AISI 1040-OQT 400.

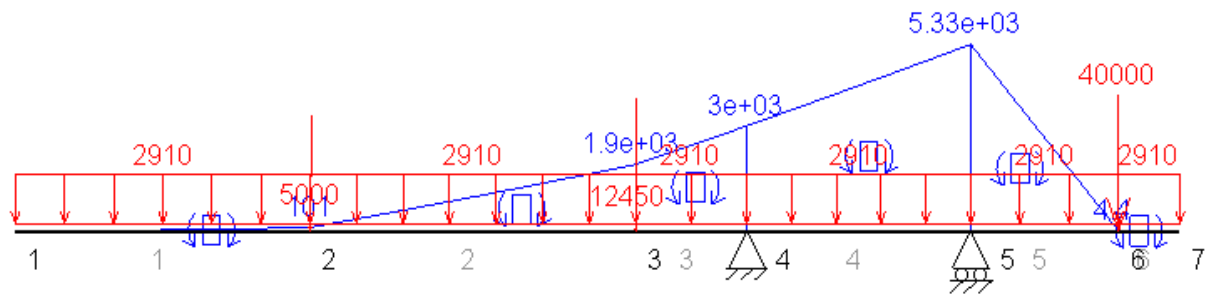
-Peso del rigidizador

-Peso del acero= 76.5 KN/m³

$$\text{-Volumen del rigidizador} = \frac{\pi a^2}{4} \cdot L = \pi \cdot \frac{1.64^2}{4} \cdot 0.05 = 0.106 \text{ m}^3$$

$$\text{-Peso del rigidizador} = W_{rig} = 76.5 \cdot 0.106 = 8.1 \text{ KN}$$

9. Cálculo eje entre-etapas 1 y 2.



<u>Magnitudes de entrada</u>		<u>Acero</u>	<u>Coefficiente de seguridad</u>
Td = 72.1KNm	Tmax = 1558.4KNm	AISI 4340 - OQT 1000 Sy= 1090MPa , Sut= 1180MPa	$\eta_y = 1.5$ $\eta_e = 1.725$ (tomándose Yf=1.0 , por ser condiciones menos agresivas que en el eje de baja)

SECCIÓN 5

-M5=5.33 KNm

• Comprobación para cargas máximas- predimensionado

-Flexión.

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{54.29 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Torsor.

$$\tau_t = \frac{T}{\omega_t} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{7934 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Tensiones principales.

$$\sigma_e = \sigma_{1,3} = \frac{54.29 \cdot 10^6}{2d^3} \pm \sqrt{\left(\frac{54.29 \cdot 10^6}{2d^3}\right)^2 + \left(\frac{7934 \cdot 10^6}{d^3}\right)^2}$$

para $\sigma_e = 1090 \text{ MPa} \rightarrow \mathbf{d \geq 194 \text{ mm}}$

•Cálculo a fluencia**-Flexión.**

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{54.29 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Torsor.

$$\tau_t = \frac{T}{\omega_t} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{367 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Teoría de la energía de distorsión.(TED)

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{30.6 \cdot 10^6}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{367 \cdot 10^6}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_e = S_y / 1.5 = 727 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad d \geq 95.7 \text{ mm}$$

•Cálculo a fatiga.Resumen de esfuerzos en sección 3.

$$M3 = (-5.3, 5.3) \text{ KNm}$$

$$T_d = 72.1 \text{ KNm}$$

-Esfuerzos medios y alternantes a flexión(el esfuerzo cortante es despreciable a fatiga).

$$M_m = 0$$

$$M_a = 5.3 \text{ KNm}$$

-Límite a fatiga “Se”:

$$S_e = k_f k_r k_m S'_e$$

$$S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 1180 = 590 \text{ MPa}$$

$$k_f = 0.9 \quad (\text{rectificado})$$

$$k_r = 0.7 \quad (100\% \text{ confiabilidad de supervivencia})$$

$$k_m = 1 \quad (\text{sin efectos diversos})$$

$$S_e = 371.7 \text{ MPa}$$

-Ecuación de Goodman aplicada para la obtención del diámetro mínimo.

$$d = \left[\frac{32\eta}{\pi S_e} \sqrt{\left(\frac{M_a K_{flex}}{K_{sflex}} \right)^2} + \frac{32\eta}{\pi S_{ut}} \sqrt{\left(M_m + \frac{N_m \cdot d}{8} \right)^2 + \frac{3T_m^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

-factor de tamaño:

$$K_{sflex} = 1.189d^{-0.112} = 1.189 \cdot 220^{-0.112} = 0.65$$

-cambio de sección:

$$K_{flex} = 1 + (k_c - 1) \cdot q_n = 1 + (2.8 - 1) \cdot 0.9 = 2.62$$

$k_c=2.8$

$$d = \left[\frac{32 \cdot 1.725}{\pi \cdot 371.7} \sqrt{\left(\frac{3 \cdot 10^6 \cdot 2.62}{0.65} \right)^2} + \frac{32 \cdot 1.725}{\pi \cdot 1189} \sqrt{\frac{3 \cdot (72.1 \cdot 10^6)^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

-diámetro necesario

$$d \geq 114.33 \text{ mm}$$

CUMPLE

CONCLUSIÓN - sección 5

Se comprueba que cumple con las condiciones para un diámetro de 220 mm.:

$$d = 220 \text{ mm}$$

SECCIÓN 2 (tramo estriado)

-Será innecesario comprobar dicha sección, ya que, según los cálculos realizados en la sección 5 la cual está sometida a los mayores esfuerzos, cumple tanto para un diámetro de 220mm, como para el diámetro reducido en la sección estriada (calculada en el siguiente apartado), de $d=204.48 \text{ mm}$.

CÁLCULO PARA VELOCIDAD CRÍTICA

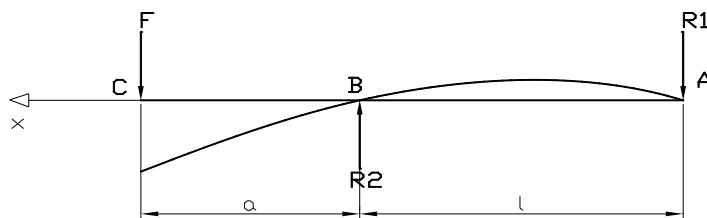
Se utilizará la ecuación de Dunkerley, que es más restrictiva.

$$\frac{1}{\omega_{cr}^2} = \sum \frac{1}{\omega_i^2}$$

-Tras el diseño del segundo portasatélites, se comprueba que su peso asciende a unos: 15000KN, mientras que el eje dado se diseñó suponiendo un peso de 40000KN. Dado que está sobredimensionado, los cálculos anteriores serán válidos para esta nueva carga, sin embargo se realizará el cálculo para velocidad crítica con el peso real.

•Deflexión:

-De tablas según “*Diseño en ingeniería mecánica*” de Joseph E.Shigley sobre deformaciones en vigas se obtiene que:



$$y_c = \frac{F \cdot a^2}{3EI} (l + a)$$

-flecha en el punto de aplicación de la carga

-E=211GPa

-Para el momento de inercia se idealizará el eje a un cilindro de acero de 220mm de diámetro para el extremo del planetario, y de 240mm de diámetro para el extremo del portasatélites.

$$I = \pi \cdot \frac{d^4}{64} = \pi \cdot \frac{220^4}{64} = 115 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I = \pi \cdot \frac{d^4}{64} = \pi \cdot \frac{240^4}{64} = 163 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

-Deflexión en el apoyo del planetario (apoyo izquierdo):

-F=2910N

-a=390mm

-l=200mm

$$y_c = \frac{2910 \cdot 390^2}{3 \cdot 211 \cdot 10^3 \cdot 115 \cdot 10^6} (200 + 390) = 0.0036 \text{ mm}$$

-Deflexión apoyo del porta-satélites (apoyo derecho):

-F=15000N

-a=117mm

-l=200mm

$$y_{cr} = \frac{1500 \cdot 117^2}{3 \cdot 211 \cdot 10^3 \cdot 163 \cdot 10^6} (200 + 117) = 0.00006 \text{ mm}$$

• Velocidad crítica:

$$\omega_{crc} = \sqrt{\frac{g}{0.0036}} = 52.2 \frac{rad}{s} = 498rpm$$

$$\omega'_{crc} \cong 0$$

$$\omega_{cr} = \frac{\omega_{crc} \cdot \omega'_{crc}}{\sqrt{\omega_{crc}^2 + \omega'_{crc}{}^2}}$$

$$\omega_{cr} = 498rpm$$

• Conclusión:

La primera velocidad de resonancia estará por encima de 498 rpm, y como la velocidad de giro del eje será de 90 rpm, el eje cumplirá para esta velocidad y no entrará en resonancia.

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

•Cálculo tramo estriado de entrada (planetario 1):

El diseño será realizado conforme a la norma UNE_18076-1=1990, para *Estriados cilíndricos rectos de perfil de envolvente*.

Y comprobada conforme al apartado de ejes estriados constante en el libro: *Diseño de máquinas* de K.H.Decker.

•Estriado plano de $\alpha=30^\circ$, M=10

<p><u>DATOS</u></p> <p>Tmax = 1558.4KNm Z=22 L=486mm D=220 Dei=235.52 Die=204.48 (todos los diámetros en milímetros)</p>
--

-Longitud efectiva

$$L_e = \frac{0.25D_{ie}^3}{D^2} = 0.25 \cdot \frac{235.52^3}{160^2} = 67.48mm$$

-Comprobación en eje:

se comprobará el esfuerzo cortante ya que éste es el que antes genera la rotura.

$$T = \frac{\pi \cdot D_{ie}^3 \cdot S_y}{16} = \frac{\pi \cdot 235.52^3 \cdot 1090}{16} = 2796 \cdot 10^6 Nmm$$

$$T = 2796 KNm > 1558.4 KNm \quad \rightarrow \quad \text{CUMPLE}$$

-Comprobación en hueco: (Acero Nitralloy N , grado 2 Sy=1295MPa)

$$T = \frac{S_y \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L}{4} = \frac{1295 \pi \cdot 220^2 \cdot 486}{4} = 23925 KNm$$

$$T = 23925 KNm > 1558.4 KNm \quad \rightarrow \quad \text{CUMPLE}$$

•Cálculo tramo estriado de salida (portasatélites 2):

Las condiciones y cálculos serán los mismos que para el estriado de entrada, excepto la longitud estriada, que aquí supondrá un valor de: **L=80mm**

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

10.Cálculo de brazo portasatélites (segunda etapa).

Será un disco de acero que recibe un momento torsor proveniente del planetario de la primera etapa y que lo transmitirá a los satélites de la segunda a través de tres ejes desmontables .

<u>Magnitudes de entrada</u>	<u>Acero</u>	<u>Coefficiente de seguridad</u> $\eta_y = 1.5$ $\eta_e = 1.725$ (tomándose $Y_f=1.0$, por ser condiciones menos agresivas que en el eje de baja)
Td = 72.1KNm Tmax = 1558.4KNm	AISI 4340 - OQT 1000 Sy= 1090MPa , Sut= 1180MPa	

•Disco portasatélites: eje hueco.

Para el cálculo de esta parte, se procederá de la misma manera que en el disco de la primera etapa aplicando nuevas dimensiones, usando como diámetro interior:
Dei=235.52mm, diámetro necesario según norma UNE_18076 para Z=16.

-Cálculo a carga máxima.(predimensionado)

-Torsor.

$$\tau_t = \frac{T \cdot c}{I} = \frac{32 \cdot T \cdot d}{2\pi(d^4 - d_i^4)}$$

-Flexión.

no será significativa para éstos cálculos.

-Tensiones principales.

$$\sigma_e = \frac{16d}{\pi(d^4 - d_i^4)} (M \pm \sqrt{M^2 + T^2})$$

$$d=300\text{mm} \rightarrow \sigma_e=474 > 1090$$

$$d=350\text{mm} \rightarrow \sigma_e=232 \leq 1090 \quad (\text{será mayor de lo}$$

necesario por cuestiones de diseño)

-Cálculo a fluencia.

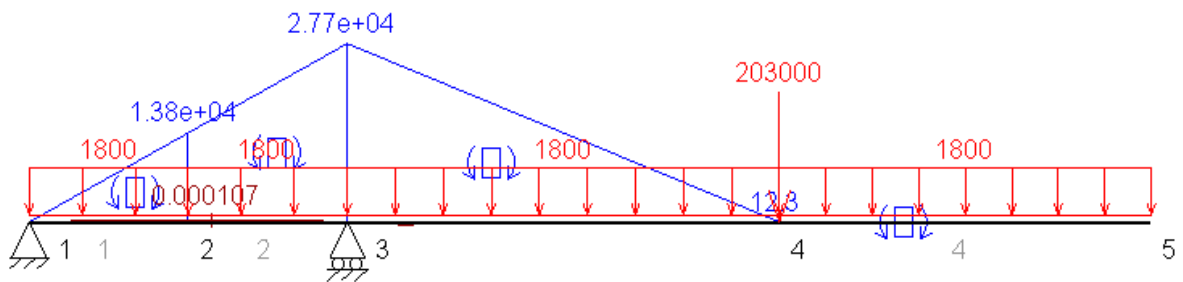
-Teoría de la energía de distorsión.

$$\sigma_e = \tau_t$$

$$\sigma_e = S_y / 1.5 = 727 \rightarrow \sigma_e = 10.7 \leq 727$$

-Cálculo a fatiga

-No existirá fatiga, ya que podrá considerarse un torsor constante.

•Eje del satélite 2.

-Para el cálculo de este eje, se realizará un equilibrio de fuerzas en el eje tomando el primer apoyo como la cara interior del disco portasatélites (sección A), $x=263$, y el otro apoyo en la cara exterior, $x=383$. Quedando la sección B en $x=333$, lugar donde comienza el ranurado para la chaveta y hay mayor momento flector. En el otro extremo del eje se encontrará el satélite en voladizo $x=0$ (punto de aplicación de la fuerza).

-Peso del satélite

-Peso del acero= 76.5 KN/m³

$$\text{-Volumen del satélite} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot F = \pi \cdot \frac{0.480^2 - 0.240^2}{4} \cdot 0.233 = 0.032 \text{ m}^3$$

-Peso del satélite= $W_s = 76.5 \cdot 0.032 = 2.42$ KN

-Peso rodamientos:

$$W_r = 2 \times 216 = 432 \text{ N} = 0.432 \text{ KN}$$

-Peso eje:

$$W_e = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot P_{ac} = \pi \cdot \frac{0.200^2 - 0.100^2}{4} \cdot 76.5 = 1.8 \frac{\text{KN}}{\text{m}}$$

-Carga radial que ha de soportar el eje.

$$R = 2W_t + W_s + W_r = 2 \cdot 100 + 2.42 + 0.432$$

$$R = 203 \text{ KN}$$

$$R_{max} = \frac{T_{max}}{3r} + W_s + W_r = 1564.6 + 2.42 + 0.432 \rightarrow \text{para torsor máximo}$$

$$R = 1568 \text{ KN}$$

-Material:

AISI 4340 - OQT 1000 $S_y = 1090 \text{ MPa}$, $S_{ut} = 1180 \text{ MPa}$

SECCIÓN A

Datos:

$$x=136\text{mm} \quad (x=0 \rightarrow \text{apoyo satelite})$$

$$V=R=203\text{KN}$$

$$M=27.7\text{KNm}$$

$$V_{\max}=1568\text{KN}$$

$$M_{\max}=213\text{KNm}$$

-Cálculo a carga máxima.(predimensionado)

-Cortante.

$$\tau_c = \frac{4V}{3A} = \frac{16V}{3\pi(d^2-d_i^2)}$$

-Flexión.

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{32 \cdot M \cdot d}{\pi(d^4-d_i^4)}$$

-Tensiones principales (se propone: d=200mm di=100):

$$\sigma_e = \frac{16Md}{\pi(d^4-d_i^4)} \pm \sqrt{\left(\frac{16Md}{\pi(d^4-d_i^4)}\right)^2 + \left(\frac{16V}{3\pi(d^2-d_i^2)}\right)^2}$$

$$d_i=100\text{mm} \rightarrow \sigma_e=314 < 1090$$

-Cálculo a fluencia.

-Teoría de la energía de distorsión.

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{16Md}{\pi(d^4-d_i^4)}\right)^2 + 3\left(\frac{16V}{3\pi(d^2-d_i^2)}\right)^2}$$

$$d_i=350\text{mm} \rightarrow \sigma_e=33.85 \leq 600$$

$$\sigma_e = S_y/1.5 = 727\text{mm} \rightarrow \sigma_e = 33.85 \leq 400$$

-Cálculo a fatiga

Datos:

$$\eta=1.725$$

$$V=R= (203,-200) \text{ KN}$$

$$M= (27.7, -26.2)\text{KNm}$$

-Tensiones:

$$\sigma_e = \frac{16Md}{\pi(d^4-d_i^4)} \pm \sqrt{\left(\frac{16Md}{\pi(d^4-d_i^4)}\right)^2 + \left(\frac{16V}{3\pi(d^2-d_i^2)}\right)^2}$$

$$\sigma_{\max}=40.85 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min}=-38.9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m=1.0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a=39.9 \text{ MPa}$$

-Límite a fatiga “Se”:

$$S_e = k_f k_r k_m S'_e$$

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 1180 = 590 \text{ MPa}$$

$$k_f = 0.9 \quad (\text{rectificado})$$

$$k_r = 0.7 \quad (100\% \text{ confiabilidad de supervivencia})$$

$$k_m = 1 \quad (\text{sin efectos diversos})$$

$$S_e = 371.7 \text{ MPa}$$

concentradores de esfuerzos:

$$K_f = 1 + (k_c - 1)q_n$$

$$K_{ff} = 2.44$$

$$r/d=0.01 \quad r=2.1$$

$$D/d=1.05$$

$$q_n=0.8$$

$$k_c=2.8$$

-Ecuación de Goodman:

$$\frac{\eta K_{ff} \sigma_a}{S_e} + \frac{\eta \sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

$$\frac{1.725 \cdot 2.44 \cdot 39.9}{245.4} + \frac{1.725 \cdot 1.0}{779} = 0.68 < 1 \quad \rightarrow \quad \text{CUMPLE}$$

-Conclusión sección A:

Para un diámetro exterior de “**de=200mm**”, el eje deberá tener un **di≤100mm** ..Acero: AISI 4340 - OQT 1000.

SECCIÓN B

Datos:

x=186mm
M= 13.8KNm
Mmax=80.0KNm

-Cálculo a carga máxima.(predimensionado)

-Flexión.

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{32 \cdot M \cdot d}{\pi(d^4 - d_i^4)}$$

-Tensiones principales (d=180mm , diámetro reducido por ranura de chaveta y teniendo en cuenta el roscado del extremo contrario al satélite):

$$\sigma_e = \sigma_f$$

$$d_i = 100\text{mm} \quad \rightarrow \quad \sigma_e = 154 < 1090 \quad \text{CUMPLE}$$

-Cálculo a fluencia.

-Teoría de la energía de distorsión. (d=180mm):

$$\sigma_e = \sigma_f$$

También cumple ya que el momento nominal es menor que el máximo.

$$\sigma_e = S_y / 1.5 = 727\text{mm} \quad \rightarrow \quad \sigma_e = 154 < 727$$

-Cálculo a fatiga

Datos:

$$\eta=1.725$$

$$M= (27, -27)\text{KNm} \rightarrow$$

-Tensiones:

$$\sigma_e = \sigma_f$$

$$\sigma_m=0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a=27 \text{ MPa}$$

-Límite a fatiga "Se":

$$S_e = k_f k_r k_m S'_e$$

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 1180 = 590 \text{ MPa}$$

$$k_f = 0.9 \quad (\text{rectificado})$$

$$k_r = 0.7 \quad (100\% \text{ confiabilidad de supervivencia})$$

$$k_m = 1 \quad (\text{sin efectos diversos})$$

$$S_e = 371.7 \text{ MPa}$$

-Ecuación de Goodman:

$$\frac{\eta \sigma_a}{S_e} + \frac{\eta \sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

$$\frac{1.725 \cdot 27}{371.7} + \frac{1.725 \cdot 0}{1180} = 0.13 \leq 1 \quad \rightarrow \quad \text{CUMPLE}$$

-Conclusión sección B:

El eje cumplirá en dicha sección con un **di** ≤ 100mm , y un diámetro exterior de: **de** = 180mm. AISI 4340 - OQT 1000.

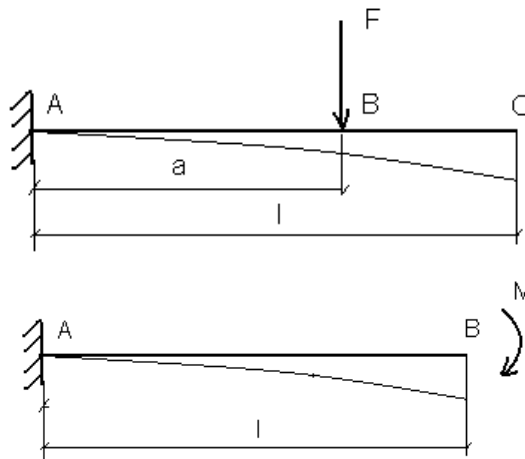
CÁLCULO PARA VELOCIDAD CRÍTICA

Se utilizará la ecuación de Dunkerley, que es mas restrictiva.

$$\frac{1}{\omega_{cr}^2} = \sum \frac{1}{\omega_i^2}$$

•Deflexión:

-De tablas obtenidas del ejemplar: “*Diseño en ingeniería mecánica*” de Joseph E. Shigley sobre deformaciones en vigas se obtiene que:



$$y_{ceje} = -\frac{F \cdot l^2}{6EI} (a - 3l)$$

$$y_{cdisco} = -\frac{M \cdot l^2}{2EI}$$

-Flecha en el punto de aplicación de la carga

-E=211 GPa

-momento de inercia del eje y del disco:

$$I_e = \pi \cdot \frac{d^4 - d_i^4}{64} = \pi \cdot \frac{200^4 - 100^4}{64} = 73.7 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_d = \frac{hb^3}{12} = \frac{80 \cdot 320^3}{12} = 218 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

-Deflexión del eje porta-satélites:

-F=3530N (peso de los elementos que soporta el eje, incluido el eje)

-a=265mm

-l=383mm

$$y_{ce} = -\frac{3530 \cdot 383^2}{6 \cdot 211 \cdot 10^3 \cdot 73.7 \cdot 10^6} (265 - 3 \cdot 383) = -0.005 \text{ mm}$$

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:
<p>-Deflexión del disco porta-satélites (apoyo derecho):</p> <p style="margin-left: 40px;">-M=706000Nmm -l=360mm</p> $y_{cd} = -\frac{706000 \cdot 360^2}{2 \cdot 211 \cdot 10^3 \cdot 218 \cdot 10^6} = -0.001mm$ <p>-Deflexión en eje porta-satélites debido al disco (método de triángulos semejantes):</p> <p>$Y_{ce'} = 0.0004 \cdot 695 / 360 = -0.0002mm$</p> <p>•<u>Superposición:</u></p> <p>Sumando las tres flechas que se acumulan en el extremo del eje porta satélite como punto máximo, quedará:</p> <p>$Y = 0.041 + 0.0007 + 0.0007 = \mathbf{0.007mm}$</p> <p>•<u>Conclusión:</u></p> <p>La flecha existente en el extremo en voladizo del satélite es mínima: $y = 0.007mm$, por lo tanto no se alterará de manera significativa el paralelismo entre las superficies dentadas de satélites y coronas de esta etapa epicicloidal.</p> <p>CHAVETA</p> <p>-DIN 6885 45x25</p> <p>-Dimensiones: ver tabla 1 en apartado 1 del documento nº1: Anejo 2 (Tablas y catálogos)</p> <p>-Fuerza tangencial que soporta (para una longitud de $l_t = 50mm$)</p> $F_t = \frac{1}{2} h \cdot p \cdot i \cdot l_t = \frac{1}{2} \cdot 25 \cdot 100 \cdot 1 \cdot 30 = 375000N$ <p>$i = n^\circ$ de chavetas , $p =$ presión permisible $= 600N/mm^2$</p> <p>-Tolerancia: JS9 -Material AISI 1040-OQT 400</p>		

•Disco portasatélites.**SECCIÓN A**

Estará situada en la sección más delgada que rodea al agujero que porta al eje del satélite.

Datos:

V=R= 203KN
M=27.7KNm
Vmax=1568 KN
Mmax=213 KNm
AISI 4340 - OQT 1000
(Sy= 1090MPa , Sut= 1180MPa)

-Cálculo a carga máxima.(predimensionado)

-Cortante.

se comprobará a cortadura pura el área (140x100mm) encontrada bajo el eje del satélite en la sección A.

$$\tau_c = \frac{V}{A} = \frac{V}{b \cdot h} = \frac{1568 \cdot 10^3}{100 \cdot 40} = 392 \text{ MPa}$$

-Cortante (debido a flexión).

$$\tau_c = \frac{4V}{3A} = \frac{16V}{3\pi(d^2 - d_i^2)}$$

-Flexión.

se tratará esta situación como si se tuviese un eje hueco sometido a flexión (d=240 , di=200). El ranurado para la chaveta se encontrará en una posición donde el diámetro exterior del cubo hipotético citado antes es mucho mayor, por lo que solo será considerado a efectos de fatiga.

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{32 \cdot M \cdot d}{\pi(d^4 - d_i^4)}$$

-Tensiones principales (para el cortante):

$$\sigma_e = 392 < 1090 \text{ MPa}$$

-Tensiones principales (para flexión y cortante por flexión):

$$\sigma_e = \frac{16Md}{\pi(d^4 - d_i^4)} \pm \sqrt{\left(\frac{16Md}{\pi(d^4 - d_i^4)}\right)^2 + \left(\frac{16V}{3\pi(d^2 - d_i^2)}\right)^2}$$

$$\sigma_e = 365.7 < 1090 \text{ MPa}$$

-Cálculo a fluencia.

como resultó una tensión a cortadura pura menos agresiva, sólo será comprobado para efectos de flexión y cortadura por flexión.

-Teoría de la energía de distorsión. (d=240 , di=200):

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{16Md}{\pi(d^4-d_i^4)}\right)^2 + 3\left(\frac{16V}{3\pi(d^2-d_i^2)}\right)^2}$$

$$\sigma_e = S_y/1.5 = 727 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_e = 39 \leq 600$$

$$\sigma_e = 39 \leq 727 \text{ MPa}$$

-Cálculo a fatiga

Datos:

$$\eta = 1.725$$

$$V = R = (203, -200) \text{ KN}$$

$$M = (27.7, -27) \text{ KNm}$$

-Tensiones:

$$\sigma_e = \frac{16Md}{\pi(d^4-d_i^4)} \pm \sqrt{\left(\frac{16Md}{\pi(d^4-d_i^4)}\right)^2 + \left(\frac{16V}{3\pi(d^2-d_i^2)}\right)^2}$$

$$\sigma_{\max} = 47.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min} = -46.44 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 0.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 47 \text{ MPa}$$

-Límite a fatiga "Se":

$$S_e = k_f k_r k_m S'_e$$

$$S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 1180 = 590 \text{ MPa}$$

$$k_f = 0.9 \quad (\text{rectificado})$$

$$k_r = 0.7 \quad (100\% \text{ confiabilidad de supervivencia})$$

$$k_m = 1 \quad (\text{sin efectos diversos})$$

$$S_e = 371.7 \text{ MPa}$$

concentradores de esfuerzos:

$$K_f = 2 \quad \rightarrow \quad \text{chaveta embutida}$$

-Ecuación de Goodman:

$$\frac{\eta K_{ff} \sigma_a}{S_e} + \frac{\eta \sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

$$\frac{1.725 \cdot 2 \cdot 47}{371.7} + \frac{1.725 \cdot 0.5}{1180} = 0.44 < 1 \quad \rightarrow \quad \text{CUMPLE}$$

SECCIÓN B

situada justo antes del eje hueco hipotético con estriado interior (ver planos). En la posición de más sollicitación (b=60, h=280)

Datos:

b=70, h=320
V=R= 203KN
T=29KNm
M=30KNm
Vmax=1568KN
Tmax=323KNm
Mmax=227KNm

-Cargas máximas

-Flexión.

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{6M}{bh^2} = \frac{6 \cdot M}{70 \cdot 320^2}$$

-Cortante.

$$\tau_c = \frac{4V}{3A} = \frac{4V}{67200}$$

-Torsor.

$$\tau_t = \frac{T}{\omega_t} = \frac{T}{\left(\frac{bh^2}{3+1.8\left(\frac{h}{b}\right)} \right)} = \frac{T}{6.4 \cdot 10^5}$$

-Esfuerzo normal

$$\sigma = \sigma_f = \frac{6 \cdot M}{70 \cdot 320^2}$$

-Esfuerzo cortante

$$\tau = \tau_c + \tau_t = \frac{4V}{67200} + \frac{T}{6.4 \cdot 10^5}$$

-Tensiones principales.

$$\sigma_e = \sigma_{1,3} = \frac{6 \cdot M}{2 \cdot 70 \cdot 320^2} \pm \sqrt{\left(\frac{6 \cdot M}{2 \cdot 70 \cdot 320^2}\right)^2 + \left(\frac{4V}{67200} + \frac{T}{6.4 \cdot 10^5}\right)^2}$$

$$\sigma_e = 700 < 1090 \text{MPa}$$

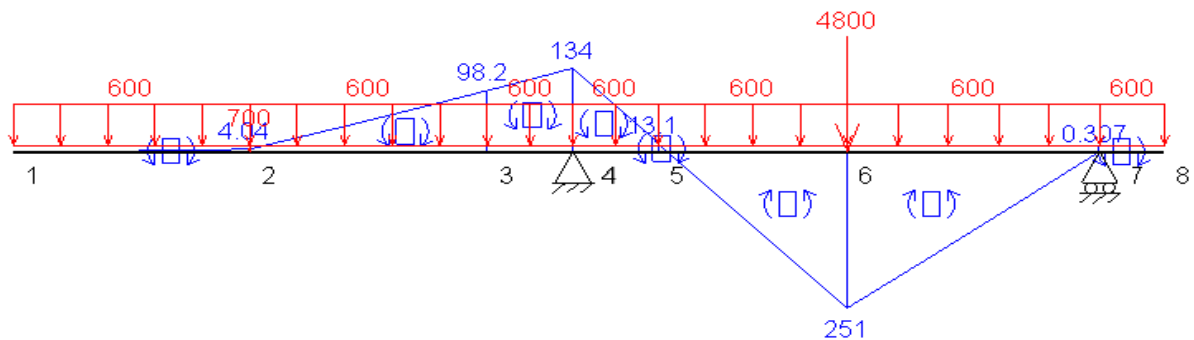
-Cálculo a fluencia.

Usando ecuaciones anteriores y sustituyendo para valores nominales:

-Teoría de la energía de distorsión:

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{6 \cdot M}{70 \cdot 320^2}\right)^2 + 3 \left(\frac{4V}{67200} + \frac{T}{6.4 \cdot 10^5}\right)^2}$$

$$\sigma_e = 102.53 < 1090 \text{MPa}$$

11. Cálculo eje entre etapas 2 y 3.

<u>Magnitudes de entrada</u>	<u>Acero</u>	<u>Coefficiente de seguridad</u>
Td = 12KNm Tmax = 259.7KNm	AISI 4340 - OQT 700 Sy= 1420MPa , Sut=1590 MPa	$\eta_y = 1.5$ $\eta_e = 1.725$ (tomándose Yf=1.0 , por ser condiciones menos agresivas que en el eje de baja)

SECCIÓN 6

-M3=0.251 KNm

• Comprobación para cargas máximas- predimensionado**-Flexión.**

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{2556 \cdot 10^3}{d^3}$$

-Torsor.

$$\tau_t = \frac{T}{\omega_t} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{1322 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Tensiones principales.

$$\sigma_e = \sigma_{1,3} = \frac{2556 \cdot 10^3}{2d^3} \pm \sqrt{\left(\frac{2556 \cdot 10^3}{2d^3}\right)^2 + \left(\frac{1322 \cdot 10^6}{d^3}\right)^2}$$

para $\sigma_e = 1420 \text{ MPa} \rightarrow \mathbf{d \geq 97.7 \text{ mm}}$

•Cálculo a fluencia**-Flexión.**

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{2556 \cdot 10^3}{d^3}$$

-Torsor.

$$\tau_t = \frac{T}{\omega_t} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{61.1 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Teoría de la energía de distorsión.(TED)

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{2556 \cdot 10^3}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{61.1 \cdot 10^6}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_e = S_y / 1.5 = 947 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad d \geq 48.17 \text{ mm}$$

•Cálculo a fatiga.Resumen de esfuerzos en sección 3.

$$M3 = (-0.251, 0.251) \text{ KNm}$$

$$T_d = 12 \text{ KNm}$$

-Esfuerzos medios y alternantes a flexión(el esfuerzo cortante es despreciable a fatiga).

$$M_m = 0$$

$$M_a = 0.251 \text{ KNm}$$

-Límite a fatiga “Se”:

$$S_e = k_f k_r k_m S'_e$$

$$S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 1420 = 710 \text{ MPa}$$

$$k_f = 0.9 \quad (\text{rectificado})$$

$$k_r = 0.7 \quad (100\% \text{ confiabilidad de supervivencia})$$

$$k_m = 1 \quad (\text{sin efectos diversos})$$

$$S_e = 447 \text{ MPa}$$

-Ecuación de Goodman aplicada para la obtención del diámetro mínimo.

$$d = \left[\frac{32\eta}{\pi S_e} \sqrt{\left(\frac{M_a K_{flex}}{K_{flex}} \right)^2} + \frac{32\eta}{\pi S_{ut}} \sqrt{\left(M_m + \frac{N_m \cdot d}{8} \right)^2 + \frac{3T_m^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

-factor de tamaño:

$$K_{flex} = 1.189d^{-0.112} = 1.189 \cdot 120^{-0.112} = 0.69$$

-cambio de sección:

$$K_{flex} = 1 + (k_c - 1) \cdot q_n = 1 + (2.8 - 1) \cdot 1 = 2.8$$

$$k_c = 2.8$$

$$d = \left[\frac{32 \cdot 1.725}{\pi \cdot 447} \sqrt{\left(\frac{251 \cdot 10^3 \cdot 2.8}{0.69} \right)^2} + \frac{32 \cdot 1.725}{\pi \cdot 1590} \sqrt{\frac{3 \cdot (12 \cdot 10^6)^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

-diámetro necesario

$$d \geq 52.42 \text{ mm}$$

CONCLUSIÓN - sección 2

Se comprueba que cumple con las condiciones para un diámetro de 97.7 mm. Y para que la sección efectiva reducida por el enchavetado no produzca falla, el diámetro será de:

$$d = 120 \text{ mm}$$

Chavetas:

-DIN 6885 32x18

-Dimensiones: ver tabla 1 en apartado 1 del documento nº1: Anejo 2 (Tablas y catálogos)

-Fuerza tangencial máxima=2164.2KN
(se diseñarán para valores de sobrecarga, con lo que la posibilidad de fallo será prácticamente nula)

-Altura necesaria de la chaveta (para una longitud de= $l_t=233\text{mm}$) (acoplada a planetario)

$$h = \frac{2F_t}{p \cdot i \cdot l_t} = \frac{2 \cdot 2164.2 \cdot 10^3}{1090 \cdot 1 \cdot 233} = 17.04\text{mm} \quad \rightarrow \quad \text{CUMPLE}$$

$i=n^\circ$ de chavetas=1 , p =presión permisible=1090N/mm²

- Altura necesaria de la chaveta (para una longitud de= $l_t=148\text{mm}$) (acoplada a rueda de la tercera etapa)

$$h = \frac{2F_t}{p \cdot i \cdot l_t} = \frac{2 \cdot 2164.2 \cdot 10^3}{1090 \cdot 2 \cdot 148} = 13.41\text{mm} \quad \rightarrow \quad \text{CUMPLE}$$

$i=n^\circ$ de chavetas=2 , p =presión permisible=1090N/mm²

-Tolerancia: JS9

-Material: AISI 4340 - OQT 1000

CÁLCULO PARA VELOCIDAD CRÍTICA

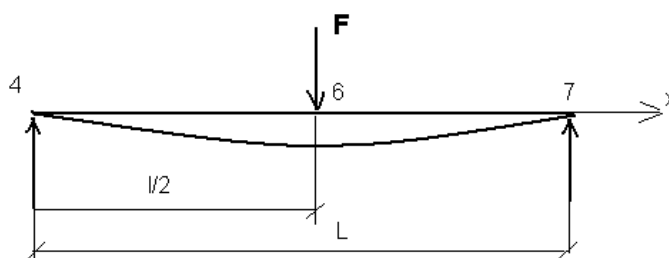
Se utilizará la ecuación de Dunkerley, que es más restrictiva.

$$\frac{1}{\omega_{cr}^2} = \sum \frac{1}{\omega_i^2}$$

•Deflexión:

-Se comprobará el tramo afectado por la carga de la rueda, ya que la del planetario es mucho menor y puede despreciarse.

-De tablas según “Shigley” sobre deformaciones en vigas se obtiene que:



$$y_c = -\frac{F \cdot L^3}{48EI}$$

-flecha en el punto de aplicación de la carga

-E=211GPa

-para el momento de inercia se idealizará el eje a un cilindro de acero de 220mm de diámetro.

$$I = \pi \cdot \frac{d^4}{64} = \pi \cdot \frac{130^4}{64} = 14.1 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

-F=4800N

-l=354mm

$$y_c = \frac{4800 \cdot 334^3}{48 \cdot 211 \cdot 10^3 \cdot 14.1 \cdot 10^6} = 0.0016 \text{ mm}$$

• Velocidad crítica:

$$\omega_{crc} = \sqrt{\frac{g}{0.0013}} = 78.3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 750 \text{ rpm}$$

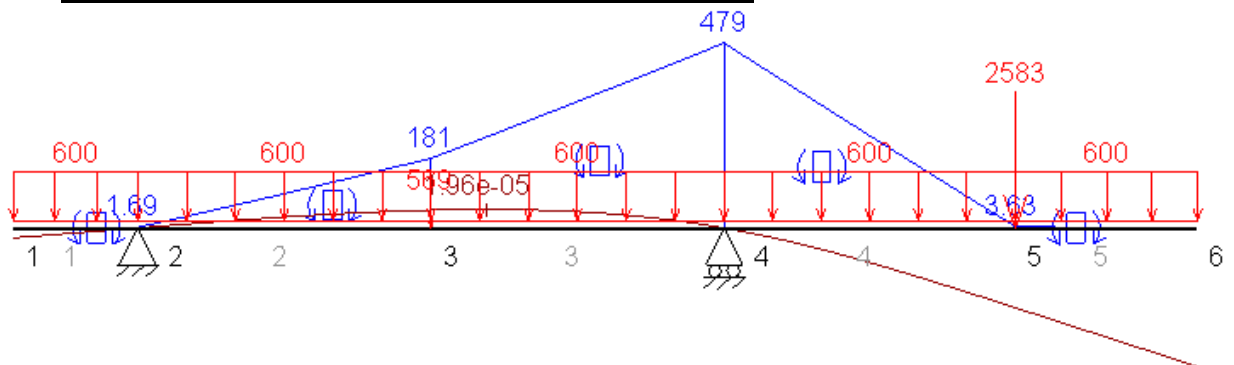
$$\omega_{cr} = \frac{\omega_{crc} \cdot \omega'_{crc}}{\sqrt{\omega_{crc}^2 + \omega'_{crc}{}^2}}$$

$$\omega_{cr} = 750 \text{ rpm}$$

• Conclusión:

La primera velocidad de resonancia estará por encima de 750 rpm, y como la velocidad de giro del eje será de 540 rpm, el eje cumplirá para esta velocidad y no entrará en resonancia.

12. Cálculo eje de alta velocidad (eje de salida).



Magnitudes de entrada	Acero	Coefficiente de seguridad
Td = 4.2KNm Tmax = 91.8KNm	AISI 4340 - OQT 700 Sy= 1420MPa , Sut=1590 MPa	$\eta_y = 1.5$ $\eta_e = 1.725$ (tomándose Yf=1.0 , por ser condiciones menos agresivas que en el eje de baja)

SECCIÓN 4

-M3=0.479 KNm

• **Comprobación para cargas máximas**- predimensionado

-Flexión.

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{4880}{d^3}$$

-Torsor.

$$\tau_t = \frac{T}{\omega_t} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{467.5 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Tensiones principales.

$$\sigma_e = \sigma_{1,3} = \frac{13.44 \cdot 10^6}{2d^3} \pm \sqrt{\left(\frac{13.44 \cdot 10^6}{2d^3}\right)^2 + \left(\frac{467.5 \cdot 10^6}{d^3}\right)^2}$$

para $\sigma_e = 1090 \text{ MPa} \rightarrow \mathbf{d \geq 75.5 \text{ mm}}$

•Cálculo a fluencia**-Flexión.**

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{4880}{d^3}$$

-Torsor.

$$\tau_t = \frac{T}{\omega_t} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{21.4 \cdot 10^6}{d^3}$$

-Teoría de la energía de distorsión.(TED)

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{4880M}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{21.4 \cdot 10^6}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_e = Sy/1.5 = 727 \text{MPa} \quad \rightarrow \quad \mathbf{d \geq 37.1 \text{mm}}$$

•Cálculo a fatiga.Resumen de esfuerzos en sección 3.

M3=	(-0.479, 0.479)KNm
Td =	4.2KNm

-Esfuerzos medios y alternantes a flexión(el esfuerzo cortante es despreciable a fatiga).

$$M_m = 0 \quad M_a = 0.479 \text{ KNm}$$

-Límite a fatiga “Se”:

$$S_e = k_f k_r k_m S'_e$$

$$S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 1180 = 590 \text{ MPa}$$

$k_f = 0.9$	(rectificado)
$k_r = 0.7$	(100% confiabilidad de supervivencia)
$k_m = 1$	(sin efectos diversos)

$$S_e = 371.7 \text{ MPa}$$

-Ecuación de Goodman aplicada para la obtención del diámetro mínimo.

$$d = \left[\frac{32\eta}{\pi S_e} \sqrt{\left(\frac{M_a K_{flex}}{K_{sflex}} \right)^2} + \frac{32\eta}{\pi S_{ut}} \sqrt{\left(M_m + \frac{N_m \cdot d}{8} \right)^2 + \frac{3T_m^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

-factor de tamaño:

$$K_{sflex} = 1.189d^{-0.112} = 1.189 \cdot 100^{-0.112} = 0.71$$

-cambio de sección:

$$K_{flex} = 1 + (k_c - 1) \cdot q_n = 1 + (2.8 - 1) \cdot 1 = 2.8$$

$$k_c = 2.8$$

$$d = \left[\frac{32 \cdot 1.725}{\pi \cdot 372} \sqrt{\left(\frac{479 \cdot 2.8}{0.71} \right)^2} + \frac{32 \cdot 1.725}{\pi \cdot 1180} \sqrt{\frac{3 \cdot (4.2 \cdot 10^6)^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

-diámetro necesario

$$d \geq 37.6 \text{ mm}$$

CONCLUSIÓN - sección 6

Se comprueba que cumple con las condiciones para un diámetro de 75.5 mm. El diámetro final será mayorado para realizar los enchavetados sin que el diámetro efectivo sea menor de 75.5mm y para ser realizable también el ensamble con el acoplamiento de salida, el cual será de un diámetro interior de 100mm. El tamaño de éste acoplamiento será necesario por el momento de inercia q tiene, el cual proporciona al extremo de salida del eje la rigidez necesaria para que su flecha no alcance valores perjudiciales para el diseño.

El diámetro será pues de:

$$d = 100 \text{ mm}$$

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

-Chavetas:

-DIN 6885 28x16 -Dimensiones: ver tabla 1 en apartado 1 del documento nº1: Anejo 2 (Tablas y catálogos)

-Fuerza tangencial máxima=183.6KN
(se diseñarán para valores de sobrecarga, con lo que la posibilidad de fallo será prácticamente nula)

- Altura necesaria de la chaveta (para una longitud de= $l_t=184\text{mm}$) (acoplada a piñón)

$$h = \frac{2F_t}{p \cdot i \cdot l_t} = \frac{2 \cdot 183.6 \cdot 10^3}{600 \cdot 1 \cdot 184} = 6.12\text{mm} \quad \rightarrow \quad \text{CUMPLE}$$

$i=n^\circ$ de chavetas=1 , p =presión permisible=600N/mm² (el mismo acero que el eje)

- Altura necesaria de la chaveta (para una longitud de= $l_t=100\text{mm}$) (chaveta de acoplamiento)

$$h = \frac{2F_t}{p \cdot i \cdot l_t} = \frac{2 \cdot 183.6 \cdot 10^3}{600 \cdot 1 \cdot 100} = 6.12\text{mm} \quad \rightarrow \quad \text{CUMPLE}$$

$i=n^\circ$ de chavetas=1 , p =presión permisible=600N/mm²

-Tolerancia: JS9

-Material: AISI 1040-OQT 400

CÁLCULO PARA VELOCIDAD CRÍTICA

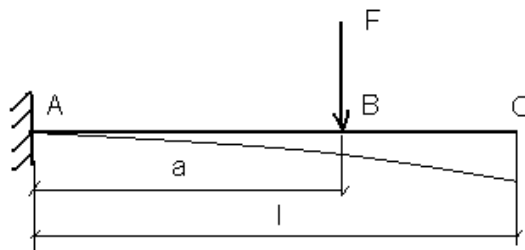
Se utilizará la ecuación de Dunkerley, que es más restrictiva.

$$\frac{1}{\omega_{cr}^2} = \sum \frac{1}{\omega_i^2}$$

-Se comprobará la velocidad crítica para la flecha situada en el extremo donde se encuentra el acoplamiento, ya que será el punto con mayor deflexión, como puede comprobarse observando el diagrama de esfuerzos extraído del programa de cálculo de vigas MEFI. Se tomará la hipótesis de viga en voladizo, ya que la flecha del otro tramo queda minimizada por el peso del piñón.

•Deflexión:

-De tablas obtenidas del ejemplar: “*Diseño en ingeniería mecánica*” de Joseph E. Shigley sobre deformaciones en vigas se obtiene que:



$$y_c = -\frac{F \cdot l^2}{6EI} (a - 3l)$$

-Flecha en el punto de aplicación de la carga

-E=211 GPa

-momento de inercia del eje (se tomará el diámetro medio del acoplamiento por ocupar éste la mayoría del tramo):

$$I = \pi \cdot \frac{d^4}{64} = \pi \cdot \frac{240^4}{64} = 163 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

-Deflexión del extremo del eje:

-F=1300N
-a=176mm
-l=286mm

$$y_c = -\frac{1300 \cdot 286^2}{6 \cdot 211 \cdot 10^3 \cdot 163 \cdot 10^6} (176 - 3 \cdot 286) = -0.00035 \text{ mm}$$

• Velocidad crítica:

$$\omega_{crc} = \sqrt{\frac{g}{0.00035}} = 167.5 \frac{rad}{s} = 1598 rpm$$

$$\omega_{cr} = \frac{\omega_{crc} \cdot \omega'_{crc}}{\sqrt{\omega_{crc}^2 + \omega'_{crc}{}^2}}$$

$$\omega_{cr} = 1598 rpm$$

• Conclusión:

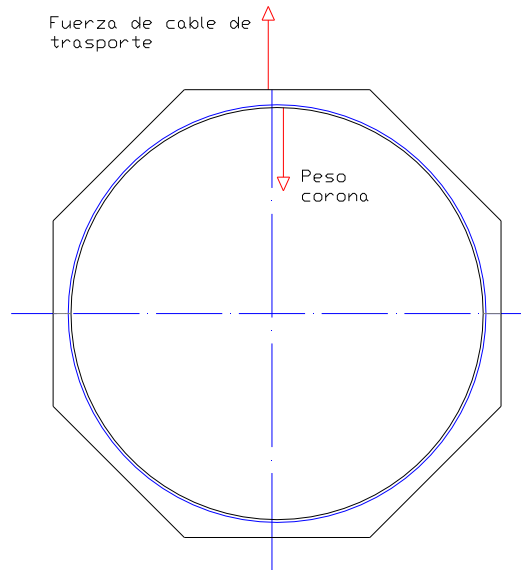
La flecha resultante en el eje es mínima y no presentará problemas en un estado en reposo del eje (no giro). Sin embargo, la primera velocidad de resonancia estará por encima de 1598 rpm, y como la velocidad de giro del eje será de 1528 rpm, aunque el eje cumpla para esta velocidad, no es recomendable poner el sistema en funcionamiento si no está ensamblado aún el acoplamiento al eje del alternador ya que un leve aumento de la velocidad de giro del sistema podría hacer entrar al eje de salida en estado de resonancia.

13. Comprobación montaje corona

-Aquí se comprueba la resistencia de la corona para las operaciones de montaje, ya que debido al elevado peso y delgado espesor suscita el riesgo de rotura por cortadura de la pieza.

Se comprobará solo la Corona 1, ya que la Corona 2 será de menor tamaño y peso, y por tanto si la primera cumple, la segunda también lo hará.

•Cálculo.



Material:
Acero Nitralloy N.
grado 2

Sut= σ_{FP} =370 MPa
Suc= σ_{HP} =1295MPa

-Peso del acero= 76.5 KN/m³

$$\text{-Volumen corona} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot F = \pi \cdot \frac{2.090^2 - 1.776^2}{4} \cdot 0.486 = 0.463 \text{ m}^3$$

(se mayorará el volumen de la corona al de un cilindro hueco con el espesor máximo de la corona)

-Peso corona= $W_c = 76.5 \cdot 0.468 = 36.07 \text{ KN}$

-Área de la sección de aplicación de la fuerza= $486 \cdot 77 = 37422 \text{ mm}^2$

-Esfuerzo cortante (cortadura pura):

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{36070}{486 \cdot 77} = 0.96 \text{ MPa}$$

-Teoría de la fricción interna de Coulomb-Mohr:

$$\tau_{max} \leq \frac{S_{ut}}{\eta}$$

$$0.96 \text{ MPa} \leq \frac{370}{1} = 370 \text{ MPa}$$

→ la sección cumple para estas condiciones.

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

14. Acoplamiento de salida

-Conecta en eje de salida de la multiplicadora con la velocidad final de 1528rpm con el Alternador, e incorpora un disco de freno que cumple con las especificaciones requeridas por el fabricante del freno elegido para el equipo.

•Fuerzas de entrada

-Fuerza horizontal:

$$F_a=0$$

-Torsor:

$$P = T \cdot \omega$$

$$T_d = 4.24 \text{ KNm}$$

-Velocidad de giro:

$$n = 1528 \text{ rpm}$$

•Elección de acople y comprobación

Se escoge un acoplamiento apto para la comunicación entre multiplicadores y alternadores según indica el fabricante Flender. Éste será de disco y flexible para admitir posibles desalineaciones o vibraciones en el eje e incluye un disco de freno. La parte conectada al eje de salida será la que incorpora el disco de freno. Siendo su descripción:

“Rupex RBS-360 de Flender”.

-Las dimensiones y ecuaciones del acoplamiento pueden verse en la tabla (___).

-Modelo:

Rupex RBS-360

Torque nominal: 7.8KNm

Diámetro interior: 100mm

nmax: 2152rpm

Peso: 1300N

(para mas datos ver apartado de tablas)

-Comprobación:

$$-n_{max} = 1528/710 = 2152 \text{ rpm}$$

$$-Masa = m(RWS) + 6160 \cdot BB \cdot DB^2 = 39 + 6160 \cdot 30 \cdot 710^2 = 132Kg$$

$$-Factor \text{ de aplicación } \underline{“FB”} = 1.25$$

$$-Factor \text{ de temperatura } \underline{“FT”} = 1.0$$

-Cálculo:

$$T_n = 4.24 \text{ KNm}$$

$$T_{kn} \geq 4.24 \cdot FB \cdot FT = 5.3 \text{ KNm}$$

Tkn = 5.3 KNm

-se escoge un torsor nominal mayor (7.8KNm), para soportar las sobrecargas.

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

15.Cálculo de la carcasa

-Para el cálculo de la carcasa que protegerá y encerrará a los engranajes del diseño, se procederá a asegurar un grosor mínimo de la pared. Para ello se comprobará el comportamiento de una placa plana sometida a una carga situada en su extremo, la cual será igual a la suma de todo el peso que ha de soportar la carcasa. Las dimensiones de la placa serán: el mismo espesor de pared del cuál será la carcasa, igual longitud, y una anchura equivalente a la suma de los lados de la mitad inferior de la carcasa.

La estructura de la carcasa, que podrá verse en su respectivo plano (plano nº 18), se compondrá de un cilindro de base octogonal, seccionado por su mitad más larga y unidas ambas mediante tornillos.

•Anchura de la placa:

-Se tomará para ésta el valor del desarrollo de la semicircunferencia que forma el diámetro exterior de la corona (diámetro ext.=1900) de la primera etapa de engranajes epicicloidales. Siendo:

$$b = \frac{\pi d}{2} = \frac{\pi \cdot 1900}{2} = 1985mm$$

•Desglose de pesos que soporta:

W en rodamiento 4 eje de baja = -40.1 KN (como la carga es negativa, este valor se usará para el cálculo de la tapa de la carcasa)

W corona 1 = 10.8 KN

W eje entre-etapa = 20 KN

W corona 2 = 3.5 KN

W eje de la rueda y planetario 2 = 10KN

W eje de salida = 5 KN

W freno = 1 KN

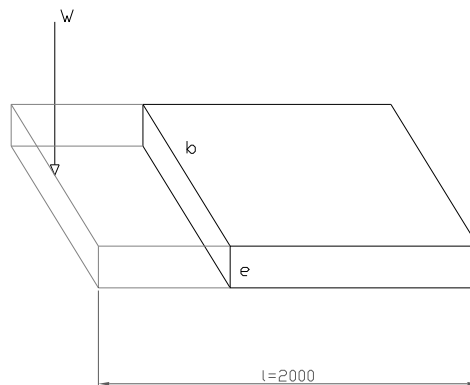
W carcasa = (se estimará a un 20% del resto de componentes metálicos)

W lubricante = 21.6KN

Wt=W componentes·1.2+Wlubricante= 82 KN

•Comprobación mecánica (parte inferior ó bancada):

-Se comprobará la placa a flexión con la suma de toda la carga aplicada en uno de sus extremos.



Wt= 82 KN
b= 1985mm
e= espesor
l= 2000mm

Material:
Fundición Hierro gris / A48-94a / grado 60
Sut=414
 $\eta = 1.1$

-No tendrá resistencia a la fluencia ya que se trata de un hierro frágil (fundición).

-Momento

$$M = 82000 \cdot 2000 = 164 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

-Flexión.

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{M \cdot \frac{e}{2}}{\left(\frac{b \cdot e^3}{12}\right)} = \frac{6M}{b \cdot e^2} = \frac{6 \cdot 164 \cdot 10^6}{1985 \cdot e^2}$$

-Teorema de la fricción interna de Coulomb Mohr:

$$\sigma_f = \sigma_e \geq \frac{S_{ut}}{\eta}$$

$$\frac{6 \cdot 164 \cdot 10^6}{1985 \cdot e^2} \geq \frac{414}{1.1} \quad \rightarrow \quad e \geq 36.29 \quad \rightarrow \quad e \geq 40$$

•Comprobación mecánica (parte superior ó tapa):

-Se comprobará la placa a flexión con la carga procedente del rodamiento 4 del eje de baja aplicada en uno de sus extremos.

-No tendrá resistencia a la fluencia ya que se trata de un hierro frágil.

-Momento

$$M = 40000 \cdot 2000 = 80 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

-Flexión.

$$\sigma_f = M \cdot \frac{c}{I} = \frac{M \cdot \frac{e}{2}}{\left(\frac{b \cdot e^3}{12}\right)} = \frac{6M}{b \cdot e^2} = \frac{6 \cdot 80 \cdot 10^6}{1985 \cdot e^2}$$

-Teorema de la fricción interna de Coulomb Mohr:

$$\sigma_f = \sigma_e \geq \frac{S_{ut}}{\eta}$$

$$\frac{6 \cdot 80 \cdot 10^6}{1985 \cdot e^2} \geq \frac{414}{1.1} \quad \rightarrow \quad e \geq 25.34 \quad \rightarrow \quad e \geq 30$$

•Conclusión:

La pared de la carcasa deberá tener un espesor mínimo de **40 mm en la bancada,**
y de **30 mm en la tapa.**

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

16.Lubricante: selección y peso.

-El método de lubricación será: lubricación por barbotaje.

El aceite elegido será: Aceite mineral de viscosidad ISO VG 15.

El cambio de aceite deberá realizarse al menos una vez al año (ver “tabla 15” donde se expone las recomendaciones de cambio de lubricante dictadas por el fabricante de rodamientos FAG)

-A continuación se disponen los cálculos pertinentes y necesarios realizados para la determinación del lubricante.

•Cantidad de aceite necesario.

-Cantidad de aceite mínimo según código “AGMA 6006”:

P_t= potencia nominal = 678.4 KW
Q= cantidad aceite = (litros)

$$Q = 0.15P_t + 20 = 122 \text{ litros} = 0.122 \text{ m}^3$$

-Cantidad de aceite mínima para que todos los componentes queden lubricados:

-Esto es, de manera que la rueda de la tercera etapa tenga una sección de ella sumergida para poder distribuirla así por el resto de componentes de dicha etapa.

-Para calcularlo se obtiene el volumen de aceite dentro de la multiplicadora para una altura del aceite de 700mm y tomando una densidad media de aceites minerales de: 900 Kg/m³.

V=volumen=2.45m³
ρ=densidad del aceite=900 Kg/m³

$$m = \rho \cdot V = 2205.8 \text{ Kg} \quad \rightarrow \quad W_{ac} = 21.6 \text{ KN}$$

-Tomando finalmente un volumen de aceite de 2450 litros, puesto que cumple con la cantidad mínima recomendada por “AGMA 6006”, y a su vez se logra el lubricado de todos los componentes.

•Viscosidad.

-Se aplicará la norma “ISO 3448 (DIN 51501)” para la elección de viscosidad.
Ver “tabla 16”.

D _m =132.5	(diámetro medio del rodamiento más solicitado)
n=1500rpm	(velocidad de giro mayor)
T=55°C	(Temperatura de operación del lubricante para una T _{max.amb.} =40°C, ver “tabla 17”
v ₁	= viscosidad relativa

$$d_m = \frac{165+100}{2} = 132.5mm$$

$$v_1=11 \text{ mm}^3/\text{s}$$

-Obteniendo pues, con el uso de la tabla 16, una viscosidad del aceite:

ISO VG 15

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

17.Uniones atornilladas

-Las uniones atornilladas del conjunto acoplamiento-eje-multiplicadora epicicloidal serán: las de los soportes de rodamientos exteriores, las que unen tapa y bancada de la carcasa, y las que fijan la multiplicadora a la góndola del aerogenerador.

En este apartado sólo se calcularán las dos últimas, ya que las uniones de los soportes de rodamientos vienen fijadas por el fabricante de los mismos.

-Para el cálculo de las uniones antes mencionadas se diseñará en base a la reacción que soporta el rodamiento 4 del eje de baja velocidad. Será una fuerza vertical con sentido hacia arriba creada por el momento que genera el peso del buje (apartado 4 de “Cálculos justificativos”) y por lo tanto una fuerza constante, con lo que los tornillos serán comprobados a falla por fluencia.

-Todos los cálculos de este apartado han sido realizados usando ecuaciones del ejemplar: “*Elementos de Máquinas*” de Bernard J. Hamrock.

•Hipótesis de cargas.

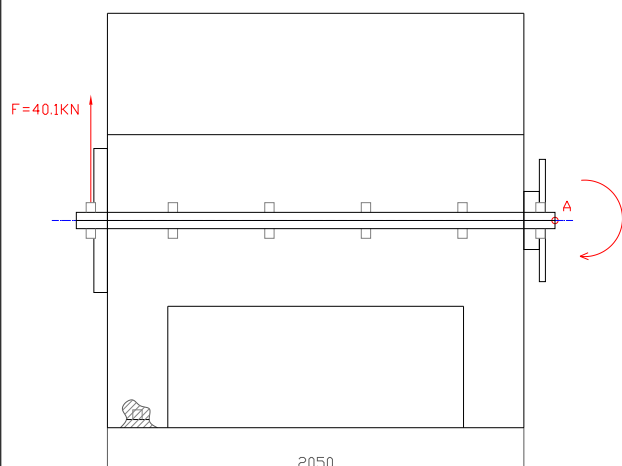


Fig. 1

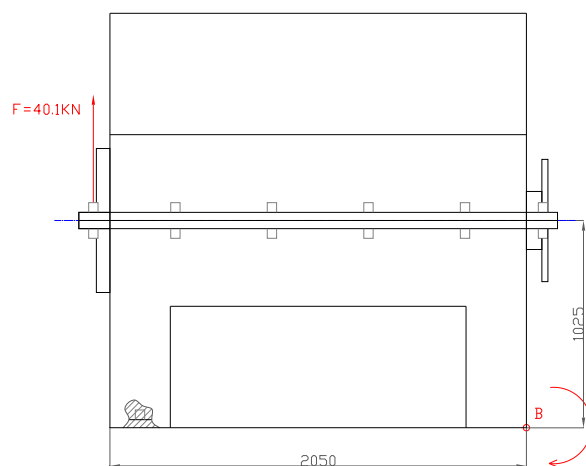


Fig. 2

-En la figura 1 se muestra la hipótesis de cargas para la unión de la junta entre tapa y bancada de la carcasa. Debido a la reacción encontrada en el rodamiento 4 del eje de baja velocidad, ésta se transmite a la carcasa creando un momento máximo en el punto A. De ésta manera quedarán los tornillos situados en la cara de la carcasa donde se aplica la reacción como los más solicitados.

-En la figura 2 se muestra la hipótesis de cargas para la unión de la carcasa con la góndola del aerogenerador. Siguiendo el mismo razonamiento que para la hipótesis de la figura 1, y suponiendo una unión correcta de tapa y bancada de la carcasa, se transmitirá la misma reacción a la unión con la góndola. Por lo que los tornillos elegidos serán los mismos que para la unión de la tapa con la bancada.

•Comprobación del tornillo.

-Se comprobará la resistencia de los cuatro tornillos situados en la cara de la carcasa situada donde se aplica la reacción que transmite el rodamiento 4 del eje de baja velocidad.

DATOS

F= 40.1KN → se redondeará a: F= 45 KN
Tornillo: DIN 931 M12x100 8.8

Sp= 600 MPa
At= 76.3 mm²

Tuerca: DIN 555 M12
Arandela: DIN 125 A M12 (2 por cada tornillo)

-Fuerza que soporta cada tornillo

$$P_e = \frac{F}{4} = \frac{45}{4} = 11.25KN$$

-Apriete inicial (Pi) tomando la condición de que no exista separación de junta.

-Se tomará un coeficiente adimensional de la rigidez Ck=1, siendo éste el caso más desfavorable para la unión.

$$\eta_{sj} = \frac{P_i}{P_e(1-C_k)} \quad \text{-condición de no separación de junta} \rightarrow \quad \eta_{sj} \geq 1$$

$$P_i = 1 \cdot P_e = 11.25KN$$

-Comprobación para tornillo reutilizable.

$$P_i \leq 0.75 \cdot A_t \cdot S_p = 0.75 \cdot 76.3 \cdot 600 = 34335N$$

$$11.25KN \leq 34.3KN \quad \rightarrow \quad \text{los tornillos serán reutilizables.}$$

-Factor de seguridad a fluencia.

$$S_p = \frac{P_i}{A_t} + \frac{\eta C_k P_e}{A_t}$$

$$\eta = \frac{S_p A_t - P_i}{C_k P_e} = \frac{600 \cdot 76.3 - 11250}{1 \cdot 11250} = 3.07$$

•Conclusión

Los tornillos elegidos cumplirán para el estado de cargas a la que serán sometidos con una seguridad de $\eta=3.1$

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

18.Freno

-Se instalará un freno de disco en el eje de baja velocidad (eje de salida), el cual tendrá funciones de frenado de la máquina para operaciones de mantenimiento, ya que el frenado en operación del sistema vendrá de la mano del sistema de frenada de los álabes del buje. La denominación y características técnicas para el cálculo serán las siguientes:

Freno de disco: Caliper SHD5W-3

D = 750mm	(diámetro)
BF = 18000N	(fuerza lineal de frenada para D=710mm)
BT = 5000Nm	(torsor de frenada para D=710mm)
TF = 60m/s	(velocidad lineal máxima)
Td = 4240 KNm	(torsor de diseño que ha de soportar)
n = 1528 rpm	

-el resto de características del freno podrán consultarse en el apartado 5 (tabla 14) del Anejo 2: “Tablas y catálogos” del documento nº1.

•**Cálculo.**

- Torsor:

se tiene un torsor de frenada de 5000Nm para un disco de freno de 710mm, y ya que el disco de freno diseñado será de 750mm (diámetro que admite este modelo de freno), se tendrá un torsor de frenada real por encima de los 5000Nm antes dichos. Por lo tanto, puesto que:

$$\mathbf{Td=4240 Nm < 5000Nm=BT}$$

queda comprobada la efectividad del freno para el torsor de diseño.

-Velocidad lineal:

$$r = (D/2)-77 = (750/2)-77 = 298\text{mm} \quad (\text{radio en el punto de aplicación de la fuerza de frenada})$$

$$v = \omega \cdot r = 1528 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0.298 = 47.68 \frac{m}{s}$$

$$\mathbf{v=47.68m/s < 60m/s=TF}$$

quedando así comprobada que la velocidad lineal de frenada no supera la velocidad límite especificada por el fabricante del freno.

DOCUMENTO N°1: MEMORIA

Anejo n°2: TABLAS Y CATÁLOGOS

EL INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL

David García Galán

LUGAR Y FECHA:

Cartagena - 22/03/2012

ÍNDICE

Página:

1. Tabla 1: Chaveta DIN 6885	2
2. Tabla 2: Concentración de esfuerzos	2
3. Tablas 3-11: Rodamientos	3
4. Tablas 12-13: Acoplamientos	8
5. Tabla 14: Freno	10
6. Tablas 15-17: Lubricación	10

1. Tabla 1: DIN 6885

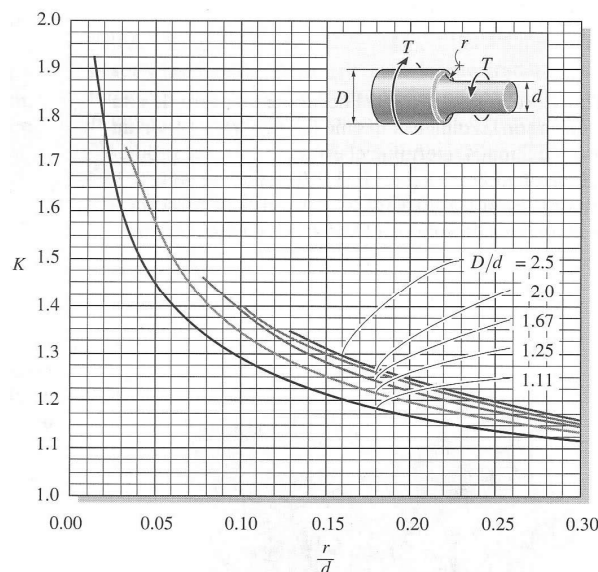
Dimensiones, en mm, de lengüetas ajustadas DIN 6885 (v. fig. 123)

b x h	Para diámetro de eje		Forma alta			Forma alta para máquinas herramientas		Tornillo de extracción y de fijación DIN 84
	a sobre	hasta	t ₁	con juego dorsal t ₂	con sobremedida	t ₁	t ₂	
2x2	6	8	1,2+0,1	1,0+0,1	0,5+0,1			
3x3	8	10	1,8+0,1	1,4+0,1	0,9+0,1			
4x4	10	12	2,5+0,1	1,8+0,1	1,2+0,1	3 +0,1	1,1+0,1	
5x5	12	17	3,0+0,1	2,3+0,1	1,7+0,1	3,8+0,1	1,3+0,1	
6x6	17	22	3,5+0,1	2,8+0,1	2,2+0,1	4,4+0,1	1,7+0,1	
8x7	22	30	4,0+0,2	3,3+0,2	2,4+0,2	5,4+0,2	1,7+0,2	M 3 x 8
10x8	30	38	5,0+0,2	3,8+0,2	2,4+0,2	6 +0,2	2,1+0,2	M 3 x 10
12x8	38	44	5,0+0,2	3,8+0,2	2,4+0,2	6 +0,2	2,1+0,2	M 4 x 10
14x9	44	50	5,5+0,2	3,8+0,2	2,9+0,2	6,5+0,2	2,6+0,2	M 5 x 10
16x10	50	58	6,0+0,2	4,3+0,2	3,4+0,2	7,5+0,2	2,6+0,2	M 5 x 10
18x11	58	65	7,0+0,2	4,4+0,2	3,4+0,2	8 +0,2	3,1+0,2	M 6 x 12
20x12	65	75	7,5+0,2	4,9+0,2	3,9+0,2	8 +0,2	4,1+0,2	M 6 x 12
22x14	75	85	9,0+0,2	5,4+0,2	4,4+0,2	10 +0,2	4,1+0,2	M 6 x 15
25x14	85	95	9,0+0,2	5,4+0,2	4,4+0,2	10 +0,2	4,1+0,2	M 8 x 15
28x16	95	110	10,0+0,2	6,4+0,2	5,4+0,2	11 +0,2	5,1+0,2	M 10 x 18
32x18	110	130	11,0+0,2	7,4+0,2	6,4+0,2	13 +0,2	5,2+0,2	M 10 x 20
36x20	130	150	12,0+0,3	8,4+0,3	7,1+0,3	13,7+0,3	6,5+0,3	M 12 x 22
40x22	150	170	13,0+0,3	9,4+0,3	8,1+0,3	14 +0,3	8,2+0,3	M 12 x 25
45x25	170	200	15,0+0,3	10,4+0,3	9,1+0,3			M 12 x 28
50x28	200	230	17,0+0,3	11,4+0,3	10,1+0,3			M 12 x 30
56x32	230	260	20,0+0,3	12,4+0,3	11,1+0,3			M 12 x 35
63x32	260	290	20,0+0,3	12,4+0,3	11,1+0,3			M 12 x 35
70x36	290	330	22,0+0,3	14,4+0,3	13,1+0,3			M 16 x 40
80x40	330	380	25,0+0,3	15,4+0,3	14,1+0,3			M 16 x 45
90x45	380	440	28,0+0,3	17,4+0,3	16,1+0,3			M 20 x 50
100x50	440	500	31,0+0,3	19,5+0,3	18,1+0,3			M 20 x 55

Forma baja								
b x h	a sobre	hasta	t ₁	con juego dorsal t ₂	con sobremedida	t ₁	t ₂	Tornillo de extracción y de fijación DIN 84
5x3	12	17	1,9+0,1	1,2+0,1	0,8+0,1			
6x4	17	22	2,5+0,1	1,6+0,1	1,1+0,1			
8x5	22	30	3,1+0,2	2 +0,1	1,4+0,1			M 3 x 8
10x6	30	38	3,7+0,2	2,4+0,1	1,8+0,1			M 3 x 10
12x6	38	44	3,9+0,2	2,2+0,1	1,6+0,1			M 4 x 10
14x6	44	50	4 +0,2	2,1+0,1	1,4+0,1			M 5 x 10
16x7	50	58	4,7+0,2	2,4+0,1	1,7+0,1			M 5 x 10
18x7	58	65	4,8+0,2	2,3+0,1	1,6+0,1			M 6 x 12
20x8	65	75	5,4+0,2	2,7+0,1	2 +0,1			M 6 x 12
22x9	75	85	6 +0,2	3,1+0,2	2,4+0,1			M 6 x 15
25x9	85	95	6,2+0,2	2,9+0,2	2,2+0,1			M 8 x 15
28x10	95	110	6,9+0,2	3,2+0,2	2,4+0,1			M 10 x 18
32x11	110	130	7,6+0,2	3,5+0,2	2,7+0,1			M 10 x 20
36x12	130	150	8,3+0,2	3,8+0,2	3 +0,1			M 12 x 22

en ajuste fuerte: chavetero del eje b P9, chavetero del cubo b P9
en ajuste ligero: chavetero del eje b J9, chavetero del cubo b N9.

2. Tabla 2: concentración de esfuerzos



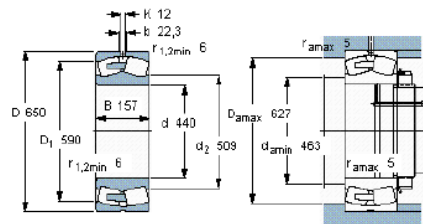
3. Rodamientos.

3.1. Tabla 3: Rodamiento 3 de eje de baja y soporte.

Rodamientos de rodillos a rótula, agujero cilíndrico y cónico, agujero cilíndrico, no están obturados

Tolerancias , ver también el texto
Juego radial interno , agujero cilíndrico , agujero cónico, no están obturados , ver también el texto
Ajustes recomendados
Tolerancias del eje y del alojamiento

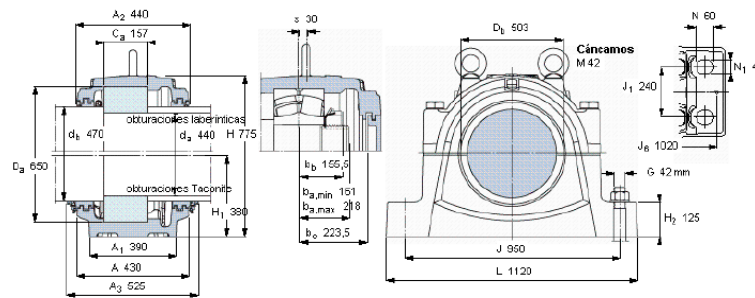
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	
mm			kN		kN	rpm			* - Rodamiento SKF Explorer
440	650	157	3850	6550	450	560	1000	180	23088 CA/W33 *



Factores de cálculo
e 0,22
Y₁ 3
Y₂ 4,8
Y₀ 2,0

Soportes de pie de dos piezas, serie SNL de gran tamaño, para rodamientos con agujero cilíndrico

Eje		Rodamientos adecuados (diseño básico)		Soporte Dimensiones principales				Masa	Designaciones	Obturacione	Obturacione	Tapa
d _a	d _b	Rodamiento de rodillos a rótula	Rodamiento CARB	A	L	H	H ₁	kg	Soporte solamente	laberínticas	Taconite	
mm		-		mm					-			
440	470	23088	C 3088	430	1120	775	380	485	SNL 3088 GF	TS 500	TNF 500	ETS 500



Rodamientos y accesorios SKF adecuados

Rodamiento	Tuerca de fijación	Mecanismos de fijación	Anillo de fijación
23088 CA/W33	HM 3088	MS 3082-00	-
C 3088 MB	HM 3088	MS 3088	-

Cantidades de grasa, kg

Primer relleno	14,4
Relubricación	0,51

Obturaciones

obturaciones laberínticas	TS 500
obturaciones Taconite	TNF 500

Tapa

ETS 500

Tornillos de la tapa

Tamaño [mm]	M 36x240
Par de apriete recomendado [Nm]	600
Cargas máx. permisibles [kN]	
F _{70°}	1500
F _{160°}	920
F _{180°}	800

Tornillos de fijación adecuados

Tamaño [mm]	42
Tamaño [n.]	1 1/2
Par de apriete recomendado [Nm]	3640
Orificios	
Diámetro (máx)	35
Distancia del centro d ₆	1020

Cargas de rotura, soporte, kN

P _{0*}	7000
P _{00*}	8700
P _{90*}	4200
P _{120*}	3100
P _{150*}	2700
P _{180*}	3500
P ₂	2200

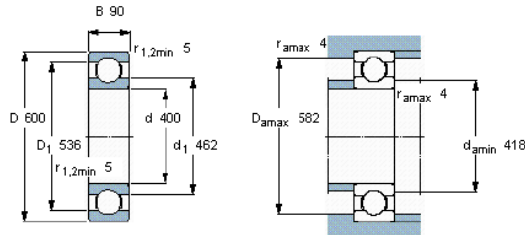
El límite para P₀ sólo debe tenerse en cuenta si el soporte no está apoyado totalmente sobre su base



3.2. Tabla 4: Rodamiento 4 de eje de baja.

Rodamientos rígidos de bolas, con Solid Oil, no están obturados

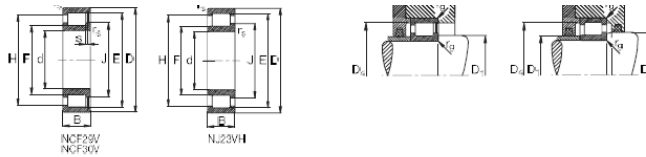
Dimensiones principales		Capacidades de carga dinámica		Carga límite de fatiga	Velocidad límite	Masa	Designación
d	D	B	C	C_0	P_u	kg	-
mm			kN		kN		
400	600	90	520	865	16,3	87,5	6080 M/W64



Factores de cálculo

k_f 0,025
 f_0 15

3.3. Tabla 5: Rodamientos satélites.(Rodamientos de rodillos cilíndricos)



Eje	Dimensiones								Peso kg	Capacidad de carga		Velocidad límite mm ³	Velocidad de referencia mm ³	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares				
	d	D	B	α_{min}	E	F	H	J		s	C_{dyn}				C_{stat}	D_1 mm	D_2 max	D_3 min	D_4 max
190	190	260	42	2	243,5	205,5	234	215	3	6,61	405	735	350	1050	NCF2938VCS	199		251	2
	190	290	75	2,1	265,8	209,8	257,8	221,8	3	17	400	1260	850	950	NCF3038VCS	200,5		275,2	2,1
	190	400	132	5	352,9	224,6	327	232,6	9,8	80,5	2080	2900	700	600	NJ2338VHCS	210	222	250	380
200	200	280	48	2,1	267,4	220,4	251,8	230,9	3	9,29	490	915	850	950	NCF2940VCS	210		270	2,1
	200	310	82	2,1	287,8	223,8	275,1	236,7	3	21,8	512	1200	900	900	NCF3040VCS	210,5		296,2	2,1
	200	420	138	5	374,7	238,7	357,5	263,1	10,3	82	2320	3200	870	660	NJ2340VHCS	220	236	266	400
220	220	300	48	2,1	282,5	240,5	272	251	3	10,1	520	1000	800	850	NCF2944VCS	230		290	2,1
	220	460	145	5	407,6	267,6	375,6	292,8	10,8	117	2650	3400	600	500	NJ2344VHCS	240	265	296	440
240	240	320	48	2,1	302,5	260,5	292	271	3	10,8	550	1080	750	750	NCF2948VCS	250		310	2,1
260	260	360	60	2,1	333,3	281,3	320,3	294,3	4	18,8	750	1420	870	670	NCF2952VCS	270		350	2,1
	260	400	104	4	376,1	326,1	356,1	304,1	11	41,7	1160	2600	600	600	NCF3052VCS	275		385,4	3
280	280	380	60	2,1	359	303	347,8	314,2	3	19,7	800	1720	650	600	NCF2956VCS	290		370	2,1
	280	420	104	4	396,5	303,5	372,5	318,5	11	46,4	1030	2750	660	580	NCF3056VCS	295		405,4	3
300	300	420	72	3	389,7	325,7	375,7	341,7	5	37,6	1120	2500	660	500	NCF2960VCS	312		408	2,5
320	320	480	72	3	410	346	394	362	5	53,5	1160	2580	580	480	NCF2964VCS	322		428	2,5
340	340	460	75	3	430,5	366,5	414,5	382,5	6	36,1	1200	2500	500	450	NCF2968VCS	332		438	2,5
360	360	480	72	3	451	387	435	403	5	37	1220	2600	460	420	NCF2972VCS	372		468	2,5
380	380	520	82	3	483,5	412,5	460,5	430,5	6	32,6	1180	3100	450	380	NCF2978VCS	385		505	3
400	400	540	82	4	507,5	435,5	483,5	453,5	6	54,9	1500	3250	450	360	NCF2980VCS	415		525	3
420	420	560	82	4	529	458	512	476	6	37,2	1130	3400	430	340	NCF2984VCS	435		545	3
440	440	600	95	4	565	481	544	502	7	80,7	2000	4400	400	300	NCF2988VCS	455		585	3

3.4. Tabla 7a: Rodamientos centrales eje entre-etapa 1 y 2.

cilíndrico y cónico

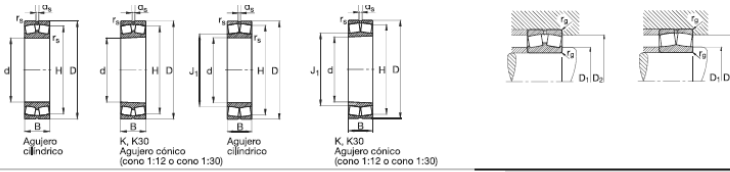


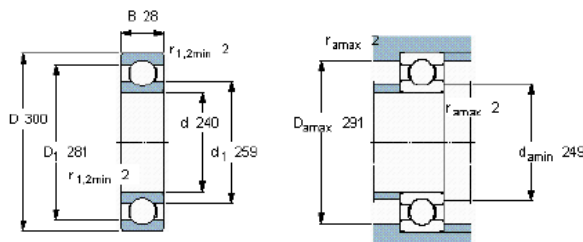
Table with columns: Eje, Dimensiones (d, D, B, rs, H, J, ns, ds), Peso (kg), Capacidad de carga - Factor (din., e, Fd/Fv, Fd/Fv > e, estát., Y0), Velocidad Límite (mm/s), Velocidad de referencia, Denominación abreviada (Rodamiento FAG), Medidas auxiliares (D1, D2, D3, r0).

3.5. Tabla 7b: Rodamiento rigidizador eje entre-etapa 1 y 2.

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, no están obturados

Tolerancias , ver también el texto
Juego radial interno , ver también el texto
Ajustes recomendados
Tolerancias del eje y del alojamiento

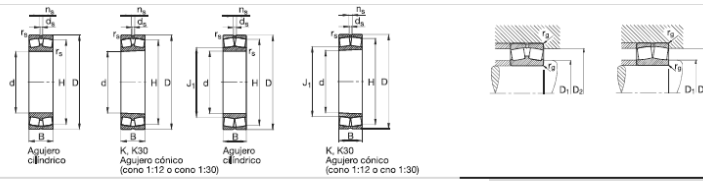
Table with columns: Dimensiones principales (d, D, B), Capacidades de carga (dinámica, estática), Carga límite de fatiga (Pu), Velocidades (Velocidad de referencia, Velocidad límite), Masa, Designación (61848).



Factores de cálculo
kF 0,015
f0 17

3.6. Tabla 8: Rodamiento central eje entre etapa 2 y 3.

con agujero
cilíndrico y cónico



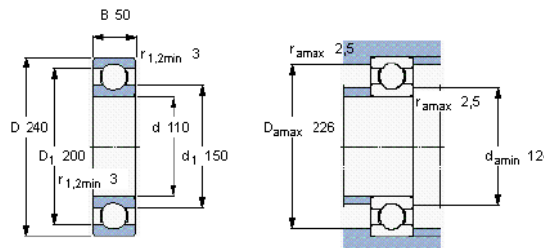
© C3 2008, 2010, 2011, 2012, 2013, 2014, 2015, 2016, 2017, 2018, 2019, 2020, 2021, 2022, 2023, 2024, 2025

Eje	Dimensiones									Peso kg	Capacidad de carga - Factor					Velocidad límite min ⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares			
	d	D	B	r _{1 min}	H	J ₂	r ₂	d ₁			d _{in} C	e	F _r /F _v ≤ e	F _r /F _v > e	estát. C ₀				Y ₀	D ₁ mm	D ₂ max mm	r ₀ máx
130	130	210	80	2	181,6	146,4	6,5	3,2		10,6	695	0,34	1,98	2,92	1180	1,92	2200	1500	24120ES,TVPB	141	199	2
	130	210	80	2	181,6	146,4	6,5	3,2		10,1	695	0,34	1,98	2,92	1180	1,92	2200	1500	24120ESK30TVPB	141	199	2
	130	230	64	3	205,1	151,7	12,2	6,3		11,3	630	0,28	2,62	3,9	880	2,56	3000	2600	22226E	144	216	2,5
	130	230	64	3	205,1	151,7	12,2	6,3		10,9	630	0,28	2,62	3,9	880	2,56	3000	2600	22226EK	144	216	2,5
	130	230	80	3	199,3		9,5	4,8		14	785	0,33	2,07	3,09	1140	2,03	2600	1800	23226EAS,M	144	216	2,5
	130	230	80	3	199,3		9,5	4,8		13,6	785	0,33	2,07	3,09	1140	2,03	2600	1800	23226EAS,K,M	144	216	2,5
	130	230	80	3	199,3	150	9,5	4,8		13,4	785	0,33	2,07	3,09	1140	2,03	2600	1800	23226ES,TVPB	144	216	2,5
	130	230	80	3	199,3	150	9,5	4,8		12,6	785	0,33	2,07	3,09	1140	2,03	2600	1800	23226ESK,TVPB	144	216	2,5
	130	280	93	4	240	182,2	17,7	9,5		28	1040	0,33	2,06	3,06	1340	2,01	2400	1900	23226E	147	263	3
	130	280	93	4	240	182,2	17,7	9,5		28	1040	0,33	2,06	3,06	1340	2,01	2400	1900	23226E,T41A	147	263	3
140	140	210	53	2	192,3		9,5	4,8		6,45	480	0,22	3,07	4,57	780	3	3600	2400	23028EAS,M	148,8	201,2	2
	140	210	53	2	192,3		9,5	4,8		9	480	0,22	3,07	4,57	780	3	3600	2400	23028EAS,K,M	148,8	201,2	2
	140	210	53	2	192,3	155,4	9,5	4,8		6,04	480	0,22	3,07	4,57	780	3	3600	2400	23028ES,TVPB	148,8	201,2	2
	140	210	53	2	192,3	155,4	9,5	4,8		5,81	480	0,22	3,07	4,57	780	3	3600	2400	23028ESK,TVPB	148,8	201,2	2
	140	210	69	2	187,5	154,2	6,5	3,2		8,15	600	0,29	2,33	3,47	1080	2,28	2600	1900	24028ES,TVPB	148,8	201,2	2
	140	210	69	2	187,5	154,2	6,5	3,2		7,98	600	0,29	2,33	3,47	1080	2,28	2600	1900	24028ESK30TVPB	148,8	201,2	2
	140	210	69	2	186,3		6,5	3,2		8,52	530	0,32	2,1	3,13	950	2,06	2400	2000	24028S,MB	148,8	201,2	2
	140	210	69	2	186,3		6,5	3,2		8,38	530	0,32	2,1	3,13	950	2,06	2400	2000	24028SK30MB	148,8	201,2	2
	140	225	68	2,1	200,9		9,5	4,8		10,2	640	0,27	2,49	3,71	1000	2,43	2800	1900	23128EAS,M	152	213	2,1
	140	225	68	2,1	200,9		9,5	4,8		9,88	640	0,27	2,49	3,71	1000	2,43	2800	1900	23128EAS,K,M	152	213	2,1
140	225	68	2,1	200,9	157,1	9,5	4,8		9,91	640	0,27	2,49	3,71	1000	2,43	2800	1900	23128ES,TVPB	152	213	2,1	
140	225	68	2,1	200,9	157,1	9,5	4,8		9,48	640	0,27	2,49	3,71	1000	2,43	2800	1900	23128ESK,TVPB	152	213	2,1	
140	225	85	2,1	194,8	157,1	6,5	3,2		12,8	780	0,34	1,98	2,94	1340	1,93	2000	1300	24128ES,TVPB	152	213	2,1	
140	225	85	2,1	194,8	157,1	6,5	3,2		11,8	780	0,34	1,98	2,94	1340	1,93	2000	1300	24128ESK30TVPB	152	213	2,1	
140	250	68	3	223,4	184,9	12,2	6,3		14,2	735	0,25	2,67	3,97	1020	2,61	2400	2400	22228E	154	238	2,5	
140	250	68	3	223,4	184,9	12,2	6,3		13,7	735	0,25	2,67	3,97	1020	2,61	2400	2400	22228EK	154	238	2,5	
140	250	88	3	215,9		12,2	6,3		18,3	915	0,33	2,04	3,04	1370	2	2400	1600	23228EAS,M	154	238	2,5	
140	250	88	3	215,9		12,2	6,3		17,6	915	0,33	2,04	3,04	1370	2	2400	1600	23228EAS,K,M	154	238	2,5	
140	250	88	3	215,9	182	12,2	6,3		17,7	915	0,33	2,04	3,04	1370	2	2400	1600	23228ES,TVPB	154	238	2,5	
140	250	88	3	215,9	182	12,2	6,3		17,1	915	0,33	2,04	3,04	1370	2	2400	1600	23228ESK,TVPB	154	238	2,5	
140	300	102	4	255,7	173,4	17,7	9,5		35,1	1220	0,34	2	2,98	1600	1,96	2200	1700	22328E	157	283	3	
140	300	102	4	255,7	173,4	17,7	9,5		35,1	1220	0,34	2	2,98	1600	1,96	2200	1700	22328E,T41A	157	283	3	
140	300	102	4	255,7	173,4	17,7	9,5		34,4	1220	0,34	2	2,98	1600	1,96	2200	1700	22328EK	157	283	3	
140	300	102	4	255,7	173,4	17,7	9,5		34,4	1220	0,34	2	2,98	1600	1,96	2200	1700	22328EK,T41A	157	283	3	
140	300	118	4	249,2		12,2	6,3		40,9	1270	0,43	1,57	2,34	1800	1,53	2000		23328AS,MA,T41A	157	283	3	

3.7. Tabla 9: Rodamiento pared eje entre etapa 2 y 3.

Rodamientos rígidos de bolas, con Solid Oil, no están obturados

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidad límite	Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P _u	rpm	kg	-
mm	mm	mm	kN		kN			
110	240	50	203	180	5,7	1700	9,55	6322/W64



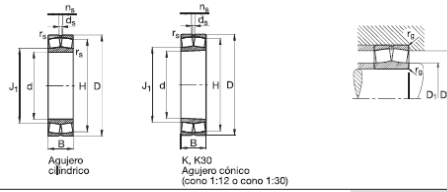
Factores de cálculo

k_r 0,03
f₀ 13

3.8. Tabla 10: Rodamiento extremo piñón eje de salida

Rodamientos FAG oscilantes de rodillos
con agujero cilíndrico y cónico

Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si $C_0/P_0 \geq 28$, ver Pág.41.

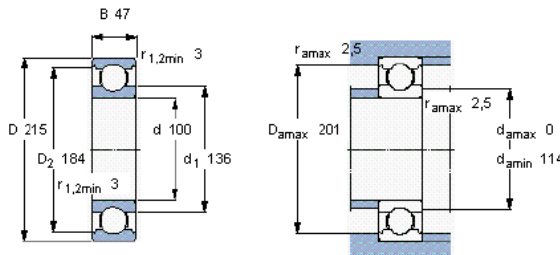


Eje	Dimensiones							Peso kg	Capacidad de carga - Factor						Velocidad límite min ⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares				
	d mm	D	B	r _s min	H mm	J ₁ mm	n _b		d _s	d _{in} C	e	F _r /F _v ≤ e	F _r /F _v > e	estát. C ₀				Y ₀	kg	D ₁ min	D ₂ max	r ₀ max
95	95	200	67	3	171,2	116	12,2	6,3	9,69	560	0,33	2,03	3,02	680	1,98	3000	2800	22319E	109	186	2,5	
	95	200	67	3	171,2	116	12,2	6,3	9,69	560	0,33	2,03	3,02	680	1,98	3000	2800	22319E,T41A	109	186	2,5	
	95	200	67	3	171,2	116	12,2	6,3	9,46	560	0,33	2,03	3,02	680	1,98	3000	2800	22319EK	109	186	2,5	
	95	200	67	3	171,2	116	12,2	6,3	9,46	560	0,33	2,03	3,02	680	1,98	3000	2800	22319EK,T41A	109	186	2,5	
100	100	166	52	2	146,3	114	6,5	3,2	4,37	375	0,28	2,37	3,53	560	2,32	4300	3000	23120EAS,M	111	154	2	
	100	166	52	2	146,3	114	6,5	3,2	4,23	375	0,28	2,37	3,53	560	2,32	4300	3000	23120EASK,M	111	154	2	
	100	166	52	2	146,3	114	6,5	3,2	4,22	375	0,28	2,37	3,53	560	2,32	4300	3000	23120ES,TVPB	111	154	2	
	100	166	52	2	146,3	114	6,5	3,2	4,06	375	0,28	2,37	3,53	560	2,32	4300	3000	23120ESK,TVPB	111	154	2	
	100	180	46	2,1	161,4	119	9,5	4,8	4,96	360	0,24	2,84	4,23	465	2,78	4300	3400	22220E	112	168	2,1	
	100	180	46	2,1	161,4	119	9,5	4,8	4,91	360	0,24	2,84	4,23	465	2,78	4300	3400	22220EK	112	168	2,1	
	100	180	60,3	2,1	156,7	116,7	9,5	4,8	6,25	465	0,31	2,15	3,2	655	2,1	3600	2400	23220EAS,M	112	168	2,1	
	100	180	60,3	2,1	156,7	116,7	9,5	4,8	6,25	465	0,31	2,15	3,2	655	2,1	3600	2400	23220EASK,M	112	168	2,1	
	100	180	60,3	2,1	156,7	116,7	9,5	4,8	6,32	465	0,31	2,15	3,2	655	2,1	3600	2400	23220ES,TVPB	112	168	2,1	
	100	180	60,3	2,1	156,7	116,7	9,5	4,8	6,13	465	0,31	2,15	3,2	655	2,1	3600	2400	23220ESK,TVPB	112	168	2,1	
	100	215	47	3	182	131,9	12,7	6,3	8,19	425	0,22	3,14	4,67	530	3,07	3600	3200	21320E,TVPB	114	201	2,5	
	100	215	47	3	182	131,9	12,7	6,3	8,08	425	0,22	3,14	4,67	530	3,07	3600	3200	21320EK,TVPB	114	201	2,5	
	100	215	73	3	183,3	124,2	12,2	6,3	13	655	0,34	2	2,98	815	1,96	3000	2600	22320E	114	201	2,5	
	100	215	73	3	183,3	124,2	12,2	6,3	13	655	0,34	2	2,98	815	1,96	3000	2600	22320E,T41A	114	201	2,5	
	100	215	73	3	183,3	124,2	12,2	6,3	12,7	655	0,34	2	2,98	815	1,96	3000	2600	22320EK	114	201	2,5	
	100	215	73	3	183,3	124,2	12,2	6,3	12,7	655	0,34	2	2,98	815	1,96	3000	2600	22320EK,T41A	114	201	2,5	
	100	215	82,6	3	179,6	124,7	9,5	4,8	15,5	680	0,43	1,57	2,34	900	1,53	2800	2400	23320AS,MA,T41A	114	201	2,5	
	110	110	170	45	2	154,6	123,7	6,5	3,2	3,67	335	0,23	2,9	4,31	510	2,83	4300	3200	23022EAS,M	118,8	161,2	2
		110	170	45	2	154,6	123,7	6,5	3,2	3,55	335	0,23	2,9	4,31	510	2,83	4300	3200	23022ES,TVPB	118,8	161,2	2
		110	180	56	2	159,9	124,7	9,5	4,8	5,51	440	0,28	2,41	3,59	670	2,35	4000	2600	23122EAS,M	121	169	2
110		180	56	2	159,9	124,7	9,5	4,8	5,1	440	0,28	2,41	3,59	670	2,35	4000	2600	23122EASK,M	121	169	2	
110		180	56	2	159,9	124,7	9,5	4,8	5,31	440	0,28	2,41	3,59	670	2,35	4000	2600	23122ES,TVPB	121	169	2	
110		180	56	2	159,9	124,7	9,5	4,8	4,95	440	0,28	2,41	3,59	670	2,35	4000	2600	23122ESK,TVPB	121	169	2	
110		180	69	2	154,8	125,1	6,5	3,2	6,85	520	0,35	1,94	2,88	880	1,89	2600	1800	24122ES,TVPB	121	169	2	
110		180	69	2	154,8	125,1	6,5	3,2	6,69	520	0,35	1,94	2,88	880	1,89	2600	1800	24122ESK30,TVPB	121	169	2	
110		200	53	2,1	178,7	129,4	9,5	4,8	6,99	455	0,25	2,71	4,04	585	2,65	4000	3000	22222E	122	188	2,1	
110		200	53	2,1	178,7	129,4	9,5	4,8	6,82	455	0,25	2,71	4,04	585	2,65	4000	3000	22222EK	122	188	2,1	
110		200	69,8	2,1	172,7	129,4	9,5	4,8	9,54	600	0,33	2,06	3,06	850	2,01	3000	2200	23222EAS,M	122	188	2,1	

3.9. Tabla 11: Rodamiento extremo pared eje de salida.

Rodamientos rígidos de bolas, con Solid Oil, no están obturados

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidad límite	Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P _u	rpm	kg	-
mm	mm	mm	kN	kN	kN			
100	215	47	174	140	4,75	1900	7	6320/W64



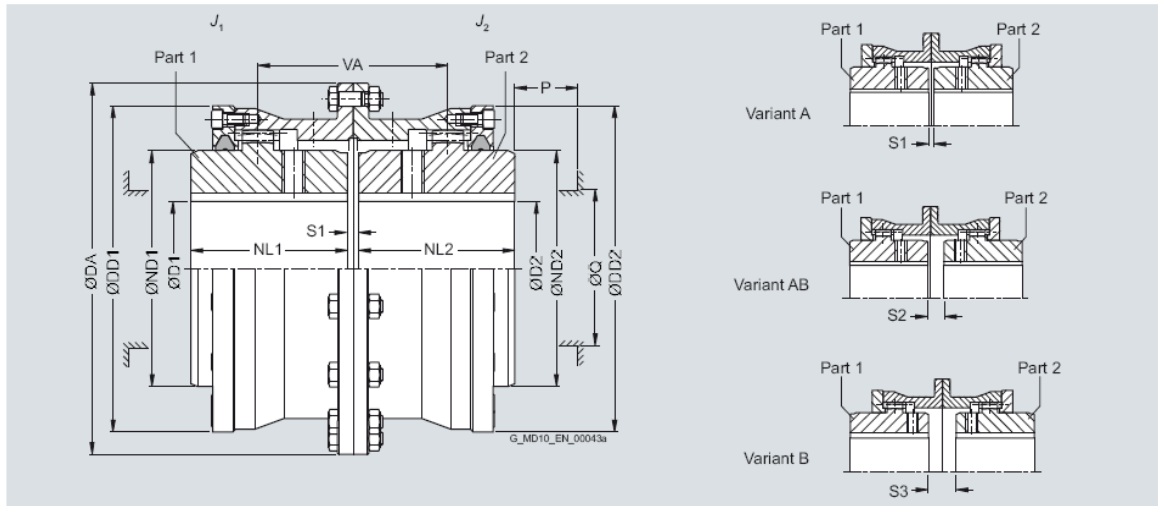
Factores de cálculo

k_r 0,03
 f_0 13

4. Acoplamiento

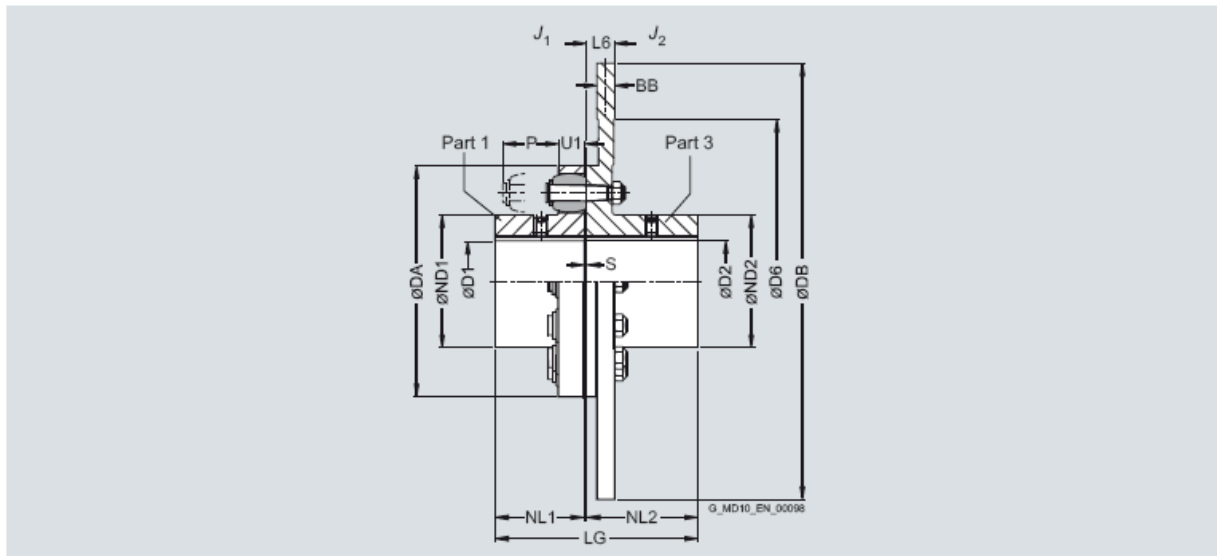
4.1. Tabla 12: Acoplamiento del eje de entrada(baja velocidad).

Selection and ordering data



Size	Rated torque T_{KN} Nm	Maximum speed n_{kmax} rpm	D1, D2 Keyway DIN 6885		DA	ND1/ ND2	NL1/ NL2	DD1/ DD2	S1	S2	S3	VA	Q	P	Mass moment of inertia J_1/J_2 kgm ²	Product code Order codes for bore diameters and tolerances are specified in catalog section 3	Weight m kg
			min.	max.													
910	1600000	1050	350	490	1030	710	450	910	25	215	405	665	655	110	150	2LC0302-3A ■■■ -0AA0	2350
			>490	520		750											155
1020	1900000	1000	375	520	1112	750	480	1020	25	213	401	693	695	130	215	2LC0302-4A ■■■ -0AA0	2900
			>520	550		800											235
1080	2200000	950	400	550	1162	800	500	1080	30	226	422	726	735	135	275	2LC0302-5A ■■■ -0AA0	3300
			>550	600		860											310
1150	2700000	900	425	600	1222	860	520	1150	30	238	446	758	795	135	360	2LC0302-6A ■■■	4000
			>600	650		930											410
1160	3350000	850	450	600	1292	860	550	1160	30	260	490	810	795	135	440	2LC0302-7A ■■■ -0AA0	4400
			>600	650		930		1160									4700
			>650	690		990		1210									4900
1240	3800000	800	475	650	1400	930	580	1240	30	250	470	830	865	155	620	2LC0302-8A ■■■ -0AA0	5400
			>650	690		990		1240									5600
			>690	730		1055		1290									6100
1310	4600000	750	500	650	1470	930	610	1310	35	265	495	875	850	155	770	2LC0303-0A ■■■ -0AA0	6200
			>650	690		990		1310									6400
			>690	730		1055		1310									6800
			>730	780		1120		1370									7100
1380	5300000	700	525	690	1540	990	640	1380	35	275	515	915	910	155	980	2LC0303-1A ■■■ -0AA0	7200
			>690	730		1055		1380									7500

4.2. Tabla 13: Acoplamiento del eje de salida (alta velocidad).



Size	Rated torque buffer 80 ShoreA T_{KN} Nm	Dimensions in mm													Brake disk		Product code Plain text specification DB ; BB ; D6 ; NL2 required for order code P0Y Order codes for bore diameters and tolerances are specified in catalog section 3		
		Bore with keyway to DIN 6885		DA		ND1	ND2	NL1	NL2	S	U1	P	LG	DB	D6	BB		L6	
		D1 min.	D2 max.	min.	max.							max.	min.	min.					
144	500	-	50	-	45	144	76	84	55	219	3	16	35	277	315	175	30	34	2LC0130-3AH ■ ■ -0ZA0 P0Y
162	750	-	55	-	50	162	85	92	60	219	3.5	20	40	282.5	315	175	30	34	2LC0130-4AH ■ ■ -0ZA0 P0Y
178	950	-	70	-	60	178	102	108	70	219	3.5	20	40	292.5	355	200	30	34	2LC0130-5AH ■ ■ -0ZA0 P0Y
198	1300	-	80	-	70	198	120	128	80	219	3.5	20	40	302.5	355	200	30	34	2LC0130-6AH ■ ■ -0ZA0 P0Y
228	2200	-	85	-	80	228	129	140	90	219	3.5	26	50	312.5	450	250	30	34	2LC0130-7AH ■ ■ -0ZA0 P0Y
252	2750	-	100	38	100	252	150	160	100	219	3.5	26	50	322.5	500	280	30	34	2LC0130-8AH ■ ■ -0ZA0 P0Y
285	4300	48	110	48	120	285	164	175	110	219	4.5	32	60	333.5	560	310	30	34	2LC0131-0AH ■ ■ -0ZA0 P0Y
320	5500	55	125	55	130	320	180	192	125	219	4.5	32	60	348.5	630	350	30	34	2LC0131-1AH ■ ■ -0ZA0 P0Y
360	7800	65	135	65	140	360	200	210	140	221	4.5	42	75	365.5	710	390	30	34	2LC0131-2AE ■ ■ -0ZA0 P0Y

ØD1: • Without finished bore – Without order codes

• With finished bore – With order codes for diameter and tolerance (product code without -Z)

ØD2: • Without finished bore – Without order codes

• With finished bore – With order codes for diameter and tolerance (product code without -Z)

1
9
1
9

Brake disk diameter DB in accordance with customer specification.

Additional sizes are available on request. Further dimensions for part 3 on request.

Maximum speed in rpm:

$$n_{Kmax} = 1528/DB \quad DB \text{ in m}$$

Observe maximum speed of type RWS!

Mass moments of inertia and weights can be sufficiently precisely determined as follows:

- Mass moments of inertia in kgm^2 :

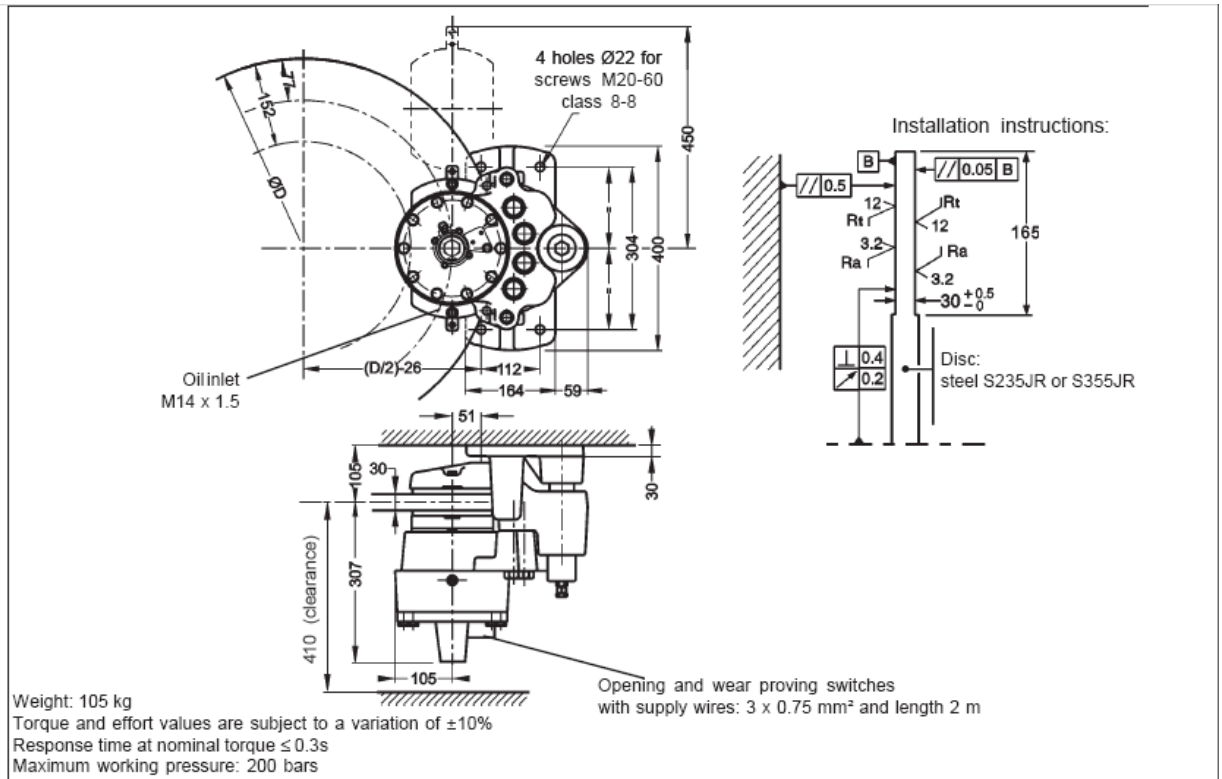
$$J_1 = J_1 \text{ from type RWS}$$

$$J_2 = J_2 \text{ from type RWS} + 770 \cdot BB \cdot DB^4 \quad BB \text{ and } DB \text{ in m}$$

- Weight in kg:

$$m = m \text{ from type RWS} + 6160 \cdot BB \cdot DB^2 \quad BB \text{ and } DB \text{ in m}$$

5. Tabla 14: Freno.



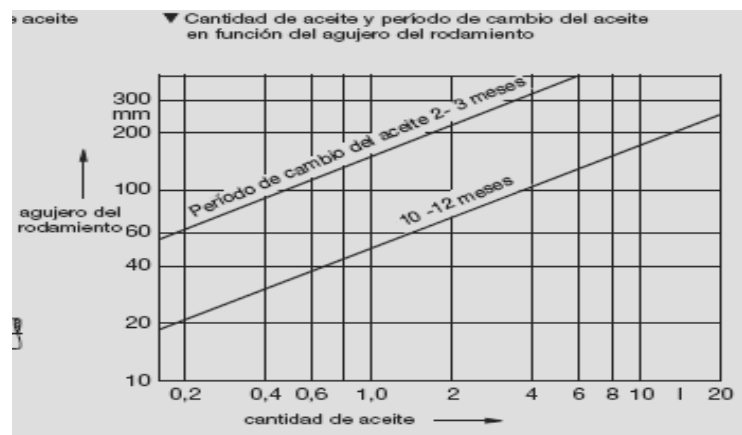
Designation	Caliper Lining *	SHD5W-6	SHD5W-5	SHD5W-4	SHD5W-3	SHD5W-2	SHD5W-1
		EF 3-1/ES 3-5					
Braking force BF for 1.25 mm of air gap disc/lining*	Dynamic N	33 000	27 000	23 000	18 000	15 000	13 500
Linear speed of the disc for TF	m/s	< 60	< 60	< 60	< 60	< 60	< 60
Dynamic braking torque BT (N.m) for a caliper mounted on a disc ØD (mm)	710 mm	9180	7500	6400	5000	4170	3760
	1000 mm	13960	11420	9730	7610	6350	5720
	1500 mm	22210	18170	15480	12110	10100	9090
		BT = TF (D/2000 - 0.077)					
Opening pressure	Min. bars	120	100	85	70	65	55
	Max. bars	140	120	105	90	85	75
Total volume of oil displaced	cm ³	15.9 per stroke (for nominal disc/lining stroke of 1.25 mm per side)					
Max. oil volume of the jack	cm ³	76					

Electrical data:
• Proving switches: 240V, 5A, 50VA AC
220V, 5A, 50W CC

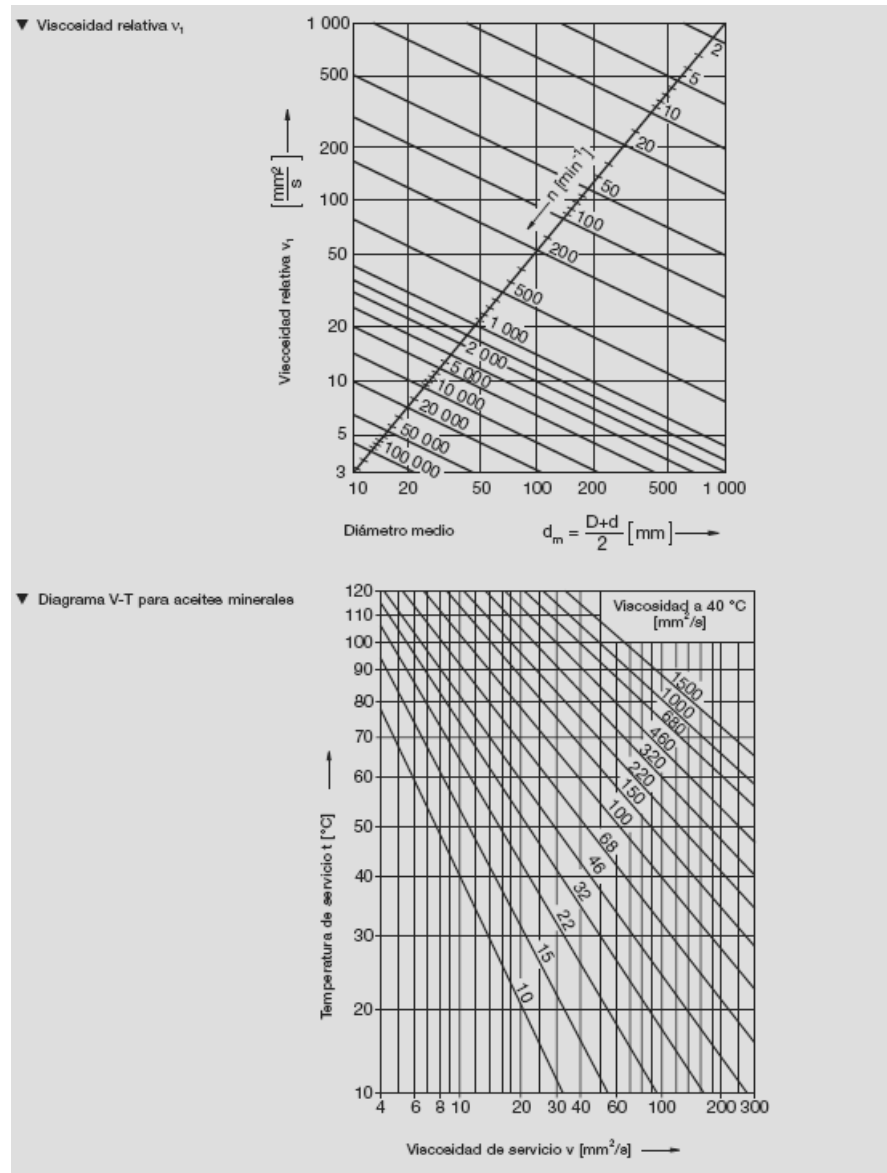
* Lining quality EF 3-1 or ES 3-5 depending on the application: consult us.

6. Lubricante.

6.1. Tabla 15: Recomendación cambio de aceite fabricante rodamientos: FAG.



6.2. Tabla 16: determinación de la viscosidad (ISO3448)



6.3. Tabla: 17: Temperatura de operación del lubricante (AGMA6006)

Bearing position	Operating temperature for splash lubricated bearings	Operating temperature for pressure lubricated bearings
High speed shaft	Oil sump +15 °C	Oil inlet temperature +5 °C
High speed intermediate shaft	Oil sump +10 °C	
Low speed intermediate shaft	Oil sump +5 °C	
Planet	Oil sump +5 °C	
Low speed shaft	Oil sump	

ETSII

DISEÑO DEL CONJUNTO
EJE - ACOPLAMIENTO - REDUCTORA
EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR
EÓLICO.

Realizado por: DGG

Revisión:

DOCUMENTO N°2:

PLANOS

EL INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL

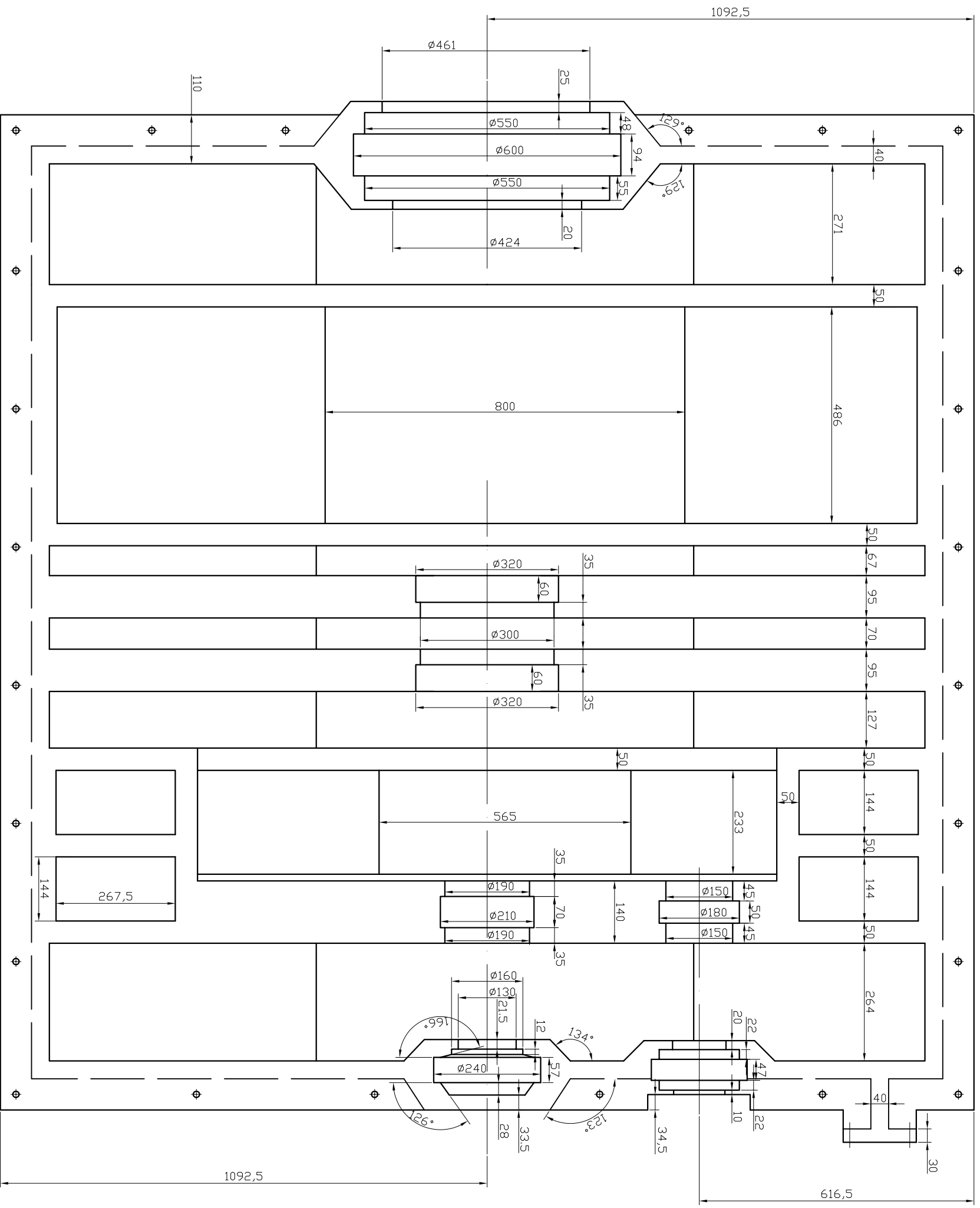
David García Galán

LUGAR Y FECHA:

Cartagena - 22/03/2012

ÍNDICE

- Plano 0.0: Plano de conjunto
- Plano 1.0: Eje de baja velocidad
- Plano 2.0: Disco portasatélites 1
- Plano 3.0: Eje portasatélite 1
- Plano 4.0: Satélite 1
- Plano 5.0: Corona 1
- Plano 6.0: Planetario 1
- Plano 7.0: Rigidizador
- Plano 8.0: Eje entre etapas 1 y 2
- Plano 9.0: Disco portasatélites 2
- Plano 10.0: Eje portasatélite 2
- Plano 11.0: Satélite 2
- Plano 12.0: Corona 2
- Plano 13.0: Planetario 2
- Plano 14.0: Eje entre etapas 2 y 3
- Plano 15.0: Rueda
- Plano 16.0: Piñón
- Plano 17.0: Eje de baja velocidad
- Plano 18.0: Carcasa



PLANOS RELACIONADOS

Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN
18.1	Carcasa y Junta	
18.2	Carcasa (secciones carcasa)	

NOTAS

Aristas en asientos de rodamientos de R=1mm. El resto de aristas de R=3

Todos los asientos de rodamientos con tolerancia H7

Acabado superficial de N7, excepto en asiento de rodamientos que será de N5

LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.

Dibujado	1/3/12	Nombre	D.G.G.	Firma	
Comprobado					
Revisado					

U.P.C.T.
E.T.S.I.I.
David García Galán

Hoja:

18,3

Tolerancia	m6
Escala	1:110

MULTIPLICADORA EPICICLIDAL PARA AERDGENERADOR EOLICO
Carcasa - (interior bancada)

Sustituye a:	
Sustituido por:	

PLANOS RELACIONADOS

Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN
18.1	Carcasa y Junta	
18.3	Carcasa (interior bancada)	

NOTAS

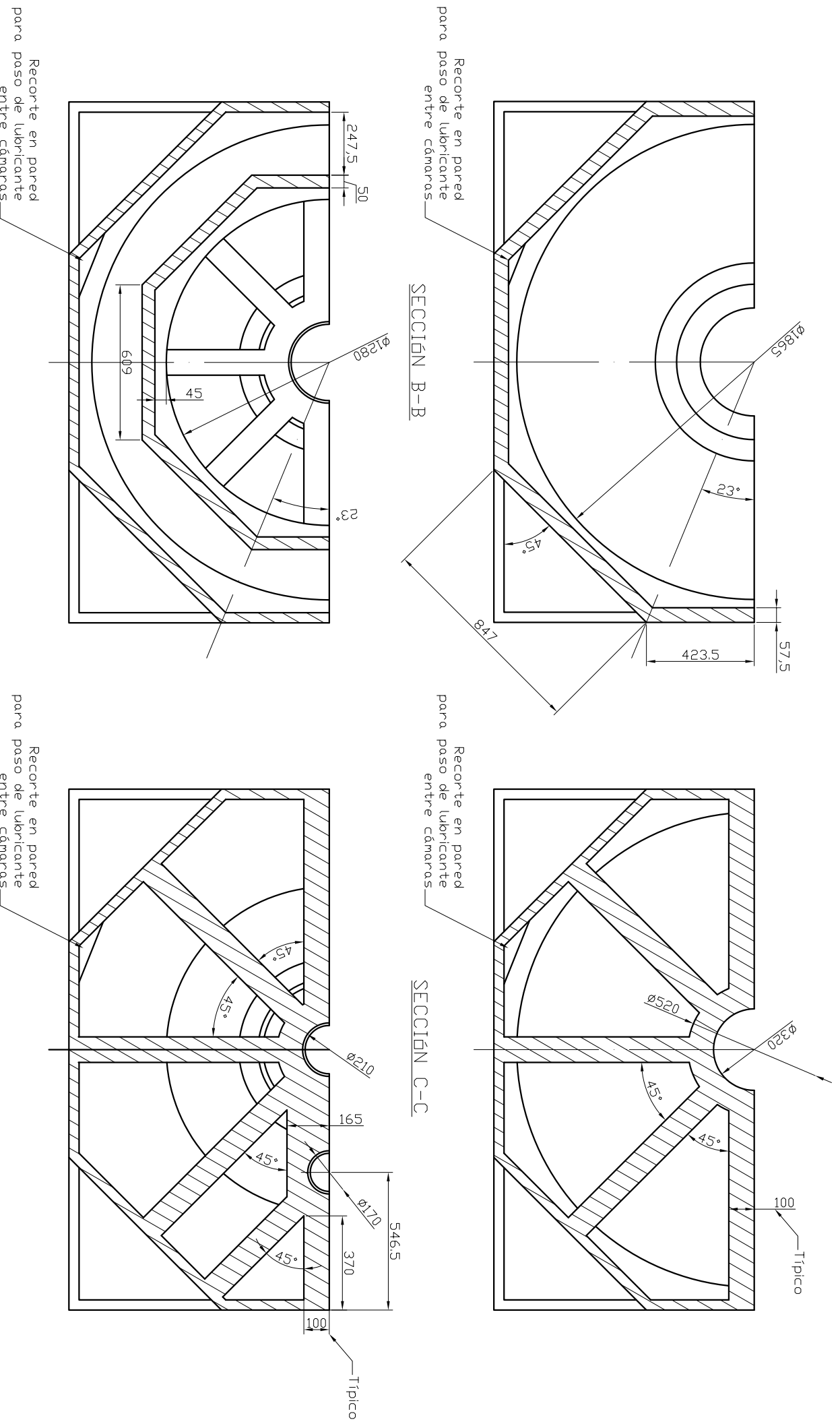
Aristas en asientos de rodamientos de $R=1mm$.
El resto de aristas de $R=3$

LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.

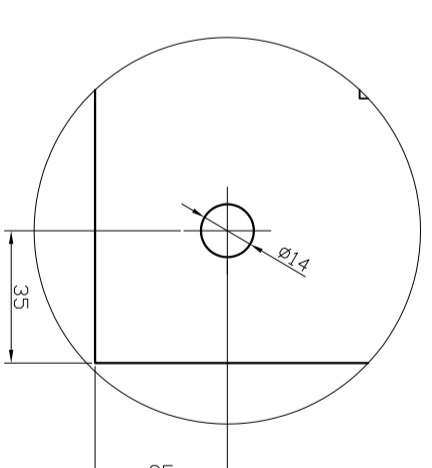
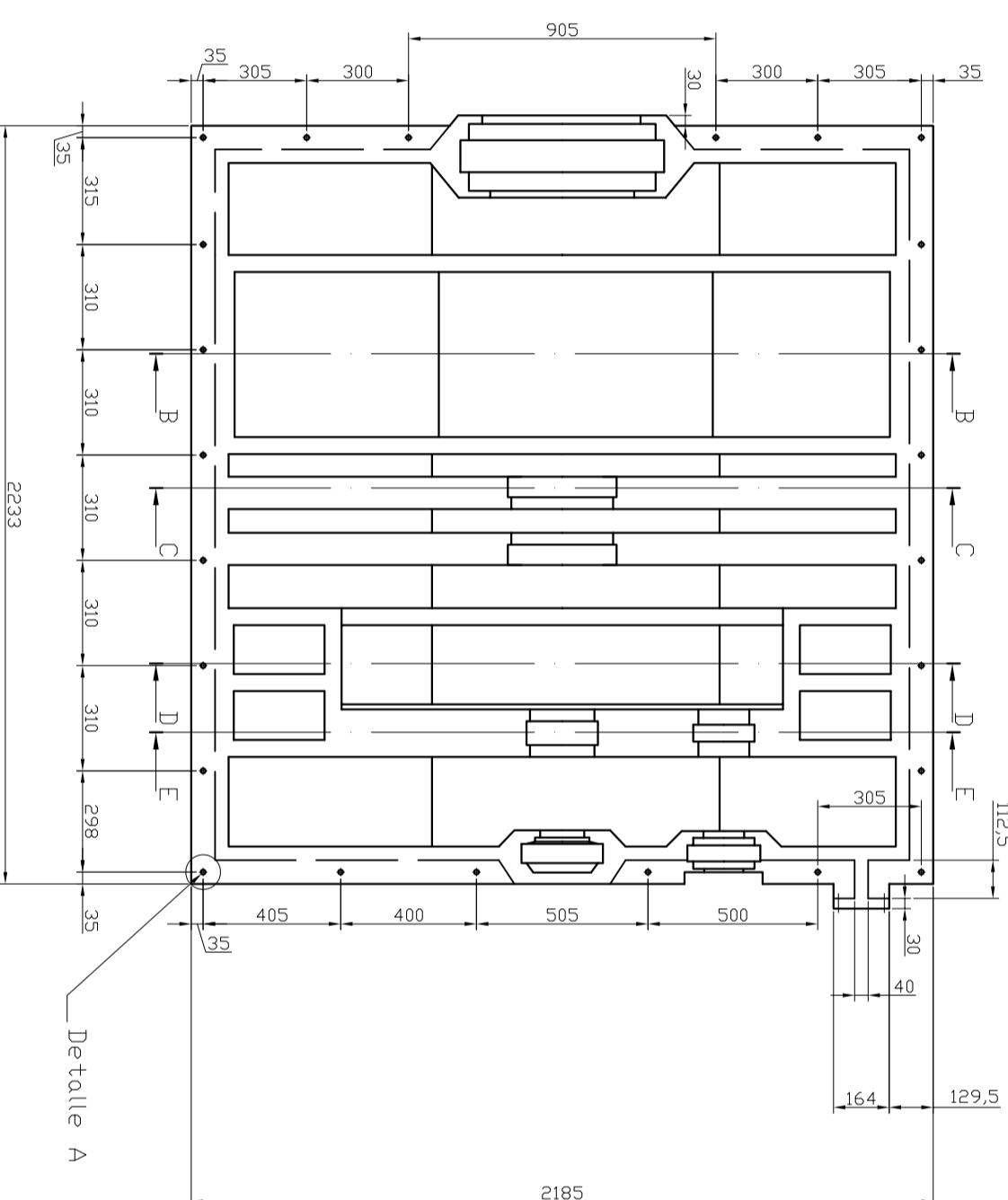
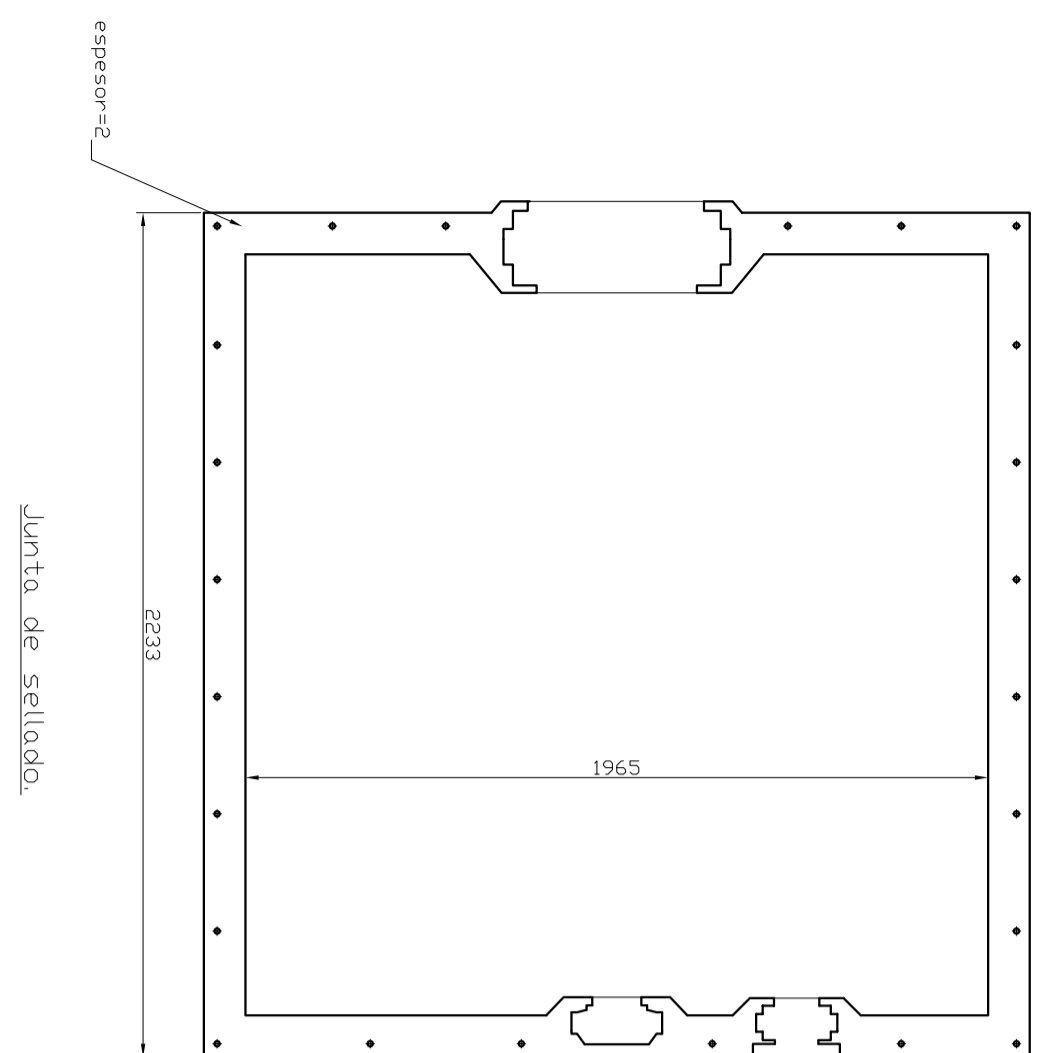
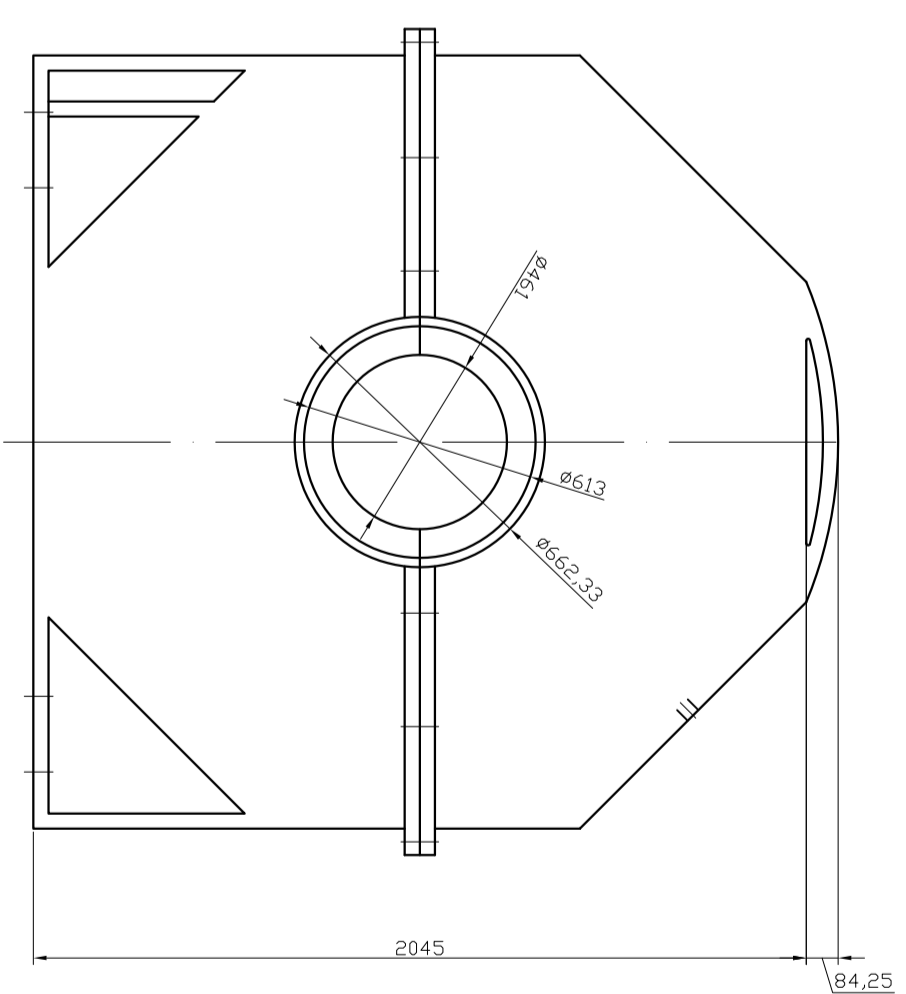
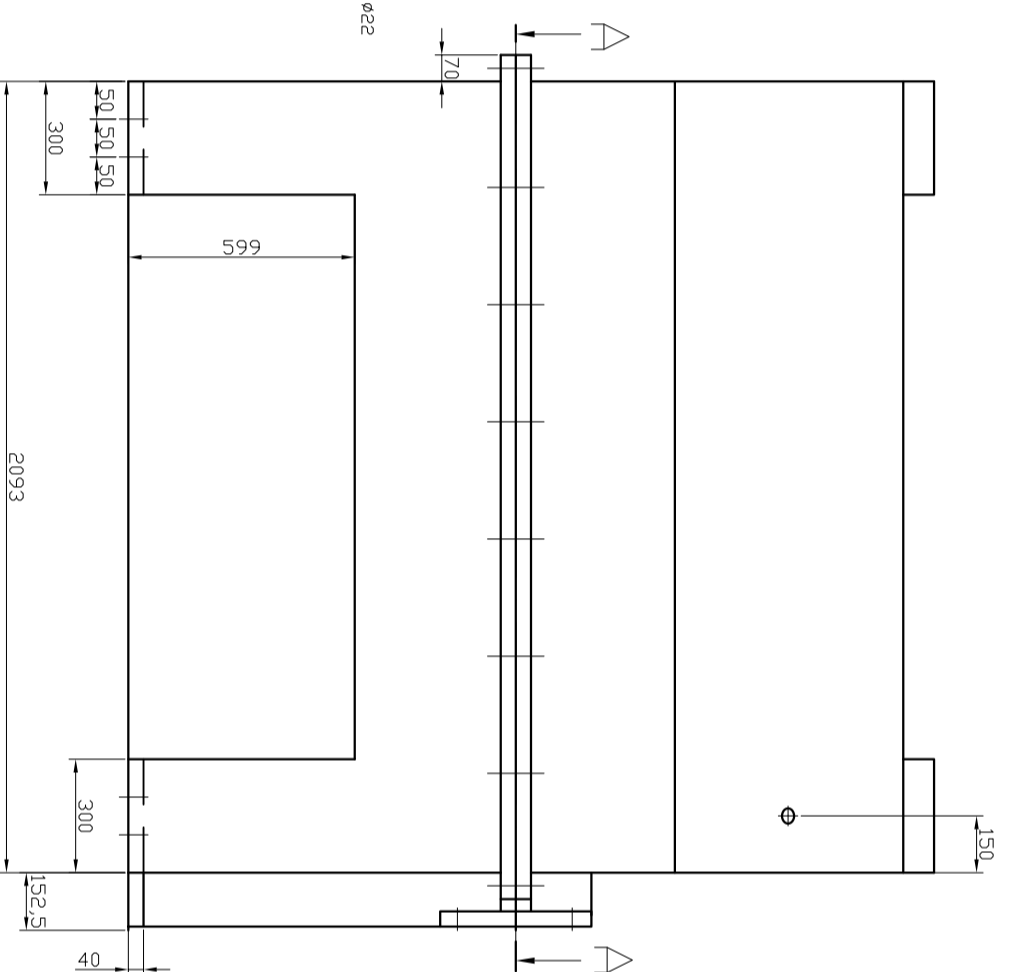
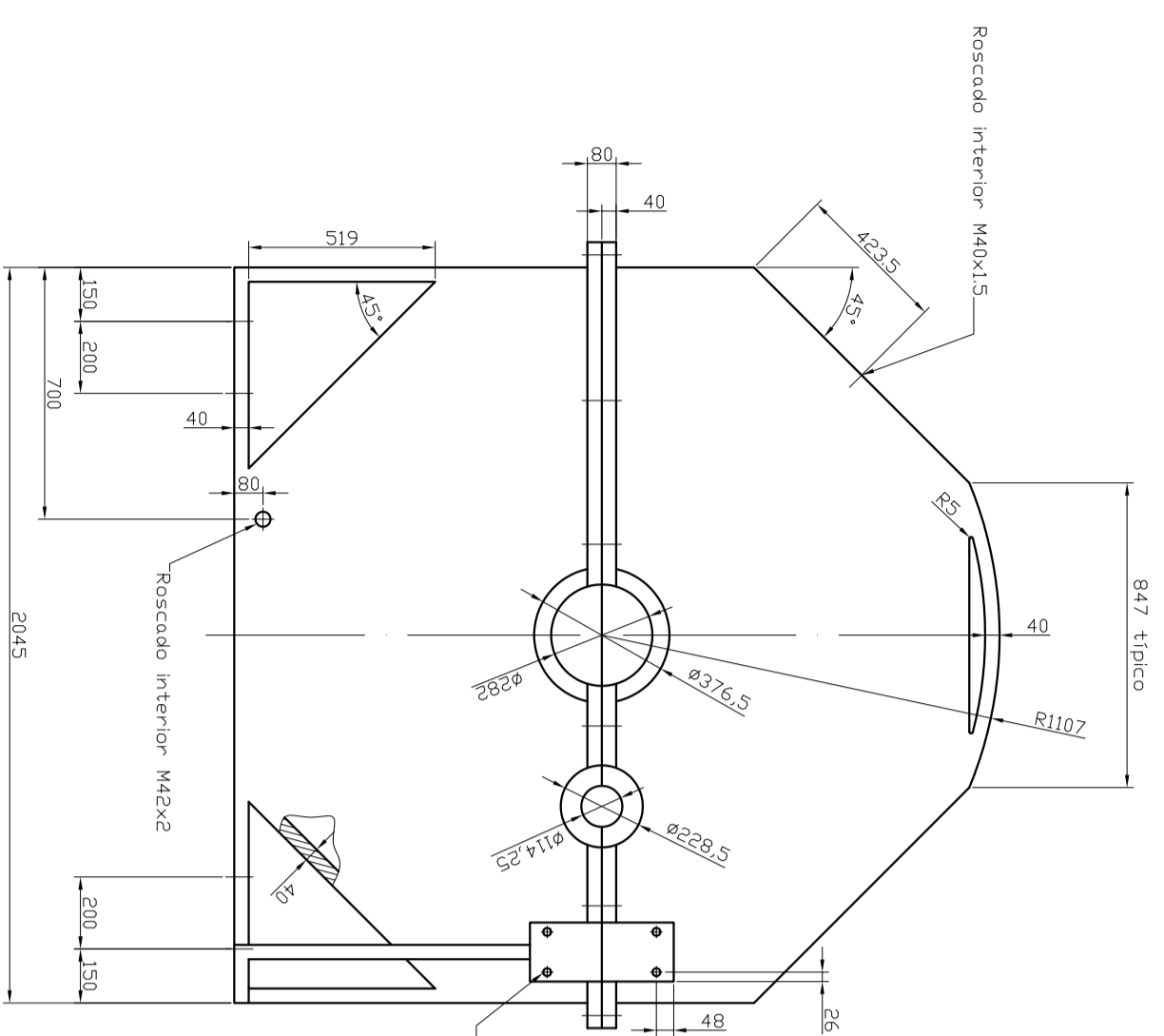
U.P.C.T.
E.T.S.I.I.
David García Galán

Hoja:	18,2
MULTIPLICADORA EPICICLIDAL PARA AERDGENERADOR EÁLICO	
Carcasa - (secciones bancada)	
Nombre: D.G.G.	
Fecha: 1/3/12	Revisado:
Comprobado:	
Dibujado: m6	
Tolerancia: m6	



A B C D E F

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10



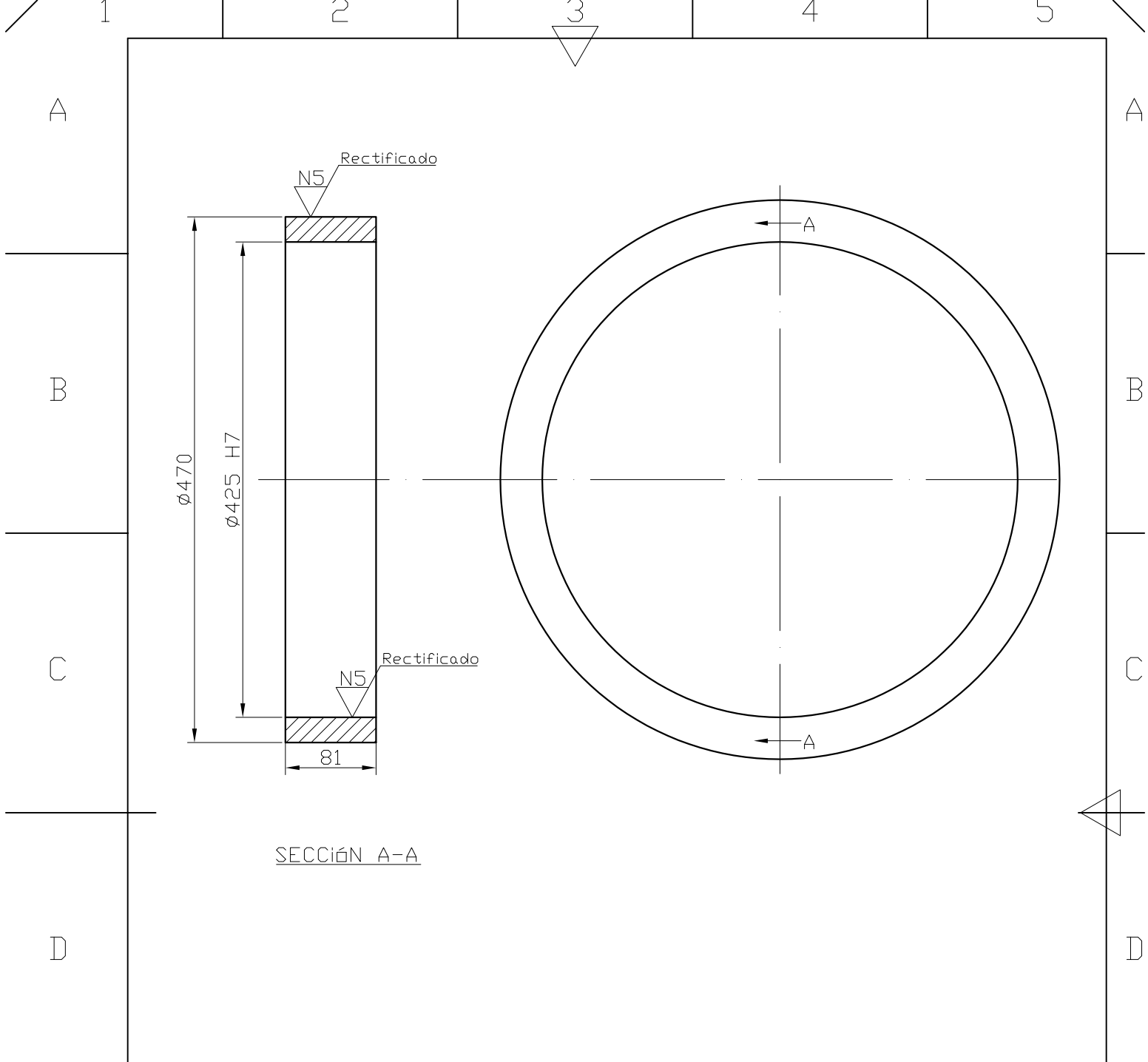
Detalle A
Taladro pasante para tornillo, $\varnothing 14$
Típico

Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN
18,2	Carcasa (secciones bancada)	
18,3	Carcasa (interior-bancada)	
NOTAS		
Aristas en asientos de rodamientos de R=1mm. El resto de aristas de R=3		
Para la fabricación de la planta de la junta de sellado, seguir acotación de la bancada como se indica en el plano 18.3.		
Las secciones B-B, C-C, D-D y E-E están en el plano 18.2 (secciones de bancada)		
Acabado superficial de N7, excepto en asiento de rodamientos que será de N5		

ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NDRMA	Uds.
1	Tapa Carcasa	Alu 6063 T6	ANSI 304	1
2	Bancada Carcasa	Alu 6063 T6	ANSI 304	1
3	Tornillo M12x100 B8	Acero	DIN 931	36
4	Tuerca M12	Acero	DIN 934	36
5	Arondeleta M12	Acero	DIN 125 A	72
6	Disturbador de anillo en V	Acero	48 v4.4v4	1
7	Disturbador SKF anillo en V	Acero	48 v4.4v4	1
8	Disturbador radial elástico SKF	Acero	48 v4.4v4	1
9	Disturbador radial elástico SKF	Acero	48 v4.4v4	1
10	Junta de sellado papel			2
11	Tornillo M20x80 B8	Acero	DIN 931	4
12	Tuerca M20	Acero	DIN 934	4
13	Arondeleta M20	Acero	DIN 125 A	8

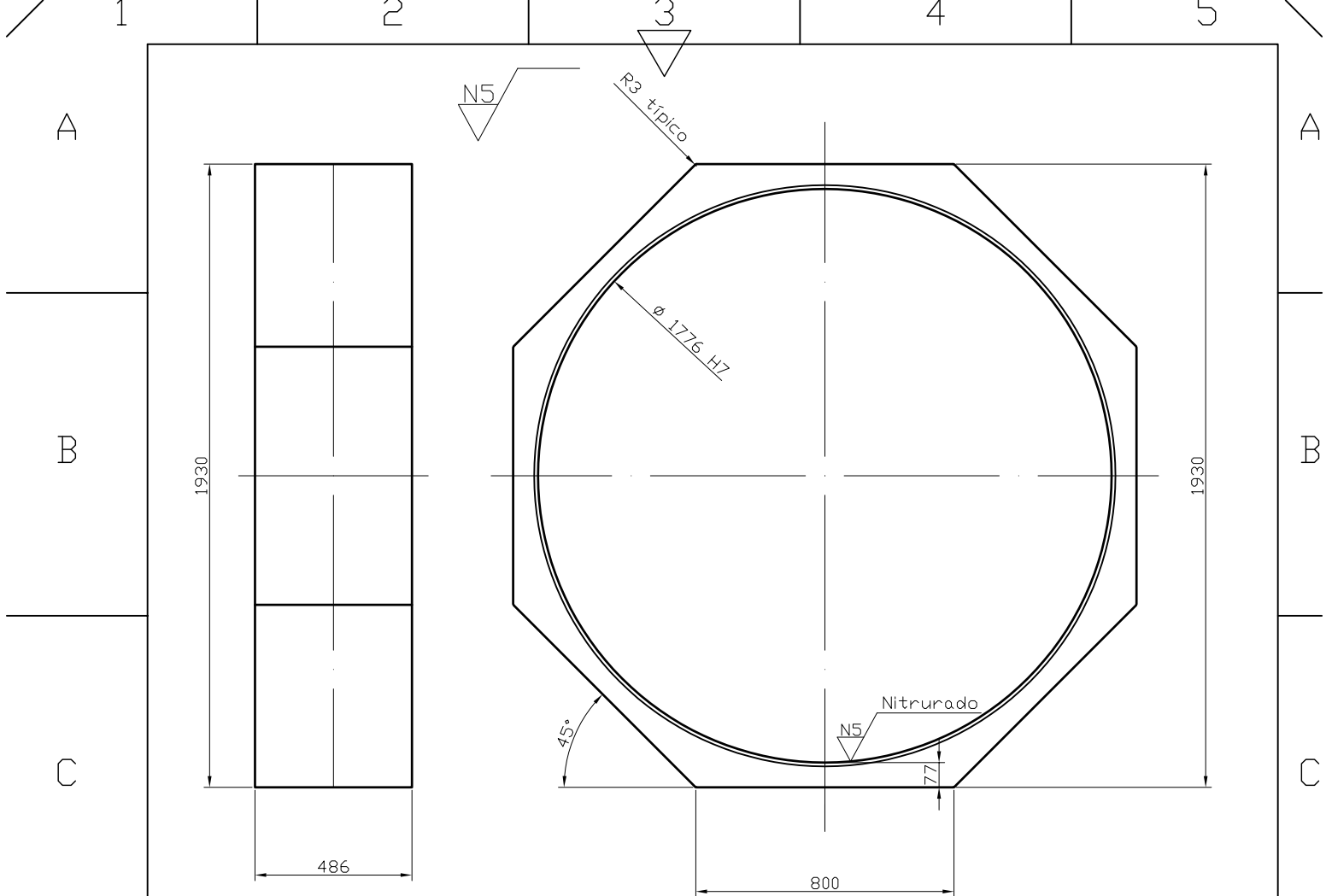
LISTA DE MATERIALES

Dibujado	Fecha	Nombre	Firma
Comprobado	22/3/12	D.G.G.	
Revisado			
U.P.C.T. E.T.S.I.I. David García Galán			
Tolerancia		Escala	
m6		1:20	
MULTPLICADORA EPICICLICAL PARA AEROGENERADOR EOLICO Carcasa y Junta			
Plano:		18,1	
Sustituye a:			
Sustituido por:			



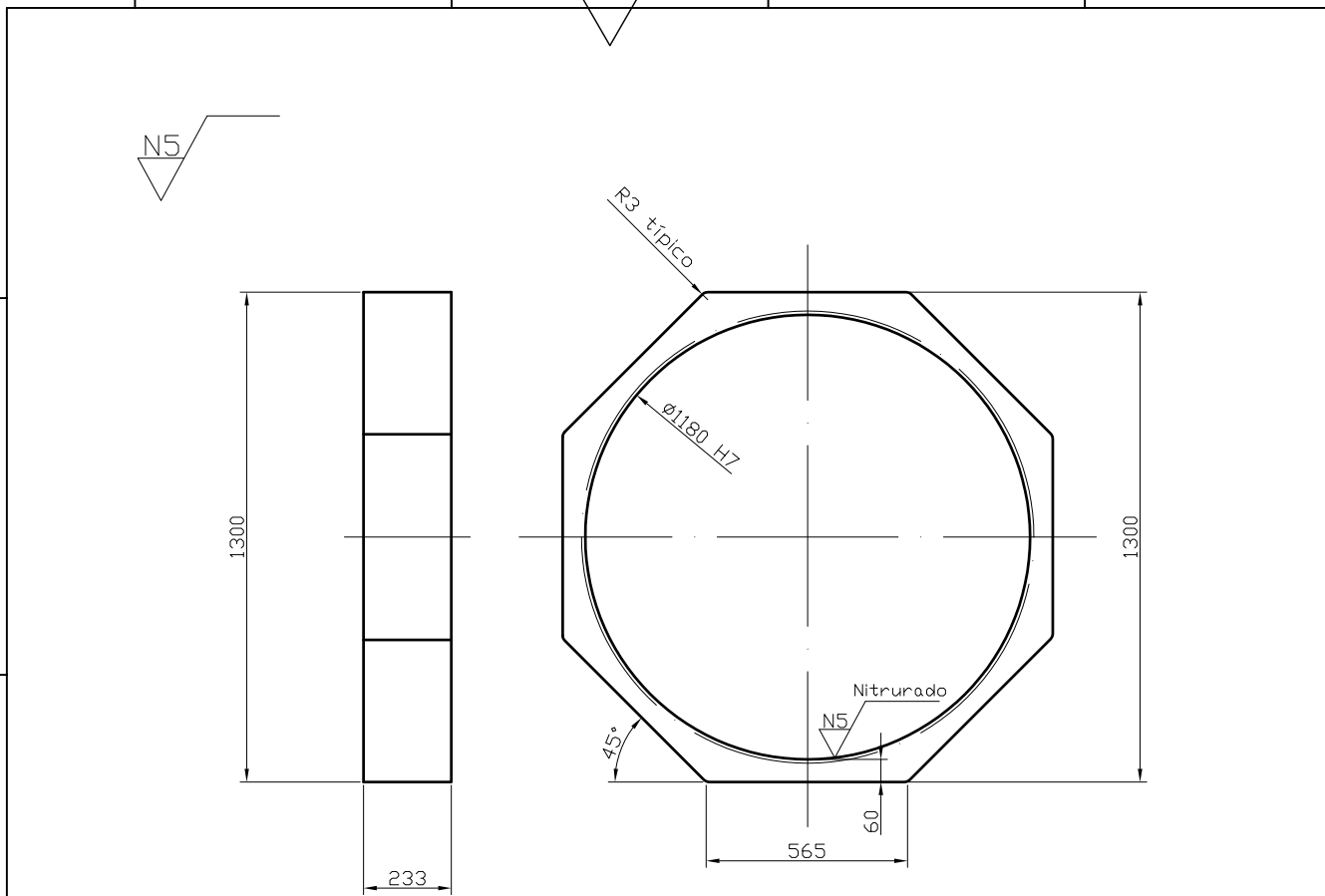
SECCIÓN A-A

NOTAS				PLANOS RELACIONADOS				
				Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN		
				1.1	Eje de baja velocidad			
				LISTA DE MATERIALES				
				ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.
				1	Casquillo	Acero	AISI 4340 DQT 1000	1
		Fecha	Nombre	Firma				
Dibujado		1/3/12	D.G.G.	U.P.C.T. E.T.S.I.I. David García Galán				
Comprobado								
Revisado								
		MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA AEROGENERADOR EÓLICO					Plano: 1.2	
Tolerancia		Casquillo de Rodamiento 3					Sustituye a:	
m6/P6							Sustituido por:	
Escala								
1:5								



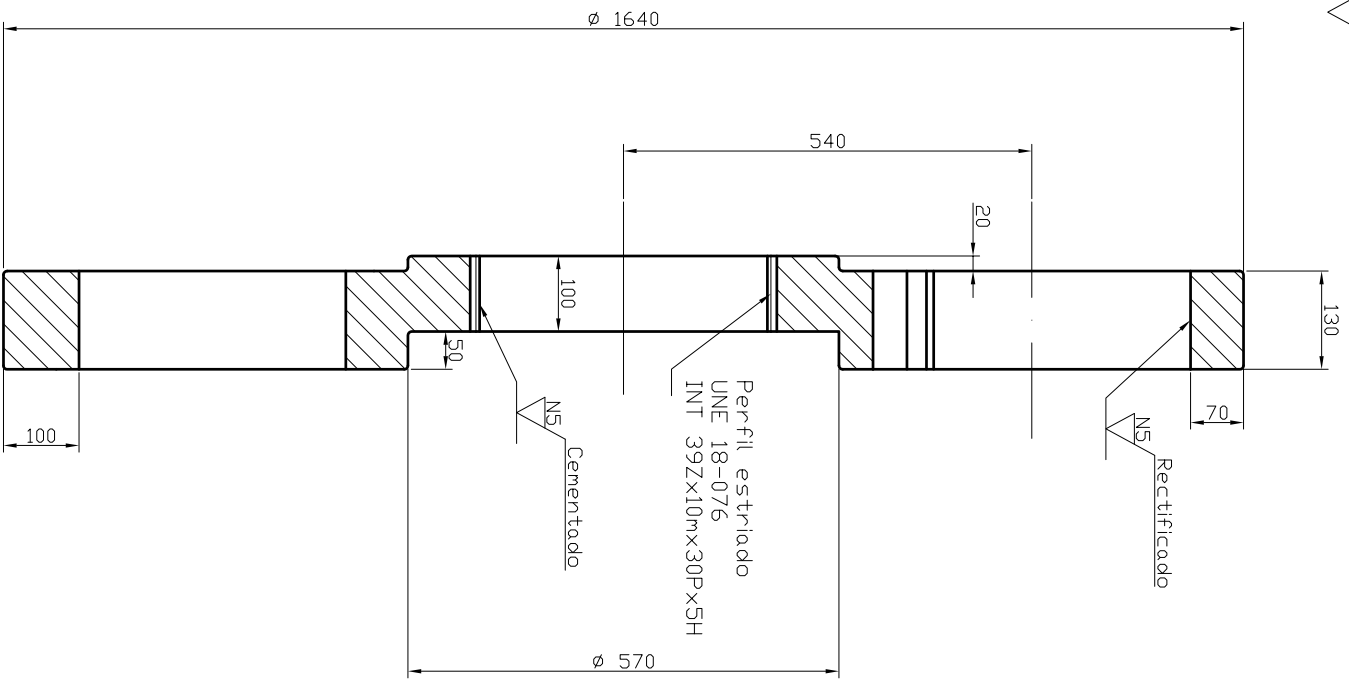
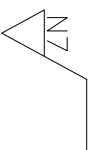
DATOS DE LA CORONA		
Módulo	m	12
Nº de dientes	N	150
Norma cremallera		ANSI/AGMA 2001-C95
Diámetro nominal	d	1800
Cabeza diente	hc	12
Raíz diente	hr	15
Ángulo de presión	Φ	20

NOTAS				PLANOS RELACIONADOS				
				Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN		
				3.1	Satélite 1			
				18.1	Carcasa			
				LISTA DE MATERIALES				
				ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.
				1	Corona 1	Acero	Nitr alloy N grado 2	1
		Fecha	Nombre	Firma		U.P.C.T. E.T.S.I.I. David García Galán		
Dibujado	22/3/12	D.G.G.						
Comprobado								
Revisado								
		MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA AEROGENERADOR EÓLICO					Plano: 5.1	
Tolerancia	Escala	Corona 1					Sustituye a:	
m6	1:20						Sustituido por:	



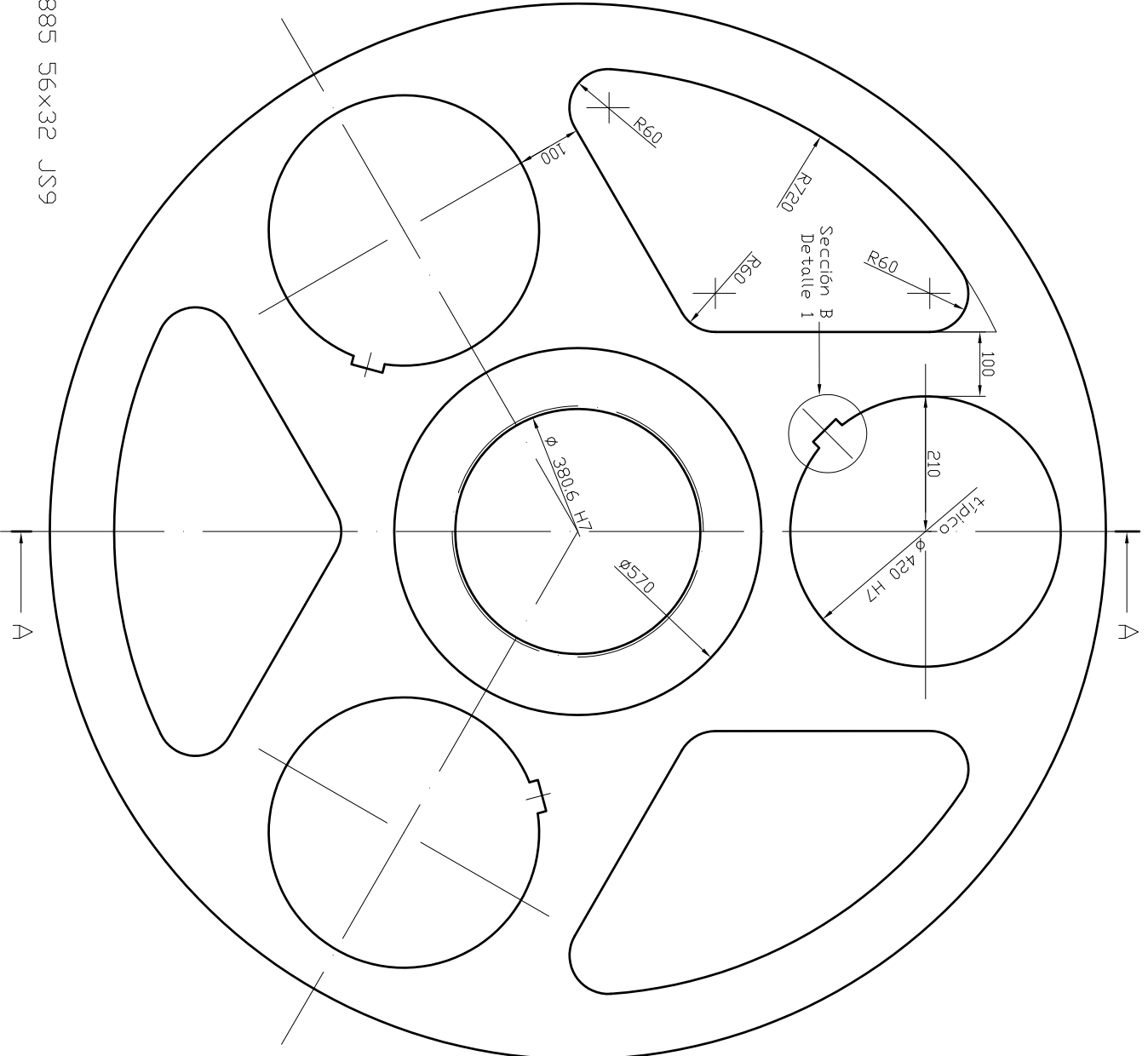
DATOS DE LA CORONA		
Módulo	m	8
Nº de dientes	N	150
Norma cremallera		ANSI/AGMA 2001-C95
Diámetro nominal	d	1200
Cabeza diente	hc	8
Raíz diente	hr	10
Ángulo de presión	ϕ	20

NOTAS				PLANOS RELACIONADOS				
				Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN		
				11.1	Satélite 2			
				18.1	Carcasa			
				LISTA DE MATERIALES				
				ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.
				1	Corona 2	Acero	Nitralloy N grado 2	1
	Fecha	Nombre	Firma	U.P.C.T. E.T.S.I.I. David García Galán				
Dibujado	22/3/12	D.G.G.						
Comprobado								
Revisado								
		MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA AEROGENERADOR EÓLICO Corona 2			Plano: 12.1			
Tolerancia	Escala				Sustituye a:			
m6	1:20				Sustituido por:			

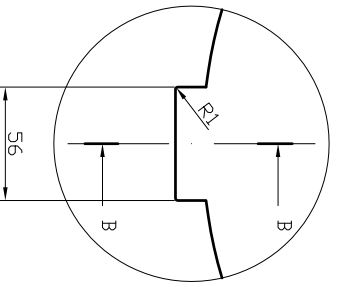
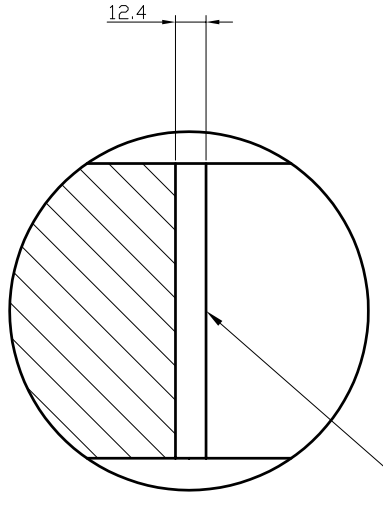


Sección A

Din 6885 56x32 JS9



Sección B
Detalle 1



Sección B
Detalle 1

PLANOS RELACIONADOS		
Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN
1.1	Eje de baja velocidad	
18.1	Carcasa	
4.1	Eje Portasatélite 1	

LISTA DE MATERIALES				
ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.
1	Disco Portasat.	Acero	AISI 4340 DQT 1000	1
2	Chaveta DIN 6885 56x32	Acero	AISI 4340 DQT 1000	3

NOTAS
Todas las aristas con radio: R=3mm, excepto aristas en agujeros de ejes, que serán de R=1mm

Dibujado	22/3/12	Nombre	D.G.G.	Firma
Comprobado				
Revisado				

U.P.C.T.
E.T.S.I.I.
David García Galán

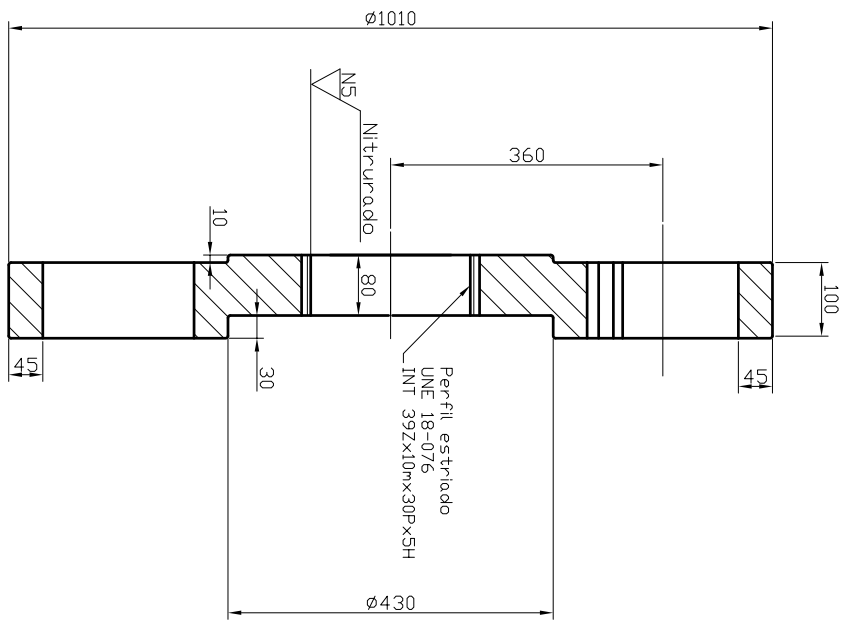
Plano:

2.1

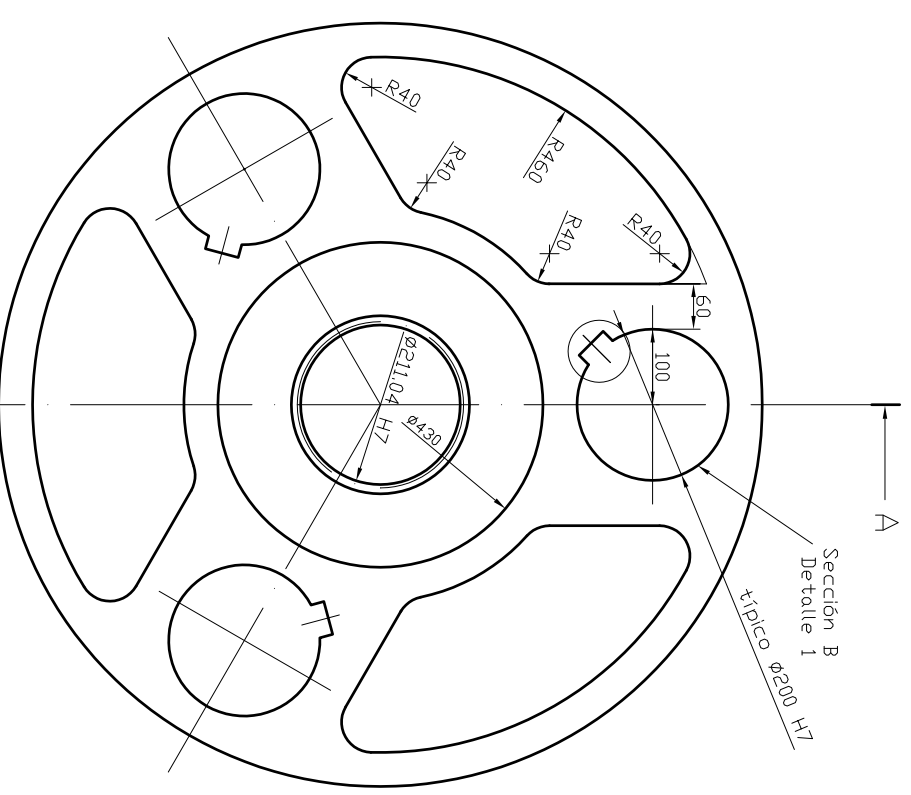
Tolerancia	m6	Escala	1:10
------------	----	--------	------

MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA
AERDGENERADOR EOLICO
Disco Portasatélites 1

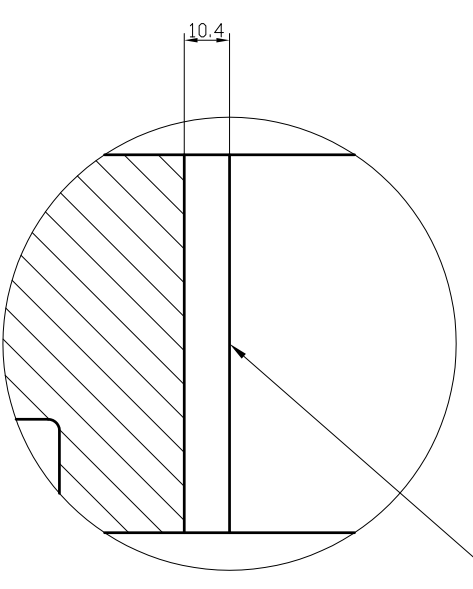
Sustituye a:
Sustituido por:



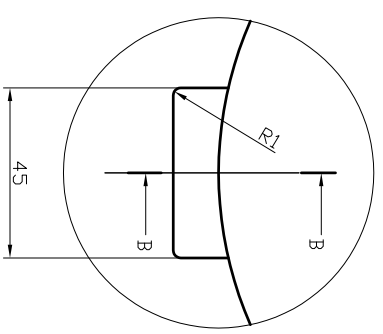
Sección A



Sección B
Detalle 1
típico $\varnothing 200$ H7



Din 6885 45x25 JS9



Sección B
Detalle 1

PLANOS RELACIONADOS		
Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN
8.1	Eje entre etapas 1 y 2	
18.1	Carcasa	
10.1	Eje Portasatélite 2	

LISTA DE MATERIALES				
ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.
1	Disco Portasat.	Acero	AISI 4340 D01.1000	1
2	Chaveta DIN 6885 45x25	Acero	AISI 1040-D01400	3

NOTAS
Todas las aristas con radio: R=3mm, excepto aristas en agujeros de ejes, que serán de R=1mm

Dibujado	22/3/12	Nombre	D.G.G.	Firma
Comprobado				
Revisado				

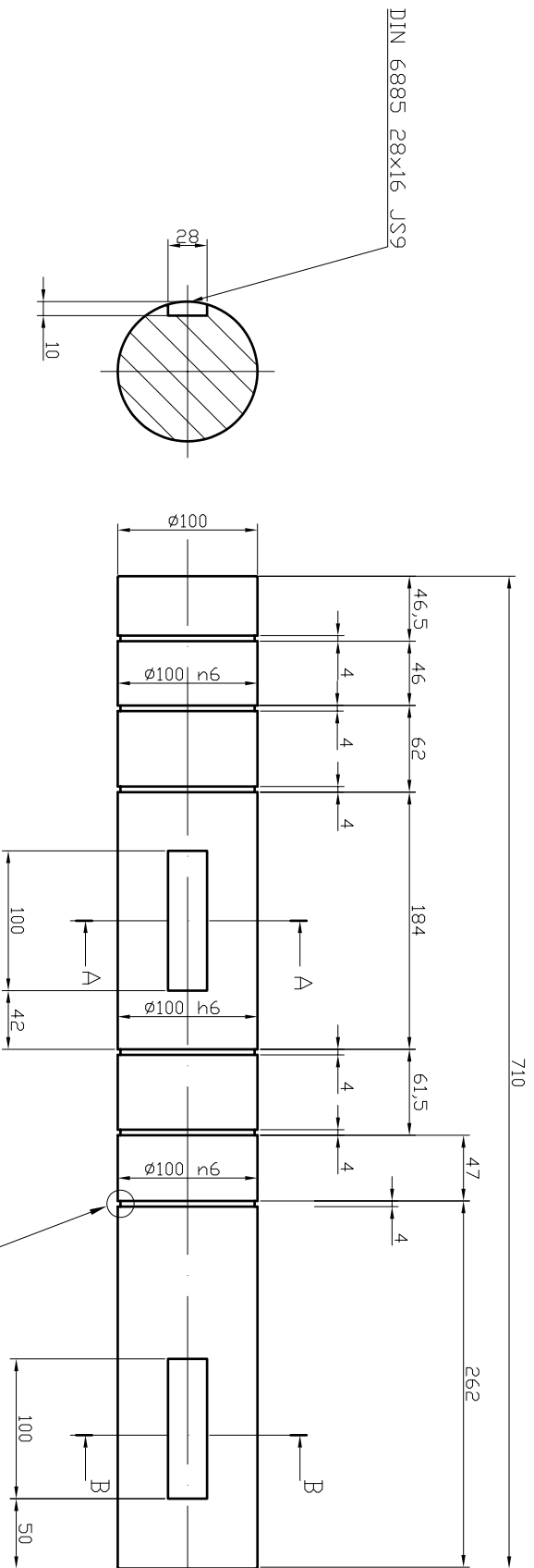
U.P.C.T.
E.T.S.I.I.
David García Galán

MULTIPLICADORA EPICICLIDAL PARA
AERDGENERADOR EOLICO
Disco Portasatélites 2

Tolerancia	m6	Escala	1:10	Plano:	9.1
Revisado				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

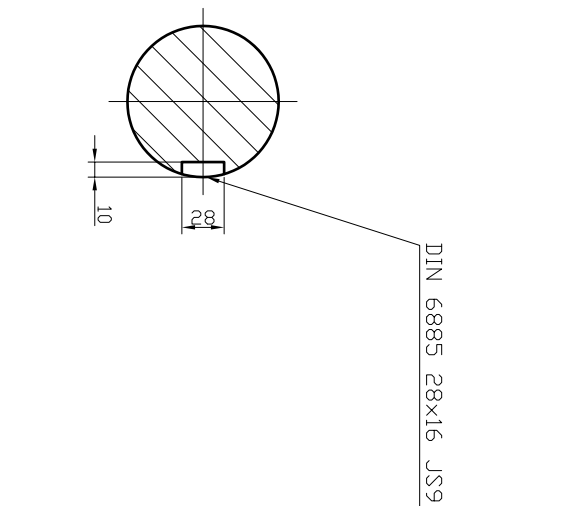
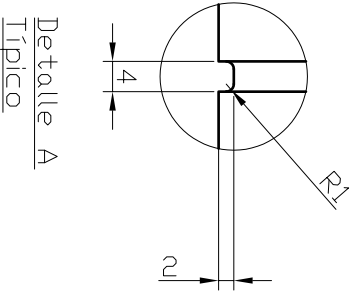
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

N5
Rectificado



SECCIÓN A

Detalle A
Típico



SECCIÓN B

Detalle A
Típico

PLANOS RELACIONADOS

Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN
16.1	Platón	
18.1	Carcasa	

NOTAS

Todas las aristas con radio: R=1mm

LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.
1	Eje entre etapas 2 y 3	Acero	ASTI 4340 DQT 1000	1
2	Chaveta DIN 6885 28x16	Acero	ASTI 4340 DQT 1000	2
3	Anillo de retención Seeger ø100	Acero	DIN 471	6
4	Rodamiento oscilante de rodillos-FA5-d=100	Acero	22220E	1
5	Rodamiento rígido de bolas con Sólid DIL-SKR-d=100	Acero	6320/W64	1

Dibujado	Fecha	Nombre	Firma
Comprobado	1/3/12	D.G.G.	
Revisado			

U.P.C.T.
E.T.S.I.I.
David García Galán

MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA
AEROGENERADOR EOLICO
Eje de alta velocidad

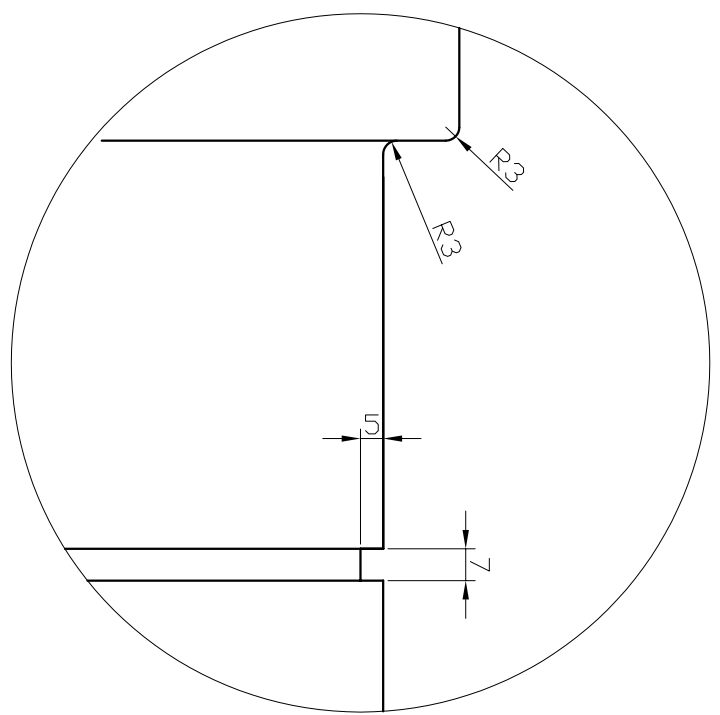
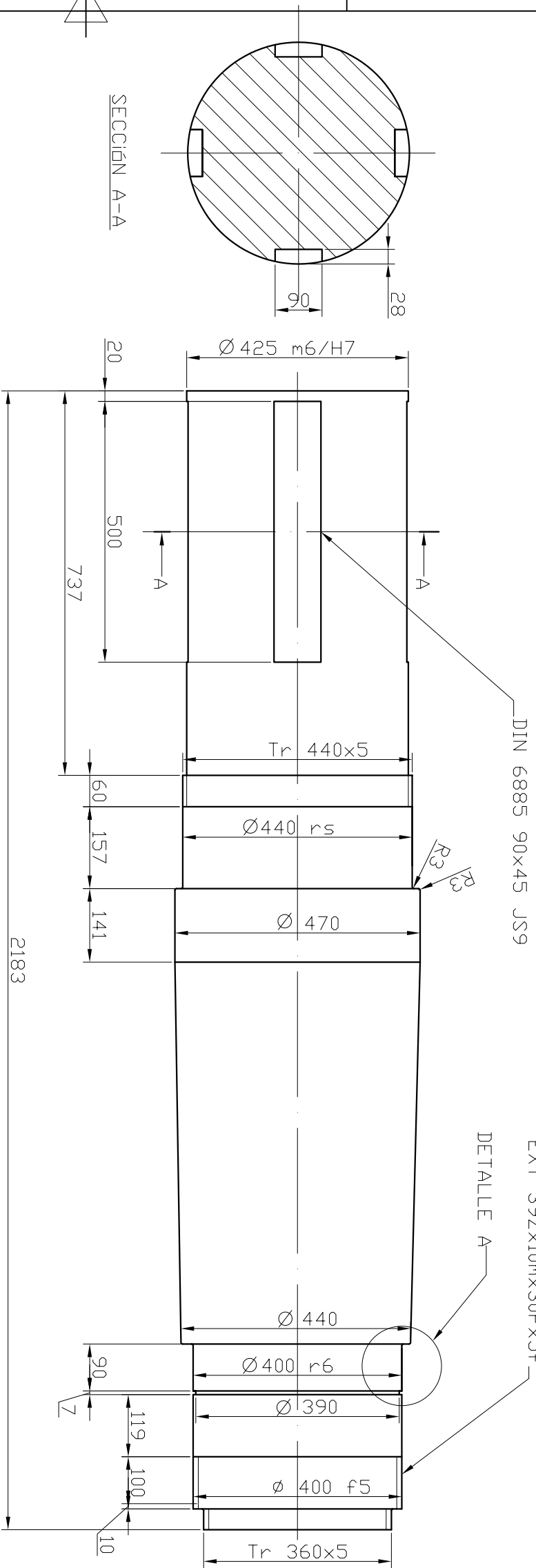
Plano:
17.1

Sustituye a:
Sustituido por:

Tolerancia	Escala
m6	1:5

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

Rectificado
NS



NOTAS

PLANOS RELACIONADOS		
Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN
1.2	Casquillo del rodamiento 3	
2.1	Disco portatáctiles 1	
20.1	Carcasa	

LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.
1	Eje	Acero	AISI 4340 DIN 1000	1
2	Chaveta DIN 6885 90x45	Acero	AISI 4340 DIN 1000	4
3	Tuerca de fijación SKF Ø360x45	Acero	modelo: HM 3172	1
2	Tuerca de fijación SKF Ø440x60	Acero	modelo: HM 3088	1
5	Anillo de retención Seeger Ø400	Acero	DIN 471	1
6	Rodamiento de rodamientos a retula citrítrico-SKF-Ø=440	Acero	23088 CA/W/33	1
7	Rodamiento rígido de bolas con Solid DIL-SKF-Ø=400	Acero	5080 M/W/64	1

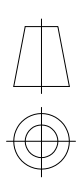
U.P.C.T.
E.T.S.I.I.
David García Galán

Plano:
1.1

MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA
AERDGENERADOR EOLICO
Eje de baja velocidad

Revisado	Comprobado	Dibujado	Fecha	Nombre	Firma
			1/3/12	D.G.G.	

Tolerancia	Escala
m6	1:10



DETALLE A

Perfil estriado UNE 18-076
EXT 39Zx10m x 30P x 5F

DETALLE A

DIN 6885 90x45 JS9

Tr 440x5

Ø440 rs

Ø 470

Ø 440

Ø400 r6

Ø 390

Ø 400 f5

Tr 360x5

Ø 425 m6/H7

20

500

737

60

157

141

2183

90

119

100

10

SECCION A-A

28

90

A

A

R3

R3

R3

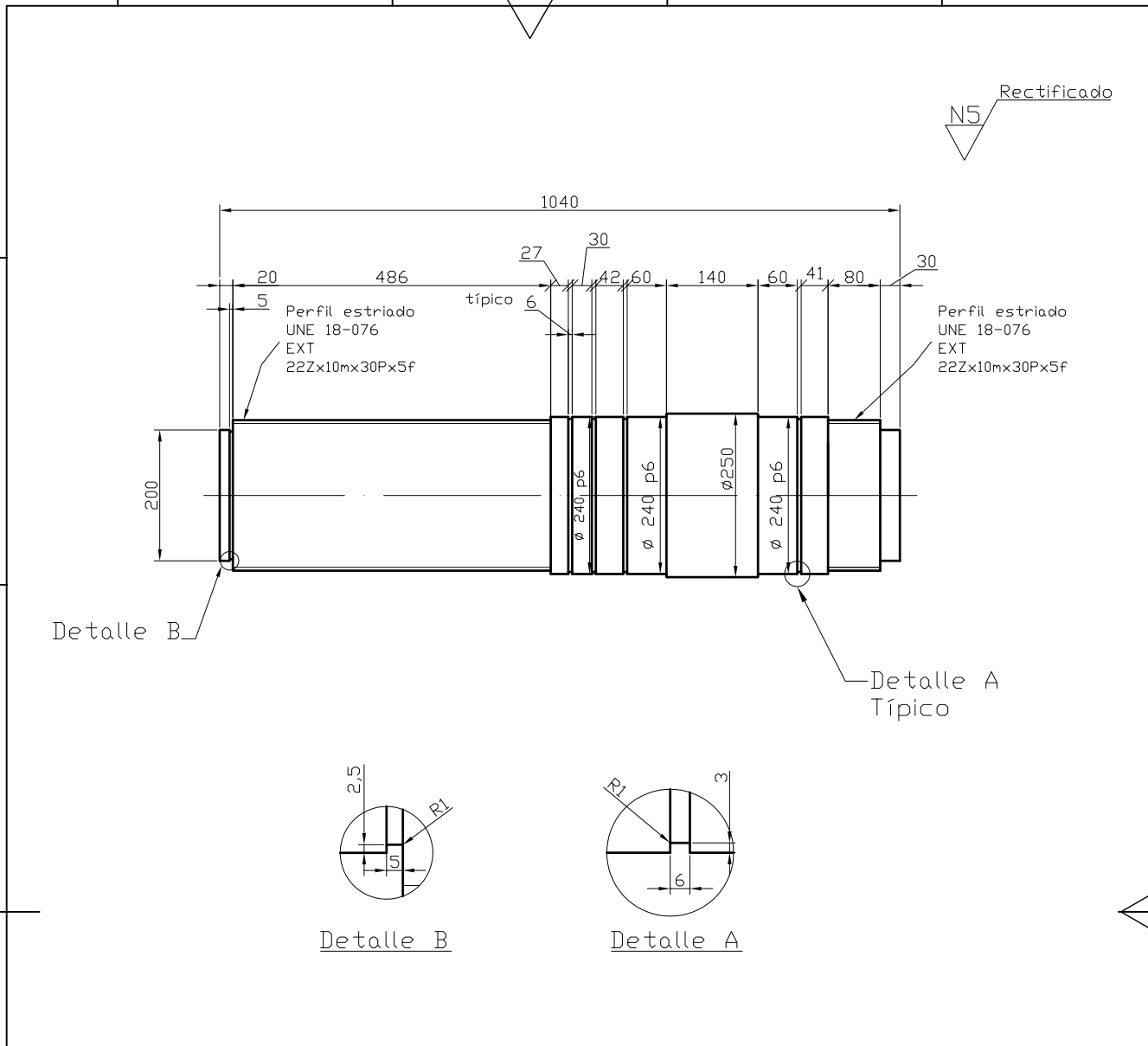
R3

Z

Z

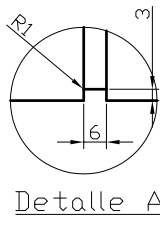
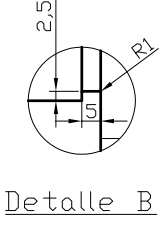
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

F E D C B A



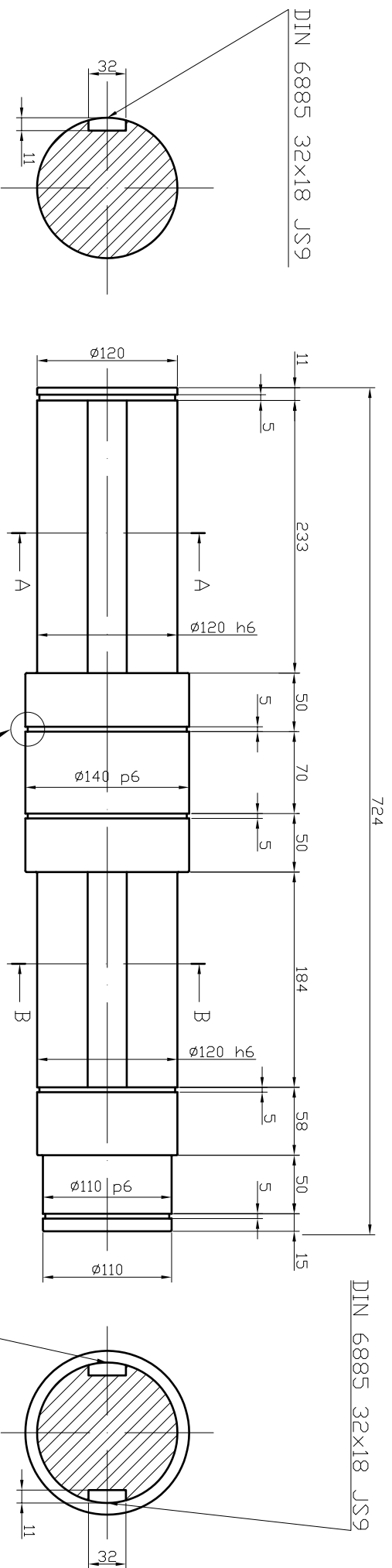
Detalle B

Detalle A
Típico



NOTAS				PLANOS RELACIONADOS				
Todas las aristas con radio: R=1mm				Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN		
				6.1	Planetario 1			
				7.1	Rigidizador			
				9.1	Disco Portasatélites 2			
				18.1	Carcasa			
LISTA DE MATERIALES								
ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.				
1	Eje	Acero	AISI 4340 QQT 1000	1				
2	Anillo de retención Seeger $\varnothing 240$	Acero	DIN 471	4				
3	Anillo de retención Seeger $\varnothing 200$	Acero	DIN 471	1				
4	Rodamientos rodillos oscilantes-FAG d=240	Acero	23948MB	2				
5	Rodamiento rígido de bolas de una hilera-SKF-d=240	Acero	61848	2				
	Fecha	Nombre	Firma	U.P.C.T. E.T.S.I.I. David García Galán				
Dibujado	1/3/12	D.G.G.						
Comprobado								
Revisado								
					MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA AEROGENERADOR EÓLICO Eje entre etapas 1 y 2			
Tolerancia	Escala							
m6	1:10							
				Plano: 8.1				
				Sustituye a:				
				Sustituido por:				

N5
Rectificado

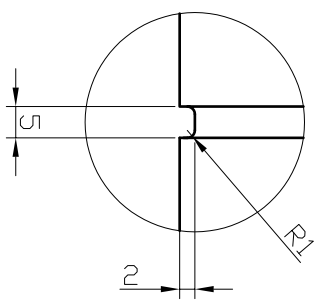


SECCIÓN A

Detalle A
Típico

DIN 6885 32x18 JS9

SECCIÓN B



Detalle A
típico

PLANOS RELACIONADOS

Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN
13.1	Planetario 2	
15.1	Rueda	
18.1	Carcasa	

NOTAS

Todas las aristas con radio: R=1mm

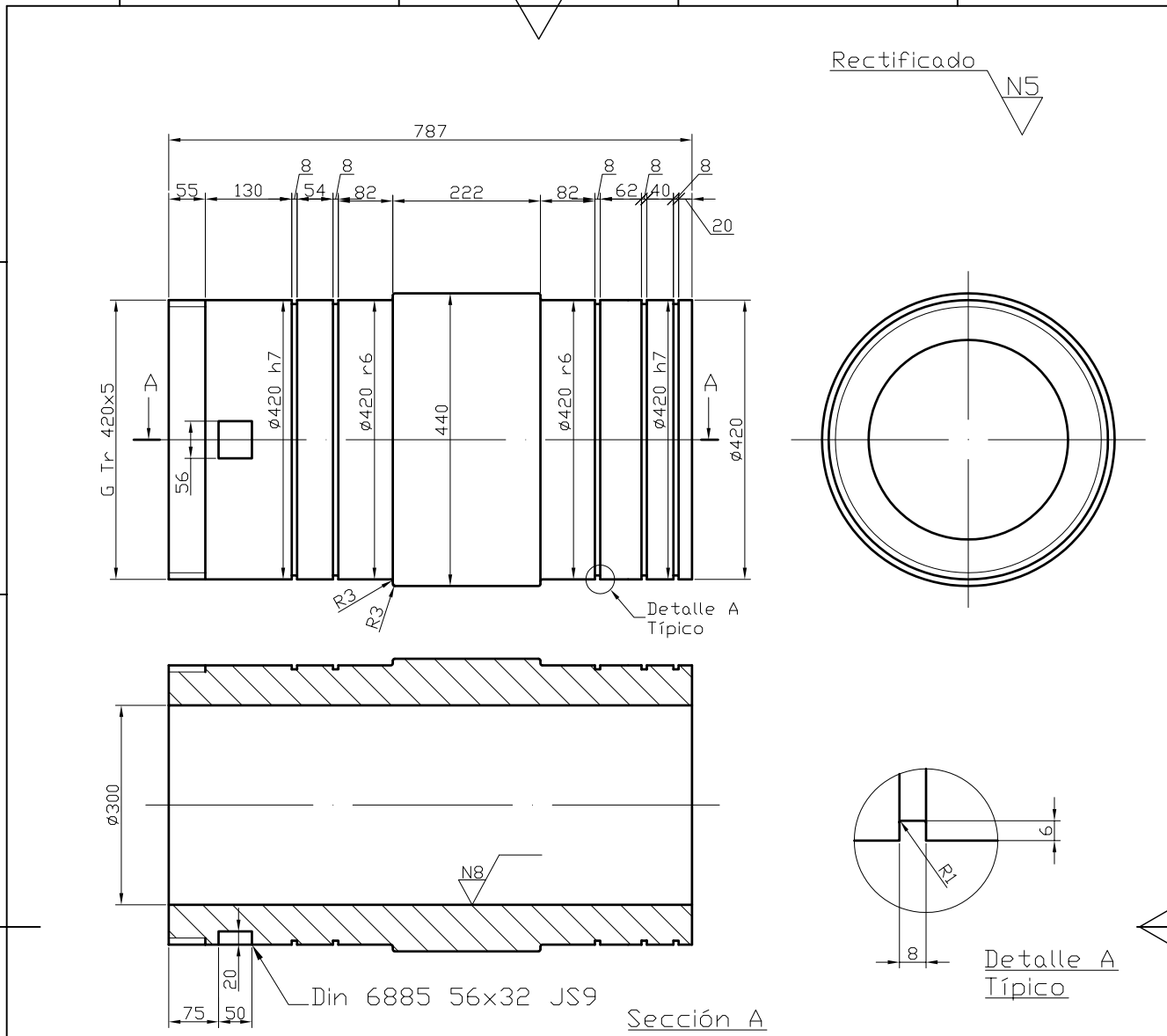
LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.
1	Eje entre etapas 2 y 3	Acero	ASTI 4340 DQT 1000	1
2	Chaveta DIN 6885 32x18	Acero	ASTI 4340 DQT 1000	3
3	Anillo de retención Seeger Ø140	Acero	DIN 471	2
4	Anillo de retención Seeger Ø120	Acero	DIN 471	2
5	Anillo de retención Seeger Ø110	Acero	DIN 471	1
6	Rodamiento oscilante de rodillos FAG-Ø=140	Acero	24028ESTVFB	1
7	Rodamiento rígido de bolas con Solid DIL-SKF-d=110	Acero	6322/V64	1

Dibujado	1/3/12	Nombre	D.G.G.	Firma
Comprobado				
Revisado				

U.P.C.T.
E.T.S.I.I.
David García Galán

Tolerancia	m6	Escala	1:5
MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA AERDGENERADOR EOLICO Eje entre etapas 2 y 3			
Plano:		14.1	
Sustituye a:			
Sustituido por:			



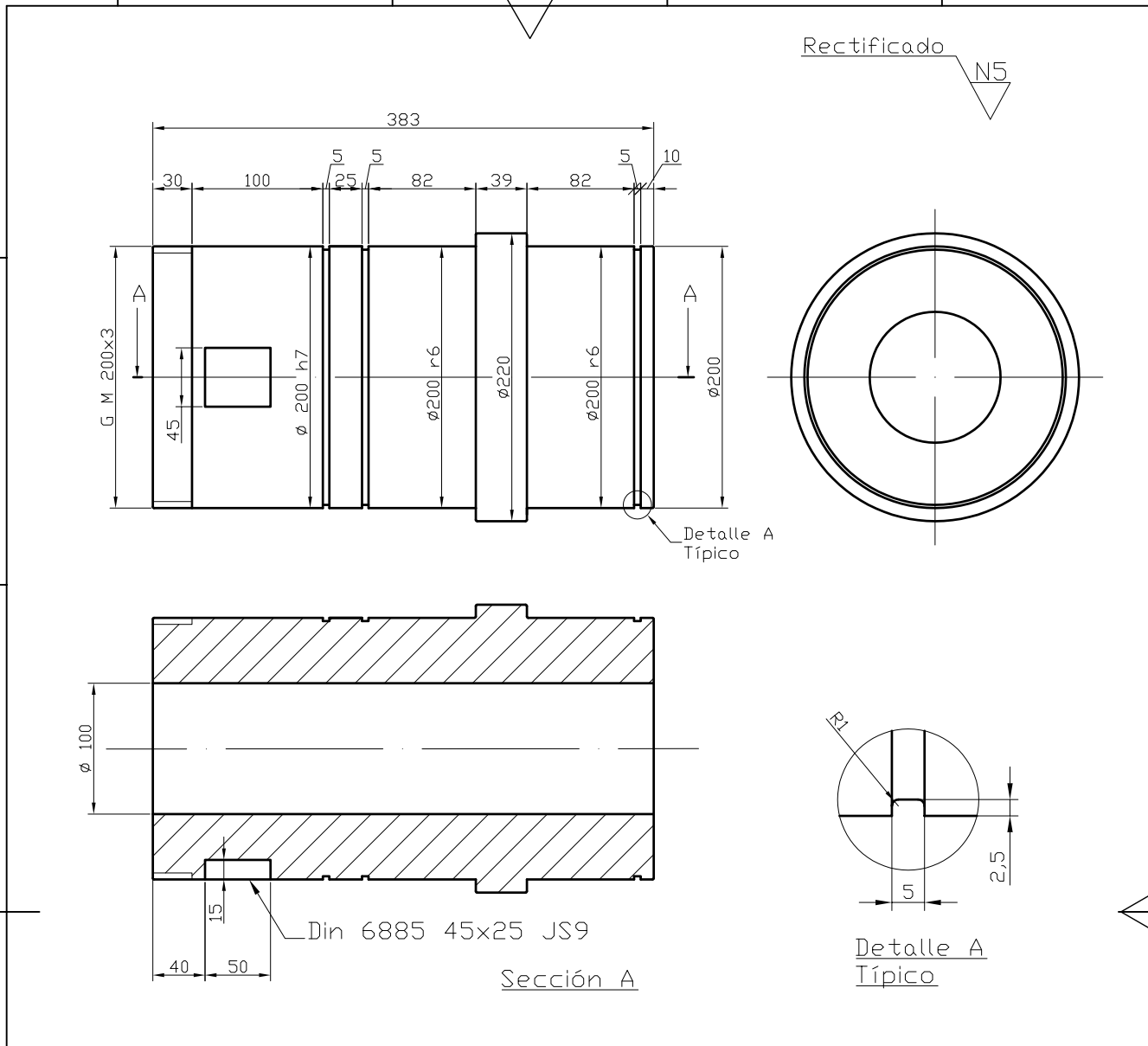
NOTAS			
Todas las aristas con radio: R=3mm,			
Fecha	Nombre	Firma	
Dibujado	22/3/12	D.G.G.	
Comprobado			
Revisado			

PLANOS RELACIONADOS		
Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN
2.1	Disco Portasatélites 1	
4.1	Satélite 1	
7.1	Rigidizador	

LISTA DE MATERIALES				
ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.
1	Eje	Acero	AISI 4340 DQT 1000	3
2	Chaveta DIN 6885 56x32	Acero	AISI 1040-DQT400	3
2	Tuerca de fijación SKF Ø420x60	Acero	modelo: HM 3084	3
5	Anillo de retención Seeger Ø420	Acero	DIN 471	15
6	Rodamientos rodillos cilíndricos-FAG d=420	Acero	NCF2984V.C3	2

U.P.C.T.
E.T.S.I.I.
David García Galán

		MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA AEROGENERADOR EÓLICO Eje portasatélites 1	Plano:
			3.1
Sustituye a:			Sustituido por:



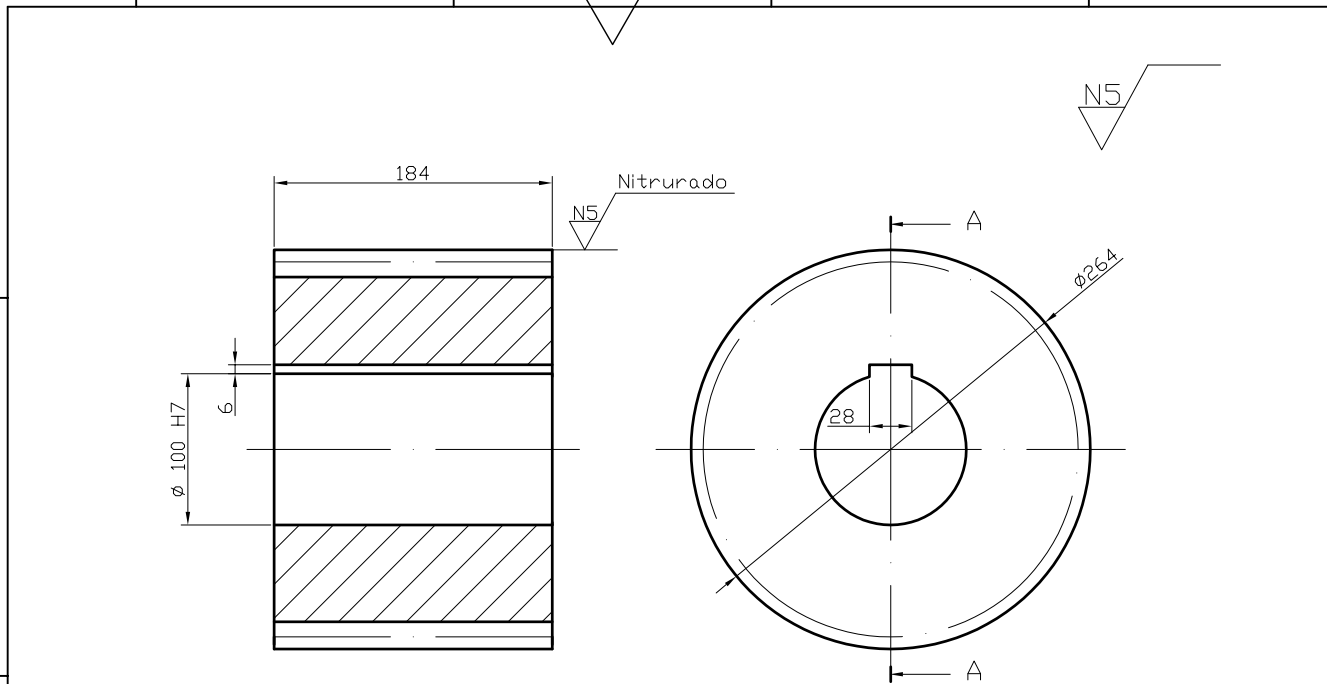
NOTAS		PLANOS RELACIONADOS		
Todas las aristas con radio: R=1mm,		Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN
		2.1	Disco Portasatélites 2	
		4.1	Satélite 2	

LISTA DE MATERIALES				
ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.
1	Eje	Acero	AISI 4340 DQT 1000	3
2	Chaveta DIN 6885 45x25	Acero	AISI 1040-DQT400	3
2	Tuerca de fijación SKF Ø420x60	Acero	modelo: HM 3084	3
5	Anillo de retención Seeger Ø420	Acero	DIN 471	15
6	Rodamientos rodillos cilíndricos-FAG d=200	Acero	NCF3040V.C3	2

	Fecha	Nombre	Firma
Dibujado	22/3/12	D.G.G.	
Comprobado			
Revisado			

		MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA AEROGENERADOR EÓLICO Eje Portasatélite 2	Plano:
Tolerancia	Escala		1.2
m6	1:5		Sustituye a:
			Sustituido por:

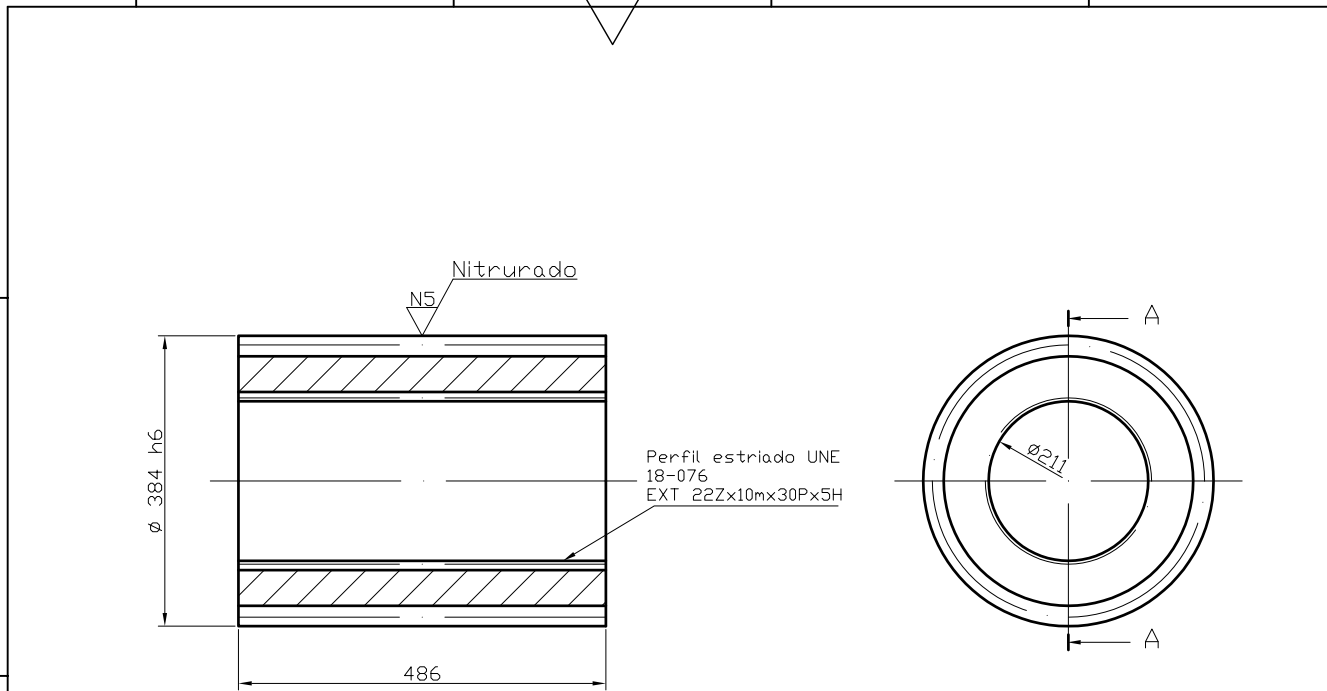
U.P.C.T.
E.T.S.I.I.
David García Galán



Sección A-A

DATOS DEL PLANETARIO		
Módulo	m	8
Nº de dientes	N	31
Norma cremallera		ANSI/AGMA 2001-C95
Diámetro nominal	d	248
Cabeza diente	hc	8
Raíz diente	hr	10
Ángulo de presión	Φ	20

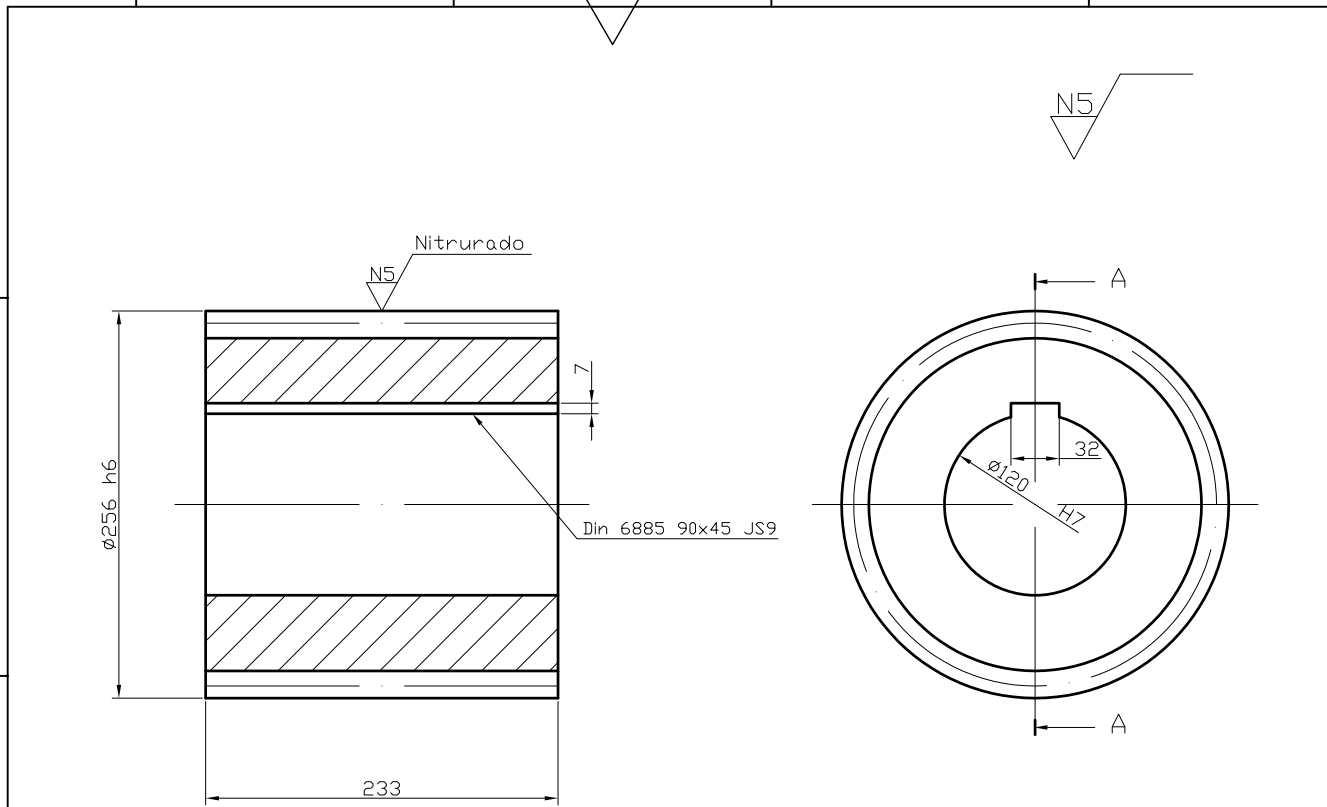
NOTAS				PLANOS RELACIONADOS					
Todas las aristas con radio: R=1mm				Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN			
				15.1	Rueda				
				17.1	Eje de alta velocidad				
				LISTA DE MATERIALES					
ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.					
1	Piñón	Acero	AISI 4140 grado 1	1					
2	Chaveta DIN 6885 28x16	Acero	AISI 1040-DQT400	1					
				U.P.C.T. E.T.S.I.I. David García Galán					
				AISI 1040-DQT400					
Fecha		Nombre	Firma	Plano: 16.1					
Dibujado		D.G.G.							
Comprobado									
Revisado				Sustituye a: Sustituido por:					
Tolerancia		MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA AEROGENERADOR EÓLICO							
Escala									
m6		Piñón							
1:5									



Sección A-A

DATOS DEL PLANETARIO		
Módulo	m	12
Nº de dientes	N	30
Norma cremallera		ANSI/AGMA 2001-C95
Diámetro nominal	d	360
Cabeza diente	hc	12
Raíz diente	hr	15
Ángulo de presión	Φ	20

NOTAS				PLANOS RELACIONADOS					
				Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN			
				8.1	Eje entre etapa 1 y 2				
				4.1	Satélite 1				
				LISTA DE MATERIALES					
				ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.	
				1	Planetario 1	Acero	Nitralloy N grado 2	1	
	Fecha	Nombre	Firma	U.P.C.T. E.T.S.I.I. David García Galán					
Dibujado	22/3/12	D.G.G.							
Comprobado									
Revisado									
		MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA AEROGENERADOR EÓLICO Planetario 1					Plano:		
Tolerancia	Escala						6.1		
m6	1:10						Sustituye a:		
							Sustituido por:		



Sección A-A

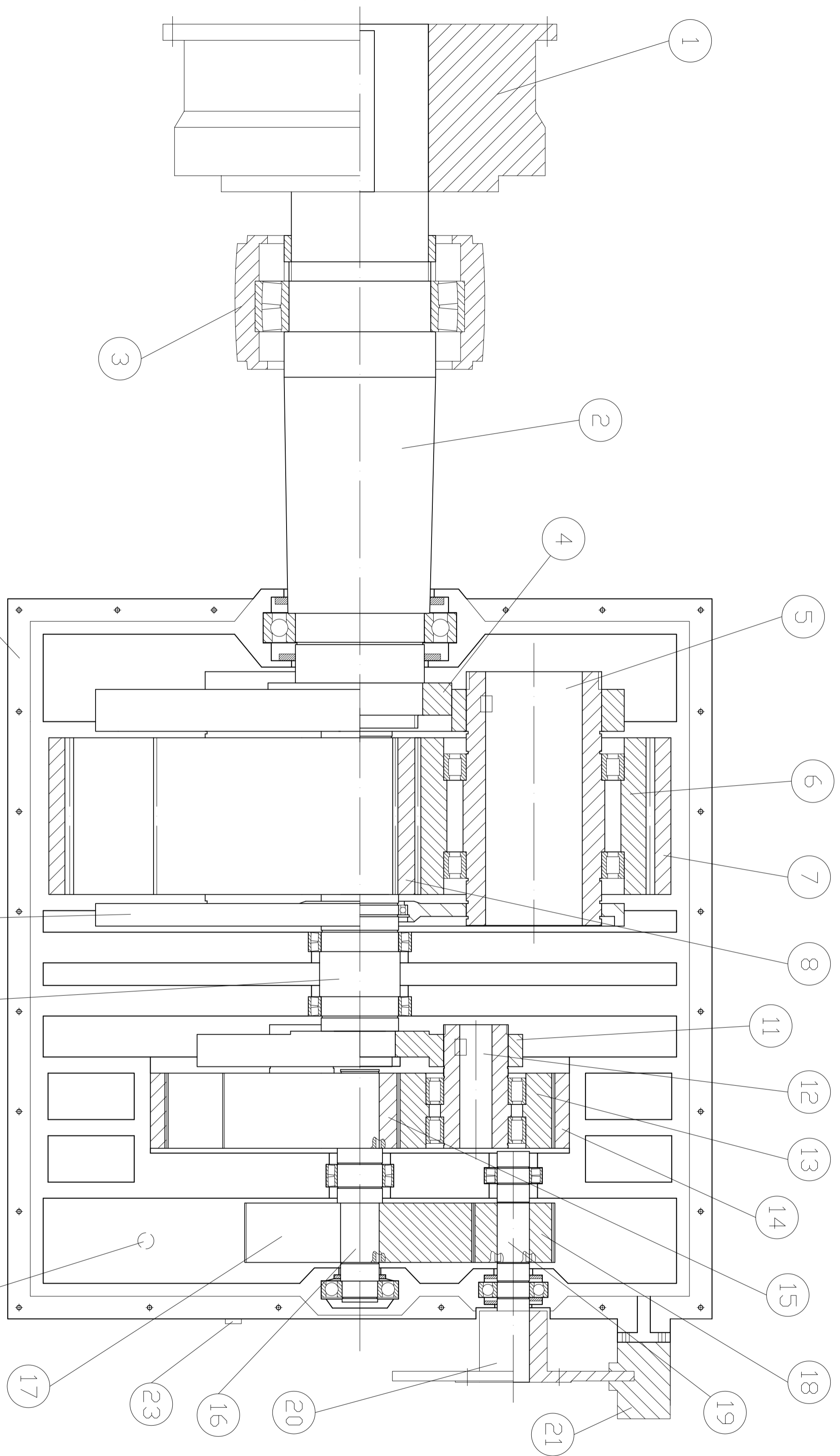
DATOS DEL PLANETARIO		
Módulo	m	8
Nº de dientes	N	30
Norma cremallera		ANSI/AGMA 2001-C95
Diámetro nominal	d	240
Cabeza diente	hc	8
Raíz diente	hr	10
Ángulo de presión	ϕ	20

NOTAS				PLANOS RELACIONADOS				
Todas las aristas con radio: R=1mm,				Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN		
				14.1	Eje entre etapa 2 y 3			
				11.1	Satélite 2			
				LISTA DE MATERIALES				
	ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.			
	1	Planetario 1	Acero	Nitróloy N grado 2	1			
	2	Chaveta DIN 6885 45x25	Acero	AISI 4340 DQT 1000	1			
	Fecha	Nombre	Firma		U.P.C.T. E.T.S.I.I. David García Galán			
Dibujado	22/3/12	D.G.G.						
Comprobado								
Revisado								

		MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA AEROGENERADOR EÓLICO Planetario 2	Plano:
Tolerancia	Escala		13.1
m6	1:5		Sustituye a:
			Sustituido por:

PLANDOS RELACIONADOS

Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN
1.1	Eje de baja velocidad	
2.1	Disco portasatélites 1	
3.1	Eje portasatélite 1	
4.1	Satélite 1	
5.1	Corona 1	
6.1	Planetario 1	
7.1	Rigidizador	
8.1	Eje entre etapas 1 y 2	
9.1	Disco portasatélites 2	
10.1	Eje portasatélite 2	
11.1	Satélite 2	
12.1	Corona 2	
13.1	Planetario 2	
14.1	Eje entre etapas 2 y 3	
15.1	Rueda	
16.1	Piñón	
17.1	Eje de alta velocidad	
18.1-18.3	Carcasa	

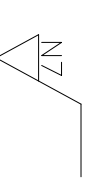
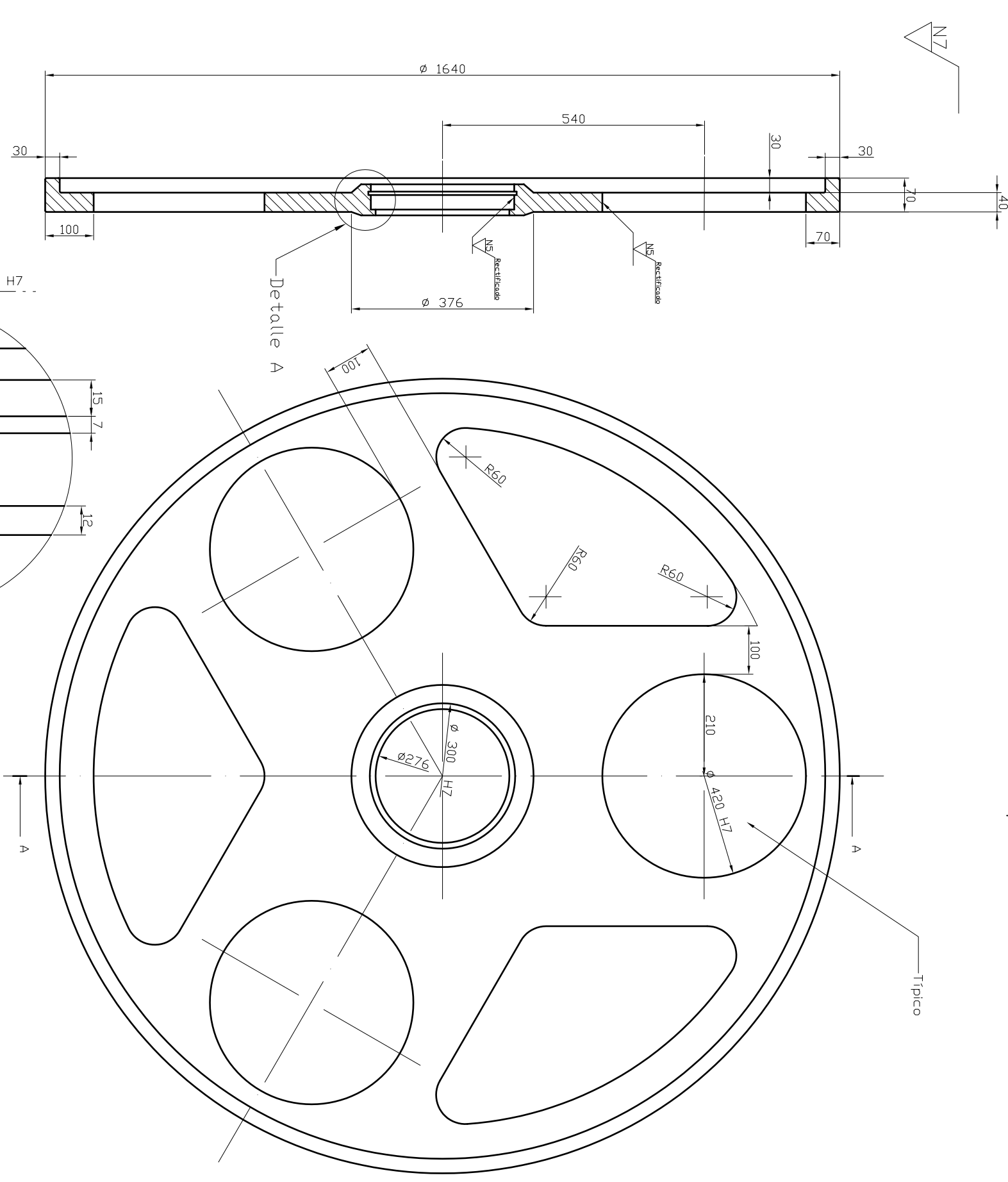


LISTA DE MATERIALES

MARCA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA/ MODELO	Uds.
1	Acoplamiento rígido	Acero	ZAFEX 2W	1
2	Eje de baja velocidad	Acero	AISI 4340 D01 1000	1
3	SopORTE rodamiento SKF	Fundición gris EN-GJL-250	SN. 3088 gr	1
4	Disco portasatélites 1	Acero	AISI 4340 D01 1000	1
5	Eje portasatélite 1	Acero	AISI 4340 N grado 2	3
6	Satélite 1	Acero	D01 1000 N	3
7	Corona 1	Acero	Nitróloy N grado 2	1
8	Planetario 1	Acero	Nitróloy N grado 2	1
9	Rigidizador	Acero	AISI 4340 D01 1000	1
10	Eje entre etapas 1 y 2	Acero	AISI 4340 D01 1000	1
11	Disco portasatélites 2	Acero	D01 1000	1
12	Eje portasatélite 2	Acero	AISI 4340 N grado 2	3
13	Satélite 2	Acero	D01 1000 N	3
14	Corona 2	Acero	Nitróloy N grado 2	1
15	Planetario 2	Acero	Nitróloy N grado 2	1
16	Eje entre etapas 2 y 3	Acero	AISI 4340 D01 1000	1
17	Rueda	Acero	AISI 4140	1
18	Piñón	Acero	AISI 4340 grado 1	1
19	Eje de alta velocidad	Acero	AISI 4340 D01 1000	1
20	Acoplamiento flexible	Acero	R0520 K835	1
21	Freno de disco	Acero	SHDSW-3 Galper	1
22	Carcasa	Fundición gris	A483-946 GN 741-50- M42-2-AS	1
23	Tapón de vaciado	Aluminio	TCD40x15 +0	1
24	Tapón de llenado	Aluminio		1

UP.C.T. E.T.S.I.I.	UP.C.T. E.T.S.I.I.
David García Galán	David García Galán

Nombre	Fecha	Nombre	Fecha
Firma	1/3/12	D.G.G.	1/3/12
Comprobado			
Revisado			
Tolerancia	Escala	MULTIPLICADORA EPICICLIDAL PARA AEROGENERADOR ELÍCIDO	
-	1:10	Plano de conjunto	
		Sustituye a:	
		Sustituido por:	



Sección A

Detalle A

Típico

PLANOS RELACIONADOS

Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN
3.1	Eje Portatañete 1	
8.1	Eje entre etapas 1 y 2	

NOTAS

Todas las aristas con radio: R=3mm, excepto aristas en agujeros de ejes, que serán de R=1mm

LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.
1	Rigidizador	Acero	ASTI 4340 D01 1000	1

Dibujado	Fecha	Nombre	Firma
Comprobado	22/3/12	D.G.G.	
Revisado			

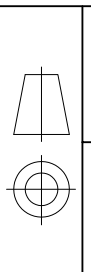
U.P.C.T.
E.T.S.I.I.
David García Galán

MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA AERDGENERADOR EOLICO

Rigidizador

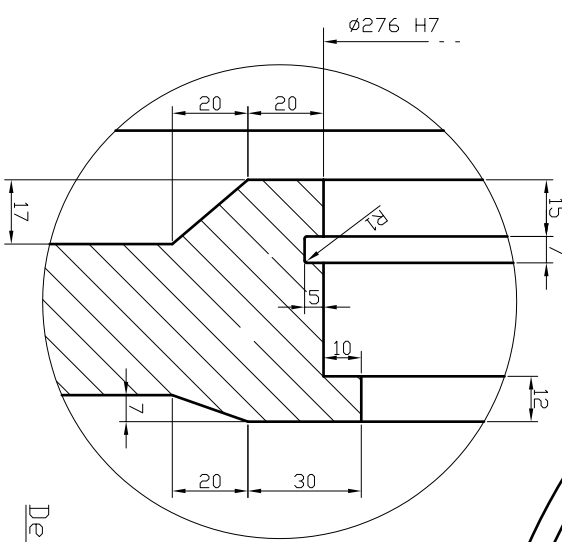
Plano: 7.1

Sustituye a:
Sustituido por:



Tolerancia m6
Escala 1:10

Detalle A



A

A

F

E

D

C

B

A

F

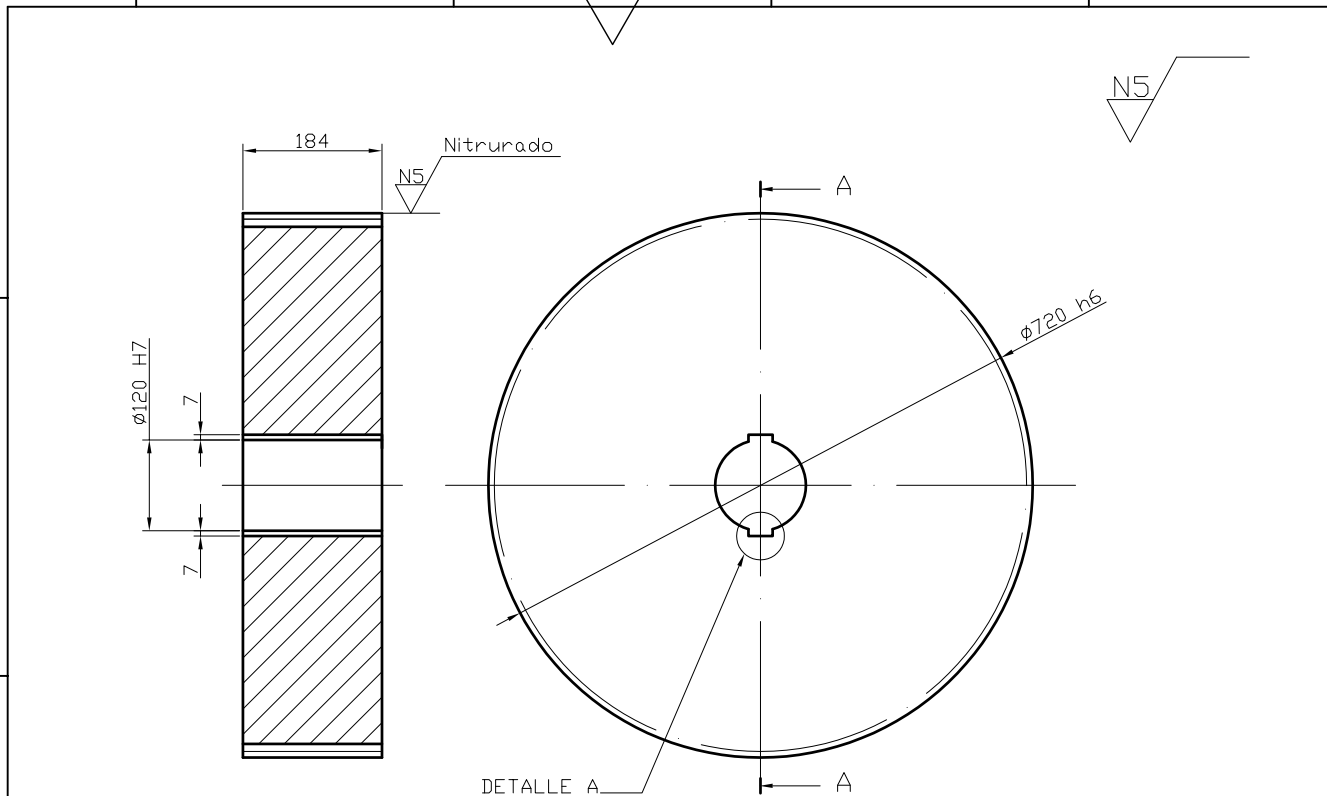
E

D

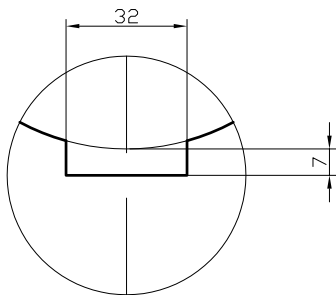
C

B

A



Sección A-A



DETALLE A

DATOS DEL PLANETARIO		
Módulo	m	8
Nº de dientes	N	88
Norma cremallera		ANSI/AGMA 2001-C95
Díámetro nominal	d	704
Cabeza diente	hc	8
Raíz diente	hr	10
Ángulo de presión	ϕ	20

NOTAS

Todas las aristas con radio: R=1mm

PLANOS RELACIONADOS

Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN
16.1	Piñón	
14.1	Eje entre etapas 2 y 3	

LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.
1	Rueda	Acero	AISI 4140 grado 1	1
2	Chaveta DIN 6885 32x18	Acero	AISI 4340 DQT 1000	2

	Fecha	Nombre	Firma
Dibujado	1/3/12	D.G.G.	
Comprobado			
Revisado			

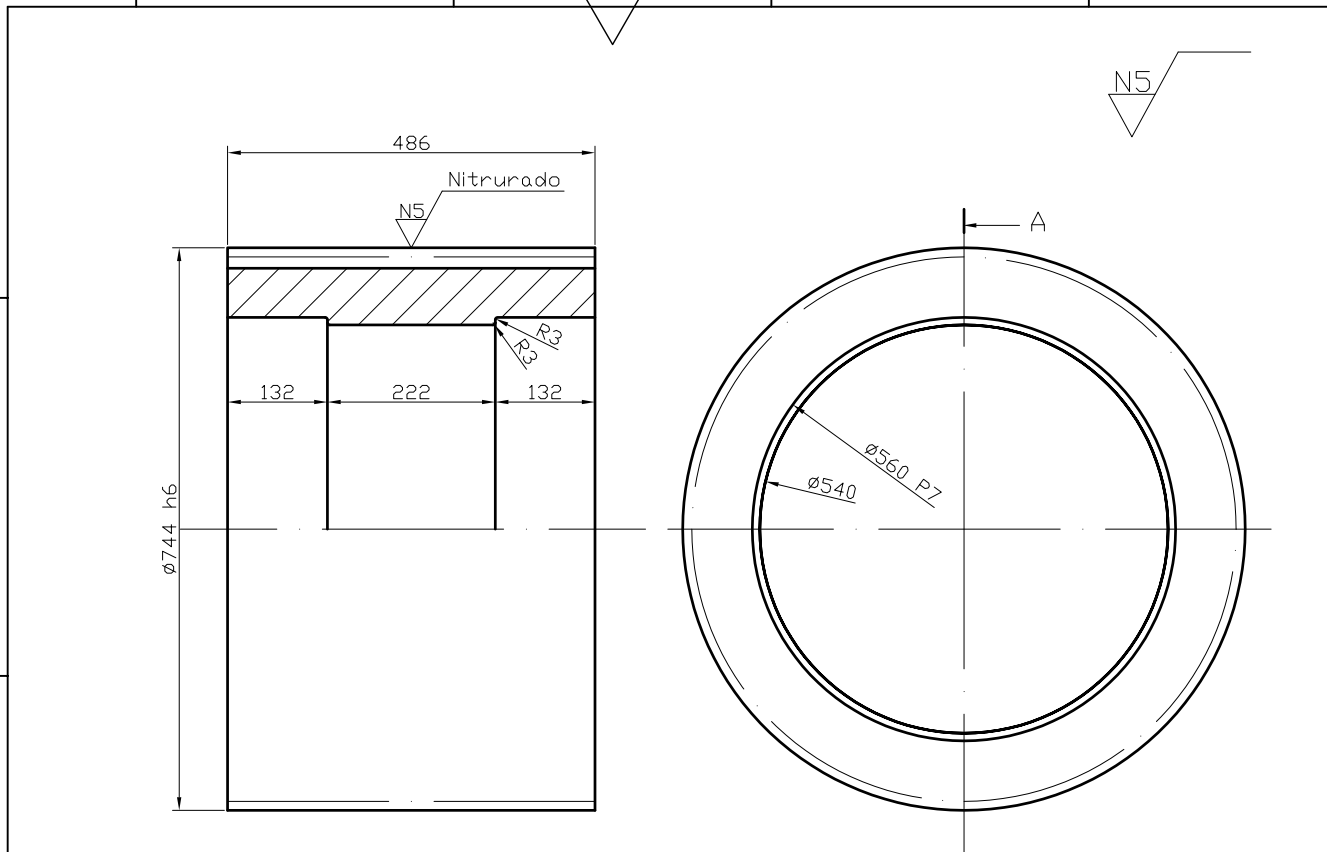
U.P.C.T.
E.T.S.I.I.
David García Galán

Tolerancia	Escala
m6	1:10

MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA AEROGENERADOR EÓLICO

Rueda

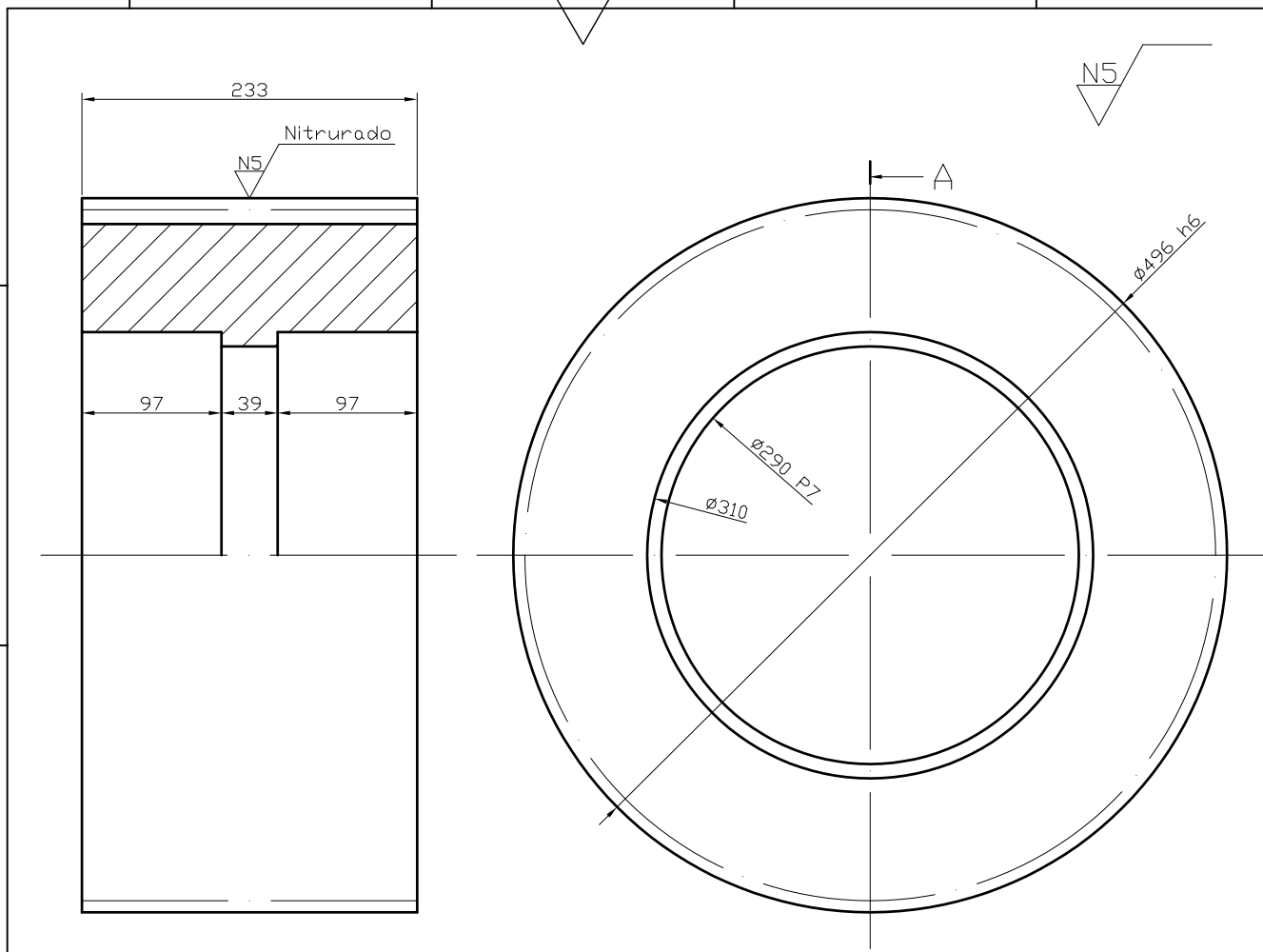
Plano:
15.1
Sustituye a:
Sustituido por:



Sección A

DATOS DEL SATÉLITE		
Módulo	m	12
Nº de dientes	N	60
Norma cremallera		ANSI/AGMA 2001-C95
Diámetro nominal	d	720
Cabeza diente	hc	12
Raíz diente	hr	15
Ángulo de presión	Φ	20

NOTAS				PLANOS RELACIONADOS				
engranaje cerrado, dientes coronados, acabado en ensamble				Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN		
				3.1	Eje Portasatélite 1			
				5.1	Corona 1			
				LISTA DE MATERIALES				
	Fecha	Nombre	Firma	ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.
Dibujado	22/3/12	D.G.G.		1	Satélite 1	Acero	Nitralloy N grado 2	3
Comprobado				U.P.C.T. E.T.S.I.I. David García Galán				
Revisado								
				MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA AEROGENERADOR EÓLICO Satélite 1				
Tolerancia	Escala							
m6	1:10			4.2				
				Sustituye a:				
				Sustituido por:				



Sección A

DATOS DEL SATÉLITE		
Módulo	m	8
Nº de dientes	N	60
Norma cremallera		ANSI/AGMA 2001-C95
Diámetro nominal	d	480
Cabeza diente	hc	8
Raíz diente	hr	10
Ángulo de presión	Φ	20

NOTAS				PLANOS RELACIONADOS				
Todas las aristas con radio: R=1mm,				Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN		
				10.1	Eje Portasatélite 2			
				12.1	Corona 2			
				LISTA DE MATERIALES				
ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA	Uds.				
1	Satélite 2	Acero	Nitr alloy N grado 2	3				
	Fecha	Nombre	Firma	U.P.C.T. E.T.S.I.I. David García Galán				
Dibujado	22/3/12	D.G.G.						
Comprobado								
Revisado								
		MULTIPLICADORA EPICICLOIDAL PARA AEROGENERADOR EÓLICO Satélite 2			Plano:			
Tolerancia	Escala				11.1			
m6	1:5				Sustituye a:			
					Sustituido por:			

ETSII

DISEÑO DEL CONJUNTO
EJE - ACOPLAMIENTO - REDUCTORA
EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR
EÓLICO.

Realizado por: DGG

Revisión:

DOCUMENTO N°3:

PLIEGO DE CONDICIONES

EL INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL

David García Galán

LUGAR Y FECHA:

Cartagena - 22/03/2012

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

ÍNDICE

Página:

1.	PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES	2
1.1.	DISPOSICIONES GENERALES	
1.1.1.	Documentación del Contrato de Obra	
1.2.	CONDICIONES FACULTATIVAS	
1.2.1.	Funciones a desarrollar por el Contratista	
1.2.2.	Funciones a desarrollar por el Ingeniero Director	
1.3.	CONDICIONES LEGALES	
1.3.1.	El Contratista	
1.3.2.	El Contrato	
1.3.3.	Adjudicación	
2.	PLIEGO DE PRESCRIPCIONES TÉCNICAS PARTICULARES	6
2.1.	ESPECIFICACIONES DE MATERIALES Y EQUIPOS	
2.1.1.	Reglamentos y Normas	
2.1.2.	Materiales	
2.2.	ESPECIFICACIONES DE EJECUCIÓN	
2.2.1.	Comienzo	
2.2.2.	Plazo de ejecución	
2.2.3.	Montaje	
3.	PLIEGO DE CLAUSULAS ADMINISTRATIVAS PARTICULARES	8
3.1.	PRINCIPIO GENERAL	
3.2.	FIANZAS	
3.3.	PRECIOS	
3.3.1.	Composición de los Precios	

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:
<p>3.3.2. Precios Contradictorios</p> <p>3.4. VALORACIÓN DE LOS TRABAJOS</p> <p>3.4.1. Formas de abono</p> <p>3.4.2. Certificaciones</p> <p>3.4.3. Pagos</p>		

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

1. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES

1.1. DISPOSICIONES GENERALES

1.1.1. Objeto

El objeto del presente Pliego de Condiciones es determinar los requisitos a que se debe ajustar la ejecución de las instalaciones de referencia, cuyas características técnicas estarán especificadas en los restantes documentos que componen el presente trabajo.

El contratista estará obligado al cumplimiento de la Reglamentación del trabajo correspondiente, la contratación del Seguro Obligatorio, Subsidio Familiar o de Vejez, Seguro de Enfermedad y todas aquellas reglamentaciones de carácter social vigentes en el momento de la ejecución de las obras. En particular, deberá cumplir lo dispuesto en la Norma UNE 24042: “Contratación de Obras. Condiciones”, siempre que no lo modifique el presente pliego de Condiciones.

1.1.2. Documentación del contrato de obra

El contrato de obra se encuentra formado por los siguientes documentos:

- Condiciones fijadas en el documento de contrato.
- Pliego de condiciones técnicas particulares
- El presente pliego general de condiciones
- El resto de documentación del proyecto.

1.1.3. Documentos de que consta el proyecto

•Documento nº1: Memoria

- Memoria descriptiva
- Anejo 1: Cálculos Justificativos
- Anejo 2: Tablas y Catálogos

•Documento nº2: Planos

- Plano 0.0: Plano de conjunto
- Plano 1.0: Eje de baja velocidad
- Plano 2.0: Disco portasatélites 1
- Plano 3.0: Eje portasatélite 1
- Plano 4.0: Satélite 1
- Plano 5.0: Corona 1
- Plano 6.0: Planetario 1
- Plano 7.0: Rigidizador
- Plano 8.0: Eje entre etapas 1 y 2
- Plano 9.0: Disco portasatélites 2
- Plano 10.0: Eje portasatélite 2

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:
<p>-Plano 11.0: Satélite 2 -Plano12.0: Corona 2 -Plano 13.0: Planetario 2 -Plano 14.0: Eje entre etapas 2 y 3 -Plano 15.0: Rueda -Plano 16.0: Piñón -Plano 17.0: Eje de baja velocidad -Plano 18.0: Carcasa</p> <p>•Documento nº3: Pliego de Condiciones •Documento nº4: Presupuesto</p> <p>1.2. CONDICIONES FACULTATIVAS</p> <p>1.2.1. <u>Funciones a Desarrollar por el Contratista</u></p> <p>Corresponde a los contratistas del proyecto:</p> <p>1.- Observar la normativa vigente en cuanto a seguridad e higiene en el trabajo y velar por su cumplimiento. 2.- Asegurar la idoneidad de todos y cada uno de los elementos componentes del proyecto rechazando aquellos que no cuenten con las garantías exigidas. 3.- Suscribir con el promotor las actas de recepción provisional y definitiva. 4.- Conocer las leyes y verificar los documentos del proyecto. 5.- El constructor recibirá solución a los problemas técnicos no previstos en el proyecto que se presenten en su ejecución.</p> <p>1.2.2. <u>Funciones a Desarrollar por el Ingeniero Director.</u></p> <p>Es el máximo responsable de la ejecución del proyecto, decide sobre comienzo, ritmo y calidad de los trabajos. Velará por el cumplimiento de los mismos y por las condiciones de seguridad del personal.</p> <p>Las funciones que corresponden al ingeniero director son:</p> <p>1.- Redactar los complementos o rectificaciones del proyecto que se precisen. 2.- Asistir a los trabajos las veces necesarias. 3.- Aprobar las certificaciones parciales del proyecto, la liquidación final y asesorar al promotor en el acto de la recepción. 4.- Preparar la documentación final del proyecto, expedir y suscribir el certificado final de la misma.</p>		
- 4 -		

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

1.3. CONDICIONES LEGALES

1.3.1. El Contratista

Los contratistas son responsables de la ejecución de los trabajos en las condiciones establecidas en el contrato y en los documentos del proyecto. Por tanto están obligados a la ejecución de todo lo mal ejecutado. Asimismo se obliga a lo establecido en la ley de contratos de trabajo y dispuesto en la de accidentes de trabajo, subsidio familiar y seguros sociales.

1.3.2. El Contrato

El contrato se establece entre la propiedad o promotor y el contratista. Hay varias modalidades:

- A precio alzado: Se estipula una cantidad para las obras que no se modificará aunque el volumen de las obras se modifique. Sirve para obras pequeñas,
- Contrato por unidades de obra.

1.3.3. Adjudicación:

Por tratarse de una obra realizada por una entidad privada se hará por adjudicación directa, basada en la seriedad y solvencia de la contrata.

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

2. PLIEGO DE PRESCRIPCIONES TÉCNICAS PARTICULARES

2.1. ESPECIFICACIONES DE MATERIALES Y EQUIPOS

2.1.1. Reglamentos y Normas:

Todas las unidades de obra se ejecutarán cumpliendo con las especificaciones que indican los Reglamentos de Seguridad y Normas Técnicas de obligado cumplimiento para este tipo de instalaciones, tanto de ámbito nacional, autonómico como municipal, así como, todas las otras que se establezcan en la Memoria del Proyecto.

Se adaptarán además, a las presentes condiciones particulares que complementarán las indicadas por los Reglamentos y Normas citadas.

2.1.2. Materiales:

Todos los materiales empleados serán de primera calidad. Cumplirán las especificaciones y tendrán las características indicadas en el proyecto y en las normas técnicas generales, y además en las de la Compañía Distribuidora de Energía, para este tipo de materiales.

Toda especificación o característica de materiales que figuren en uno solo de los documentos del proyecto, aún sin figurar en los otros es igualmente obligatoria.

En caso de existir contradicción u omisión en los documentos del proyecto, el Contratista obtendrá la obligación de ponerlo de manifiesto al Ingeniero Director de la obra, quien decidirá sobre el particular. En ningún caso podrá suplir la falta directamente, sin la autorización expresa.

Una vez adjudicada la obra definitivamente y antes de iniciarse esta, el Contratista presentará al Ingeniero Director los catálogos, cartas muestra, certificados de garantía o de homologación de los materiales que no hayan sido aceptados por el Ingeniero Director.

Cuando los materiales o aparatos no fueran de la calidad requerida o no estuviesen perfectamente preparados, el Ingeniero Director dará la orden al contratista para que los reemplace por otros que se ajusten a las condiciones requeridas por los Pliegos o a falta de éstos, a las ordenes del Ingeniero Director.

2.2. ESPECIFICACIONES DE EJECUCIÓN

2.2.1. Comienzo:

El contratista dará comienzo a la obra en el plazo en que figure en el contrato establecido con la Propiedad, o en su defecto a los quince días de la adjudicación definitiva o de la firma del contrato.

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

El Contratista está obligado a notificar por escrito al Ingeniero Director la fecha de comienzo de los trabajos.

2.2.2. Plazo de ejecución:

La obra se ejecutará en el plazo que se estipule en el contrato suscrito con la Propiedad o en su defecto en el que figure en las condiciones de este pliego. De la fecha de inicio y final de obra se dará conocimiento a las Autoridades que corresponda.

Cuando el Contratista, de acuerdo, con alguno de los extremos contenidos en el presente Pliego de Condiciones, o bien en el contrato establecido con la Propiedad, solicite una inspección para poder realizar algún trabajo ulterior que esté condicionado por la misma, tendrá obligado a tener preparada para dicha inspección, una cantidad de obra que corresponda a un ritmo normal de trabajo. Cuando el ritmo de trabajo establecido por el contratista, no se sea el normal, o bien a petición de una de las partes, se podrá convenir una programación de inspecciones de acuerdo con el plan de obra.

2.2.3. Montaje:

Se deberán de montar todos los componentes previamente en un banco de trabajo, siendo estos componentes todos excepto: la carcasa, el freno y el soporte del eje de baja velocidad y eje de alta velocidad. El resto de componentes (carcasa, soporte del eje de baja velocidad, eje de alta velocidad y freno), serán instalados, cumpliendo las especificaciones y requisitos mencionados en el proyecto, en el suelo de la Góndola del Aerogenerador.

Posteriormente se transportará el conjunto (ejes, engranajes y demás elementos montados en el banco) a su lugar definitivo de instalación, situándolo en la posición indicada en los planos de este proyecto.

Para el transporte del conjunto se deberá usar una grúa o puente grúa sujetando con cintas o cables de acero, reglados para tal fin, dicho conjunto por los puntos que se especifican, manteniendo siempre la posición y linealidad expresada en los planos de éste proyecto.

Puntos de sujeción:

- Dos puntos de sujeción para el “eje de baja”
- Dos puntos de sujeción para el “eje entre etapas 1 y 2”, siendo éstos: entre el rigidizador y su rodamiento más cercano, y entre el disco portasatélites de la segunda etapa y su rodamiento más cercano.
- Dos puntos de sujeción para el “eje entre etapas 2 y 3”, situándose éstos a un lado de cada rodamiento.
- Cada “corona” tendrá también un punto de sujeción independiente, ya que éstas no deberán de soportar el peso de ningún elemento en el montaje.

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

3. PLIEGO DE CLAUSULAS ADMINISTRATIVAS PARTICULARES

3.1. PRINCIPIO GENERAL

En este apartado se describen y regulan las relaciones económicas entre la propiedad y la contrata, así como la dirección de control de la dirección facultativa.

Todos los intervinientes en el proceso de montaje tiene derecho a percibir puntualmente las cantidades devengadas por su correcta actuación con arreglo a las condiciones contractuales establecidas. La propiedad y los contratistas pueden exigirse recíprocamente las garantías adecuadas al cumplimiento puntual de sus obligaciones de pago.

3.2. FIANZAS

La fianza es el porcentaje del valor total de las obras que debe depositar la contrata como garantía a la firma del contrato.

Los contratistas presentarán las siguientes fianzas:

- Depósito en metálico o aval bancario por importe del 4 por 100 del precio total de contrata, salvo especificación contraria en el contrato.
- Retención de un 5% en las certificaciones parciales o pagos que se van librando.

Con cargo a la fianza se aplican las penalizaciones por demoras y las reparaciones con cargo a la contrata.

La fianza será devuelta a los contratistas en un plazo inferior a treinta días después de firmada el acta de recepción definitiva de la obra. La propiedad podrá exigir que los contratistas acrediten la liquidación y finiquito de sus deudas causadas por la ejecución de la misma.

3.3. PRECIOS

3.3.1. Composición de los Precios

El cálculo de los precios es el resultado de sumar los costes, los gastos generales y el beneficio industrial.

Los costes son:

- Mano de obra.
- Los materiales.
- Equipos y sistemas técnicos de seguridad e higiene.

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

Los gastos generales son:

- Gastos generales de empresa, gastos financieros, cargas fiscales, tasas de la administración. También se fija como un porcentaje, en este caso de la suma de costes directos e indirectos (en la administración pública es del 13 al 17 por 100).

El beneficio industrial:

- El beneficio del contratista se establece en un 6 por 100 sobre la suma de las anteriores partidas.

Precio de ejecución material:

- El resultado obtenido por la suma de las anteriores partidas exceptuando el beneficio industrial.

Precio de contrata:

- Es la suma de costes directos, indirectos, gastos generales y beneficio industrial. El IVA se aplica a este precio pero no lo integra.

3.3.2. Precios Contradictorios

El cálculo de los precios es el resultado de sumar los costes, los gastos generales y el beneficio industrial.

Los costes son:

- Mano de obra.
- Los materiales.
- Equipos y sistemas técnicos de seguridad e higiene.

Los gastos generales son:

Gastos generales de empresa, gastos financieros, cargas fiscales, tasas de la administración. También se fija como un porcentaje, en este caso de la suma de costes directos e indirectos (en la administración pública es del 13 al 17 por 100).

El beneficio industrial:

- El beneficio del contratista se establece en un 6 por 100 sobre la suma de las anteriores partidas.

Precio de ejecución material:

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:
<p>- El resultado obtenido por la suma de las anteriores partidas exceptuando el beneficio industrial.</p> <p>Precio de contrata:</p> <p>- Es la suma de costes directos, indirectos, gastos generales y beneficio industrial. El IVA se aplica a este precio pero no lo integra.</p>		
<p>3.4. VALORACIÓN DE LOS TRABAJOS</p>		
<p>3.4.1. <u>Formas de abono</u></p> <p>El el abono de los trabajos se efectuará de la siguiente manera:</p> <p>Tipo fijo o tanto alzado por unidad de obra, con el precio invariable fijado de antemano, pudiendo variar únicamente el número de unidades ejecutadas previa medición y aplicando al total de unidades de obra ejecutadas el precio fijado.</p>		
<p>3.4.2. <u>Certificaciones</u></p> <p>Lo ejecutado se valorará aplicando al resultado de la medición los precios señalados en el presupuesto para cada una de ellas, considerando además lo establecido en el pliego general de condiciones económicas respecto a mejoras o sustituciones de material.</p> <p>A partir de la relación valorada, el ingeniero expedirá la certificación de obras ejecutadas. La certificación se remitirá al propietario en el período de un mes posterior al que referencia la certificación y tendrá el carácter de documento sujeto a variaciones derivadas de la liquidación final, no suponiendo dichas certificaciones aprobación ni recepción de las obras que comprenden.</p>		
<p>3.4.3. <u>Pagos</u></p> <p>Los pagos los efectuará el propietario en los plazos previamente establecidos y su importe corresponderá al de las certificaciones de obra conformadas por el ingeniero director.</p>		

ETSII

DISEÑO DEL CONJUNTO
EJE - ACOPLAMIENTO - REDUCTORA
EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR
EÓLICO.

Realizado por: DGG

Revisión:

DOCUMENTO N°4:

PRESUPUESTO

EL INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL

David García Galán

LUGAR Y FECHA:

Cartagena - 22/03/2012

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

ÍNDICE

Página:

1. ESTADO DE MEDICIONES		2
1.1. Aceros		
1.2. Fundición		
1.3. Piezas normalizadas		
1.4. Rodamientos y obturadores		
1.5. Elementos de fabricación previa		
1.6. Otros elementos		
1.7. Mecanizados y fabricación		
2. CUADRO DE PRECIOS UNITARIOS		6
2.1. Aceros		
2.2. Fundición		
2.3. Piezas normalizadas		
2.4. Rodamientos y obturadores		
2.5. Elementos de fabricación previa		
2.6. Otros elementos		
2.7. Mecanizados y fabricación		
3. PRESUPUESTO GENERAL		11
3.1. Aceros		
3.2. Fundición		
3.3. Piezas normalizadas		
3.4. Rodamientos y obturadores		
3.5. Elementos de fabricación previa		
3.6. Otros elementos		
3.7. Mecanizados y fabricación		
4. RESUMEN DEL PRESUPUESTO		15

1. ESTADO DE MEDICIONES1.1. Aceros

Ítem	Descripción	Material	Volumen (m3)	Peso	Unidades
1	Eje de baja velocidad	AISI 4340 OQT 1000	0,332	2586	Kg
2	Disco portasatélites 1	AISI 4340 OQT 1000	0,188	1470	Kg
3	Eje portasatélite 1	AISI 4340 OQT 1000	0,068	530	Kg
4	Satélite 1	Nitralloy N Grado 2	0,078	680	Kg
5	Corona 1	Nitralloy N Grado 2	0,463	3611	Kg
6	Planetario 1	Nitralloy N Grado 2	0,038	296	Kg
7	Rigidizador	AISI 4340 OQT 1000	0,106	827	Kg
8	Eje entretapas 1 y 2	AISI 4340 OQT 1000	0,047	367	Kg
9	Disco portasatélites 2	AISI 4340 OQT 1000	0,060	470	Kg
10	Eje portasatélite 2	AISI 4340 OQT 1000	0,011	86	Kg
11	Satélite 2	Nitralloy N Grado 2	0,032	250	Kg
12	Corona 2	Nitralloy N Grado 2	0,070	546	Kg
13	Planetario 2	Nitralloy N Grado 2	0,008	62	Kg
14	Eje entretapas 2 y 3	AISI 4340 OQT 1000	0,010	78	Kg
15	Rueda	AISI 4140 Grado 1	0,073	568	Kg
16	Piñón	AISI 4140 Grado 1	0,009	64	Kg
17	Eje de alta velocidad	AISI 4340 OQT 1000	0,006	44	Kg

1.2. Fundición

Ítem	Descripción	Material	Volumen (m3)	Peso	Unidades
18	Carcasa-tapa	A 48-94a Grado 60	0,806	5803	Kg
19	Carcasa-bancada	A 48-94a Grado 60	0,863	6214	Kg

1.3. Piezas normalizadas

Ítem	Descripción	Norma	Dimensiones	Cantidad	Unidades
20	Tornillo carcasa uniones	DIN 931 Calidad 8.8	M12x100	36	Ud.
21	Tornillo carcasa freno	DIN 931 Calidad 8.8	M20x80	4	Ud.
22	Tuerca carcasa uniones	DIN 555	M12	36	Ud.
23	Tuerca carcasa freno	DIN 555	M20	4	Ud.
24	Arandela carcasa uniones	DIN 125 A	M12	72	Ud.
25	Arandela carcasa freno	DIN 125 A	M20	4	Ud.
26	Anillo de retención- Seeger	DIN 471	Ø420	15	Ud.
27	Anillo de retención- Seeger	DIN 471	Ø400	1	Ud.
28	Anillo de retención- Seeger	DIN 471	Ø240	4	Ud.
29	Anillo de retención- Seeger	DIN 471	Ø200	16	Ud.
30	Anillo de retención- Seeger	DIN 471	Ø140	2	Ud.
31	Anillo de retención- Seeger	DIN 471	Ø120	2	Ud.
32	Anillo de retención- Seeger	DIN 471	Ø110	1	Ud.
33	Anillo de retención- Seeger	DIN 471	Ø100	6	Ud.
34	Chaveta eje de baja veloc.	DIN 6885	90x45x500	4	Ud.
35	Chaveta eje portasatélite 1	DIN 6885	56x32x50	3	Ud.
36	Chaveta eje portasatélite 2	DIN6885	45x25x50	3	Ud.
37	Chaveta A eje entre etapas 2 y 3	DIN6885	32x18x233	1	Ud.
38	Chaveta B eje entre etapas 2 y 3	DIN6885	32x18x184	1	Ud.
39	Chaveta eje de alta velocidad	DIN6885	28x16x100	2	Ud.

1.4. Rodamientos y obturadores

Ítem	Descripción	Modelo	Tamaño	Cantidad	Unidades
40	Rodamiento de rodillos a rótula cilíndrico-SKF	23088 CA/W33	Ø440	1	Ud.
41	Rodamiento rígido de bolas con Solid Oil-SKF	6080 M/W64	Ø400	1	Ud.
42	Rodamiento de rodillos cilíndricos-FAG	NCF2984V.C3	Ø420	6	Ud.
43	Rodamientos de rodillos oscilantes-FAG	23948MB	Ø240	2	Ud.
44	Rodamiento rígido de bolas de una hilera-SKF	61848	Ø240	1	Ud.
45	Rodamiento de rodillos cilíndricos-FAG	NCF3040V.C3	Ø200	6	Ud.
46	Rodamientos de rodillos oscilantes-FAG	24024ES.TVPB	Ø140	1	Ud.
47	Rodamiento rígido de bolas con Solid Oil-SKF	6322/W64	Ø110	1	Ud.
48	Rodamientos de rodillos oscilantes-FAG	22220E	Ø100	1	Ud.
49	Rodamiento rígido de bolas con Solid Oil-SKF	6320/W64	Ø100	1	Ud.
50	Obturador de anillo en V-VR4-SKF	435 VE R	Ø435	1	Ud.
51	Obturador de anillo en V-VR4-SKF	400 VE R	Ø400	1	Ud.
52	Obturador radial elastomérico-SKF	CR 120x160x12 HMS5 V	Ø120	1	Ud.
53	Obturador radial elastomérico-SKF	CR 100x180x12 HMS5 V	Ø100	1	Ud.
54	Soporte de rodamiento-SKF-SNL	SNL 3088 GF	Ø440	1	Ud.

1.5. Elementos de fabricación previa

Ítem	Descripción	Modelo	Tamaño	Cantidad	Unidades
55	Acoplamiento rígido eje de baja veloc.-FLENDER	ZAPEX ZW-1150	Ø425	1	Ud.
56	Acoplamiento flexible eje de alta veloc. Con disco de freno-FLENDER	RUPEX RBS-360	Ø100	1	Ud.
57	Freno de disco-STROMAG	Caliper SHD5W-3	Ø750	1	Ud.

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

1.6. Otros elementos

Ítem	Descripción	Modelo	Tamaño	Volumen	Cantidad	Unidades
58	Tuerca de fijación eje de baja velc. A-SKF	HM 3088	Tr 440x5	-	1	Ud.
59	Tuerca de fijación eje con seguro de fijación de baja velc. B-SKF	HM 3072	Tr 360x5	-	1	Ud.
60	Tuerca de fijación eje con seguro de fijación satélite 1-SKF	HM 3084	Tr 420x5	-	3	Ud.
61	Tuerca de fijación con arandela de fijación eje satélite 2-SKF	KM 40	M 200x3	-	3	Ud.
62	Aceite mineral lubricante para multiplicadora-ISO VG 15	-	-	2,45	-	m ³
63	Tapón de llenado de aceite-ELESA	TCD+a	M40x1.5		1	Ud.
64	Tapón imantado de purgado de aceite-ELESA	TMA	M42x2		1	Ud.
65	Junta de sellado de papel aceitado	-	Espesor de 2mm		1	Ud.

1.7. Mecanizados y fabricación

Proceso	Descripción	Horas	Unidades
1	Torneado y acabados superficiales	57	Horas
2	Fresado	62	Horas
3	Taladrado	8	Horas
4	Nitruración de dientes de engranaje	8	Horas
5	Modelado de carcasa	24	Horas

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

2. CUADRO DE PRECIOS UNITARIOS

2.1. Aceros

Ítem	Descripción	Material	Precio unitario	Unidades
1	Eje de baja velocidad	AISI 4340 OQT 1000	1,52	€/ Kg
2	Disco portasatélites 1	AISI 4340 OQT 1000	1,52	€/ Kg
3	Eje portasatélite 1	AISI 4340 OQT 1000	1,52	€/ Kg
4	Satélite 1	Nitralloy N Grado 2	1,67	€/ Kg
5	Corona 1	Nitralloy N Grado 2	1,67	€/ Kg
6	Planetario 1	Nitralloy N Grado 2	1,67	€/ Kg
7	Rigidizador	AISI 4340 OQT 1000	1,52	€/ Kg
8	Eje entretapas 1 y 2	AISI 4340 OQT 1000	1,52	€/ Kg
9	Disco portasatélites 2	AISI 4340 OQT 1000	1,52	€/ Kg
10	Eje portasatélite 2	AISI 4340 OQT 1000	1,52	€/ Kg
11	Satélite 2	Nitralloy N Grado 2	1,67	€/ Kg
12	Corona 2	Nitralloy N Grado 2	1,67	€/ Kg
13	Planetario 2	Nitralloy N Grado 2	1,67	€/ Kg
14	Eje entretapas 2 y 3	AISI 4340 OQT 1000	1,52	€/ Kg
15	Rueda	AISI 4140 Grado 1	1,38	€/ Kg
16	Piñón	AISI 4140 Grado 1	1,38	€/ Kg
17	Eje de alta velocidad	AISI 4340 OQT 1000	1,52	€/ Kg

2.2. Fundición

Ítem	Descripción	Material	Precio unitario	Unidades
18	Carcasa-tapa	A 48-94a Grado 60	0,92	€/ Kg
19	Carcasa-bancada	A 48-94a Grado 60	0,92	€/ Kg

2.3. Piezas normalizadas

Ítem	Descripción	Norma	Precio unitario	Unidades
20	Tornillo carcasa uniones	DIN 931 Calidad 8.8	0,65	€Ud.
21	Tornillo carcasa freno	DIN 931 Calidad 8.8	1,09	€Ud.
22	Tuerca carcasa uniones	DIN 555	0,13	€Ud.
23	Tuerca carcasa freno	DIN 555	0,97	€Ud.
24	Arandela carcasa uniones	DIN 125 A	0,06	€Ud.
25	Arandela carcasa freno	DIN 125 A	0,19	€Ud.
26	Anillo de retención-Seeger	DIN 471	3,2	€Ud.
27	Anillo de retención-Seeger	DIN 471	3,3	€Ud.
28	Anillo de retención-Seeger	DIN 471	22,5	€Ud.
29	Anillo de retención-Seeger	DIN 471	21,5	€Ud.
30	Anillo de retención-Seeger	DIN 471	15,3	€Ud.
31	Anillo de retención-Seeger	DIN 471	15,1	€Ud.
32	Anillo de retención-Seeger	DIN 471	14,9	€Ud.
33	Anillo de retención-Seeger	DIN 471	14,4	€Ud.
34	Chaveta eje de baja veloc.	DIN 6885	52,6	€Ud.
35	Chaveta eje portasatélite 1	DIN 6885	22,06	€Ud.
36	Chaveta eje portasatélite 2	DIN6885	16,04	€Ud.
37	Chaveta A eje entre etapas 2 y 3	DIN6885	13,44	€Ud.
38	Chaveta B eje entre etapas 2 y 3	DIN6885	10,52	€Ud.
39	Chaveta eje de alta velocidad	DIN6885	4,27	€Ud.

2.4. Rodamientos y obturadores

Ítem	Descripción	Modelo	Tamaño	Cantidad	Precio unitario	Unidades
40	Rodamiento de rodillos a rótula cilíndrico-SKF	23088 CA/W33	Ø440	1	2120	€Ud.
41	Rodamiento rígido de bolas con Solid Oil-SKF	6080 M/W64	Ø400	1	1850	€Ud.
42	Rodamiento de rodillos cilíndricos-FAG	NCF2984V.C3	Ø420	6	1725	€Ud.
43	Rodamientos de rodillos oscilantes-FAG	23948MB	Ø240	2	1530	€Ud.
44	Rodamiento rígido de bolas de una hilera-SKF	61848	Ø240	1	842	€Ud.
45	Rodamiento de rodillos cilíndricos-FAG	NCF3040V.C3	Ø200	6	1325	€Ud.
46	Rodamientos de rodillos oscilantes-FAG	24024ES.TVPB	Ø140	1	1250	€Ud.
47	Rodamiento rígido de bolas con Solid Oil-SKF	6322/W64	Ø110	1	958	€Ud.
48	Rodamientos de rodillos oscilantes-FAG	22220E	Ø100	1	1020	€Ud.
49	Rodamiento rígido de bolas con Solid Oil-SKF	6320/W64	Ø100	1	920	€Ud.
50	Obturador de anillo en V-VR4-SKF	435 VE R	Ø435	1	62,5	€Ud.
51	Obturador de anillo en V-VR4-SKF	400 VE R	Ø400	1	60,5	€Ud.
52	Obturador radial elastomérico-SKF	CR 120x160x12 HMS5 V	Ø120	1	58,1	€Ud.
53	Obturador radial elastomérico-SKF	CR 100x180x12 HMS5 V	Ø100	1	55,2	€Ud.
54	Soporte de rodamiento-SKF-SNL	SNL 3088 GF	Ø440	1	320	€Ud.

2.5. Elementos de fabricación previa

Ítem	Descripción	Modelo	Tamaño	Cantidad	Precio unitario	Unidades
55	Acoplamiento rígido eje de baja veloc.- FLENDER	ZAPEX ZW-1150	Ø425	1	1340	€Ud.
56	Acoplamiento flexible eje de alta veloc. Con disco de freno-FLENDER	RUPEX RBS-360	Ø100	1	530	€Ud.
57	Freno de disco-STROMAG	Caliper SHD5W-3	Ø750	1	657	€Ud.

2.6. Otros elementos

Ítem	Descripción	Modelo	Tamaño	Volum.	Canti.	Precio unitario	Uds.
58	Tuerca de fijación eje de baja velc. A-SKF	HM 3088	Tr 440x5	-	1	42,2	€Ud.
59	Tuerca de fijación eje con seguro de fijación de baja velc. B-SKF	HM 3072	Tr 360x5	-	1	38,5	€Ud.
60	Tuerca de fijación eje con seguro de fijación satélite 1-SKF	HM 3084	Tr 420x5	-	3	43,2	€Ud.
61	Tuerca de fijación con arandela de fijación eje satélite 2-SKF	KM 40	M 200x3	-	3	22,5	€Ud.
62	Aceite mineral lubricante para multiplicadora-ISO VG 15	-	-	2,45	-	1720	€m3
63	Tapón de llenado de aceite-ELESA	TCD+a	M40x1.5		1	32,6	€Ud.
64	Tapón imantado de purgado de aceite-ELESA	TMA	M42x2		1	38,5	€Ud.
65	Junta de sellado de papel aceitado	-	Espesor de 2mm		1	2,3	€m2

2.7. Mecanizados y fabricación

Proceso	Descripción	Horas	Precio/Hora	Unidades
1	Torneado y acabados superficiales	57	26	€Hora
2	Fresado	62	30	€Hora
3	Taladrado	8	21	€Hora
4	Nitruración de dientes de engranaje	8	30	€Hora
5	Modelado de carcasa	24	15	€Hora

3. PRESUPUESTO GENERAL3.1. Aceros

Ítem	Descripción	Precio unitario	Uds.	Peso unitar. (Kg)	Canti.	Precio	Uds.
1	Eje de baja velocidad	1,52	€/ Kg	2586	1	3930,72	€
2	Disco portasatélites 1	1,52	€/ Kg	1470	1	2234,4	€
3	Eje portasatélite 1	1,52	€/ Kg	530	3	2416,8	€
4	Satélite 1	1,67	€/ Kg	680	3	3406,8	€
5	Corona 1	1,67	€/ Kg	3611	1	6030,37	€
6	Planetario 1	1,67	€/ Kg	296	1	494,32	€
7	Rigidizador	1,52	€/ Kg	827	1	1257,04	€
8	Eje entretapas 1 y 2	1,52	€/ Kg	367	1	557,84	€
9	Disco portasatélites 2	1,52	€/ Kg	470	1	714,4	€
10	Eje portasatélite 2	1,52	€/ Kg	86	3	392,16	€
11	Satélite 2	1,67	€/ Kg	250	3	1252,5	€
12	Corona 2	1,67	€/ Kg	546	1	911,82	€
13	Planetario 2	1,67	€/ Kg	62	1	103,54	€
14	Eje entretapas 2 y 3	1,52	€/ Kg	78	1	118,56	€
15	Rueda	1,38	€/ Kg	568	1	783,84	€
16	Piñón	1,38	€/ Kg	64	1	88,32	€
17	Eje de alta velocidad	1,52	€/ Kg	44	1	66,88	€
				TOTAL		24760,31	€

3.2. Fundición

Ítem	Descripción	Precio unitario	Uds.	Peso(Kg)	Precio	Uds.
18	Carcasa-tapa	0,92	€/ Kg	5803	5338,76	€
19	Carcasa-bancada	0,92	€/ Kg	6214	5716,88	€
				TOTAL	11055,64	€

3.3. Piezas normalizadas

Ítem	Descripción	Precio unitario	Uds.	Cantidad	Precio	Uds.
20	Tornillo carcasa uniones	0,65	€Ud.	36	23,4	€
21	Tornillo carcasa freno	1,09	€Ud.	4	4,36	€
22	Tuerca carcasa uniones	0,13	€Ud.	36	4,68	€
23	Tuerca carcasa freno	0,97	€Ud.	4	3,88	€
24	Arandela carcasa uniones	0,06	€Ud.	72	4,32	€
25	Arandela carcasa freno	0,19	€Ud.	4	0,76	€
26	Anillo de retención-Seegeer	34,2	€Ud.	15	513	€
27	Anillo de retención-Seegeer	31,3	€Ud.	1	31,3	€
28	Anillo de retención-Seegeer	22,5	€Ud.	4	90	€
29	Anillo de retención-Seegeer	21,5	€Ud.	16	344	€
30	Anillo de retención-Seegeer	15,3	€Ud.	2	30,6	€
31	Anillo de retención-Seegeer	15,1	€Ud.	2	30,2	€
32	Anillo de retención-Seegeer	14,9	€Ud.	1	14,9	€
33	Anillo de retención-Seegeer	14,4	€Ud.	6	86,4	€
34	Chaveta eje de baja veloc.	52,6	€Ud.	4	210,4	€
35	Chaveta eje portasatélite 1	22,06	€Ud.	3	66,18	€
36	Chaveta eje portasatélite 2	16,04	€Ud.	3	48,12	€
37	Chaveta A eje entre etapas 2 y 3	13,44	€Ud.	1	13,44	€
38	Chaveta B eje entre etapas 2 y 3	10,52	€Ud.	1	10,52	€
39	Chaveta eje de alta velocidad	4,27	€Ud.	2	8,54	€
				TOTAL	1539	€

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

3.4. Rodamientos y obturadores

Ítem	Descripción	Precio unitario	Uds.	Cantidad	Precio	Uds.
40	Rodamiento de rodillos a rótula cilíndrico-SKF	2120	€Ud.	1	2120	€
41	Rodamiento rígido de bolas con Solid Oil-SKF	1850	€Ud.	1	1850	€
42	Rodamiento de rodillos cilíndricos-FAG	1725	€Ud.	6	10350	€
43	Rodamientos de rodillos oscilantes-FAG	1530	€Ud.	2	3060	€
44	Rodamiento rígido de bolas de una hilera-SKF	842	€Ud.	1	842	€
44	Rodamiento de rodillos cilíndricos-FAG	1325	€Ud.	6	7950	€
45	Rodamientos de rodillos oscilantes-FAG	1250	€Ud.	1	1250	€
46	Rodamiento rígido de bolas con Solid Oil-SKF	958	€Ud.	1	958	€
47	Rodamientos de rodillos oscilantes-FAG	1020	€Ud.	1	1020	€
48	Rodamiento rígido de bolas con Solid Oil-SKF	920	€Ud.	1	920	€
49	Obturador de anillo en V-VR4-SKF	62,5	€Ud.	1	62,5	€
50	Obturador de anillo en V-VR4-SKF	60,5	€Ud.	1	60,5	€
51	Obturador radial elastomérico-SKF	58,1	€Ud.	1	58,1	€
52	Obturador radial elastomérico-SKF	55,2	€Ud.	1	55,2	€
53	Soporte de rodamiento-SKF-SNL	320	€Ud.	1	320	€
				TOTAL	30876.3	€

3.5. Elementos de fabricación previa

Ítem	Descripción	Precio unitario	Uds.	Cantidad	Precio	Uds.
54	Acoplamiento rígido eje de baja veloc.-FLENDER	1340	€Ud.	1	1340	€
55	Acoplamiento flexible eje de alta veloc. Con disco de freno-FLENDER	530	€Ud.	1	530	€
56	Freno de disco-STROMAG	657	€Ud.	1	657	€
				TOTAL	2527	€

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

3.6. Otros elementos

Ítem	Descripción	Precio unitario	Volum.	Cantid.	Uds.	Precio	Uds.
57	Tuerca de fijación eje de baja velc. A-SKF	42,2	-	1	€Ud.	42,2	€
58	Tuerca de fijación eje con seguro de fijación de baja velc. B-SKF	38,5	-	1	€Ud.	38,5	€
59	Tuerca de fijación eje con seguro de fijación satélite 1-SKF	43,2	-	3	€Ud.	129,6	€
60	Tuerca de fijación con arandela de fijación eje satélite 2-SKF	22,5	-	3	€Ud.	67,5	€
61	Aceite mineral lubricante para multiplicadora-ISO VG 15	1720	2,45	-	€m3	4214	€
62	Tapón de llenado de aceite-ELESA	32,6		1	€Ud.	32,6	€
63	Tapón imantado de purgado de aceite-ELESA	38,5		1	€Ud.	38,5	€
64	Junta de sellado de papel aceitado	2,3		1	€m2	2,3	€
				TOTAL		4565,2	€

3.7. Mecanizados y fabricación

Proceso	Descripción	Precio/Hora	Horas	Uds.	Precio	Uds.
1	Torneado y acabados superficiales	26	57	€Hora	1482	€
2	Fresado	30	62	€Hora	1860	€
3	Taladrado	21	8	€Hora	168	€
4	Nitruración de dientes de engranaje	30	8	€Hora	240	€
5	Modelado de carcasa	15	24	€Hora	360	€
				TOTAL	4110	€

ETSII	DISEÑO DEL CONJUNTO EJE – ACOPLAMIENTO – REDUCTORA EPICICLOIDAL DE UN AEROGENERADOR EÓLICO.	Realizado por: DGG
		Revisión:

4. RESUMEN DEL PRESUPUESTO

-Aceros.....	24.760,31 €
-Fundición.....	11.055,64 €
-Piezas normalizadas.....	1.539 €
-Rodamientos y obturadores.....	30.876,3 €
-Elementos de fabricación previa.....	2.527 €
-Otros elementos.....	4.565,2 €
-Mecanizados y fabricación.....	4.110 €

PEM.....	79.438,45€
12% de beneficio industrial sobre el PEM.....	9.532,614 €

PEC.....	88.971,06 €
----------	-------------

Asciende el presupuesto de ejecución material a la cantidad de setenta y nueve mil cuatrocientos treinta y ocho euros con cuarenta y cinco centavos.

Asciende el presupuesto de ejecución por contrata a la cantidad de ochenta y ocho mil novecientos setenta y un euros con seis centavos.

EL INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL

David García Galán

LUGAR Y FECHA:

Cartagena - 22/03/2012