ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

TRABAJO DE FIN DE GRADO

DISEÑO DE UNA GRÚA DE COLUMNA FIJA CON PLUMA GIRATORIA CON CAPACIDAD DE CARGA DE 2 TONELADAS

Titulación
Grado en Ingeniería Mecánica

Autor
Alejandro González González

Tutora
Viana L. Guadalupe Suárez

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

Título:

Diseño de grúa de columna con pluma giratoria 2 Tn

Índice General

Autor: Alejandro González González

Tutor académico: Viana L. Guadalupe Suárez

Fecha: Julio 2018

Índice Memoria

Índice Memoria 1
0. Hoja de identificación 3
1. Objeto 4
2. Alcance 4
3. Antecedentes 5
4. Normas y referencias 6
4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas 6
4.2. Bibliografía 6
4.3. Programas de cálculo 7
5. Requisitos de diseño 8
5.1. Partes que componen el aparato 8
5.2. Tipo de uso 9
5.3. Parámetros de funcionamiento 9
5.3.1. Vida útil 11
5.3.2. Movimientos de trabajo 11
6. Análisis de soluciones 12
6.1. Cargas sobre la grúa 12
6.1.1. Distancias de aplicación de las cargas 13
6.1.2. Pesos propios 13
6.1.3. Esfuerzos por manipulación de la carga de servicio 14
6.1.4. Cargas por viento 16
6.1.5. Método de cálculo 17
6.2. Determinación de los componentes de la grúa 19
6.2.1. Elección de mecanismo de elevación y traslación 20

6.2.2. Definición de la estructura 21
6.2.2.1. Pluma 22
6.2.2.2. Columna 27
6.2.2.3. Diseño de placa de unión 31
6.2.2.4. Placa de soporte del rodamiento 35
6.2.3. Diseño del mecanismo de giro 37
6.2.3.1. Elección del rodamiento de gran diámetro 38
6.2.3.2. Reductor 40
6.2.3.3. Motor 41
6.2.3.4. Acoplamiento flexible 42
6.2.3.5. Piñón y eje 43
7. Resultados finales 45
8. Conclusiones (Conclusion) 48
Índice de Imágenes 49
Índice de Tablas 52

Índice Anexo 1

1. Introducción 4
2. Clasificación de la grúa según UNE 58112:91-1 4
2.1. Estado de carga 5
2.2. Clase de utilización 5
2.3. Clasificación de la grúa 6
3. Solicitaciones sobre la estructura (UNE 58132-2:2005) 7
3.1. Solicitaciones principales 7
3.1.1. Solicitaciones debidas a pesos propios de los elementos, $\boldsymbol{SG}$ 8
3.1.2. Solicitaciones debidas a la carga de servicio, $\boldsymbol{SL}$ 8
3.2. Solicitaciones debidas a movimientos verticales 9

3.2.1. Solicitaciones debidas a la elevación de la carga de servicio……9

3.2.2. Solicitaciones debidas a las aceleraciones y desaceleraciones de los movimientos de elevación……10

3.3. Solicitaciones debidas a movimientos horizontales..... 11

3.3.1. Solicitaciones debidas a las aceleraciones y desaceleraciones de los elementos móviles durante el giro……11

3.3.2. Solicitaciones debidas a los efectos de choque……..11

3.4. Solicitaciones debidas a efectos climáticos 12

3.4.1. Solicitaciones debidas a la acción del viento…….12

3.4.1.1. Viento sobre la pluma..... 14

3.4.1.2. Viento sobre la columna..... 15

3.4.1.3. Viento sobre la carga 16

3.4.2. Solicitaciones debidas a las sobrecargas de nieve……..17

3.4.3. Solicitaciones debidas a variaciones de temperatura…….17

4. Dimensionamiento de la pluma y la columna 17

4.1. Esfuerzos presentes en la grúa 20

4.2. Cargas sobre la pluma..... 22

4.3. Cargas sobre la columna..... 25

4.4. Dimensionamiento de la pluma 27

4.4.1. Cargas verticales……28

4.4.1.1. Esfuerzo debido al peso propio 29

4.4.1.2. Esfuerzo debido al peso propio del mecanismo de elevación y la carga de servicio 29

4.4.2. Cargas horizontales……30

4.4.2.1. Efectos horizontales por la aceleración o desaceleración de los elementos al iniciar o finalizar el movimiento de giro 30

4.4.2.2. Viento sobre la pluma y la carga 32

4.4.3. Cargas debidas a ensayos……...34
4.4.4. Comprobación de esfuerzos en la pluma……34
4.4.4.1. Caso I..... 35
4.4.4.2. Caso II 36
4.4.4.3. Caso III 38
4.4.4.4. Comprobación final 40
4.5. Dimensionamiento de la columna..... 41
4.5.1. Cargas verticales……43
4.5.1.1. Esfuerzos debidos a los pesos propios de los elementos 43
4.5.1.2. Esfuerzo debido a la manipulación de la carga de servicio 44
4.5.2. Cargas horizontales……45
4.5.2.1. Efectos horizontales debidos a la inercia del movimiento 45
4.5.2.2. Viento sobre la columna, la pluma y la carga..... 47
4.5.3. Cargas debidas a ensayo……..49
4.5.4. Comprobación de esfuerzos en la columna……50
4.5.4.1. Caso I..... 52
4.5.4.2. Caso II 54
4.5.4.3. Caso III 55
4.5.4.4. Comprobación final 57
5. Dimensionamiento de placa de unión..... 57
5.1. Diseño de la placa 58
5.2. Cargas consideradas..... 60
5.3. Soldadura según DB SE-A 62
5.4. Comprobaciones con SolidWorks 68
5.4.1. Condiciones de contorno……69
5.4.1.1. Caso 1 69

5.4.1.2. Caso 2 75
5.4.1.3. Caso 3 79
5.5. Definición final de la placa de unión 84
6. Simulaciones de la columna con SolidWorks 85
6.1. Cargas sobre la columna 85
6.2. Placa inferior para apoyo de rodamiento 86
6.2.1. Simulación……..88
6.3. Pandeo 92
6.3.1. Simulación del pandeo……...92
7. Dimensionamiento de tornillos de anclaje 94
7.1. Momento máximo en la base 94
7.2. Fuerza que soportan los tornillos 96
7.3. Comprobación de resistencia mínima de prueba 100

Índice Anexo 2

1. Selección del rodamiento de gran diámetro 3
1.2. Diseño constructivo. 4
1.3. Capacidad de carga estática del rodamiento. 8
1.4. Vida útil 9
1.5. Tornillos de fijación 11
1.6. Elección final del rodamiento 13
2. Selección del conjunto motorreductor 18
2.1. Parámetros de selección 19
2.2. Selección del reductor 19

2.3. Selección del motor 24
2.4. Definición final de motorreductor 26
3. Acoplamiento flexible 30
4. Diseño del eje de transmisión 34
4.1. Determinación de momentos flectores 36
4.1.1. Determinación de valores mediante XVIGAS 38
4.2. Determinación del diámetro mínimo del eje 44
4.2.1. Efectos de la carga 44
4.2.2. Efectos del tamaño 45
4.2.3. Efectos de la superficie 45
4.2.4. Efectos de la temperatura 46
4.2.5. Confiabilidad 46
4.2.6. Sensibilidad a la muesca 47
4.2.7. Cálculo del diámetro 47
4.3. Elección de los rodamientos 51
4.3.1. Capacidad de carga estática 52
4.3.2. Cargas en los rodamientos 53
4.3.3. Determinación del tipo 54
5. Diseño del piñón 57
5.1. Dimensiones del piñón 57
5.2. Esfuerzos de flexión 58
5.2.1. Factor geométrico J de resistencia a la flexión 59
5.2.2. Factor dinámico Kv 59
5.2.3. Factor de distribución de carga Km 60
5.2.4. Factor de choque Ka 61
5.2.5. Factor de tamaño Ks 61

5.2.6. Factor de espesor del aro Kb 62
5.3. Esfuerzos superficiales 62
5.3.1. Factor geométrico superficial I 62
5.3.2. Coeficiente elástico Cp 63
5.3.3. Factor de acabado superficial Cf 64
5.4. Dimensionamiento final del piñón 64
5.4.1. Cálculo de esfuerzos de flexión 65
5.4.2. Cálculo de esfuerzos superficiales 68
5.5. Elección del material y dimensiones principales 71
6. Elección del mecanismo de elevación 73
6.1. Dimensiones del mecanismo de elevación y traslación 77

Índice de Anexo 3

1. TEREX DONATI. Catálogo de mecanismo de elevación y traslación
2. ROTHE ERDE. Catálogo de rodamiento de gran diámetro
3. BONFIGLIOLI. Conjunto motorreductor
4. ESCO DRIVES. Catálogo de acoplamiento flexible
5. SKF. Catálogo de rodamiento de bolas

Índice de Planos

1. Vista explosionada de la grúa
2. Perspectiva de la grúa completa
3. Conjunto Estructura
    3.1 Columna

3.2 Placa de unión

3.3 Pluma

3.4 Placa de anclaje

3.5 Placa de apoyo

3.6 Tope de final de carrera

4. Vista de mecanismo de giro explosionado

5. Conjunto mecanismo de giro

5.1 Camisa para acoplamiento

5.2 Eje de transmisión

5.3 Soporte superior para rodamiento de bolas

5.4 Engranaje

Resumen (Abstract)

El presente proyecto se refiere al diseño de una grúa de columna fija con pluma giratoria destinada a la manipulación de pequeñas embarcaciones en un puerto deportivo. Se constituye por una columna fija, sujeta al suelo mediante su sistema de anclaje, con un rodamiento de gran diámetro en su parte superior acoplado a su vez a la pluma. Este elemento permite la realización del giro.

La carga de servicio será de 2 toneladas. Tiene una altura bajo gancho de 5 metros y una distancia de rodadura de 4 metros.

El proceso de diseño se lleva a cabo mediante el análisis estructural propuesto por la UNE 58132, apoyándose en el módulo de simulación de la versión educativa de Solidworks 2012 para los análisis de resistencia estática.

Finalmente, se expone el diseño final obtenido, que ha sido descrito definiendo cada componente.

This project refers to a design of a fixed-column crane with revolving jib (jib crane) for the manipulation of small boats in a leisure port. It is constituted by a fixed column, fastened to the ground by means of its anchorage system, with a large diameter bearing on its upper part coupled to the jib. This element allows the rotation to be carried out.

The service charge will be 2 tonnes. It has a low hook height of 5 meters and a tread distance of 4 meters.

The design process is carried out through the structural analysis proposed by UNE 58132, supported by the simulation module of the educational version of SolidWorks 2012 for static resistance analyses.

Finally, it exposes the final design obtained, which is described defining each component.

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

Título:

Diseño de grúa de columna con pluma giratoria 2 Tn

Memoria

Autor: Alejandro González González

Tutor académico: Viana L. Guadalupe Suárez

Fecha: Julio 2018

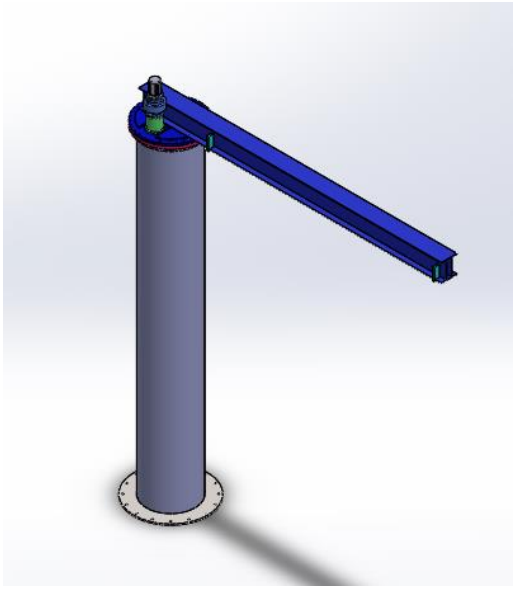
Índice Memoria

Índice Memoria 1
0. Hoja de identificación 3
1. Objeto 4
2. Alcance 4
3. Antecedentes 5
4. Normas y referencias 6
4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas 6
4.2. Bibliografía 6
4.3. Programas de cálculo 7
5. Requisitos de diseño 8
5.1. Partes que componen el aparato 8
5.2. Tipo de uso 9
5.3. Parámetros de funcionamiento 9
5.3.1. Vida útil 11
5.3.2. Movimientos de trabajo 11
6. Análisis de soluciones 12
6.1. Cargas sobre la grúa 12
6.1.1. Distancias de aplicación de las cargas 13
6.1.2. Pesos propios 13
6.1.3. Esfuerzos por manipulación de la carga de servicio 14
6.1.4. Cargas por viento 16
6.1.5. Método de cálculo 17
6.2. Determinación de los componentes de la grúa 19
6.2.1. Elección de mecanismo de elevación y traslación 20

6.2.2. Definición de la estructura 21
6.2.2.1. Pluma 22
6.2.2.2. Columna 27
6.2.2.3. Diseño de placa de unión 31
6.2.2.4. Placa de soporte del rodamiento 35
6.2.3. Diseño del mecanismo de giro 37
6.2.3.1. Elección del rodamiento de gran diámetro 38
6.2.3.2. Reductor 40
6.2.3.3. Motor 41
6.2.3.4. Acoplamiento flexible 42
6.2.3.5. Piñón y eje 43
7. Resultados finales 45
8. Conclusiones (Conclusion) 48
Índice de Imágenes 49
Índice de Tablas 52

0. Hoja de identificación

Título del Trabajo de Fin de Grado: Diseño de una grúa pluma de 2 Tn para puertos deportivos.



Autor:

Nombre: Alejandro González González
DNI: 79209971-H
Correo electrónico: alu0100879902@ull.edu.es

Universidad: Universidad de La Laguna

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Curso: 2017-2018

Tutor académico: Viana Lida Guadalupe Suárez

Fecha: Julio 2018

1. **Objeto**

El objeto principal de este proyecto reside en el diseño de una grúa portuaria de pluma giratoria, destinada a manipular embarcaciones ligeras, con una capacidad de carga máxima de 2 toneladas para ser situada en un puerto deportivo. Con la manipulación se hace referencia al traslado de las embarcaciones de un punto determinado a otro, siendo normalmente desde el agua a la zona de la superficie donde se tratará dicha embarcación, y viceversa.

El aparato se define como una grúa de columna fija y pluma con giro completo (360º). Su altura bajo gancho será de 5 metros, mientras que el alcance máximo de la pluma se sitúa en 4 metros. Su capacidad de carga (2 toneladas) se adecúa a la manipulación de pequeñas embarcaciones deportivas o de recreo, facilitando en gran medida el transporte de las mismas a tierra firme, favoreciendo el ahorro de costes derivados de dichos traslados para la realización de labores rutinarias y necesarias como las referidas al mantenimiento.

2. Alcance

El alcance de este proyecto abarca el diseño de la estructura y los mecanismos de la grúa. Se definen los componentes principales de cada parte de la grúa y se realizan las comprobaciones necesarias dependiendo el elemento que se esté diseñando. Así mismo, se excluye de este proyecto:

- Todo tipo de instalación eléctrica y electrónica del aparato de elevación. Sí se contempla la elección de motores eléctricos.
- Cimentación de la estructura. Solamente se propone una distribución de pernos de anclaje sobre una posible placa.
- Cualquier tipo de componente de control necesario para manejar el aparato.
- Estudio de presupuesto.
- Comprobación de elementos de sujeción de los mecanismos.

3. Antecedentes

Las grúas de columna fija con pluma giratoria son ampliamente utilizadas en la elevación de cargas en la industria. Se pueden encontrar grúas de este tipo destinadas a su uso en talleres o fábricas, donde es un aspecto muy importante el espacio disponible, es decir, las cotas máximas de las que se disponen para plantear un diseño.

Imagen 1: Grúa de pluma giratoria destinada a su uso en fábrica (Fuente: https://www.ghcranes.com/es/)

La otra funcionalidad principal a la que está destinado este tipo de aparato de elevación es a la manipulación de embarcaciones. Es muy común encontrar configuraciones de este tipo en puertos pesqueros y deportivos, donde se manejan embarcaciones de cargas como máximo de 12 toneladas.

Imagen 2: Grúa de pluma giratoria para manipulación de embarcaciones (Fuente: https://www.ghcranes.com/es/)

El caso que nos ocupa es para las grúas mostradas en la imagen anterior, de manipulación de embarcaciones en un puerto deportivo. Se pueden encontrar, dentro de este tipo, diferentes configuraciones dependiendo del fabricante y de las prestaciones del aparato. Pero todos comparten los mismos movimientos de trabajo y, por tanto, el mismo uso.

4. Normas y referencias

4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas

- Norma española UNE 157001. Criterios generales para la elaboración de proyectos.
- Norma española UNE 58112, parte 1. Grúas y aparatos de elevación. Clasificación.
- Norma española UNE 58113. Grúas. Acción del viento.
- Norma española UNE 58118. Aparatos de elevación. Código y métodos de ensayo.
- Norma UNE 58132, partes 1, 2 y 3. Aparatos de elevación. Reglas de cálculo
- Documento Básico de Seguridad Estructural. Acero. DB SE-A.

4.2. Bibliografía

Se emplearon los siguientes libros sobre cálculo y diseño de máquinas:

- L. NORTON, R. (2011). *Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición.* Estado de México: Pearson Education Inc.
- L. MOTT, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas, 4ª edición.* Estado de México: Pearson Education Inc.
- LARRODÉ, E., MIRAVETE, A. (1995). *Grúas, 1ª edición.* Zaragoza: Servicio de publicaciones de la Universidad de Zaragoza.

De la misma forma, se emplearon diversos catálogos para la selección de los elementos del diseño y para el análisis de su posible inclusión:

- REICH. *Torsionally flexible pin-type coupling* https://www.reich-kupplungen.com/images/textcontent/products/produktkataloge_final/en/13_02_RB_eng.pdf
- ESCO DRIVES. *Acoplamientos dentados ESCOGEAR.* http://www.esco.be/Download/Documents/EscoGearFSTBrochure.pdf
- BONFIGLIOLI RIDUTTORI. *Serie 300M. Reductores epicicloidales modulares.* http://www.docsbonfiglioli.com/pdf_documents/catalogue/BR_CAT_300M_IE2-IE3_SPA_R01_2.pdf
- TEREX DONATI. *Polipasto eléctrico de cable.* http://www.sidemsa.com/equipos-de-elevacion-de-cargas/polipastos-electricos-de-cable/item/download/7_6bbf44cf558e9e6e17ce8678eb7dffa0
- GH. CRANES AND COMPONETS. *Industrial and port JIB cranes.* https://www.ghcranes.com/pdfs/catalogos/GH-03-gruas-pluma-2016.pdf
- LOVEJOY COUPLINGS. *Jaw.* javascript:__doPostBack('ctl00$ctl00$maincontent$Content$ctl01','')
- ABUS. *Polipasto eléctrico de cable.* http://pdf.directindustry.es/pdf/abus/polipastos-electricos-cable/14275-114383.html
- ROTHE ERDE. *Grandes rodamientos.* http://www.roteisa.es/download/info/GWL_ES.pdf

4.3. Programas de cálculo

Para el desarrollo del proyecto se utilizaron los siguientes programas:

- Microsoft Excel 2016, para el cálculo iterativo que es necesario realizar durante un diseño. Se emplea también para elaborar las tablas empleadas en este proyecto.
- Versión Educacional de Solidworks 2012, para el modelado de los elementos del diseño y el módulo de simulación para el análisis de la resistencia estructural en determinados componentes.

5. Requisitos de diseño

El diseño de la grúa debe cumplir con una serie de requisitos que den lugar al funcionamiento deseado. En este apartado se describen los parámetros que definen el diseño y dimensionamiento del aparato de elevación objeto de este proyecto.

5.1. Partes que componen el aparato

Este tipo de grúas está constituido por una columna y una pluma unidas mediante un rodamiento de gran diámetro que permite el movimiento de una con respecto a la otra (se mueve la pluma) para realizar el giro de 360º. La capacidad de girar la proporciona el mecanismo de giro. Llevará un mecanismo de elevación y traslación colocado en la pluma para levantar y mover la carga.

De esta forma, podemos dividir el aparato en tres partes fundamentales:

- Estructura: se trata de la parte que se encarga de proporcionar la estabilidad y resistencia necesarias a la grúa. A ella se fijarán todos los mecanismos que incluye el aparato. Está conformada por la pluma, la columna, las placas de fijación del rodamiento de giro y el anclaje.
- Mecanismo de elevación y traslación: se refiere al mecanismo que permite la elevación de la carga de servicio, además de su traslación a lo largo de la pluma.
- Mecanismo de giro: será el componente que permita aplicar el movimiento giratorio sobre los componentes móviles de la grúa. Se compone de un conjunto motorreductor, un acoplamiento flexible, un segundo eje de

transmisión, el piñón y el rodamiento de gran diámetro. También incluye los elementos utilizados para su fijación a la estructura.

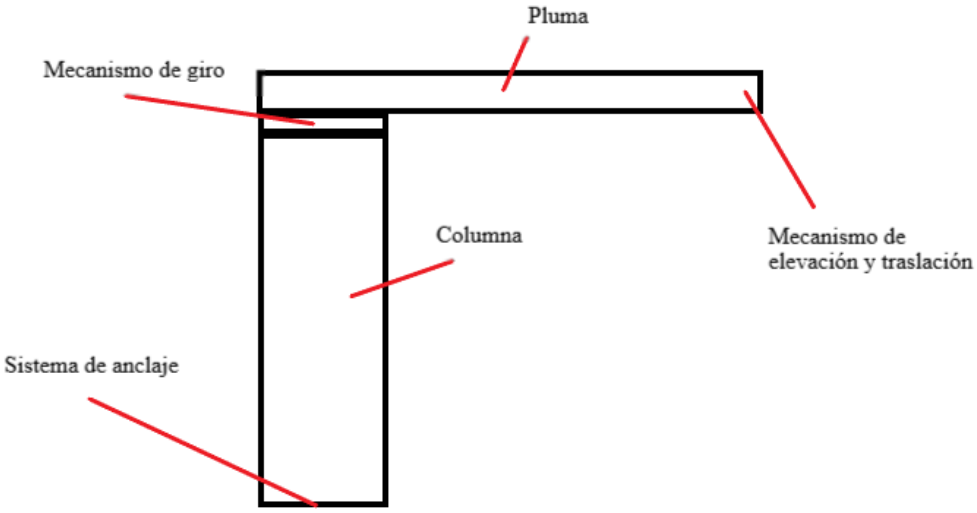


Imagen 3: Componentes principales de la grúa (Fuente propia)

5.2. Tipo de uso

Aparato de elevación destinado a manipular cargas con un valor máximo de servicio de 2 toneladas, que serán pequeñas embarcaciones. Por tanto, la grúa será ubicada en un puerto deportivo. Deben considerarse protecciones para ambiente marino.

Debido a su situación en un puerto, se entiende que no habrá limitación en cuanto a la cota máxima de la grúa; por tanto, debe realizarse un diseño con la mayor cantidad de área de trabajo posible dentro de las dimensiones y parámetros previstos en el apartado siguiente.

5.3. Parámetros de funcionamiento

Tanto las dimensiones de los elementos estructurales como las velocidades de operación tienen unos valores nominales que deben cumplirse durante las operaciones de la grúa. A continuación, se definen los parámetros principales de funcionamiento.

Carga máxima de servicio	kg	2000
Velocidad de elevación	m/min	8
Velocidad de traslación	m/min	10
Cota bajo gancho	m	5
Distancia desde gancho a columna	m	4
Régimen de giro	rpm	0,57
Capacidad de giro	-	360º

Tabla 1: Parámetros de funcionamiento de la grúa (Fuente propia)

La cota bajo gancho hace referencia a la distancia entre el suelo y el gancho del mecanismo de elevación y traslación. Por otra parte, se define la distancia en horizontal desde dicho gancho hasta la columna.

Finalmente, la característica de régimen de giro es referida a la velocidad angular a la que debe realizarse el movimiento de rotación, donde se desplazan la pluma, el mecanismo de elevación y traslación, y la carga de servicio.

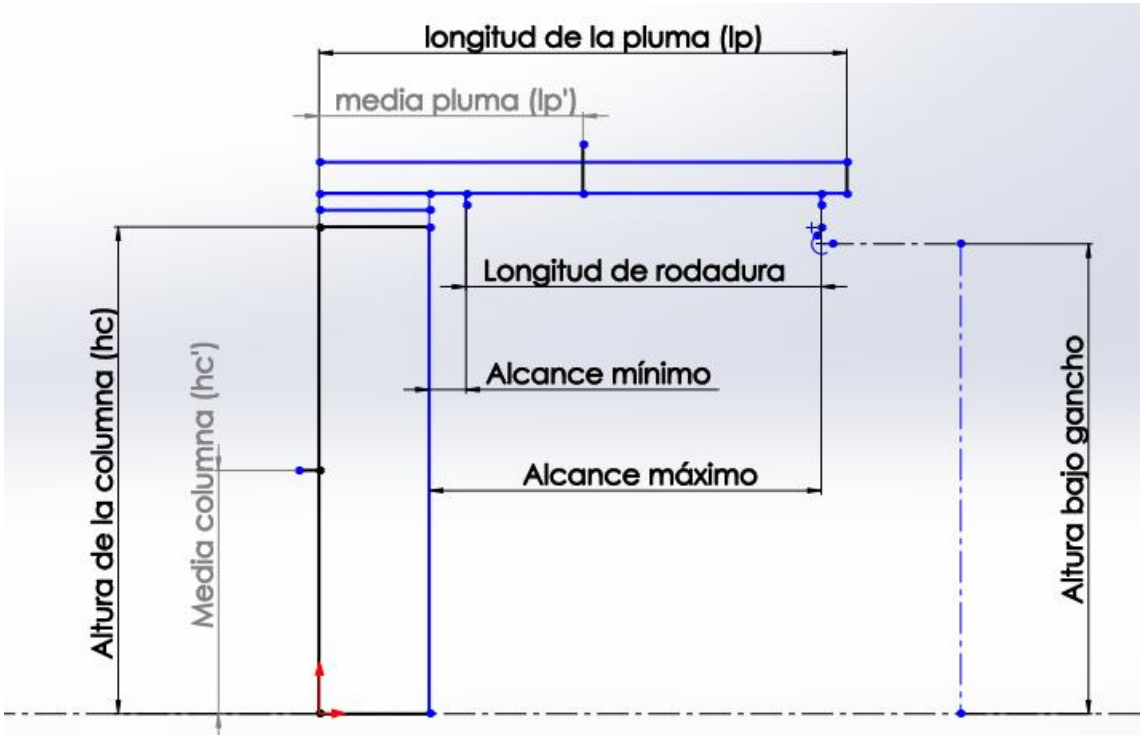


Imagen 4: Esquema representativo de las dimensiones principales (Fuente propia)

Las dimensiones de alcance máximo y mínimo son las que definen la distancia o longitud total de rodadura, que será la que recorre el carro de traslación del mecanismo de elevación.

5.3.1. Vida útil

El parámetro de vida útil estima un tiempo de funcionamiento para el aparato. Se toma un funcionamiento diario de 3 horas, siendo 200 días al año durante 10 años. Por tanto, el valor de vida útil alcanza las 6000 horas de funcionamiento. Este dato se utiliza para clasificar el aparato de elevación, que se situará en la categoría M5, según la UNE 58112-91/1.

5.3.2. Movimientos de trabajo

Las operaciones de manipulación de la carga se llevan a cabo mediante tres movimientos combinados, que serán los principales de la grúa: traslación, elevación y rotación.

- Elevación: consiste en el levantamiento de la carga a una cota más alta (polipasto eléctrico del mecanismo de elevación).
- Traslación: desplazamiento horizontal de la carga manteniendo una misma cota (carro de traslación).
- Rotación: desplazamiento giratorio de la carga sin variación de cota (mecanismo de giro).

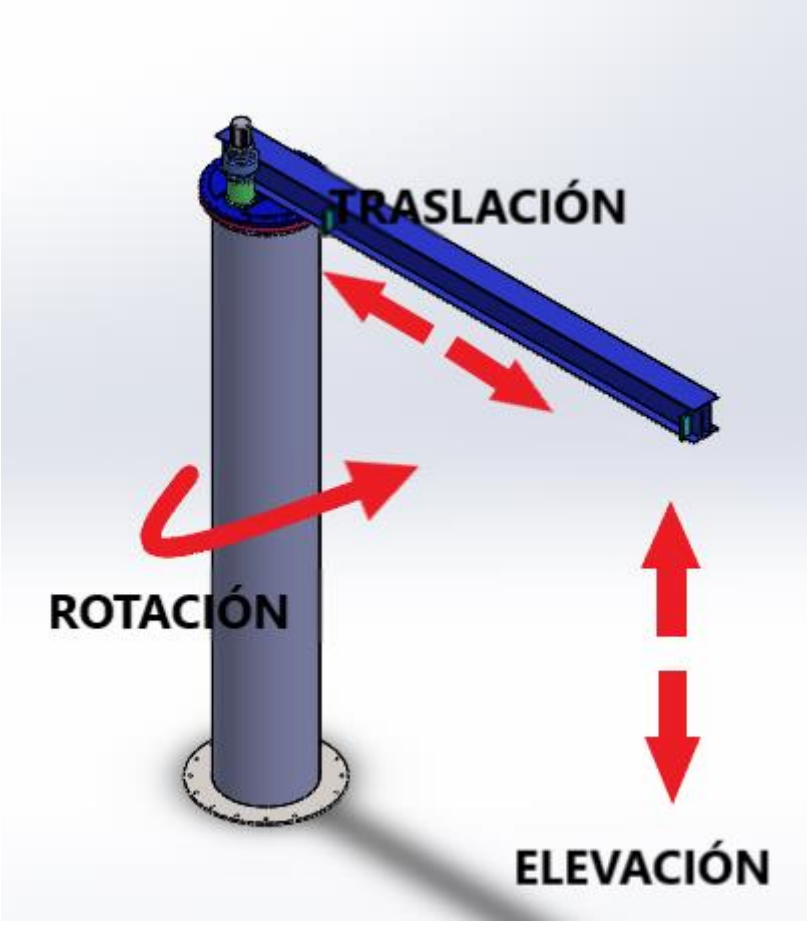


Imagen 5: Movimientos de trabajo de la grúa (Fuente propia)

6. Análisis de soluciones

En este apartado se desarrollan las partes que conforman la grúa y se realiza un análisis de sus diseños, donde se justifican las decisiones tomadas y se precisan las características y funciones de cada una.

6.1. Cargas sobre la grúa

Deben tenerse en cuenta los efectos derivados de los pesos propios, la manipulación de la carga de servicio, y la acción del viento sobre la estructura.

6.1.1. Distancias de aplicación de las cargas

Antes de definir los valores de las cargas, debemos conocer a qué distancia se consideran dentro de la estructura. Estas longitudes nos permiten determinar el valor de los flectores y pares torsores que aparecen.

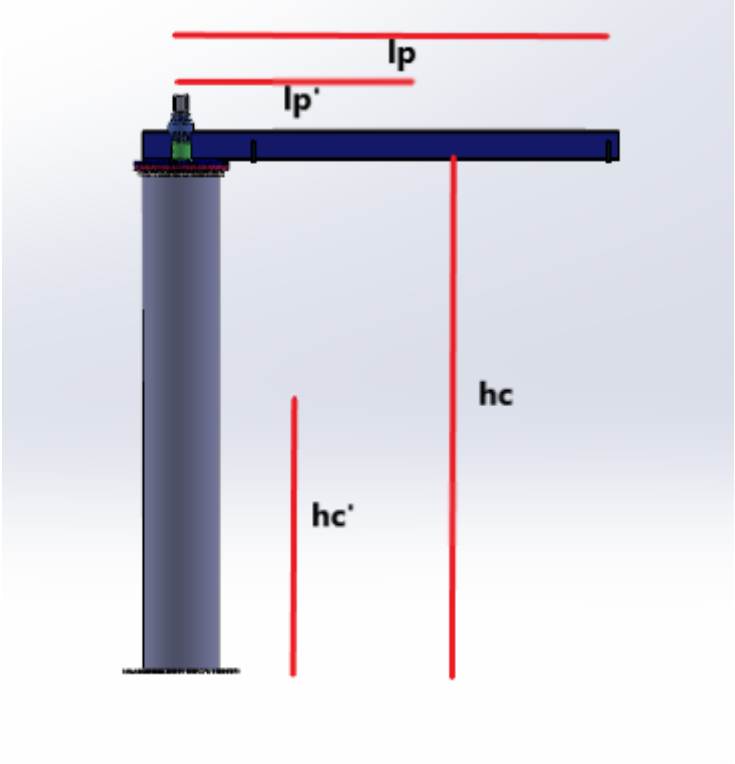


Imagen 6: Representación de las distancias en la grúa (Fuente propia)

Las distancias que se distinguen en la imagen se definen de la siguiente forma:

- l_p es la longitud total de la pluma
- l_p' se refiere al valor de la longitud de media pluma
- h_c es la altura de la columna
- h_c' será la longitud equivalente a la mitad de la altura de la columna.

6.1.2. Pesos propios

Se incluyen las cargas derivadas de los pesos muertos de los mecanismos y elementos estructurales que componen la grúa.

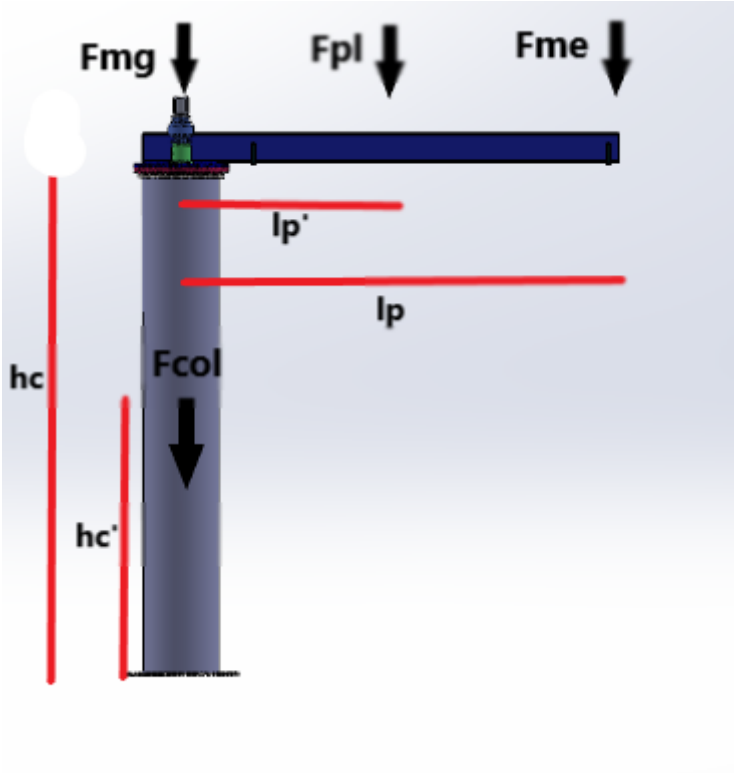


Imagen 7: Puntos de aplicación de los pesos propios (Fuente propia)

Donde:

- F_{mg}: peso propio del mecanismo de giro.
- F_{pl}: peso propio de la pluma.
- F_{me}: peso del mecanismo de elevación y traslación, que se considera en el extremo más alejado.
- F_{col}: peso propio de la columna.

6.1.3. Esfuerzos por manipulación de la carga de servicio

Al elevar, trasladar y rotar la carga de servicio se manifiestan tanto efectos verticales como horizontales sobre la estructura. En el plano vertical, estará el valor propio de la carga (2000 kg); sin embargo, en el plano horizontal aparecen ahora los esfuerzos derivados de la aceleración y desaceleración de los elementos móviles de la grúa (pluma, mecanismo de elevación y carga de servicio).

El cálculo de estos esfuerzos se realiza estimando un tiempo de aceleración para el giro y determinando el radio de giro del elemento considerado. El procedimiento se encuentra en el Anexo 1. Los esfuerzos se han denominado fuerzas de inercia del elemento.

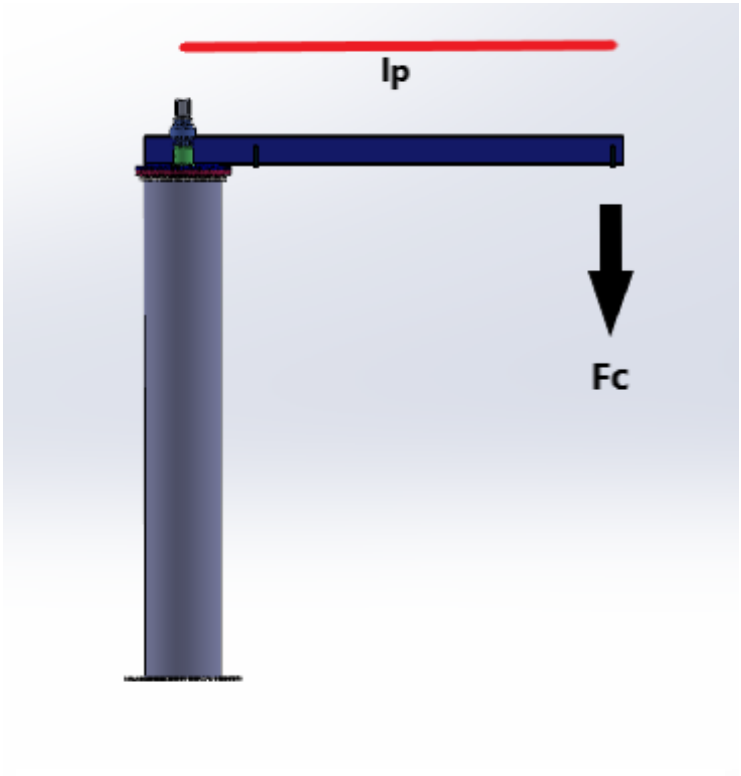


Imagen 8: Aplicación de la carga de servicio (Fuente propia)

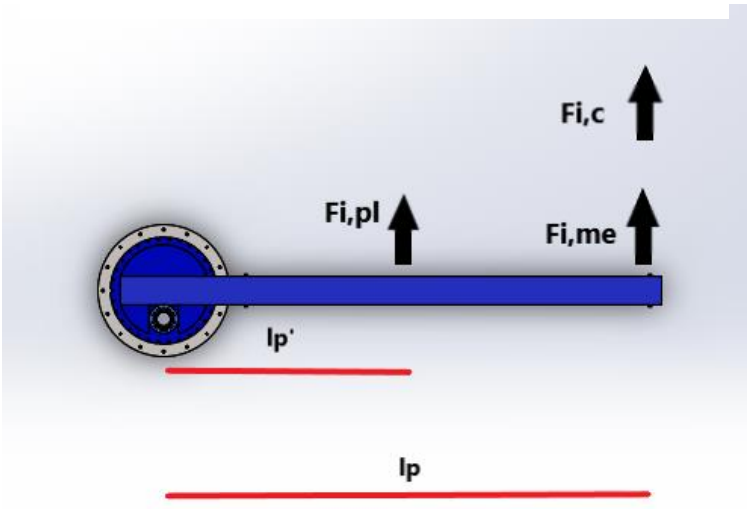


Imagen 9: Aplicación de cargas debidas a la aceleración en el giro (Fuente propia)

Donde:

- F_c: carga de servicio.
- $F_{i,pl}$: valor de la fuerza de inercia de la pluma.
- $F_{i,me}$: fuerza de inercia del mecanismo de elevación y traslación.
- $F_{i,c}$: fuerza debida a la aceleración y desaceleración de la carga por el movimiento de giro.

6.1.4. Cargas por viento

Debemos tomar en cuenta el efecto provocado por la acción del viento sobre la estructura de la grúa. Dicho efecto se torna considerable en el plano horizontal. Existen, a su vez, dos valores diferentes para la carga por viento: uno debido a situación de viento normal con la grúa en servicio, y otro por situación de viento máximo y tomando la grúa fuera de servicio (UNE 58132-2:2005).

En situación de servicio, debemos considerar también el efecto del viento sobre la carga.

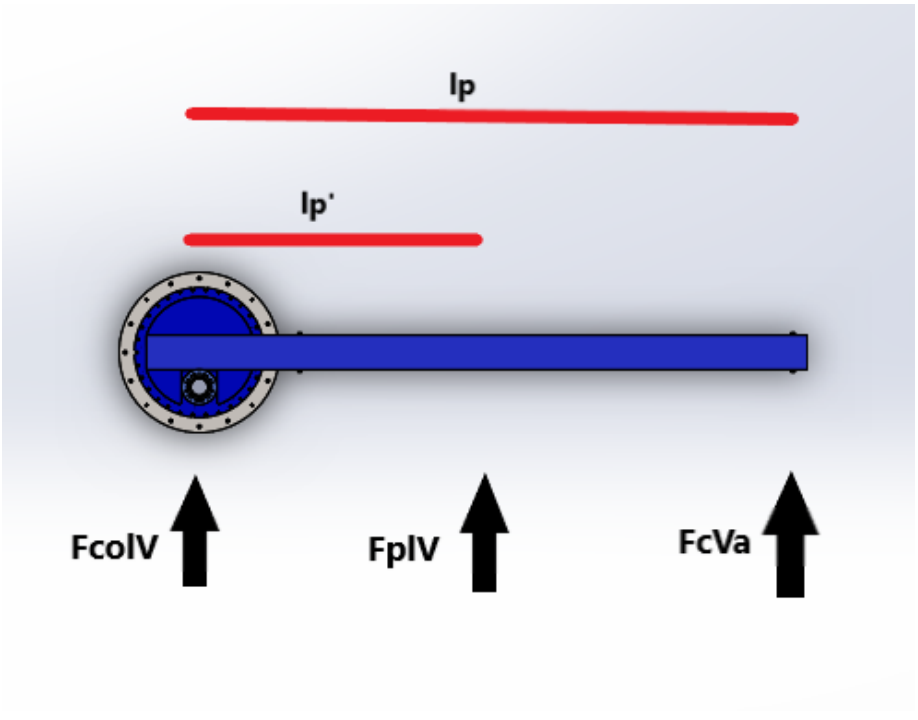


Imagen 10: Cargas debidas al viento sobre la estructura (Fuente propia)

Donde:

- F_{colV} hace referencia a la carga debida al viento sobre la columna, sin especificar si se está en situación de servicio.
- F_{plV} es la carga debida al viento sobre la pluma, sin determinar si se está o no en servicio.
- F_{cVa} será el efecto del viento sobre la carga, por tanto, en este caso sí se está en situación de servicio.

El subíndice 'a', por tanto, se refiere a situación de viento cuando la grúa se encuentra en servicio. Por otra parte, se fijará un subíndice 'b' para hacer referencia a la situación en la que el viento actúa sobre la estructura de la grúa cuando está fuera de servicio. A continuación, se exponen las consideraciones a tomarse en estos casos.

6.1.5. Método de cálculo

Para el dimensionamiento de estos elementos se emplea la serie relativa a la Norma UNE 58132, donde se realiza una clasificación de los tipos de solicitaciones. Aquí, se emplean combinaciones de las mismas mediante coeficientes de mayoración que dependen de las dimensiones y las condiciones de trabajo de la grúa. En el Anexo 1 puede distinguirse el proceso de determinación de dichos coeficientes.

Para realizar el dimensionamiento antes mencionado, se utilizan tres casos de combinaciones de solicitaciones.

Caso I:

Se toman en cuenta los pesos propios, los esfuerzos de la manipulación de la carga de servicio y las fuerzas de inercia en el plano horizontal.

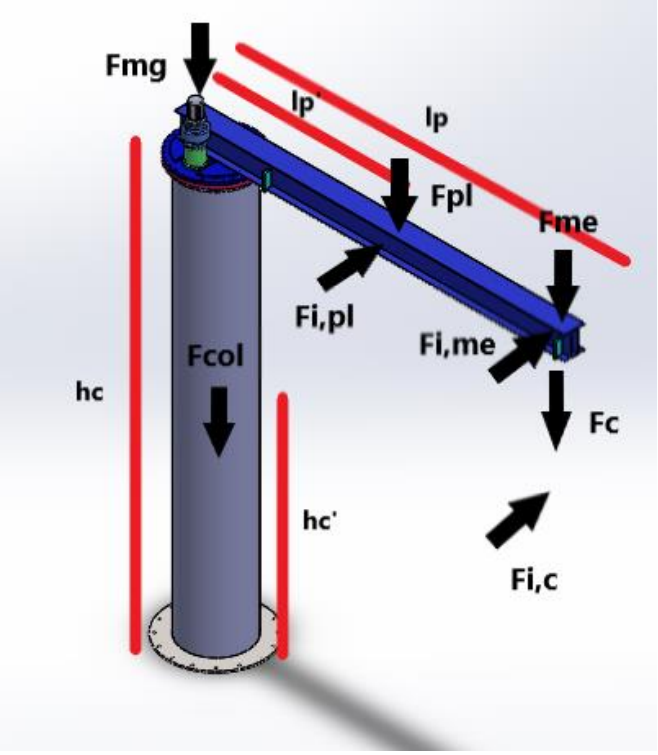


Imagen 11: Cargas y distancias de aplicación para el caso I (Fuente propia)

Caso II:

Se contemplan las cargas anteriores y se incluye el efecto del viento con la grúa en servicio.

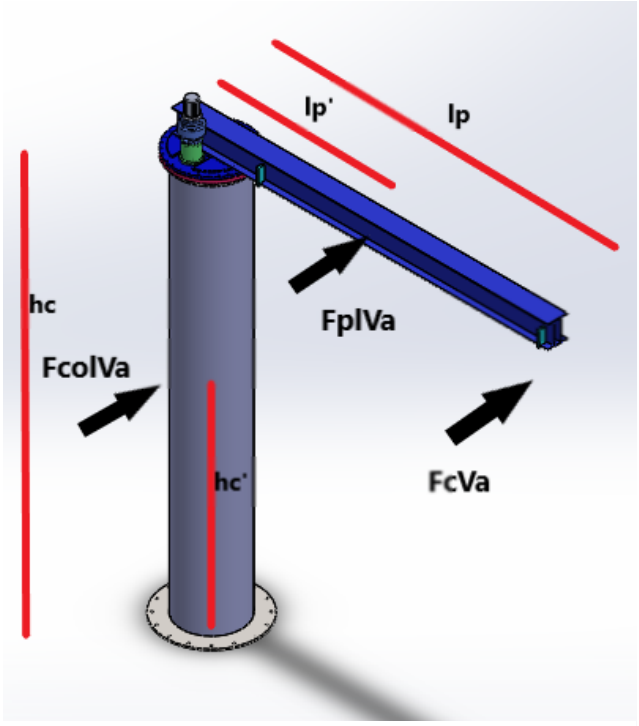


Imagen 12: Cargas por viento que deben añadirse a las consideradas para el caso I (Fuente propia)

Caso III:

Este caso distingue varias situaciones de cargas excepcionales, de las cuales se toman dos:

- Efecto de pesos propios y viento máximo sobre la grúa fuera de servicio.
- Efecto de mayoración de la carga mediante los coeficientes por ensayo contemplados en la UNE 58118.

6.2. Determinación de los componentes de la grúa

A partir de los requisitos de diseño planteados anteriormente, y el modelo general de este tipo de grúas, se plantean las soluciones adoptadas y su justificación, añadiendo las ilustraciones y datos de comprobación necesarios.

Para el diseño y selección de todos los componentes se han empleado los casos de estudio de cargas propuestos en la normativa. Para ampliar información recurrir a los anexos.

6.2.1. Elección de mecanismo de elevación y traslación

El mecanismo de elevación y traslación será seleccionado del catálogo del fabricante Terex Donati. Se trata de un polipasto eléctrico de cable que incorpora un carro de traslación.

La elección se basa, en primer lugar, en la carga de servicio requerida en la grúa. Además, se debe atender a las velocidades de elevación y traslación. De esta forma, las características del mecanismo escogido se muestran a continuación.

Tipo DHR		22L2-1
Número de velocidades		1
Velocidad de elevación	m/min	8
Potencia del motor	kW	5
Tipo de tambor		C
Carrera de gancho	m	10
Número de ramales		2/1
Tipo de carro	DST-R	1
Velocidad de traslación	m/min	10
Acercamiento de gancho E	mm	780
Distancia mínima de ala	mm	90
Capacidad de carga	kg	2500

Tabla 2: Características principales del mecanismo de elevación y traslación (Fuente propia)

Como se puede distinguir, se satisfacen las velocidades de funcionamiento y se obtiene una capacidad de carga mayor a la de servicio de la grúa. Además, se hace referencia en la tabla al acercamiento del gancho (E) y a la distancia mínima de ala. Estos valores serán importantes más adelante durante la determinación de la pluma y la columna.

Por otro lado, la carrera de gancho que se muestra depende del tipo de tambor del polipasto eléctrico, que también supera la altura especificada para la grúa (5 metros). Además, debemos destacar que el carro que corresponde al polipasto seleccionado es un carro de traslación monoviga, en configuración reducida. Estos se disponen de una forma más compacta que los convencionales, para un mejor aprovechamiento del espacio de trabajo.

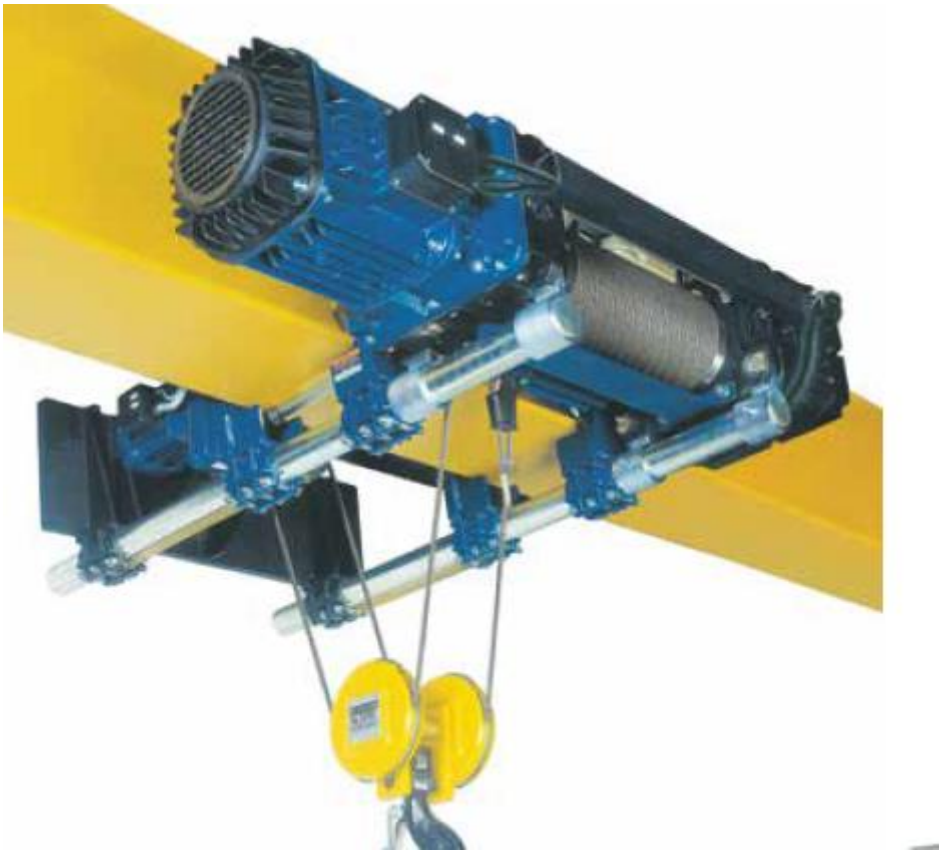


Imagen 13: Polipasto eléctrico con carro de traslación en configuración reducida (Fuente: Catálogo Terex Donati)

6.2.2. Definición de la estructura

Los elementos que componen la estructura son los definidos anteriormente (pluma y columna) incluyendo las placas utilizadas para unir dichos componentes al rodamiento de gran diámetro. Por tanto, a partir de ahora se entiende como placa de unión a la placa que se coloca en el aro exterior del rodamiento y se encarga de fijar la pluma; mientras que se denominará como placa de apoyo a la que se fija a la columna y soporta al rodamiento por su aro interior.

A continuación, se muestra una ilustración del diseño de la estructura, cuyos elementos se irán definiendo en más detalle en los apartados posteriores.

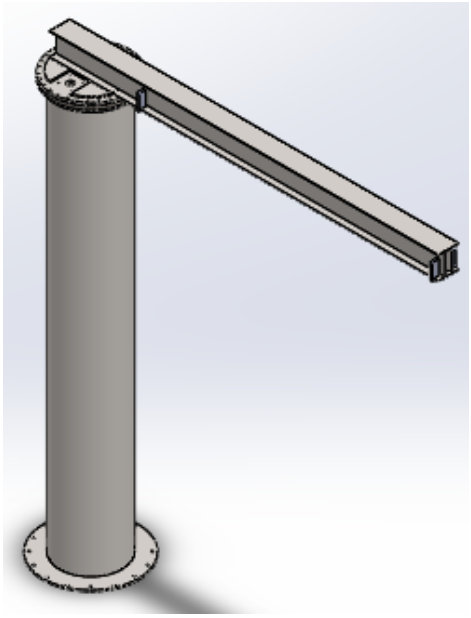


Imagen 14: Diseño de estructura de la grúa
(Fuente propia)

6.2.2.1. Pluma

La pluma es un elemento estructural que se comporta como una viga en voladizo debido a su función de soportar la carga de servicio. Por este motivo, es necesario utilizar un perfil de pluma que sea capaz de soportar tanto los esfuerzos verticales como los horizontales descritos en apartados anteriores. Por tanto, se llega a la conclusión de que el perfil más adecuado será el de una viga cajón, pues sus características le hacen resistente a esfuerzos de flexión por los valores de inercia de su sección, y se ve reducido considerablemente su peso con respecto a un perfil laminado como puede ser un IPN.

Las cargas que se tienen en consideración son únicamente las que intervienen sobre la pluma, tanto para el plano vertical como el horizontal, para los tres casos de estudio que describe la normativa (UNE 58132-2:2005).

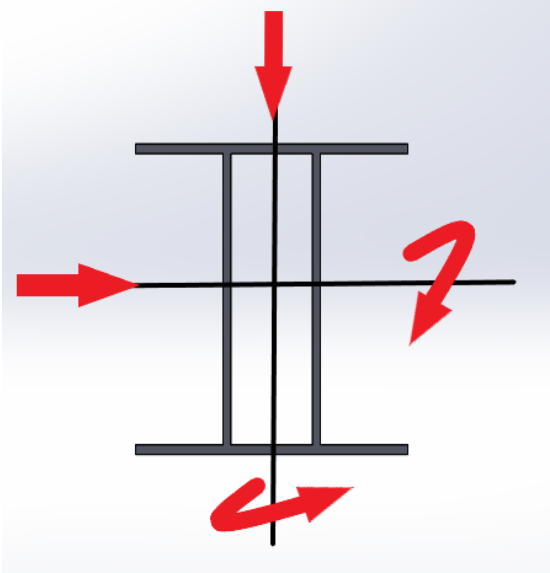


Imagen 15: Perfil de la viga cajón y esfuerzos a los que está sometido (Fuente propia)

Por otra parte, se entiende que debe satisfacerse un radio de giro que cumpla con la condición de 4 metros de distancia de rodadura. En este sentido, atendiendo a la longitud del elemento, que se acopla a la placa de unión, debemos incrementar su longitud total en vistas de compensar esta distancia por la que no puede rodar el carro de traslación del mecanismo de elevación.

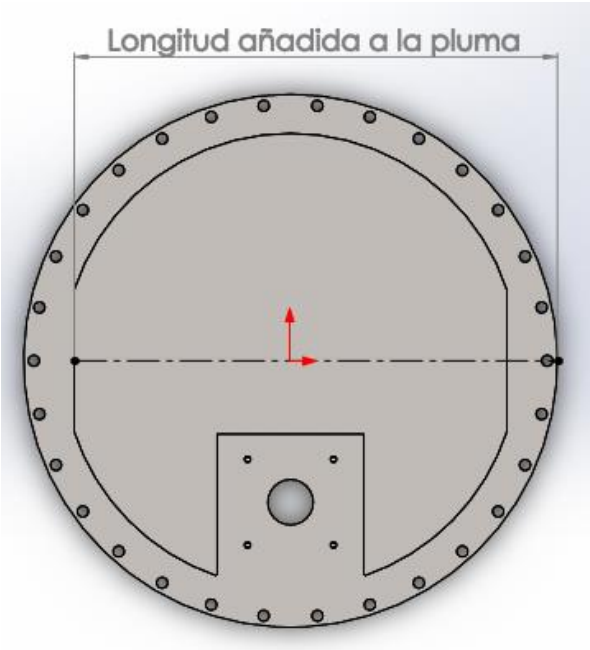


Imagen 16: Distancia adicional que debe añadirse a la pluma debido a su acople a la placa de unión (Fuente propia)

La situación del carro de traslación que llevará el mecanismo de elevación debe ser compensada también con un aumento de la longitud, pues se debe evitar que choque con la columna o sobrepase el extremo final de la pluma y caiga. Para esto se emplean topes de final de carrera. Su colocación dependerá de las dimensiones del carro de traslación y del mecanismo de elevación, además de la distancia de rodadura deseada.

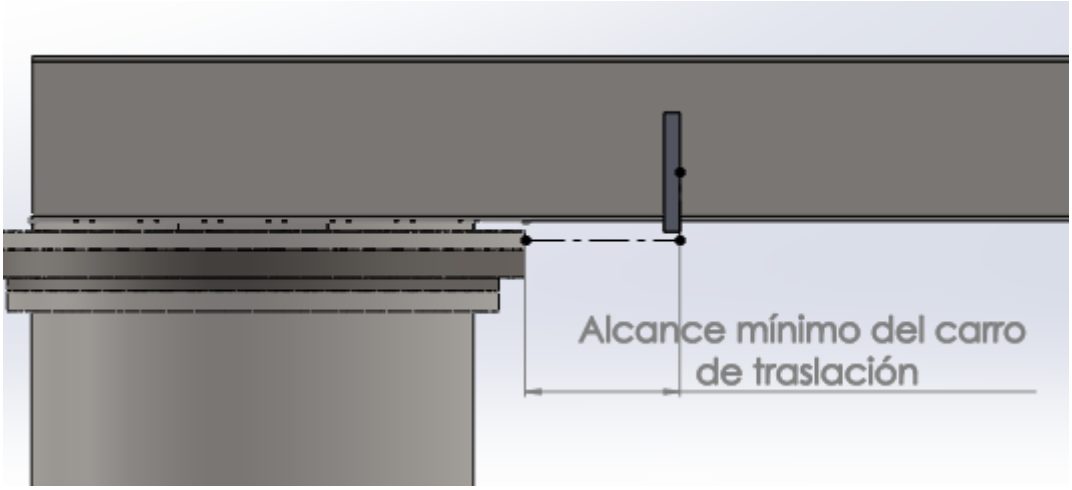


Imagen 17: Alcance mínimo que define la distancia de rodadura del carro de traslación (Fuente propia)

Imagen 18: Alcance máximo de la pluma (Fuente propia)

Finalmente, se necesita una longitud de ala que sea adecuada para la colocación del carro. Esta distancia depende del mecanismo seleccionado. En este caso, se especifica una distancia mínima de 90 milímetros en cada ala.

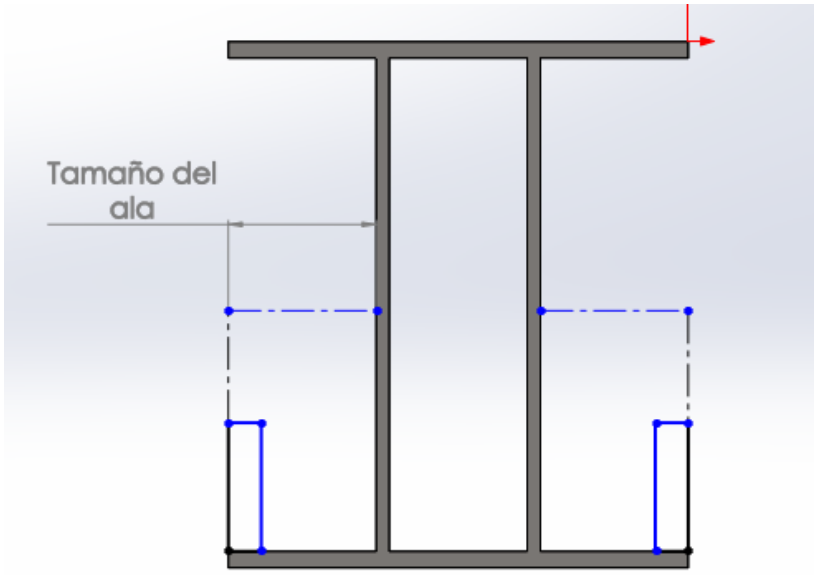


Imagen 19: Disposición de las ruedas del carro de traslación sobre la pluma, que define la distancia mínima en el ala (Fuente propia)

Una vez se definen las necesidades del elemento, es necesario conseguir unas dimensiones de diseño que permitan cubrirlas. A continuación, se muestran las dimensiones del perfil de la pluma que satisfacen los requerimientos anteriormente expuestos.

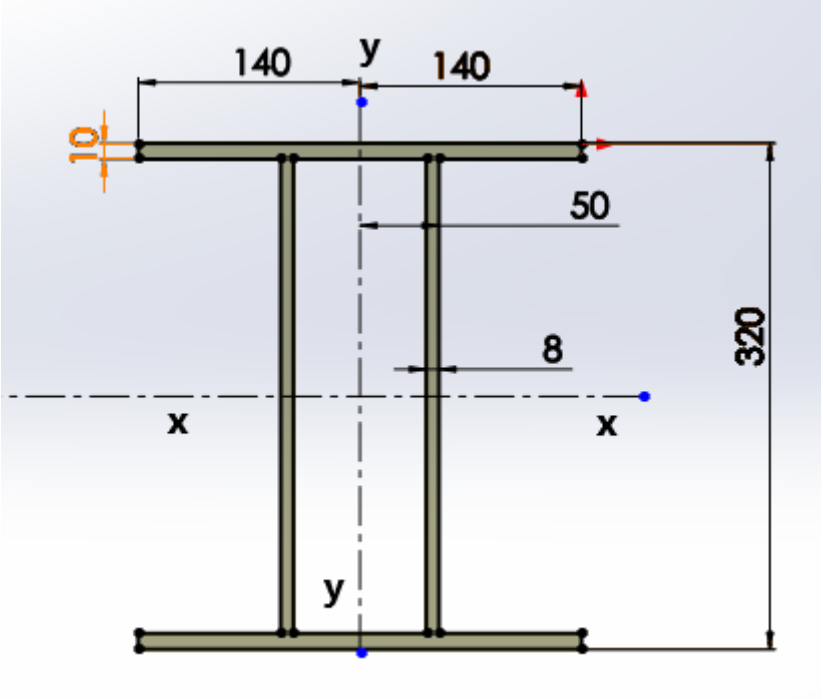


Imagen 20: Dimensiones del perfil seleccionado para la pluma (Fuente propia)

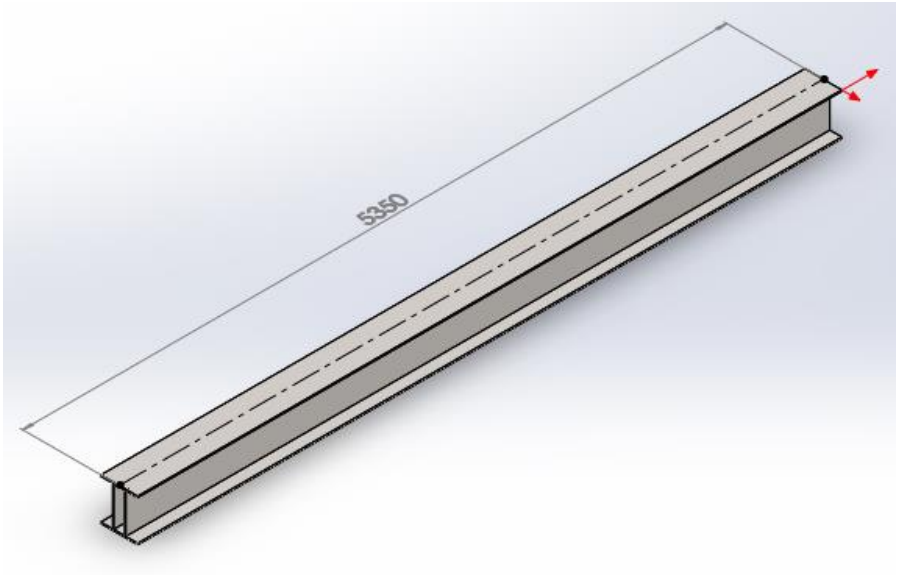


Imagen 21: Longitud final de la pluma (Fuente propia)

Cuando se disponen de las medidas finales, se debe realizar la comprobación de resistencia estructural expuesta anteriormente, planteada por la normativa. Se dan los resultados de las tensiones finales para cada caso de estudio obtenidas tomando como sección la situada en la unión con la placa. Los valores de las cargas y los momentos obtenidos durante el cálculo se desarrollan en el Anexo 1 de este proyecto.

El material utilizado para la pluma será el acero S275JR, con un límite elástico de 275 MPa.

Caso	σ_{eq}	¿Menor que la del material?
	MPa	
I	256,73	SÍ
II	247,66	SÍ
III	36,85	SÍ
	198,75	SÍ
σ_{adm}	275	

Tabla 3: Tensiones equivalentes en la sección crítica de la pluma (Fuente propia)

6.2.2.2. Columna

La columna soporta al resto de los elementos que componen el aparato de elevación. En su parte superior se coloca la placa de apoyo para el rodamiento de gran diámetro. Por este motivo, el tamaño del rodamiento condicionará el de la columna, esto es, se debe conseguir un diámetro exterior de la columna que disminuya en la mayor medida posible el cambio de sección al pasar de este elemento a la placa de apoyo y, por tanto, al rodamiento.

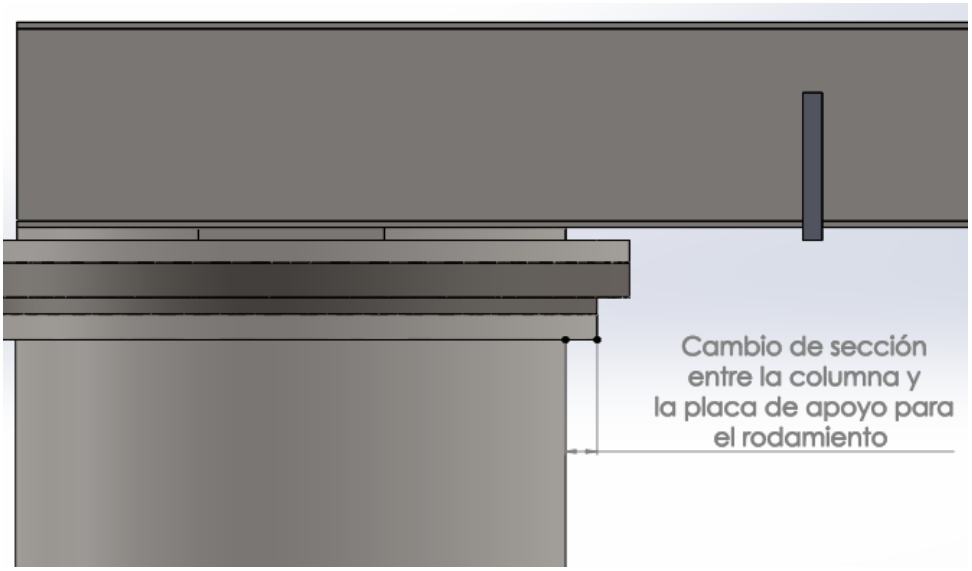


Imagen 22: Perfil de la estructura que muestra el cambio de sección (Fuente propia)

Por otra parte, la longitud de la columna vendrá definida por la altura bajo gancho requerida en la grúa. Para obtener su valor, se debe atender además a los espesores de las placas y el rodamiento, incluyendo el valor del acercamiento del gancho 'E' antes definido.

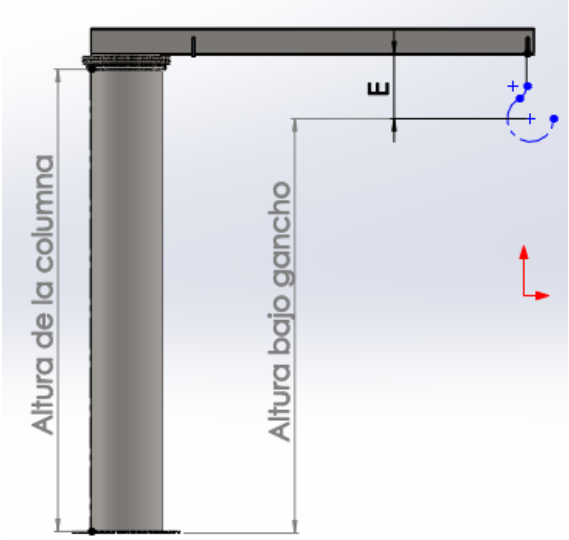


Imagen 23: Distancias que definen la altura de la columna (Fuente propia)

La sección del elemento que se propone es un perfil tubular hueco, pues es la que mejor se adapta a la colocación del rodamiento, a la resistencia de los esfuerzos provocados por las cargas de funcionamiento, y se consigue un aligeramiento del peso total de la columna, lo que también ayuda a reducir las tensiones en la misma.

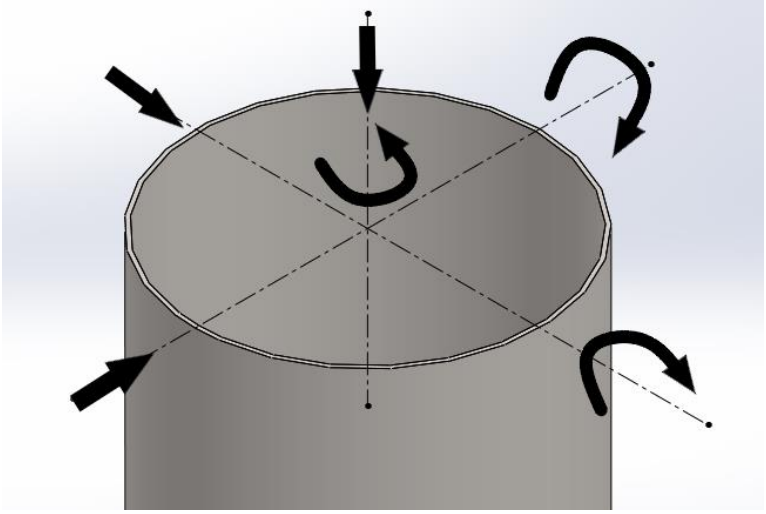


Imagen 24: Esfuerzos presentes en la sección de la columna (Fuente propia)

Los resultados que se obtienen cuando se realiza el cálculo señalado en la normativa se realizan sobre la sección crítica del elemento, tomada como la más cercana

al empotramiento con el anclaje, pues se entiende que es donde se recoge el momento flector mayor.

A partir del análisis de diseño planteado para la columna, se proponen las dimensiones de la misma. Se fabricará de acero S275JR, al igual que la pluma.

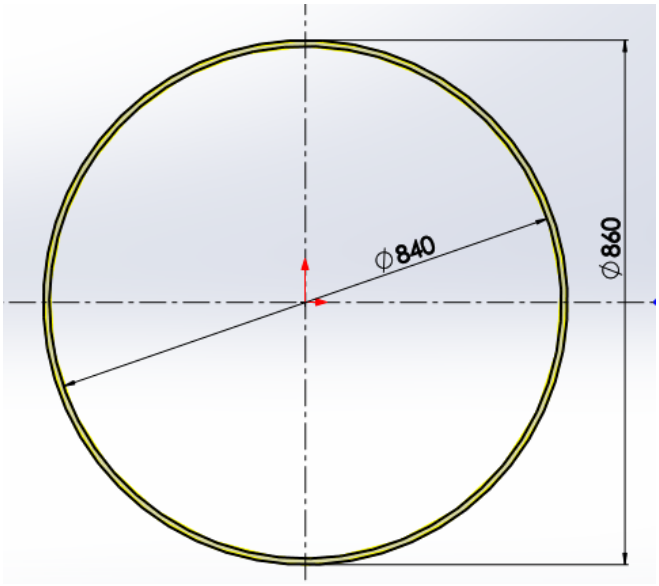


Imagen 25: Dimensiones de la sección (Fuente propia)

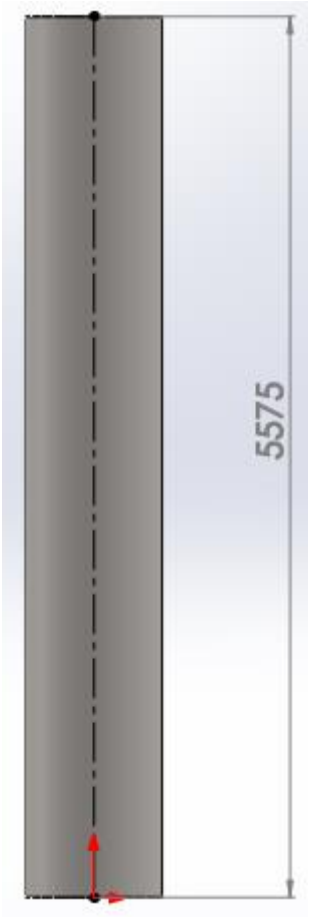


Imagen 26: Longitud de la columna (Fuente propia)

Según las dimensiones propuestas, se realiza la comprobación de los esfuerzos máximos y las tensiones que aparecen en el elemento. A continuación, se muestran los resultados desglosados según los casos de comprobación, y se verifica que no supera el límite elástico del material.

Caso	σ_{eq}	¿Menor que la del material?
	MPa	
I	50,75	SÍ
II	46,71	SÍ
III	8,21	SÍ
	40,10	SÍ
σ_{adm}	275	

Tabla 4: Verificación de los valores de tensión equivalente para cada caso de estudio (Fuente propia)

6.2.2.3. Diseño de placa de unión

La placa de unión deberá poseer el mismo diámetro que el exterior del rodamiento de giro y tienen que ser mecanizados los taladros correspondientes a los dispuestos en el aro exterior del mismo.

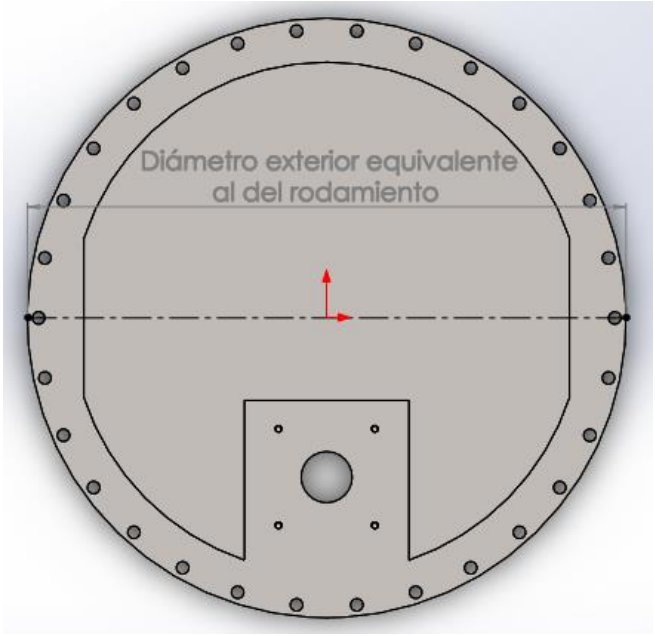


Imagen 27: Definición del diámetro exterior (Fuente propia)

Por otra parte, debido a que el dentado del rodamiento se sitúa en el aro interior, deberá practicarse un agujero en la placa que permita la entrada del eje con el piñón para que pueda actuar sobre la corona. Este agujero debe tener las dimensiones previstas para que pueda pasar el eje. Además, se coloca encima de la placa la camisa que cubre el acoplamiento flexible, por lo que se mecanizan los 4 taladros que servirán para fijarla.

Los valores de las dimensiones del eje y para la colocación de la camisa se dan en el apartado de diseño del mecanismo de giro.

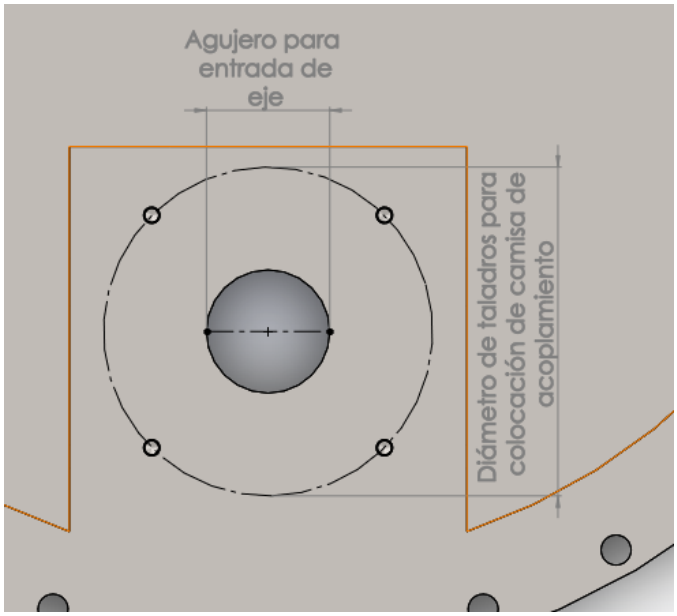


Imagen 28: Definición de dimensiones para disposición de mecanismo de giro (Fuente propia)

La fijación de la pluma a la placa se realiza mediante cordones de soldadura. El cálculo de los mismos se llevó a cabo mediante el DB SE-A, y se encuentra desarrollado en el Anexo 1. En este sentido, se realiza un resalto en parte de la placa que permita la situación de la pluma sin interferir con los pernos que estarán situados en los taladros de la placa.

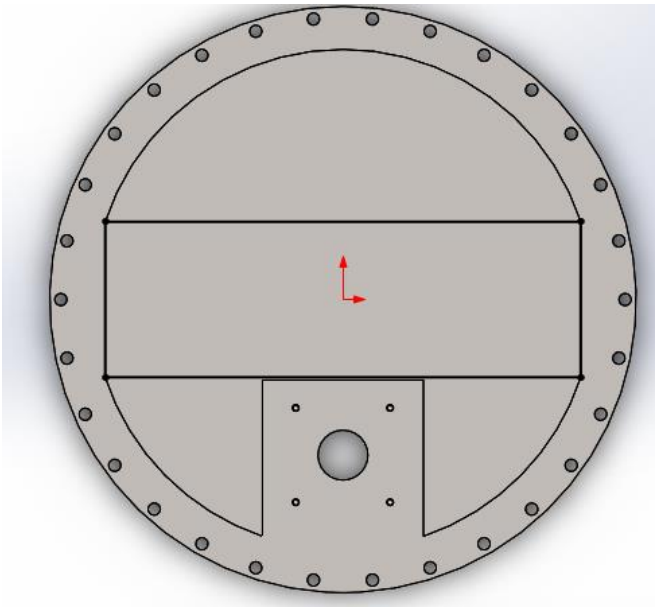


Imagen 29: Zona de contacto de la placa con la pluma (Fuente propia)

El espesor de la misma se comprueba realizando una simulación con SolidWorks provocando la transferencia de las cargas que soporta la pluma hacia la placa a través de la superficie de disposición de los cordones de soldadura. De esta forma, se detecta si el espesor propuesto y los cordones calculados son correctos para la solicitación de cargas prevista. Se selecciona acero S275JR para la fabricación de la placa.

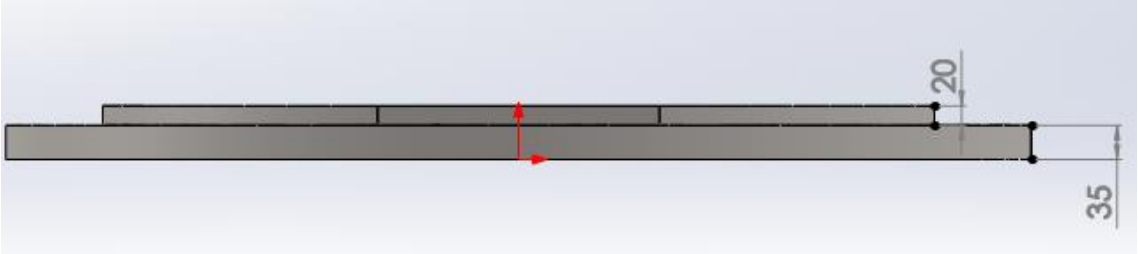


Imagen 30: Espesores propuestos para la placa de unión superior (Fuente propia)

Se proponen también, en este sentido, las dimensiones de la placa en vistas de obtener el resultado de tensiones de la simulación. Se tienen un total de 30 taladros.

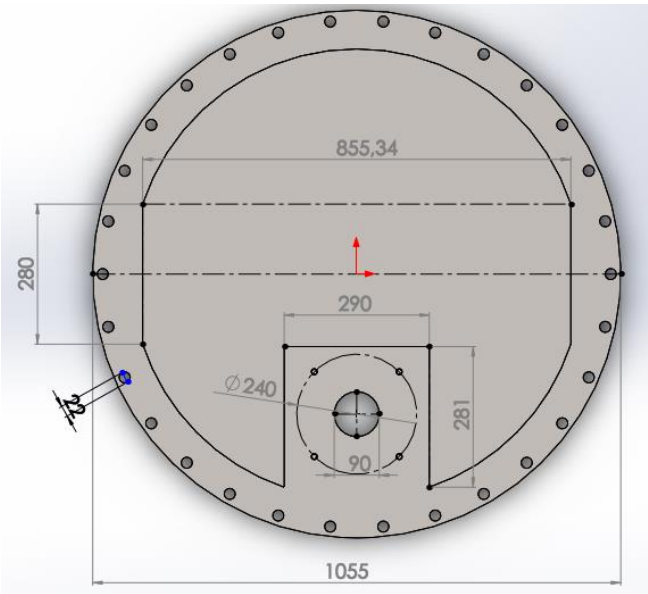


Imagen 31: Dimensiones propuestas para la placa de unión superior (Fuente propia)

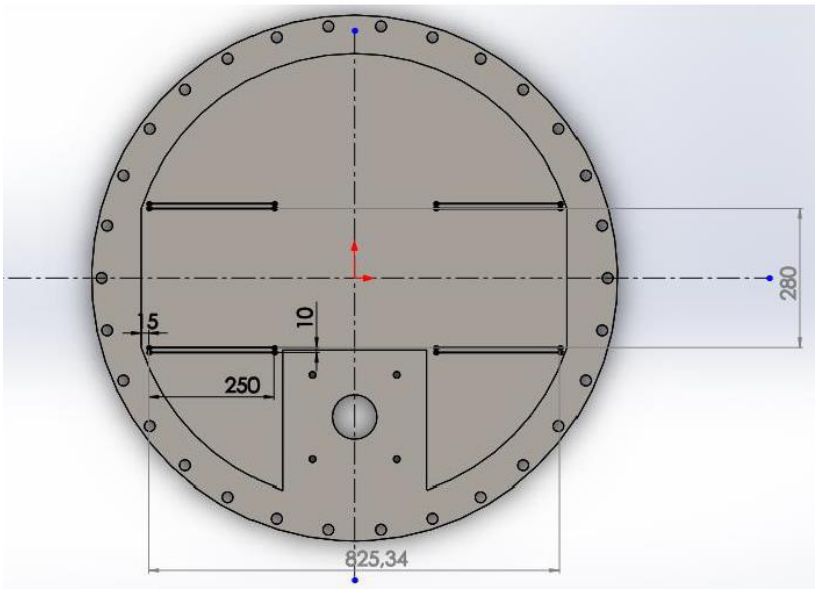


Imagen 32: Colocación y dimensiones de los cordones de soldadura (Fuente propia)

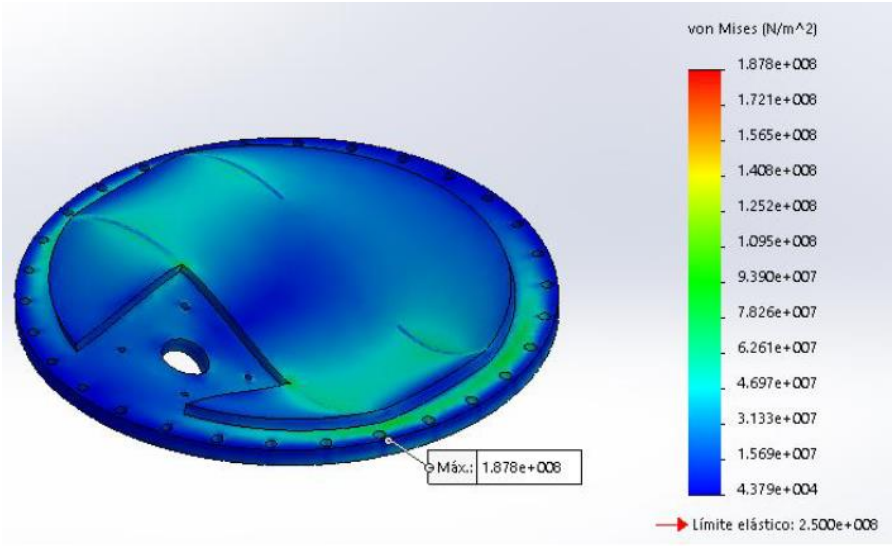


Imagen 33: Tensiones obtenidas en la simulación de la placa (Fuente propia)

La tensión máxima obtenida en la imagen anterior demuestra que las dimensiones, el material de la placa y la disposición de los cordones de soldadura son adecuados, es decir, esta será capaz de soportar los esfuerzos que transfiere la pluma derivados de la manipulación de la carga.

6.2.2.4. Placa de soporte del rodamiento

La placa de unión inferior debe soportar el aro interior del rodamiento y fijarse a la columna. El aro del rodamiento tendrá los taladros practicados para la colocación de los tornillos de fijación indicados por el fabricante, por tanto, la placa deberá tener los mismos agujeros que el rodamiento. Por tanto, de la misma manera que en la placa de unión superior, el aro interior define el diámetro de la placa de apoyo para el rodamiento

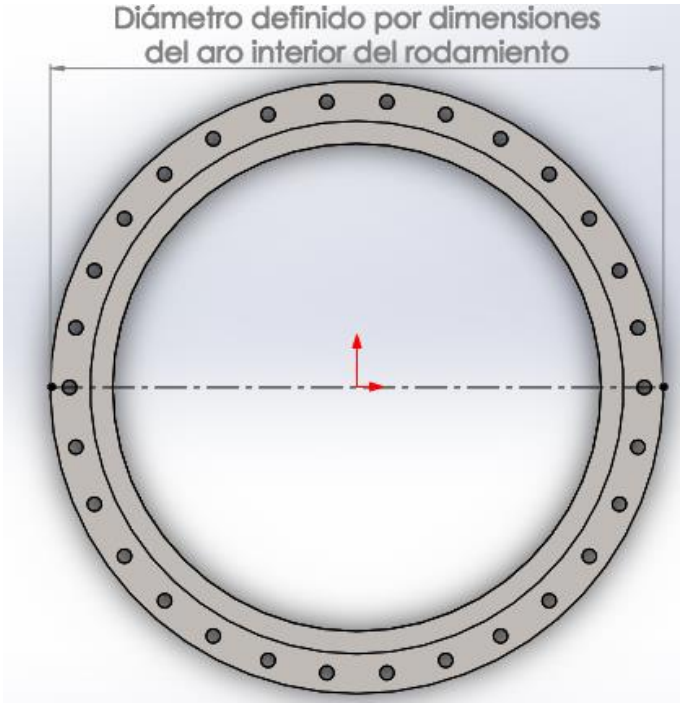


Imagen 34: Diámetro exterior de la placa (Fuente propia)

Por su parte, el diámetro interior viene definido por las dimensiones de la columna, definidas anteriormente. Por tanto, es necesario definir unas dimensiones que permitan el acoplamiento con ambos elementos. La placa se fija a la columna mediante cordones de soldadura.

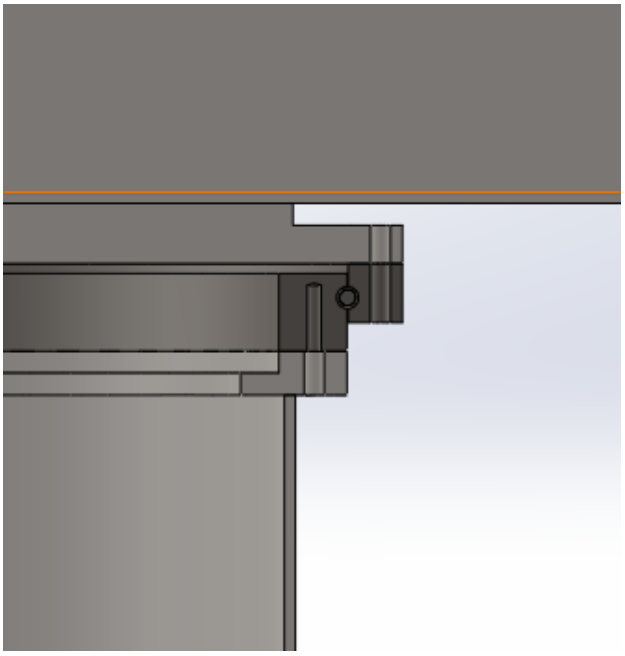


Imagen 35: Unión de las placas de fijación con el rodamiento (Fuente propia)

Según las condiciones de montaje definidas en este diseño, se dan unas dimensiones para la placa de apoyo del rodamiento de gran diámetro. En este sentido, se realiza una simulación incluyendo las cargas que deberá soportar según el método de cálculo descrito en la normativa y se obtienen los resultados de tensiones. Se emplea para este elemento estructural acero S275JR.

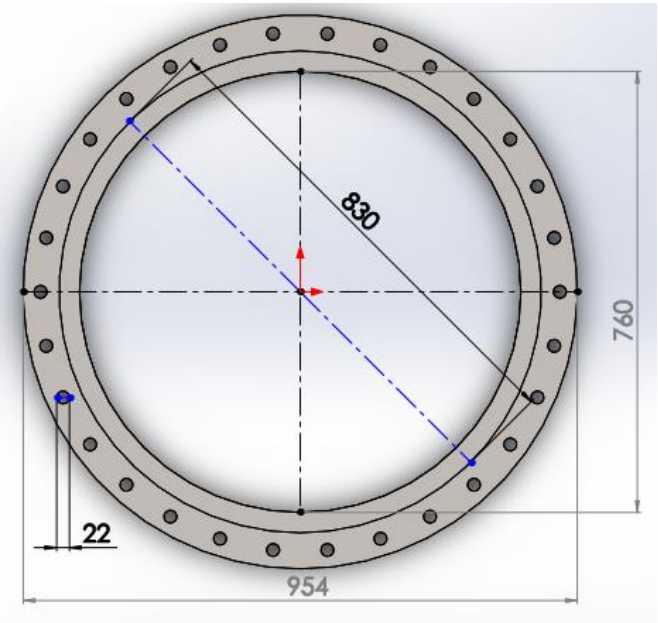


Imagen 36: Dimensiones principales de placa de apoyo (Fuente propia)

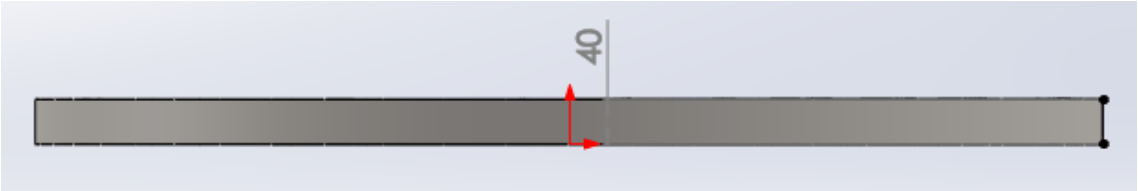


Imagen 37: Espesor propuesto (Fuente propia)

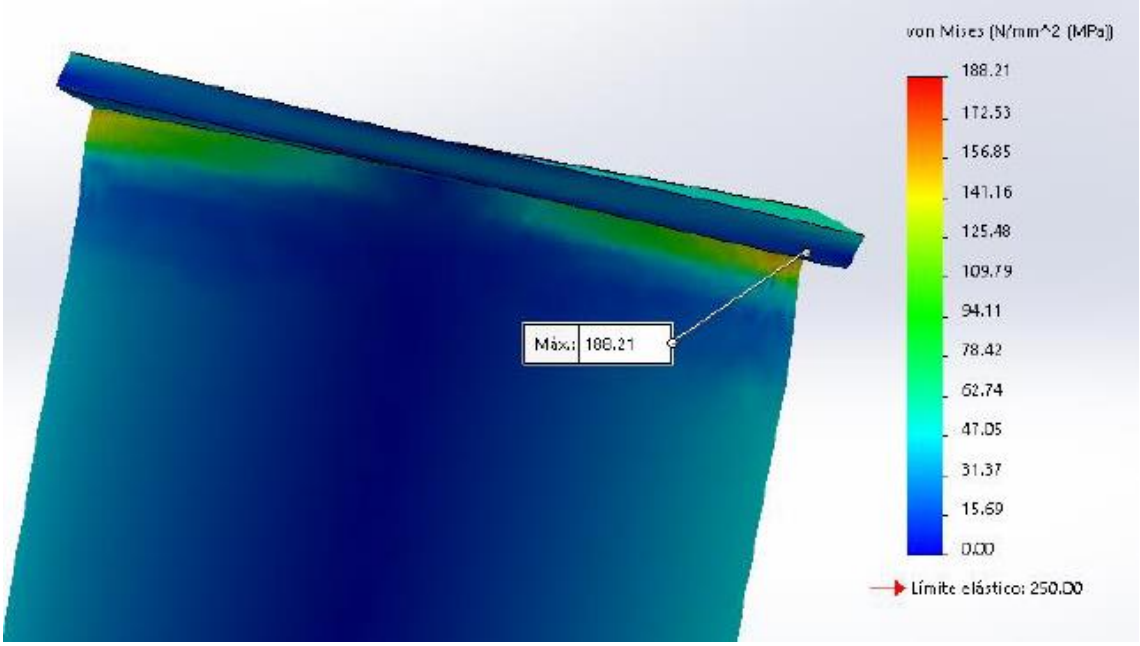


Imagen 38: Resultados de tensiones en la unión de la placa con la columna (Fuente propia)

Se puede distinguir que las dimensiones propuestas para la placa y las descritas en apartados anteriores para la columna son suficientes para soportar la solicitación de cargas más desfavorable.

6.2.3. Diseño del mecanismo de giro

Se debe realizar una definición de los elementos que componen el mecanismo de giro, además de proponer una justificación del diseño de los mismos. A continuación, se describen los elementos que componen este mecanismo.

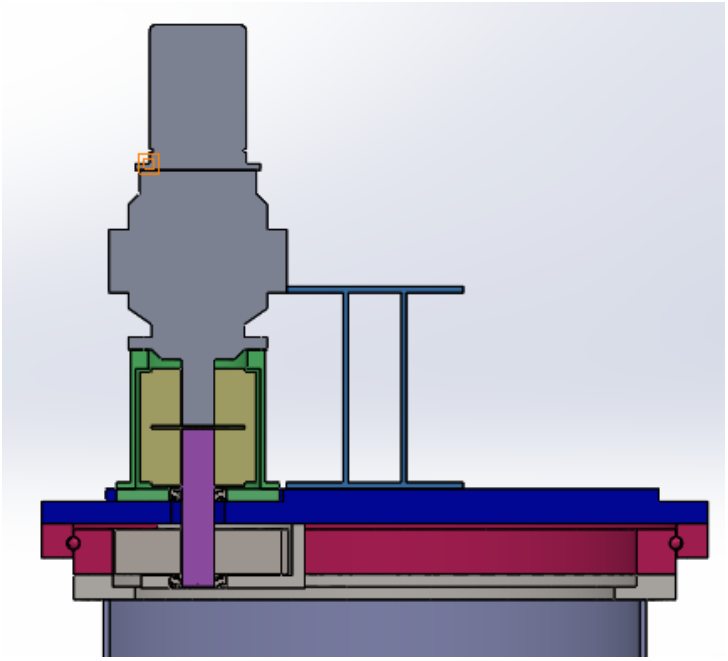


Imagen 39: Situación del mecanismo de giro en la estructura de la grúa (Fuente propia)

6.2.3.1. Elección del rodamiento de gran diámetro

La elección del rodamiento se realiza en base al momento de vuelco y el valor de la carga axial que debe resistir. El fabricante seleccionado es Rothe Erde, y facilita en su catálogo el método de cálculo que debe aplicarse para escoger el modelo de rodamiento.

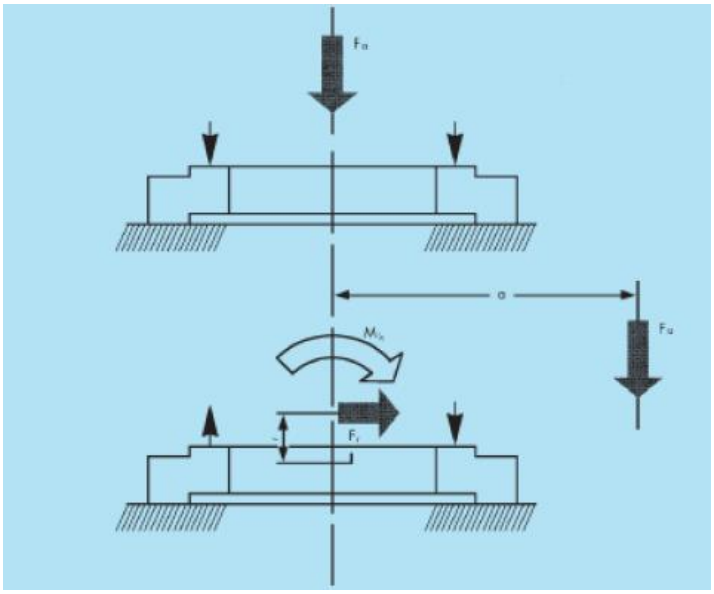


Imagen 40: Cargas sobre rodamiento, se desprecian las radiales (Fuente: Catálogo de Rothe Erde)

Este se fija mediante pernos a las placas de la forma que se ha descrito anteriormente. La calidad y el tipo de tornillo que debe utilizarse se especifica en el catálogo, y también depende del par y la carga que soporta el rodamiento.

La corona inferior irá dispuesta con dentado interior, de forma que aquí será donde se transmita el par que suministra el motor eléctrico a través del piñón. Es importante, por tanto, conocer el valor de la fuerza tangencial que es capaz de soportar el diente del rodamiento. Este dato también es facilitado por el fabricante.

En este sentido, se selecciona el modelo 062.25.0955.500.11.1503. Las características se muestran en el Anexo 2 y se demuestra que es capaz de soportar el estado de cargas al que se somete y, además, la fuerza máxima permisible sobre el diente es mayor a la que se le estará aplicando.

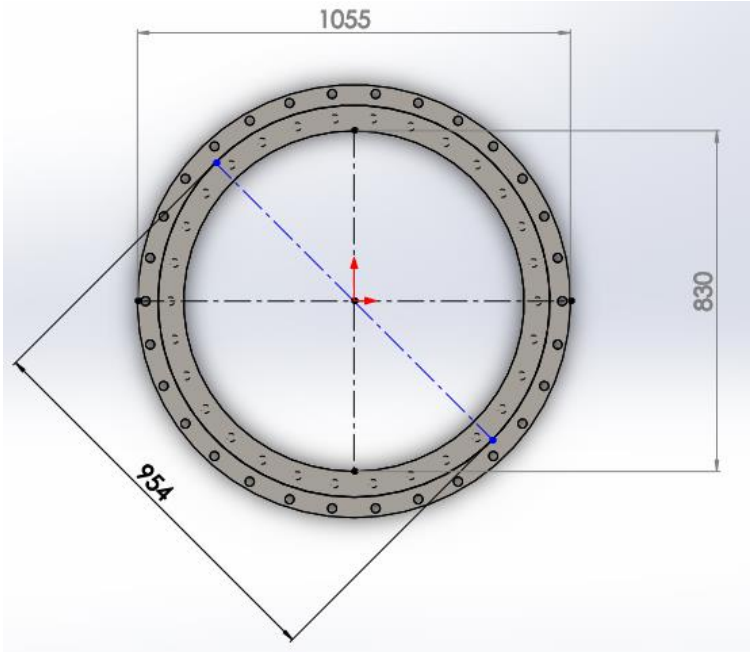


Imagen 41: Esquema con dimensiones de los aros del rodamiento de gran diámetro, en milímetros (Fuente propia)

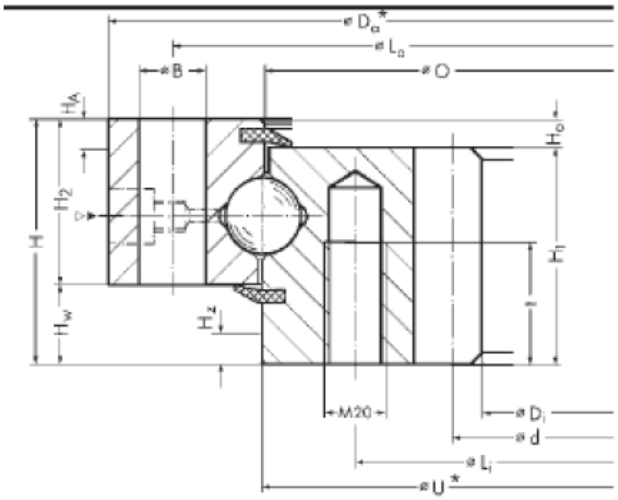


Imagen 42: Diseño del rodamiento de gran diámetro. Medidas especificadas en el Anexo 2 (Fuente: Catálogo Rothe Erde)

6.2.3.2. Reductor

El reductor conforma una de las dos etapas de reducción que se dan en el mecanismo de giro. Esta será alta, pues el motor eléctrico al que se acopla presenta una velocidad de régimen de 1400 rpm, que es muy grande en comparación con el giro requerido para la grúa.

Es necesario, además, seleccionar un reductor que tenga un volumen lo más pequeño posible, pues el espacio para colocar el mecanismo sobre la placa de unión superior está acotado por el tamaño de la pluma y de la propia placa.

Otro aspecto importante para la elección del reductor es el par torsor de salida, pues se aportará un momento en el eje que debe superar el par resistente que ofrecen los elementos que van a realizar el giro, esto es, el par debido a la aceleración de dichos componentes hasta el régimen de giro, el rozamiento que tiene el rodamiento y la resistencia del viento sobre la pluma. El cálculo de estos valores se ofrece en el Anexo 2.

En este sentido, el reductor se elige del catálogo de reductores de la serie 300M de Bonfiglioli. Se trata del modelo 305 L4 816 MC, con 4 etapas que proporcionan una relación de reducción total de 816.

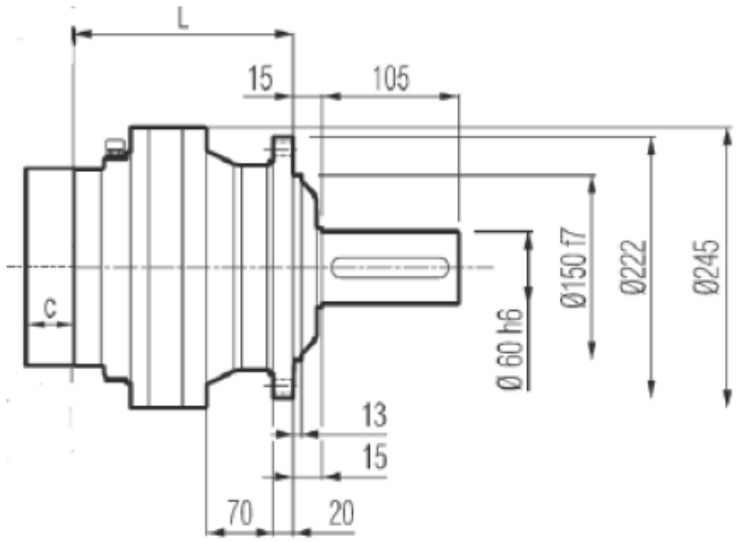


Imagen 43: Dimensiones del reductor, L=284 mm (Fuente: Catálogo Bonfiglioli))

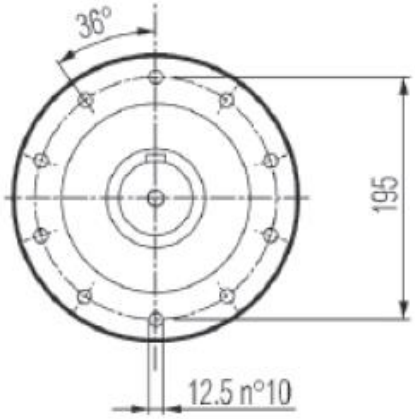


Imagen 44: Vista frontal con dimensiones del reductor (Fuente: Catálogo Bonfiglioli)

6.2.3.3. Motor

El fabricante de reductores Bonfiglioli proporciona una gama de motores eléctricos para cada tipo de reductor. En nuestro caso, se debe atender al par de salida del reductor. Este par depende de la potencia que se aplique. El cálculo está reflejado en el Anexo 2 de este proyecto.

Finalmente, se determina un motor eléctrico asíncrono trifásico con rotor tipo jaula de ardilla, denominado BN 80B en el catálogo, de 4 polos con una potencia nominal

de 0,75 kW. Incluye freno y viene con un sombrerete de protección para la ubicación en dirección vertical. Además, vendrá protegido contra el polvo y chorros de agua (IP 55).

6.2.3.4. Acoplamiento flexible

La utilización del acoplamiento flexible se justifica con los posibles errores de montaje que provocan desalineaciones. El piñón debe situado de la forma más precisa posible, por este motivo se emplea un acoplamiento flexible.

Para su selección debe tenerse en cuenta el par transmitido por el conjunto motorreductor. El proceso de cálculo se especifica en el catálogo del fabricante. Para este caso, se elegirá un acoplamiento dentado de Esco Drives.

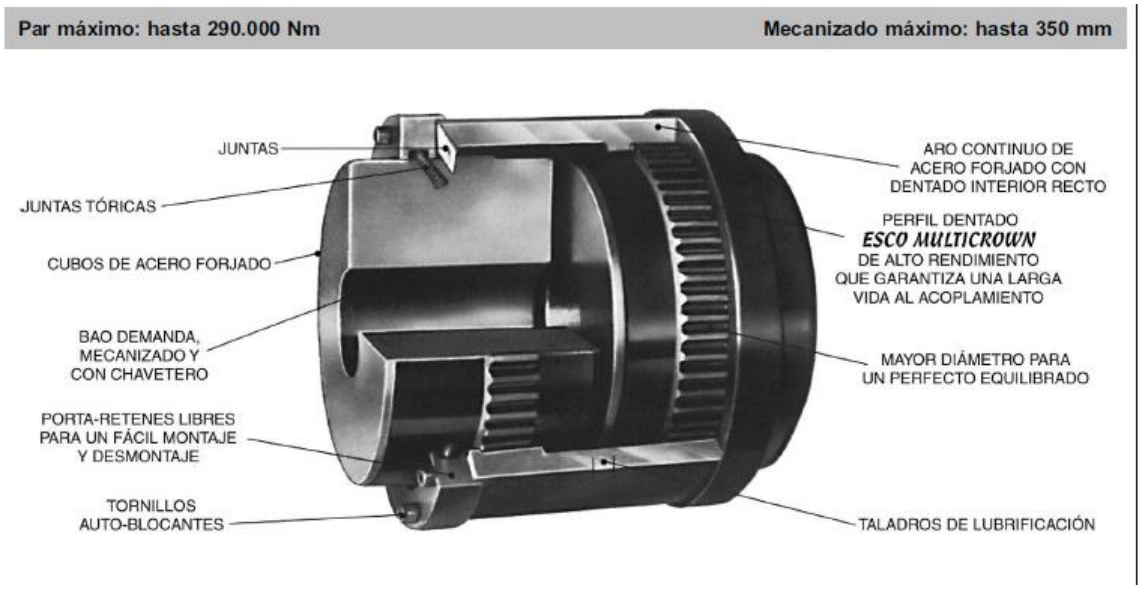


Imagen 45: Forma constructiva del acoplamiento dentado (Fuente: Catálogo Esco Drives)

Un parámetro fundamental en la elección también fue el tamaño del acoplamiento, pues se dispone una camisa lo cubre a la que se debe fijar el reductor. Este tiene unas dimensiones determinadas que debe cumplir dicha camisa, por tanto, el tamaño del acoplamiento debe ajustarse al espacio disponible en el interior de dicha camisa.

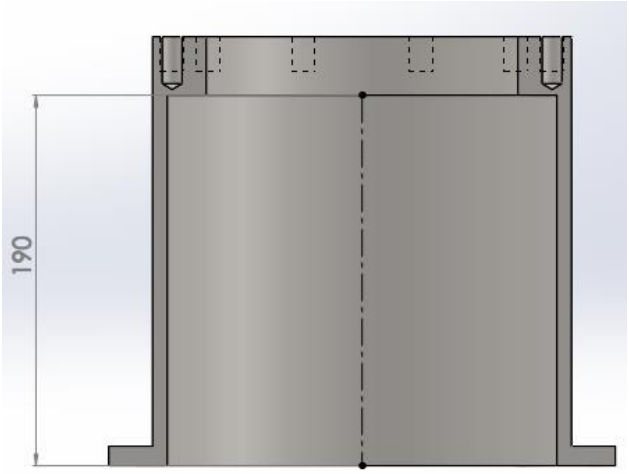


Imagen 46: Limitación de altura de la camisa del acoplamiento (Fuente propia)

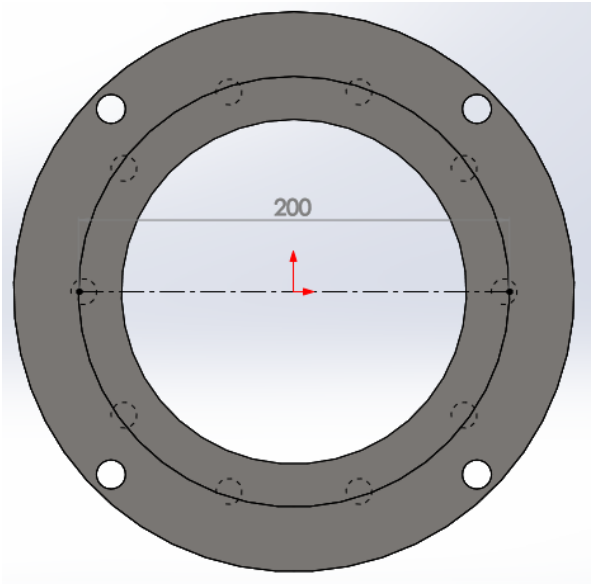


Imagen 47: Diámetro del interior de la camisa (Fuente propia)

Finalmente, la camisa se fija al reductor mediante los tornillos que define Bonfiglioli, y a la placa superior de unión mediante los taladros definidas en la misma.

6.2.3.5. Piñón y eje

El eje se determina a partir del valor de las cargas derivadas de la transmisión del par torsor, de forma que sufrirá esfuerzos de torsión y flexión combinados. Este se

fabrica de acero F-1272 y su longitud se determina a partir de la distancia necesaria para contener el piñón y fijarlo mediante dos rodamientos de bolas. Se fija tanto al acoplamiento como al piñón mediante chavetas con dimensiones según DIN 6885.

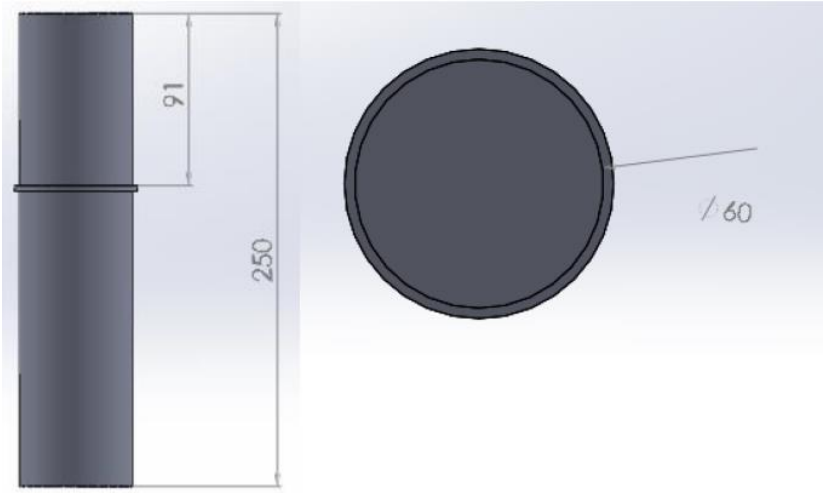


Imagen 48: Dimensiones finales del eje (Fuente propia)

Se colocarán rodamientos en las zonas marcadas en la siguiente imagen. Se trata de rodamientos de bolas SKF Explorer 6012. Las dimensiones y el cálculo se especifican en el Anexo 2 de este proyecto. El rodamiento inferior se debe colocar en un soporte que actúa de protección para el piñón de giro y se une a la placa de unión superior.

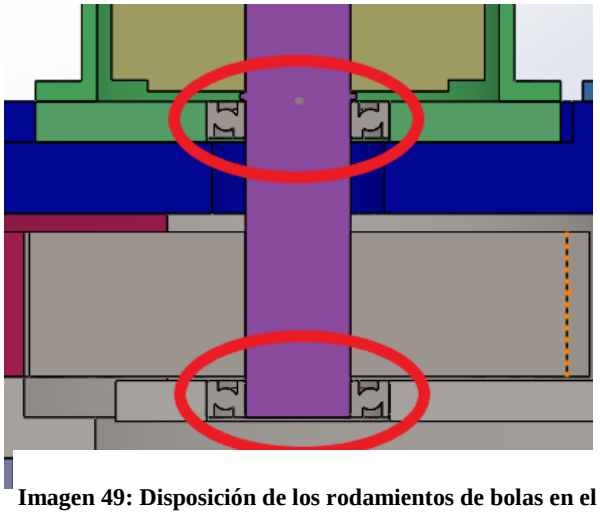


Imagen 49: Disposición de los rodamientos de bolas en el mecanismo de giro (Fuente propia)

El rodamiento superior se dispone sobre un soporte que se fija a la placa de unión superior por los taladros dispuestas en la misma. Este soporta sirve de base para la camisa

del acoplamiento flexible. Ambos rodamientos se fijan por ajuste a los agujeros mecanizados en sus respectivos soportes.

Por su parte, el piñón de giro debe cumplir la necesidad de realizar la segunda reducción de las dos etapas presentes en el mecanismo de giro. Sus dimensiones vienen determinadas por el módulo del dentado de la corona del rodamiento de gran diámetro, y por el número de dientes necesarios para cumplir con una relación de 1:3. En este sentido, a continuación, se muestran las dimensiones principales del piñón. El material será acero clasificado según la AGMA entre A1-A5 de Cromo al 2.5% nitrurado (ver Anexo 2, Diseño del piñón).

Módulo (mm)	m	10
Número de dientes	z_2	27
Ángulo de presión (º)	φ	20
Ancho de cara (mm)	B	71
Diámetro primitivo (mm)	D_p	270
Paso diametral (mm^{-1})	P_d	0,1

Tabla 5: Características del piñón (Fuente propia)

7. Resultados finales

En los apartados anteriores se realiza el proceso descriptivo de cada elemento que conforma el diseño de la grúa. Se justifican mediante valores e ilustraciones las diferentes decisiones que se han tomado.

A continuación, se muestra el diseño final, esto es, todos los componentes ya definidos dispuestos en la configuración final del aparato de elevación.

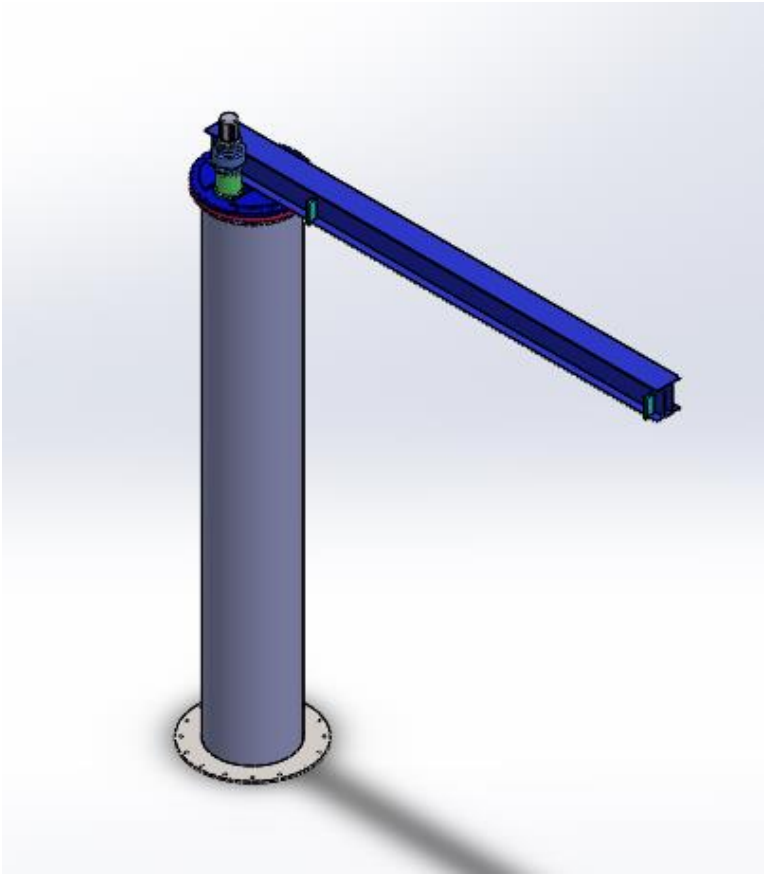


Imagen 50: Perspectiva de diseño final de la grúa (Fuente propia)

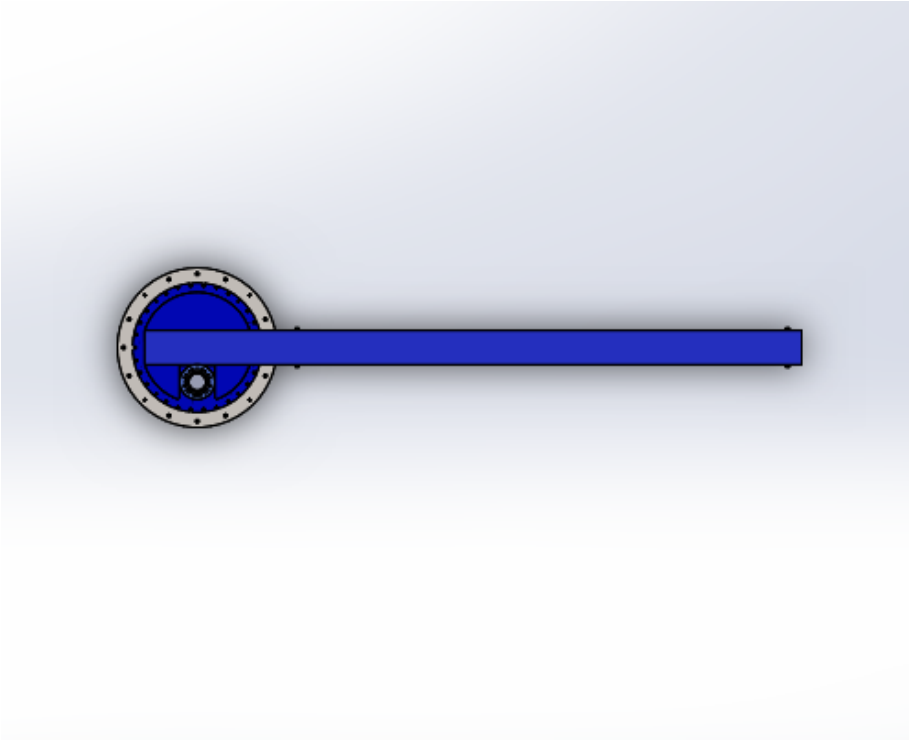


Imagen 51: Planta de diseño final (Fuente propia)

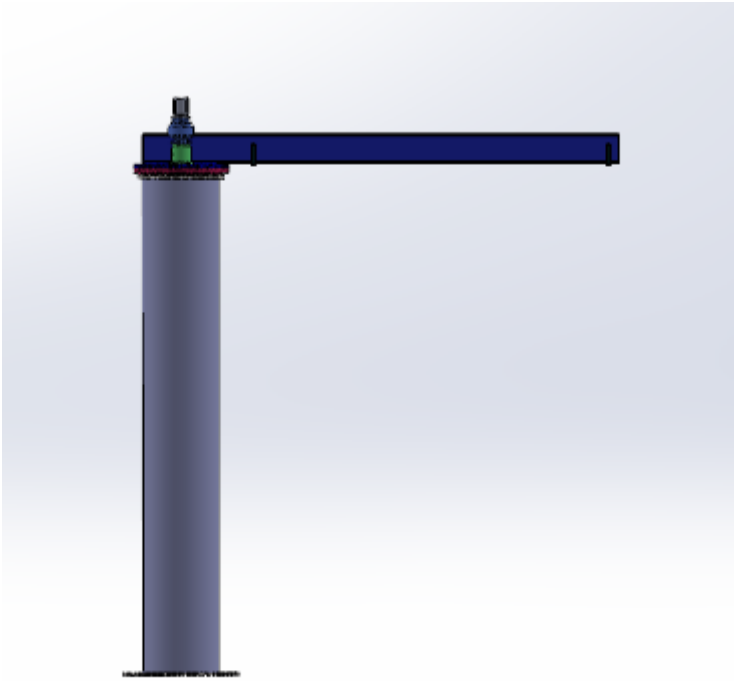


Imagen 52: Vista lateral de diseño final (Fuente propia)

8. Conclusiones (Conclusion)

Una vez se alcanza el diseño final del aparato de elevación, que se describe en los apartados anteriores, se puede comprobar que se cumple con todos los requisitos de diseño impuestos de partida. Se consiguen unas dimensiones de los elementos que se asemejan a los diseños presentes en el mercado actual, lo que sirve de indicador de la eficiencia de nuestro producto final.

Las velocidades de operación se ajustan a las inicialmente especificadas. Se ha conseguido la disposición de cada elemento de forma que se llega a una estructura compacta y eficaz. El giro es total y las cotas referidas al gancho son iguales a las requeridas.

Finalmente, se puede afirmar que se ha conseguido alcanzar un diseño que se ajuste a la función especificada y a las dimensiones y parámetros de trabajo. Además, se consigue una configuración sencilla y que facilita el mantenimiento y el montaje de las distintas partes.

Once we reach the final design of the crane, that is described previously, it can be proved that it meets all the design requirements. The dimensions of the elements that are similar to the designs present in the current market are achieved, which serves as an indicator of the efficiency of our final product.

The operating speeds ate adjusted to those initially specified. The disposition of each element has been achieved so that a compact and efficient structure is reached. The rotation is total and the dimensions referred to the hook are the same as the required.

Finally, it can be said that the design we reached fits the specified function and the working dimensions and parameters. In addition, a simple configuration is achieved and it facilitates the maintenance and assembly tasks of the different parts.

Índice de Imágenes

Imagen 1: Grúa de pluma giratoria destinada a su uso en fábrica (Fuente: https://www.ghcranes.com/es/) 5
Imagen 2: Grúa de pluma giratoria para manipulación de embarcaciones (Fuente: https://www.ghcranes.com/es/) 5
Imagen 3: Componentes principales de la grúa (Fuente propia) 9
Imagen 4: Esquema representativo de las dimensiones principales (Fuente propia) 10
Imagen 5: Movimientos de trabajo de la grúa (Fuente propia) 12
Imagen 6: Representación de las distancias en la grúa (Fuente propia) 13
Imagen 7: Puntos de aplicación de los pesos propios (Fuente propia) 14
Imagen 8: Aplicación de la carga de servicio (Fuente propia) 15
Imagen 9: Aplicación de cargas debidas a la aceleración en el giro (Fuente propia) 15
Imagen 10: Cargas debidas al viento sobre la estructura (Fuente propia) 16
Imagen 11: Cargas y distancias de aplicación para el caso I (Fuente propia) 18
Imagen 12: Cargas por viento que deben añadirse a las consideradas para el caso I (Fuente propia) 18
Imagen 13: Polipasto eléctrico con carro de traslación en configuración reducida (Fuente: Catálogo Terex Donati) 21
Imagen 14: Diseño de estructura de la grúa (Fuente propia) 22
Imagen 15: Perfil de la viga cajón y esfuerzos a los que está sometido (Fuente propia) 23
Imagen 16: Distancia adicional que debe añadirse a la pluma debido a su acople a la placa de unión (Fuente propia) 23
Imagen 17: Alcance mínimo que define la distancia de rodadura del carro de traslación (Fuente propia) 24
Imagen 18: Alcance máximo de la pluma (Fuente propia) 24
Imagen 19: Disposición de las ruedas del carro de traslación sobre la pluma, que define la distancia mínima en el ala (Fuente propia) 25
Imagen 20: Dimensiones del perfil seleccionado para la pluma (Fuente propia) 25
Imagen 21: Longitud final de la pluma (Fuente propia) 26
Imagen 22: Perfil de la estructura que muestra el cambio de sección (Fuente propia) 27
Imagen 23: Distancias que definen la altura de la columna (Fuente propia) 28

Imagen 24: Esfuerzos presentes en la sección de la columna (Fuente propia)..... 28
Imagen 25: Dimensiones de la sección (Fuente propia)..... 29
Imagen 26: Longitud de la columna (Fuente propia) 30
Imagen 27: Definición del diámetro exterior (Fuente propia)..... 31
Imagen 28: Definición de dimensiones para disposición de mecanismo de giro (Fuente propia)..... 32
Imagen 29: Zona de contacto de la placa con la pluma (Fuente propia) 32
Imagen 30: Espesores propuestos para la placa de unión superior (Fuente propia)..... 33
Imagen 31: Dimensiones propuestas para la placa de unión superior (Fuente propia) .. 33
Imagen 32: Colocación y dimensiones de los cordones de soldadura (Fuente propia).. 34
Imagen 33: Tensiones obtenidas en la simulación de la placa (Fuente propia) 34
Imagen 34: Diámetro exterior de la placa (Fuente propia)..... 35
Imagen 35: Unión de las placas de fijación con el rodamiento (Fuente propia) 36
Imagen 36: Dimensiones principales de placa de apoyo (Fuente propia) 36
Imagen 37: Espesor propuesto (Fuente propia)..... 37
Imagen 38: Resultados de tensiones en la unión de la placa con la columna (Fuente propia)..... 37
Imagen 39: Situación del mecanismo de giro en la estructura de la grúa (Fuente propia) 38
Imagen 40: Cargas sobre rodamiento, se desprecian las radiales (Fuente: Catálogo de Rothe Erde)..... 38
Imagen 41: Esquema con dimensiones de los aros del rodamiento de gran diámetro, en milímetros (Fuente propia)..... 39
Imagen 42: Diseño del rodamiento de gran diámetro. Medidas especificadas en el Anexo 2 (Fuente: Catálogo Rothe Erde) 40
Imagen 43: Dimensiones del reductor, L=284 mm (Fuente: Catálogo Bonfiglioli)) 41
Imagen 44: Vista frontal con dimensiones del reductor (Fuente: Catálogo Bonfiglioli) 41
Imagen 45: Forma constructiva del acoplamiento dentado (Fuente: Catálogo Esco Drives) 42
Imagen 46: Limitación de altura de la camisa del acoplamiento (Fuente propia)..... 43
Imagen 47: Diámetro del interior de la camisa (Fuente propia)..... 43
Imagen 48: Dimensiones finales del eje (Fuente propia) 44

Imagen 49: Disposición de los rodamientos de bolas en el mecanismo de giro (Fuente propia)..... 44
Imagen 50: Perspectiva de diseño final de la grúa (Fuente propia)..... 46
Imagen 51: Planta de diseño final (Fuente propia)..... 46
Imagen 52: Vista lateral de diseño final (Fuente propia) 47

Índice de Tablas

Tabla 1: Parámetros de funcionamiento de la grúa (Fuente propia)..... 10
Tabla 2: Características principales del mecanismo de elevación y traslación (Fuente propia)..... 20
Tabla 3: Tensiones equivalentes en la sección crítica de la pluma (Fuente propia)..... 26
Tabla 4: Verificación de los valores de tensión equivalente para cada caso de estudio (Fuente propia) 30
Tabla 5: Características del piñón (Fuente propia)..... 45

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

Título:

Diseño de grúa de columna con pluma giratoria 2 Tn

Anexo 1: Dimensionamiento de los elementos estructurales

Autor: Alejandro González González

Tutor académico: Viana L. Guadalupe Suárez

Fecha: Julio 2018

Índice Anexo 1

1. Introducción 4
2. Clasificación de la grúa según UNE 58112:91-1 4
2.1. Estado de carga 5
2.2. Clase de utilización 5
2.3. Clasificación de la grúa 6
3. Solicitaciones sobre la estructura (UNE 58132-2:2005) 7
3.1. Solicitaciones principales 7
3.1.1. Solicitaciones debidas a pesos propios de los elementos, $\boldsymbol{SG}$ 8
3.1.2. Solicitaciones debidas a la carga de servicio, $\boldsymbol{SL}$ 8
3.2. Solicitaciones debidas a movimientos verticales 9
3.2.1. Solicitaciones debidas a la elevación de la carga de servicio 9
3.2.2. Solicitaciones debidas a las aceleraciones y desaceleraciones de los movimientos de elevación 10
3.3. Solicitaciones debidas a movimientos horizontales 11
3.3.1. Solicitaciones debidas a las aceleraciones y desaceleraciones de los elementos móviles durante el giro 11
3.3.2. Solicitaciones debidas a los efectos de choque 11
3.4. Solicitaciones debidas a efectos climáticos 12
3.4.1. Solicitaciones debidas a la acción del viento 12
3.4.1.1. Viento sobre la pluma 14
3.4.1.2. Viento sobre la columna 15
3.4.1.3. Viento sobre la carga 16
3.4.2. Solicitaciones debidas a las sobrecargas de nieve 17
3.4.3. Solicitaciones debidas a variaciones de temperatura 17
4. Dimensionamiento de la pluma y la columna 17
4.1. Esfuerzos presentes en la grúa 20
4.2. Cargas sobre la pluma 22
4.3. Cargas sobre la columna 25

4.4. Dimensionamiento de la pluma 27
4.4.1. Cargas verticales 28
4.4.1.1. Esfuerzo debido al peso propio 29
4.4.1.2. Esfuerzo debido al peso propio del mecanismo de elevación y la carga de servicio 29
4.4.2. Cargas horizontales 30
4.4.2.1. Efectos horizontales por la aceleración o desaceleración de los elementos al iniciar o finalizar el movimiento de giro 30
4.4.2.2. Viento sobre la pluma y la carga 32
4.4.3. Cargas debidas a ensayos 34
4.4.4. Comprobación de esfuerzos en la pluma 34
4.4.4.1. Caso I 35
4.4.4.2. Caso II 36
4.4.4.3. Caso III 38
4.4.4.4. Comprobación final 40
4.5. Dimensionamiento de la columna 41
4.5.1. Cargas verticales 43
4.5.1.1. Esfuerzos debidos a los pesos propios de los elementos 43
4.5.1.2. Esfuerzo debido a la manipulación de la carga de servicio 44
4.5.2. Cargas horizontales 45
4.5.2.1. Efectos horizontales debidos a la inercia del movimiento 45
4.5.2.2. Viento sobre la columna, la pluma y la carga 47
4.5.3. Cargas debidas a ensayo 49
4.5.4. Comprobación de esfuerzos en la columna. 50
4.5.4.1. Caso I 52
4.5.4.2. Caso II 54
4.5.4.3. Caso III 55
4.5.4.4. Comprobación final 57
5. Dimensionamiento de placa de unión 57
5.1. Diseño de la placa 58
5.2. Cargas consideradas 60
5.3. Soldadura según DB SE-A 62

5.4. Comprobaciones con SolidWorks 68
5.4.1. Condiciones de contorno 69
5.4.1.1. Caso 1 69
5.4.1.2. Caso 2 75
5.4.1.3. Caso 3 79
5.5. Definición final de la placa de unión 84
6. Simulaciones de la columna con SolidWorks 85
6.1. Cargas sobre la columna 85
6.2. Placa inferior para apoyo de rodamiento 86
6.2.1. Simulación 88
6.3. Pandeo 92
6.3.1. Simulación del pandeo 92
7. Dimensionamiento de tornillos de anclaje 94
7.1. Momento máximo en la base 94
7.2. Fuerza que soportan los tornillos 96
7.3. Comprobación de resistencia mínima de prueba 100

1. Introducción

Un aparato de elevación se compone de varios elementos que permiten el correcto funcionamiento de los mismos. De estos elementos debemos destacar la estructura y los componentes encargados de proporcionar los movimientos que permiten la elevación y transporte de las cargas.

La estructura se puede subdividir en la columna (fija), la pluma (móvil) y la cimentación. Estos elementos tienen la función de absorber todas las cargas traducidas en tensiones sobre los mismos. Por otra parte, los componentes que abarca este proyecto son los encargados de realizar el giro de la pluma (mecanismo de giro), y el de elevación y traslación de la carga a lo largo de la misma (mecanismo de elevación con carro de traslación).

En vistas de facilitar el cálculo y la comprensión de los conceptos que se tratarán en este anexo, se han utilizado las Normas UNE relativas a la serie 58132. En ellas se describen los diferentes procesos a seguir para el correcto dimensionamiento de los elementos que componen la estructura de la grúa. Para ello, se dan diferentes casos donde se combinan las solicitaciones que se derivan de los esfuerzos que deben contemplarse en el diseño.

El método de realización de los cálculos cuando se está diseñando consiste en las suposiciones de unos elementos estructurales iniciales que permitan alcanzar unos resultados determinados. A partir de la evaluación de los mismos, y bajo unas determinadas condiciones que son inicialmente fijadas (requisitos de diseño del producto), se realiza nuevamente el proceso. De esta forma, y tras varios ciclos de prueba y redimensionamiento, se alcanza un resultado final, que tiene las características que se muestran en el proyecto (producto final).

2. Clasificación de la grúa según UNE 58112:91-1

La clasificación del aparato de elevación sirve para situar a los diferentes agentes que intervienen en el diseño del mismo para definir sus condiciones de servicio. El

método utilizado para llevar a cabo este proceso es el descrito en la Norma UNE 58112:91-1.

Es necesario, por tanto, definir el grupo del aparato. Esto se consigue conociendo dos parámetros del mismo: el estado de carga al que estará sometido y la clase de utilización. Para la determinación de ambos, se emplean unas tablas que sirven de guía según las condiciones de servicio del producto que estamos diseñando.

2.1. Estado de carga

Este parámetro indica en qué medida un aparato de elevación está sometido a una carga máxima con relación a sus condiciones generales de servicio. Se mide con un factor *k* que define la frecuencia con la que aparecen dichas cargas máximas.

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro de cargas K_m	Observaciones
L1 – Ligero	0,125	Mecanismo sometido excepcionalmente a la carga máxima de servicio y normalmente a cargas muy pequeñas
L2 – Moderado	0,25	Mecanismo sometido con bastante frecuencia a la carga máxima de servicio y corrientemente a cargas pequeñas
L3 – Pesado	0,50	Mecanismo sometido con bastante frecuencia a su carga máxima de servicio y corrientemente a cargas medias
L4 – Muy pesado	1,00	Mecanismo corrientemente sometido a su carga máxima de servicio

Imagen 1: Tabla que relaciona los estados de carga (Fuente: UNE 58112-91/1)

2.2. Clase de utilización

Los usuarios o clientes de un determinado producto deben tener la garantía de que se cumplen una serie de ciclos de trabajo mínimos durante su vida útil. Esta característica es muy importante a la hora de seleccionar el grupo al que debe pertenecer el aparato de elevación. Se define, para nuestro caso, en horas de duración del servicio total previsto.

La Norma establece diferentes niveles para las clases de utilización según las horas de servicio antes mencionadas.

Clase de utilización	Duración total de servicio h	Observaciones
T_0	200	Utilización ocasional
T_1	400	
T_2	800	
T_3	1600	
T_4	3200	Utilización regular en servicio ligero
T_5	6 300	Utilización regular en servicio intermitente
T_6	12 000	Utilización regular en servicio intensivo
T_7	25 000	Utilización intensiva
T_8	50 000	
T_9	100 000	

Imagen 2: Relación de clases de utilización (Fuente: UNE 58112-91/1)

Estos valores no dejan de ser teóricos convencionales, que servirán como base para el diseño y clasificación del aparato.

2.3. Clasificación de la grúa

En la memoria se refleja la vida estimada de la grúa, considerando que estará en funcionamiento durante 10 años, trabajando durante 200 días, de los cuales se consideran únicamente 3 horas en las que estará activa. De esta forma, se obtiene un total de 6000 horas de vida útil para el aparato. Su clase de utilización será la definida como T_5.

Por otra parte, se considerará un estado de cargas moderado ($L2$) para nuestra grúa. Este estado se define como el que se da cuando el aparato de elevación está sometido con bastante frecuencia a la carga máxima de servicio y corrientemente a cargas más pequeñas.

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro en cargas K_m	Clases de utilización del mecanismo									
		T_0	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9
L1 – Ligero	0,125	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2 – Moderado	0,25	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3 – Pesado	0,5	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4 – Muy pesado	1,0	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

Imagen 3: Clasificación del aparato según estado de carga y clase de utilización (Fuente: UNE 58112-91/1)

Por tanto, según los parámetros elegidos para nuestro caso, el aparato estará en el grupo $M5$.

3. Solicitaciones sobre la estructura (UNE 58132-2:2005)

La estructura de la grúa se determina mediante el estudio del efecto de una serie de solicitaciones que se plantean a continuación sobre los diferentes puntos críticos que esta pueda tener. Estas solicitaciones dependerán del funcionamiento del aparato de elevación, la carga que vaya a transportar y el efecto del entorno sobre el mismo. Se clasifican en los grupos siguientes:

- Las solicitaciones principales actuando sobre la estructura del aparato inmóvil, en el estado de carga más desfavorable.
- Las solicitaciones debidas a los movimientos verticales.
- Las solicitaciones debidas a los movimientos horizontales.
- Las solicitaciones debidas a los efectos climáticos.

En este sentido, debemos definir la carga de servicio como el peso de la carga útil, incluyendo los accesorios de elevación (aparejos, ganchos, vigas de carga, etc.). Así, también entendemos el peso propio como el peso de los componentes de la grúa, descontando el peso de la carga de servicio antes mencionada.

3.1. Solicitaciones principales

Se recogen dentro de solicitaciones principales las siguientes:

a) Solicitaciones debidas a pesos propios de los elementos, S_G.

b) Solicitaciones debidas a la carga de servicio, S_L.

3.1.1. Solicitaciones debidas a pesos propios de los elementos, S_G

Para el diseño es necesario conocer los diferentes elementos que componen la estructura y sus características. Para ello, debemos plantear un diseño inicial con unos componentes que presenten unas características de partida, que se comprueban en apartados posteriores. La estructura se supone de acero, se dan las dimensiones y, en base a estos datos, se obtiene un peso propio de cada elemento. Los resultados que se muestran son redondeados a un número mayor, con el objetivo de simplificar en cierta medida la utilización de los mismos para los cálculos. Se considera para g un valor de 10 m/s^2

Pesos propios de los elementos		
Masa de la pluma (kg)	m_{pl}	500
Masa de la columna (kg)	m_{col}	1200
Masa del mecanismo de elevación (kg)	m_{me}	360
Masa del mecanismo de giro (kg)	m_{mg}	600
Pluma (N)	F_{pl}	5000
Columna (N)	F_{col}	12000
Mecanismo de elevación (N)	F_{me}	3600
Mecanismo de giro (N)	F_{mg}	6000

Tabla 1: Pesos propios de elementos de la estructura (Fuente propia)

3.1.2. Solicitaciones debidas a la carga de servicio, S_L

La carga de servicio se ha definido anteriormente y, por tanto, conociendo que para este caso se diseña una grúa que eleve y transporte una carga máxima de 2000 kg, se tiene que el peso considerado será de 20000 N.

$$F_C = 20000\ N$$

3.2. Solicitaciones debidas a movimientos verticales

Se deducen del levantamiento más o menos brusco de la carga de servicio y de la aceleración o desaceleración durante la elevación de dicha carga.

3.2.1. Solicitaciones debidas a la elevación de la carga de servicio

Este apartado comprende aquellos esfuerzos debidos a las oscilaciones provocadas por la elevación de la carga. Para ello, se aplica a aquellas solicitaciones debidas a la carga de servicio un factor llamado coeficiente dinámico ψ. Este factor puede determinarse por dos vías: de forma analítica o gráfica.

Para la determinación analítica debe conocerse la velocidad de elevación que se tomará como factor de diseño en nuestra grúa. Además, aparece otro coeficiente experimental que se aporta en la misma Norma, que dependerá de la configuración de grúa que se esté comprobando.

$$\psi = 1 + \xi V_L \qquad (1)$$

Donde:

- ψ será el valor del coeficiente dinámico.
- ξ será igual a 0,3 para nuestro caso de diseño (grúa pluma).
- V_L es la velocidad de elevación de la carga de servicio que hemos fijado en la grúa. Serán 8 m/min.

Por otro lado, conociendo la velocidad de elevación se puede hallar directamente el valor del mismo.

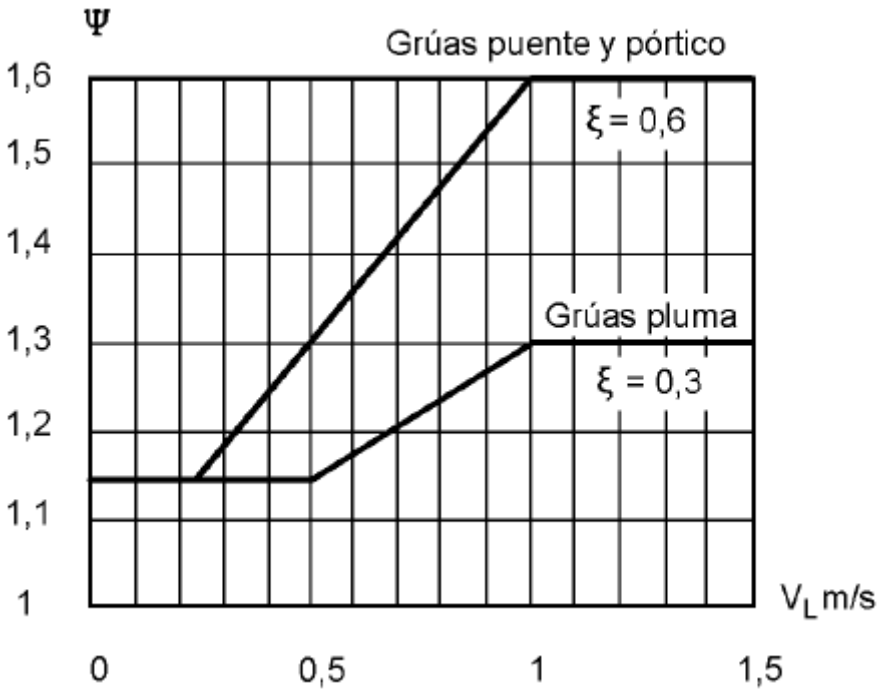


Imagen 4: Representación gráfica de coeficiente dinámico (Fuente: UNE 58132-2:2005)

La velocidad de elevación en metros por segundo será de unos $0{,}13\,m/s$ aproximadamente. Colocándonos en la línea correspondiente a la grúa pluma, obtenemos un valor para el coeficiente dinámico de $1{,}15$, que es el valor mínimo fijado en la UNE 58132-2:2005.

$$\psi = 1{,}15$$

3.2.2. Solicitaciones debidas a las aceleraciones y desaceleraciones de los movimientos de elevación

Los efectos incluidos en estas solicitaciones se ven respaldados por la aplicación del coeficiente dinámico anteriormente calculado. Contempla la brusquedad en la elevación de la carga de servicio, que constituye el coque más importante. Además, se tienen en cuenta también aquellas que aparecen por las aceleraciones o desaceleraciones durante este movimiento de levantamiento.

3.3. Solicitaciones debidas a movimientos horizontales

En este apartado se contemplan los movimientos horizontales de la grúa durante su funcionamiento y los efectos de los mismos sobre la estructura. En este diseño se consideran los siguientes efectos:

a) Solicitaciones debidas a las aceleraciones y desaceleraciones de los elementos móviles durante el giro de la grúa.
b) Solicitaciones debidas a los efectos de choque.

3.3.1. Solicitaciones debidas a las aceleraciones y desaceleraciones de los elementos móviles durante el giro

El movimiento de giro de la grúa pluma es llevado a cabo mediante la aplicación de un determinado par que provoca este movimiento giratorio sobre la pluma, el mecanismo de elevación (que se moverá conjuntamente con esta) y la carga de servicio. Para comenzar este movimiento y alcanzar la velocidad angular requerida, aparece una aceleración sobre dichos elementos móviles durante un tiempo determinado que provocará ciertos esfuerzos sobre la estructura debido a sus inercias.

Estos efectos pueden traducirse en fuerzas y momentos sobre la pluma y la columna a la hora de realizar el dimensionamiento. El régimen de giro, el tiempo de aceleración y, por tanto, la aceleración angular de la grúa serán parámetros prefijados para el diseño de la misma, es decir, son requisitos que debe contener el producto final.

3.3.2. Solicitaciones debidas a los efectos de choque

Los efectos derivados de posibles choques contra la carga de servicio no se considerarán excepto en aquellos casos de grúas en los que dicha carga se encuentre guiada rígidamente. Por tanto, estas solicitaciones no se contemplarán en nuestro análisis estructural.

3.4. Solicitaciones debidas a efectos climáticos

Se incluyen en este apartado todas aquellas solicitaciones derivadas de la acción del viento, de las sobrecargas de nieve y de las variaciones de la temperatura.

3.4.1. Solicitaciones debidas a la acción del viento

Para el cálculo de los esfuerzos provocados por las solicitaciones derivadas de la acción del viento sobre la estructura de la grúa, es necesario tener en cuenta dos condiciones en cuanto al tipo de servicio del aparato.

a) Viento con grúa en servicio, reflejado en la UNE 58113-85.
b) Viento con grúa fuera de servicio, expuesto en la UNE 58132-2:2005.

Para realizar el cálculo de la acción del viento sobre las diferentes partes que componen la estructura de la grúa debemos conocer la presión dinámica del viento, el coeficiente de forma y la superficie neta sobre la que actúa el viento.

$$F_v = ApC_f \qquad (2)$$

Donde:

- A será la superficie neta de elemento que se considera (proyección de la superficie sólida sobre un plano perpendicular a la dirección que se toma para el viento, en metros cuadrados).
- p es la presión del viento que será determinada más adelante.
- C_f será el coeficiente de forma para el elemento considerado.
- F será la fuerza derivada de la acción del viento sobre el elemento que se contemple, y tendrá la misma dirección y sentido que es tomado para el viento.

El coeficiente de forma se determina en dependencia de las dimensiones del elemento que se está considerando. El viento se supondrá siempre en la dirección más desfavorable. La selección del valor de estos factores se realizará más adelante para la

pluma y la columna, pues es necesario distinguirlos debido a que serán secciones distintas. La superficie neta se hallará de la misma manera.

Estos efectos deben considerarse también para la carga, aunque solo se contemplará en el caso de la grúa en condiciones de servicio. El método que se emplea realiza un cálculo de la fuerza del viento correspondiente a los parámetros de la carga en función de las dimensiones y la forma.

Para determinar el valor de la presión sobre la grúa es necesario remitirse, en el caso de la grúa en servicio, a la Norma UNE 58113-85. Aquí se expone una tabla que divide varios valores de presión del viento según el tipo de grúa a considerar.

Tipo de Grúa	Velocidad del viento m/s	Presión del viento kPa/m²
a) Grúas fácilmente protegibles contra la acción del viento y concebidas para utilizarse exclusivamente en caso de viento ligero (por ejemplo, grúas bajas cuya pluma pueda abatirse fácilmente hasta el suelo).	14	0,125
b) Todos los tipos normales de grúas que se instalen al aire libre.	20	0,25
c) Grúas de tipo portuario que deben poder continuar funcionando incluso en caso de viento fuerte.	28,5	0,50

Imagen 5: Velocidad y presión del viento según tipo de grúa (Fuente: UNE 58113-85)

Para nuestro caso se toma como tipo b), por lo que la presión del viento será de $0{,}25\ KN/m^2$ ($v_s = 20\ m/s$).

Sin embargo, para la consideración del viento sobre la grúa cuando está fuera de servicio se toma otro valor. Esto se debe a que la presión depende de la velocidad que se tome para el viento: se estudia para una velocidad mayor cuando está fuera de servicio. La UNE 58132-2:2005 muestra, por su parte, una tabla de valores a seleccionar para la presión del viento que depende de la altura del elemento tratado de la estructura.

Altura sobre el suelo m	Presión del viento fuera de servicio N/m²	Velocidad aproximada equivalente del viento fuera de servicio m/s
0 a 20	800	36
20 a 100	1 100	42
más de 100	1 300	46

Imagen 6: Velocidad y presión para viento máximo (Fuente: UNE 58132-2:2005)

Según esta clasificación, la presión que se toma tiene el valor de 800 N/m^2, que serán 0,8 KN/m^2($v_s = 36\ m/s$).

3.4.1.1. Viento sobre la pluma

La pluma es el elemento situado encima de la columna, es móvil y presenta un perfil de cajón. En primer lugar, la superficie neta considerada será la constituida por la longitud y la altura de la viga, pues se entiende que será la zona sobre la que incide el viento que provocará mayores esfuerzos sobre la grúa, es decir, efectos más desfavorables.

El siguiente parámetro característico para este elemento será el coeficiente de forma, que se extrae de la UNE 58113-85. Por tanto, conociendo la relación entre la altura y longitud de la pluma, y que el tipo de viga puede incluirse en el grupo de perfiles laminados, se procede a determinar el coeficiente de forma.

Tipo	Descripción		Coeficiente aerodinámico l/b ó l/D					
			5	10	20	30	40	50
Elementos simples	Perfiles laminados en L, en U y chapas planas		1,3	1,35	1,6	1,65	1,7	1,9
	Perfiles redondos, en los que D $v_s \leq 6\ m^2/s$		0,75	0,80	0,90	0,95	1,0	1,1
	en los que D $v_s \geq 8\ m^2/s$		0,60	0,65	0,70	0,70	0,75	0,8
	Perfiles cuadrados de más de 350 mm de lado y rectangulares de más de 250 mm X 450 mm	b/d						
		≥ 2	1,55	1,75	1,95	2,1	2,2	
		1	1,40	1,55	1,75	1,85	1,9	
		0,5	1,0	1,2	1,3	1,35	1,4	
		0,25	0,8	0,9	0,9	1,0	1,0	

Imagen 7: Tabla de selección del coeficiente de forma Cf (Fuente: UNE 58113-85)

Altura de viga (mm)	b	320
Longitud de viga (mm)	l	5350
Relación longitud / altura	l/b	16,72
Coeficiente de forma	C_f	1,6

Tabla 2: Valores de obtención y resultado de Cf (Fuente propia)

El coeficiente de forma se ha escogido redondeando el resultado de la relación de longitud y altura de la viga, lo que evita interpolaciones y no supone un error significativo en la realización de los cálculos.

En este sentido, una vez se conocen estos dos parámetros característicos para cada elemento (superficie neta de influencia del viento y coeficiente de forma del elemento estructural que se estudia), se puede proceder con el cálculo de la fuerza que provoca el viento en la dirección más desfavorable para las dos condiciones anteriormente expuestas.

Presión en servicio (N/m^2)	P_{va}	250
Presión máxima (N/m^2)	P_{Vb}	800
Área neta (m^2)	A_{neta}	1,712
Coeficiente de forma	C_f	1,6
Viento en servicio (N)	F_{plVa}	684,8
Viento fuera de servicio (N)	F_{plVb}	2191,36

Tabla 3: Valores de carga debida a viento sobre la pluma (Fuente propia)

3.4.1.2. Viento sobre la columna

La columna es el elemento fijo que se anclará al suelo. En primer lugar, el área neta sobre la que incide el viento se considera como el producto de la altura con el diámetro exterior, pues se entiende que éste área es la proyección de la superficie que entra en contacto con el viento sobre un plano perpendicular a la dirección del mismo.

De igual forma que en la pluma, se extraerá el coeficiente de forma de la tabla. Para perfiles redondos debemos conocer la relación $D * v_s$, es decir, el producto del diámetro exterior y la velocidad del viento de cálculo.

Diámetro exterior (mm)	D_{ext}	860
Velocidad del viento mínima (m/s)	v_{min}	20
Velocidad veinto máxima (m/s)	v_{max}	36
Longitud de columna (mm)	l	5575
Relación diámetro y vel. Mínima	$D_{ext}*v_{min}$	17,2
Relación diámetro y vel. Máxima	$D_{ext}*v_{max}$	30,96
Relación longitud y diámetro	l/D_{ext}	6,48
Coeficiente de forma	C_f	0,65

Tabla 4: Datos para selección de coeficiente de forma para columna (Fuente propia)

El valor de $D * v_s$ se comprueba para ambas velocidades consideradas en los cálculos. La elección del coeficiente de forma se alcanza redondeando el valor obtenido de la relación de longitud y diámetro exterior, al igual que en el análisis del viento sobre la pluma.

Presión en servicio (N/m^2)	P_{va}	250
Presión máxima (N/m^2)	P_{Vb}	800
Área neta (m^2)	A_{neta}	4,7945
Coeficiente de forma	C_f	0,65
Viento en servicio (N)	F_{colVa}	779,10625
Viento fuera de servicio (N)	F_{colVb}	2493,14

Tabla 5: Valores de obtención y resultado de Cf para columna (Fuente propia)

3.4.1.3. Viento sobre la carga

Según la UNE 58113-85, hay un método de cálculo del efecto del viento sobre la carga de forma que se obtiene el valor de la fuerza a través de la siguiente expresión:

$$f = 0{,}03mg \qquad (3)$$

Donde:

- f es la fuerza ejercida por el viento sobre la carga (KN).
- m es la masa de la carga de servicio (en toneladas).

- g es el valor de la aceleración de la gravedad, igual a 10 m/s^2.

La fuerza del viento sobre la carga será, entonces:

$$\boldsymbol{f = 0,03 * 2 * 10}$$

$$f = 0{,}6\ KN = 600\ N$$

$$F_{cVa} = 600\ N$$

3.4.2. Solicitaciones debidas a las sobrecargas de nieve

Para el cálculo y dimensionamiento de las estructuras de los aparatos de elevación no se tiene en consideración cualquier efecto derivado de las sobrecargas de nieve.

3.4.3. Solicitaciones debidas a variaciones de temperatura

Se tendrán en cuenta estos efectos para casos particulares como cuando, por ejemplo, los elementos de la estructura no puedan dilatarse libremente. Nuestro diseño no presenta esta característica y, por tanto, no se contemplan las solicitaciones derivadas de variaciones de temperatura.

4. Dimensionamiento de la pluma y la columna

Los elementos estructurales principales son la pluma y la columna. Para el dimensionamiento de los mismos se realiza una evaluación de los esfuerzos según las combinaciones de las solicitaciones anteriormente descritas sobre dichos componentes. Este método de cálculo se describe en la Norma UNE 58132-2:2005, donde se definen las combinaciones en tres casos diferentes de estudio.

Cada combinación estará compuesta por diversas solicitaciones, que a su vez son mayoradas según la clasificación del aparato y el caso que se esté estudiando. Estos coeficientes de mayoración también son proporcionados en el documento y las tensiones máximas admisibles se reflejan en la UNE 58132-3:2005 para el acero seleccionado.

El procedimiento consiste en evaluar los esfuerzos derivados de dichas combinaciones y hallar la tensión equivalente en las zonas deseadas para evaluación, que serán para este caso las zonas o puntos críticos de cada elemento.

Para obtener esta tensión se debe plantear una sección para el componente que se está comprobando y realizar una comparación con la máxima admisible del acero del que se fabricará dicha sección (UNE 58132-3:2005). En vistas a simplificar las comprobaciones, se opta por situar otro factor o coeficiente de seguridad (C_s) sobre las expresiones generales, que resultará del cociente entre la tensión máxima fijada en la norma y la admisible del material. A continuación, se describen los casos para las combinaciones y cómo se realiza el cálculo de las solicitaciones.

Según la clasificación del aparato se elige un coeficiente de seguridad que se aplicará a todas las combinaciones de estudio, γ_C. Para nuestro caso:

$$\gamma_C = 1{,}11$$

Se divide el estudio en tres casos:

- Caso I: Aparato en servicio sin viento.

Se incluyen los efectos estáticos provocados por los pesos propios de los elementos S_G, los efectos dinámicos (coeficiente dinámico ψ) como consecuencia del manejo de la carga de servicio S_L y los esfuerzos provocados por los movimientos horizontales en consideración antes descritos S_H.

$$((S_G + \psi S_L + S_H)\gamma_C)C_s \qquad (4)$$

Para este caso, $C_s = 1{,}5$.

- Caso II: Aparato en servicio con viento.

Se añade el efecto del viento límite de servicio S_W al caso anterior sin aplicar coeficiente de mayoración.

$$((S_G + \psi S_L + S_H)\gamma_C + S_W)C_s \qquad (5)$$

Para este caso, $C_s = 1.33$.

- Caso III: Aparato sometido a solicitaciones excepcionales.

Las solicitaciones excepcionales están comprendidas en los siguientes casos:

a) Aparato fuera de servicio con viento máximo.
b) Aparato en servicio bajo el efecto de un choque.
c) Aparato sometido a los ensayos previstos en la UNE 58118.

Los efectos de choque no son considerados para la configuración de la grúa de este proyecto, por lo que se desprecian en este caso. Por su parte, debe realizarse la comprobación con el resultado más desfavorable de las dos solicitaciones excepcionales restantes. La forma de plantearlas se expone a continuación.

Para el caso a), se incluye la solicitación debida al peso propio de los elementos y el efecto del viento con el aparato fuera de servicio.

$$((S_G + S_{Wmax})\gamma_C)C_s \quad (6)$$

Por su parte, el caso c) incluye el efecto de los pesos propios aumentado en la mayor de las dos solicitaciones derivadas de los ensayos dinámico y estático. Los coeficientes están definidos en la UNE 58118.

$$((S_G + \psi\rho_1 S_L)\gamma_C)C_s \; o \; ((S_G + \rho_2 S_L)\gamma_C)C_s \quad (7)$$

Donde $C_s = 1{,}1$, y siendo los coeficientes:

- ρ_1 el coeficiente de mayoración de la carga nominal prevista en el ensayo dinámico.
- ρ_2 el coeficiente de mayoración de la carga para el ensayo estático.

Para cada uno de los casos, las solicitaciones se definen de la siguiente forma:

- S_G: solicitaciones verticales debidas a los pesos propios de los elementos.
- S_L: solicitación vertical originada por la elevación de la carga de servicio.
- S_H: solicitaciones horizontales producidas por los movimientos horizontales en el giro de la pluma.

- S_W: solicitaciones debidas al efecto del viento sobre los elementos estudiados.
- S_{Wmax}: solicitaciones derivadas del efecto del viento máximo con el aparato fuera de servicio.

4.1. Esfuerzos presentes en la grúa

Se deben concretar los esfuerzos que se incluirán en la determinación de las solicitaciones y, por tanto, de las combinaciones para hallar la tensión equivalente. En este sentido, los esfuerzos que se definen serán los siguientes:

Peso propio de mecanismo de elevación: incluye polipasto y carro de traslación (N)	F_{me}	3600
Peso propio de pluma (N)	F_{pl}	5000
Peso propio de mecanismo de giro, donde se incluye motorreductor, placas de unión, ejes, acoplamiento, etc (N)	F_{mg}	6000
Peso propio de columna (N)	F_{col}	12000
Valor de la carga de servicio (N)	F_c	20000

Tabla 6: Cargas de carácter constante (Fuente propia)

Estas cargas aparecen en las solicitaciones definidas anteriormente para el cálculo de tensiones normales y cortantes sobre los perfiles que se plantean. Aquí se muestran las que se suponen como fijas sobre la estructura, independientemente de si está o no en uso.

Las tensiones que aparecen serán calculadas mediante las ecuaciones de la Elasticidad y Resistencia de materiales. Se hallará cada tipo de tensión según la carga que se esté estudiando para finalmente determinar la equivalente que se deriva del efecto conjunto de las mismas sobre la sección más desfavorable del elemento a dimensionar.

En este sentido, las ecuaciones empleadas serán las siguientes:

$$\sigma_i = \frac{M_{max}}{W} \quad (8)$$

$$\tau_i = \frac{V_{max} * S}{I * b} \quad (9)$$

$$\tau_{iT} = \frac{M_{Tmax} * R_{max}}{I_0} \quad (10)$$

$$\sigma_{icomp} = \frac{N}{A} \quad (11)$$

Donde:

- σ_i: tensión normal debida a flexión.
  - M_{max}: momento flector máximo.
  - W: módulo resistente de la sección considerada.
- τ_i: tensión tangencial debida a esfuerzo cortante.
  - V_{max}: cortante máximo.
  - S: momento estático de sección de estudio.
  - I: inercia de sección en el eje considerado.
  - b: distancia de la sección considerada en el análisis de la tensión de corte.
- τ_{iT}: tensión tangencial debida al efecto de un par torsor.
  - M_{Tmax}: momento torsor máximo.
  - R_{max}: distancia máxima relativa al punto donde se considera la tensión tangencial debida a torsión.
  - I_0: inercia polar de la sección estudiada.
- σ_{icomp}: tensión normal debida a compresión.
  - N: carga que provoca la compresión.
  - A: área de la sección comprimida.

$$M_{max} = F_i * dist_{max} \quad (12)$$

$$M_{Tmax} = F_i * r_{max} \quad (13)$$

Donde:

- $dist_{max}$: distancia a la que se aplica la carga, siendo la máxima posible según el funcionamiento de la grúa.
- r_{max}: distancia a la que se aplica la carga que genera el momento torsor, siendo también la máxima posible.

4.2. Cargas sobre la pluma

La unión entre la pluma y la columna se considerará rígida (empotramiento) en la realización de los cálculos. Por este motivo, las cargas que afecten a la pluma provocarán la aparición de una reacción en el empotramiento, compuesta por una fuerza y un momento de reacción, pues las cargas están aplicadas a una cierta distancia de la unión.

Para la realización de este cálculo se toma la disposición más desfavorable de dichos esfuerzos, que será aquella en donde la carga esté situada en el extremo más alejado de la unión y, por tanto, también lo estará el mecanismo de elevación. Se entiende que el carro de este mecanismo no llegará a recorrer la totalidad de la longitud de la pluma, es decir, la distancia de rodadura se ve limitada por los topes de final de carrera. Para facilitar los cálculos se toma la distancia a la que está situada la carga (y, por tanto, el polipasto) como la longitud total de la viga, aunque se conoce que será algo menor.

De la misma forma, la distancia de aplicación del esfuerzo del peso propio del mecanismo de elevación y traslación será la longitud de la pluma. El centro de gravedad de la pluma se toma a la mitad de su largo, que es donde se manifiesta su peso. La carga debida al mecanismo de giro no se incluye debido a que no presenta ningún efecto con respecto al planteamiento de cálculo que se está considerando, pues no genera momento flector.

Sobre la pluma se deberán considerar una serie de cargas para su dimensionamiento. Éstas dependerán de las condiciones de operación de la pluma (régimen de giro) y de sus dimensiones.

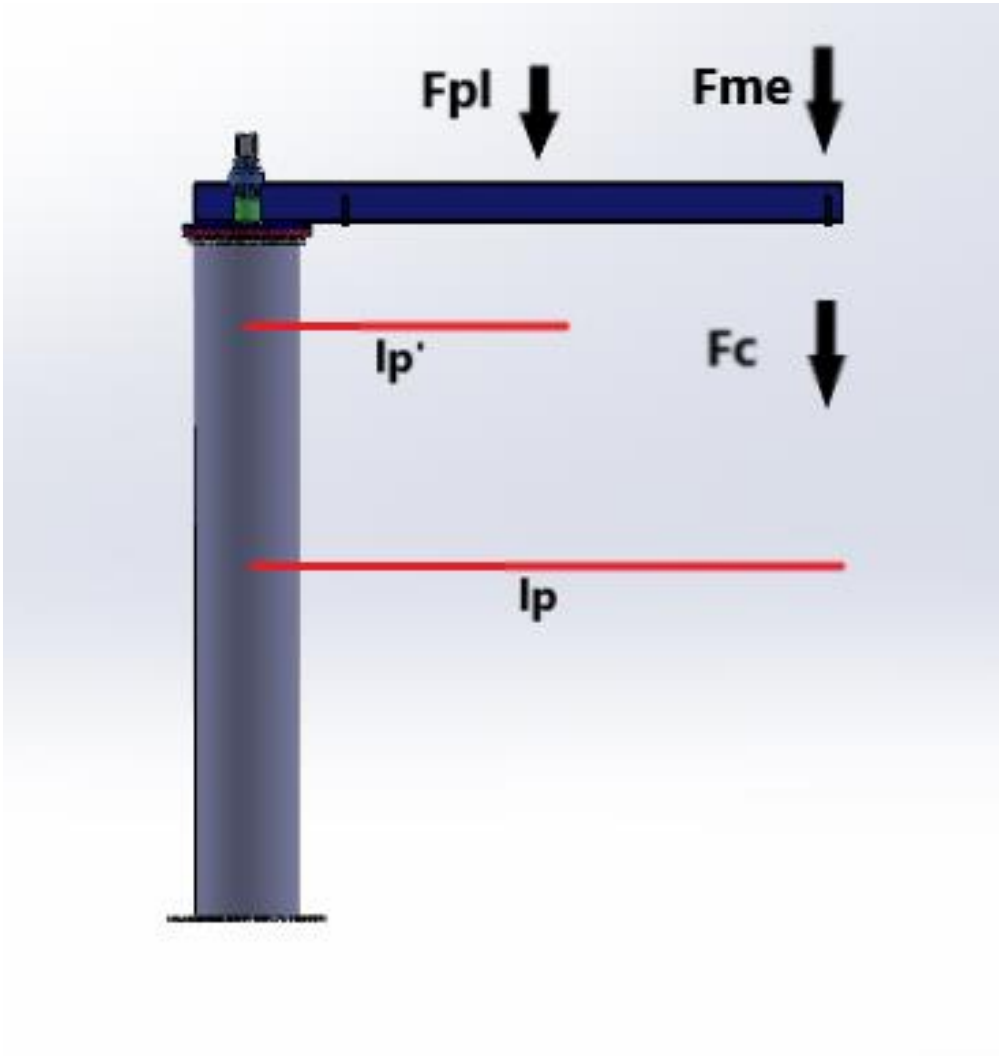


Imagen 8: Cargas verticales aplicadas sobre la pluma (Fuente propia)

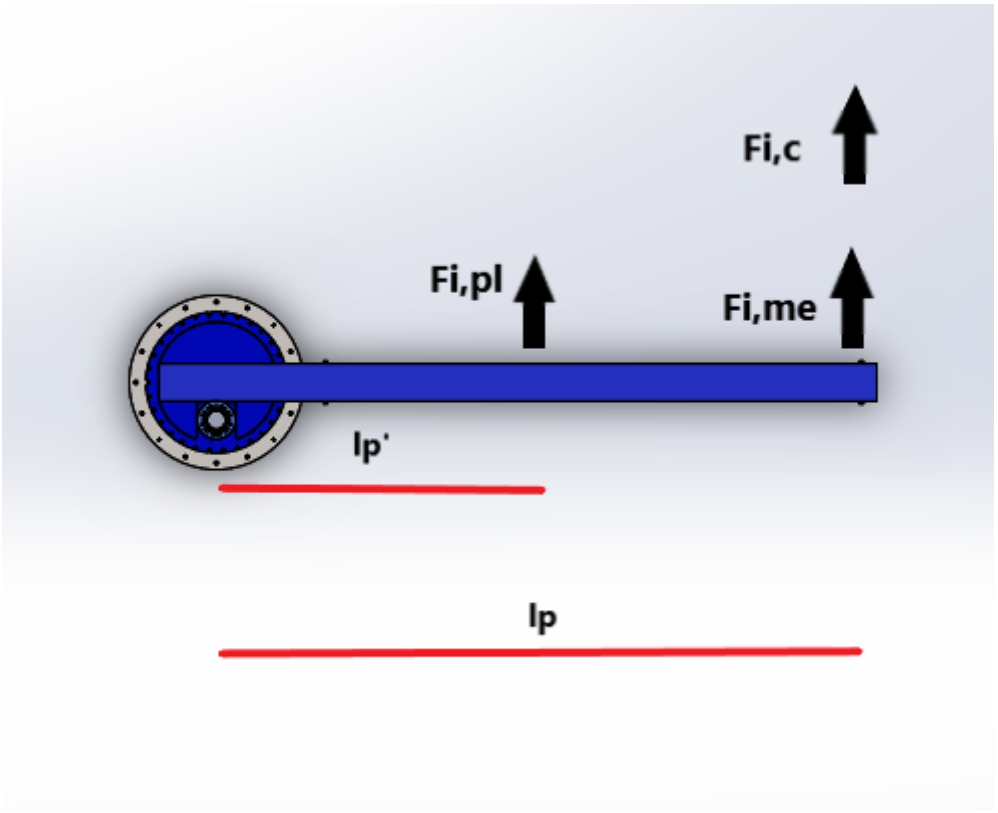


Imagen 9: Fuerzas debidas a la aceleración en el giro (Fuente propia)

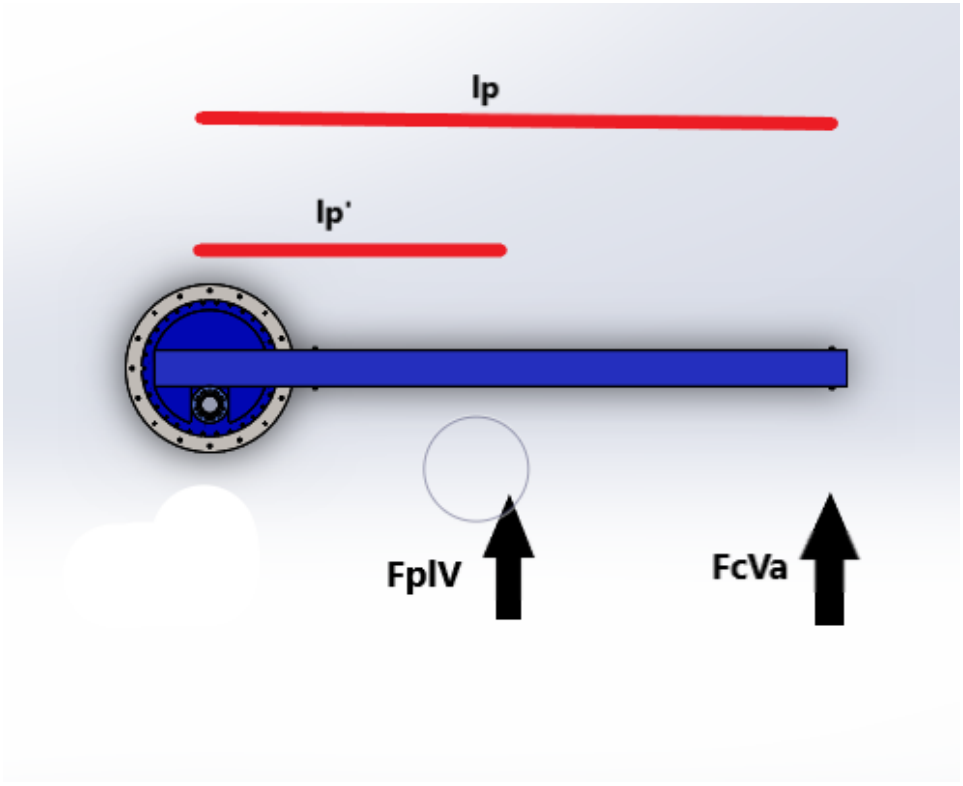


Imagen 10: Fuerzas debidas a la acción del viento sobre la pluma (Fuente propia)

Fuerza de inercia de aceleración de la pluma (N)	$F_{i,pl}$	31,93
Fuerza de inercia de aceleración en el mecanismo de elevación (N)	$F_{i,me}$	45,99
Fuerza de inercia de aceleración en la carga (N)	$F_{i,c}$	255,47
Fuerza del viento sobre la pluma en servicio (N)	F_{plVa}	684,8
Fuerza del viento sobre la pluma fuera de servicio (N)	F_{plVb}	2191,36
Fuerza del viento sobre la carga (N)	F_{cVa}	600

Tabla 7: Fuerzas que actúan sobre la pluma (Fuente propia)

4.3. Cargas sobre la columna

La columna es el elemento al que se fija la pluma, por lo que todos los efectos o solicitaciones que afecten directamente a la pluma, también lo harán sobre la columna. Aparecerán, de este modo, efectos de compresión, flexión y torsión sobre ella. Por tanto, también deberán incluirse los esfuerzos debidos a la aceleración de los elementos móviles (denominados fuerzas de inercia en este proyecto).

La zona más desfavorable se encuentra en la sección que está en contacto con el suelo (empotramiento). Las tensiones máximas aparecerán en esta zona al ser la única que tiene restringido el desplazamiento. El empotramiento provoca la aparición de reacciones en forma de momento y fuerza sobre esta zona, por lo que debe estar correctamente dimensionada para soportarlo.

De igual forma que se ha considerado para la pluma, se estimará que el peso propio será aplicado sobre el centro de gravedad, que estará a la mitad de la altura total. También estará aplicada la carga debida al viento en este punto.

Fuerza del viento sobre la columna en servicio (N)	F_{colVa}	779,10625
Fuerza del viento sobre la columna fuera de servicio (N)	F_{colVb}	2493,14

Tabla 8: Fuerzas debidas al viento que actúan sobre la columna (Fuente propia)

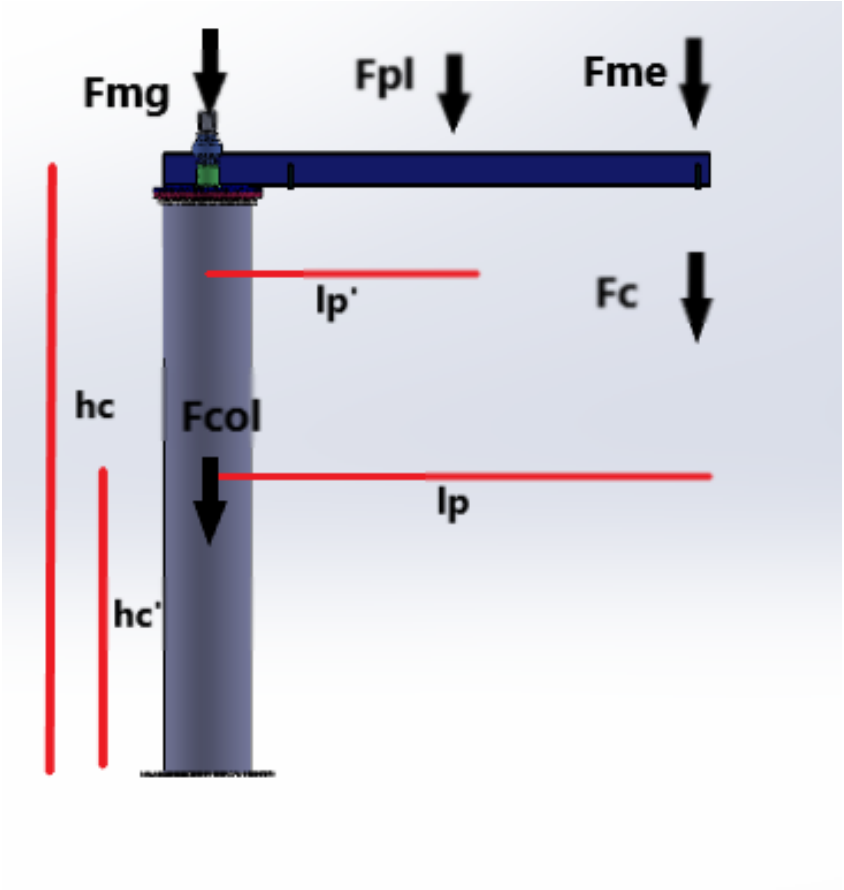


Imagen 11: Cargas que intervienen sobre la columna (Fuente propia)

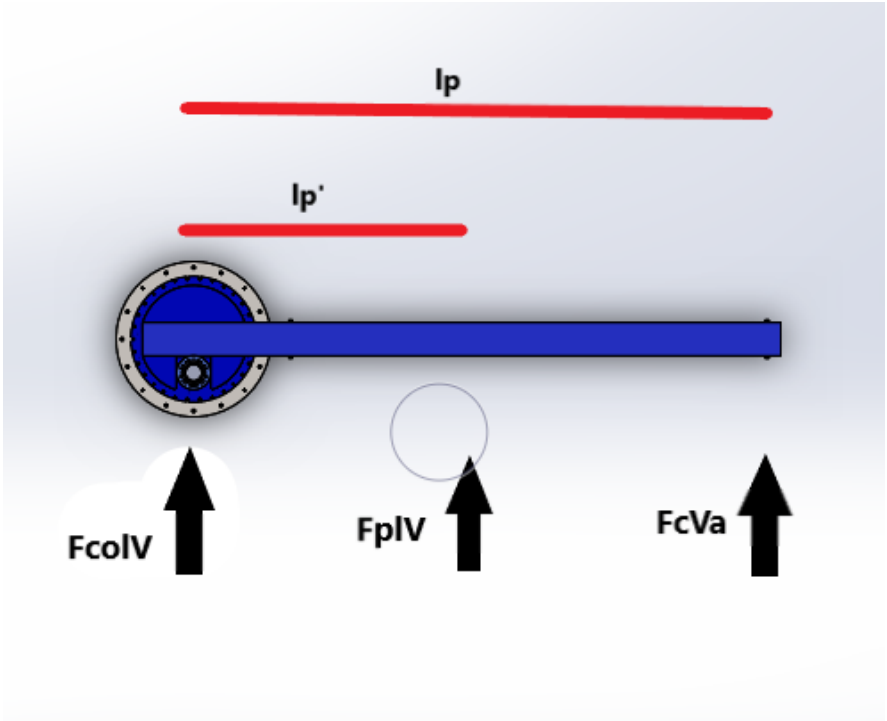


Imagen 12: Efecto del viento sobre la columna (Fuente propia)

4.4. Dimensionamiento de la pluma

Para alcanzar el diseño de un perfil adecuado de pluma se recurre a la realización de las verificaciones expuestas en la Norma UNE 58132-2:2005, que han sido anteriormente explicadas. Debe tomarse como sección crítica la que está situada en la unión con la placa, es decir, la que se encuentra en el empotramiento.

Este elemento se ve sometido a flexión en dos planos diferentes, es decir, se ve afectado por cargas en el plano vertical y en el horizontal. Para un correcto desarrollo de los cálculos, se debe tener en cuenta cada una de las cargas con sus respectivos coeficientes de seguridad. Se realiza una diferenciación de los diferentes efectos y se obtienen las tensiones que provocan.

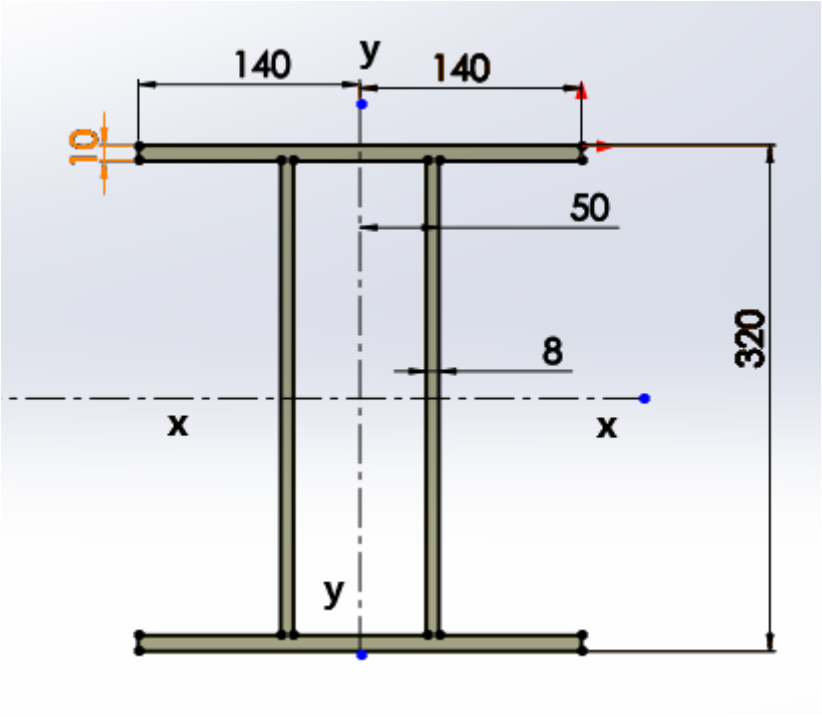


Imagen 13: Dimensiones del perfil de la pluma (Fuente propia)

Área de la sección (mm^2)	A	10400
Inercia respecto eje x (mm^4)	I_{xx}	170586666,7
Inercia respecto eje y (mm^4)	I_{yy}	46769066,67
Módulo resistente respecto eje x (mm^3)	W_x	1066166,67
Módulo resistente respecto eje y (mm^3)	W_y	334064,76
Momento estático de la sección respecto eje x (mm^3)	S_x	614000
Momento estático de la sección respecto eje y (mm^3)	S_y	306400

Tabla 9: Propiedades de la sección de la pluma (Fuente propia)

4.4.1. Cargas verticales

Este tipo de cargas provoca la aparición de tensiones normales debidas a la flexión y, en este sentido, tensiones de corta derivadas del esfuerzo cortante aplicado sobre el elemento.

4.4.1.1. Esfuerzo debido al peso propio

El componente debe ser capaz de soportar su peso propio. Este se obtiene según sus dimensiones y el peso por unidad de longitud del material o, en su defecto, mediante la densidad del acero.

Peso propio de pluma (N)	F_{pl}	5000
Distancia a la que se aplica la carga (mm)	l_p'	2675
Momento flector máximo (Nmm)	M_{max1}	13375000
Tensión de flexión (MPa)	σ_1	12,54
Tensión de corte (MPa)	τ_1	1,12

Tabla 10: Tensiones provocadas por peso propio (Fuente propia)

4.4.1.2. Esfuerzo debido al peso propio del mecanismo de elevación y la carga de servicio

La Norma afronta el efecto de la carga de servicio con el coeficiente dinámico definido anteriormente. Para nuestro caso se tomará el efecto de dicho coeficiente también sobre el peso del mecanismo de elevación, pues se considera que éste se ve afectado por las consecuencias de la manipulación de la carga de servicio en cuanto a aceleraciones y desaceleraciones, tirones, etc.

Peso propio de mecanismo de elevación (N)	F_{me}	3600
Carga de servicio (N)	F_c	20000
Distancia de aplicación de las cargas (mm)	l_p	5350
Momento flector máximo (Nmm)	M_{max2}	126260000
Tensión de flexión (MPa)	σ_2	118,42
Tensión de corte (MPa)	τ_2	5,31

Tabla 11: Tensiones provocadas por manipulación de la carga (Fuente propia)

El coeficiente dinámico se aplica más adelante cuando se realice el cálculo de la tensión equivalente en la pluma.

4.4.2. Cargas horizontales

Para este elemento, las cargas horizontales provocan la aparición de las mismas tensiones que en el caso de cargas verticales: tensión normal de flexión y tangencial de corte. Como es lógico, las fuerzas aparecen ahora perpendiculares al plano vertical, por lo que se deben tomar las características de la sección acordes a esta configuración de cargas.

4.4.2.1. Efectos horizontales por la aceleración o desaceleración de los elementos al iniciar o finalizar el movimiento de giro

Provocar el inicio o parada del movimiento sobre un determinado componente implica la aplicación de una carga que se deriva en tensiones sobre dicho elemento. Las partes móviles de la pluma, al iniciar o finalizar el giro, provocan la aparición de esfuerzos sobre la estructura que se estiman suponiendo un tiempo de aceleración, durante el que se va alcanzando de forma progresiva el régimen de giro de diseño.

En este sentido, si se conoce la velocidad de giro deseada y el tiempo necesario para alcanzarla, se puede obtener el valor de la aceleración angular de los elementos en movimiento. A su vez, también es un dato el valor del radio de giro, que se toma como la distancia desde del eje de giro al centro de gravedad del elemento considerado. Así, el proceso de cálculo es el que se muestra a continuación. De ahora en adelante, se llamará a la fuerza que aparece por el efecto de aceleración en el movimiento de giro como fuerza de inercia.

$$F = m * a \quad (14)$$

$$a = \alpha * r_{giro} \quad (15)$$

$$\alpha = \frac{w}{t_a} \quad (16)$$

$$F_{i,i} = m * \frac{w}{t_a} * r_{giro} \quad (17)$$

$$F_{i,i} = m * \alpha * r_{giro} \quad (18)$$

De esta forma, se determina el valor de la fuerza de inercia de los componentes para posteriormente hallar la tensión que provocan en la sección más crítica del perfil de la pluma. En la siguiente tabla se recogen los valores de las tensiones según estas fuerzas.

	Tiempo de aceleración (s)	t_a	2,5
	Régimen de giro		
	rpm	n	0,57
	rad/s	w	0,060
	Aceleración en el giro (rad/s^2)	α	0,024
3.1	Masa de la pluma (kg)	m_{pl}	500
	Radio de giro de la pluma (mm)	l_p'	2675
	Fuerza de inercia de la aceleración de la pluma (N)	$F_{i,pl}$	31,93
	Momento flector (Nmm)	$M_{max3.1}$	85424,22
3.2	Masa mecanismo de elevación (kg)	m_{me}	360
	Radio de giro del mecanismo de elevación (mm)	l_p	5350
	Fuerza de inercia del mecanismo de elevación (N)	$F_{i,me}$	45,99
	Momento flector (Nmm)	$M_{max3.2}$	246021,76
3.3	Masa de carga de servicio (kg)	m_c	2000
	Radio de giro de carga de servicio (mm)	l_p	5350
	Fuerza de inercia derivada del giro de la carga (N)	$F_{i,c}$	255,47
	Momento flector (Nmm)	$M_{max3.3}$	1366787,58
	Momento flector total (Nmm)	M_{max3}	1698233,57
	Tensiones de flexión (MPa)		
	Pluma	$\sigma_{3.1}$	0,26
	Mecanismo de elevación	$\sigma_{3.2}$	0,74
	Carga	$\sigma_{3.3}$	4,09
	Tensiones de corte (MPa)		
	Pluma	$\tau_{3.1}$	0,01
	Mecanismo de elevación	$\tau_{3.2}$	0,02
	Carga	$\tau_{3.3}$	0,08

Tabla 12: Tensiones provocadas por efectos de inercia (Fuente propia)

4.4.2.2. Viento sobre la pluma y la carga

Estos valores se han calculado previamente mediante el procedimiento representado en la Norma. Se debe distinguir entre el efecto con la grúa en servicio y con

el aparato fuera de servicio, pues se tomarán los valores para combinaciones diferentes durante las comprobaciones.

Grúa en servicio:

El efecto del viento sobre la carga debe tenerse en cuenta para este caso, pues se entiende que cuando el aparato está en funcionamiento estará transportando la carga deseada.

4.1	Viento sobre la pluma en servicio (N)	F_{plVa}	684,8
	Distancia de incidencia del viento en la pluma (mm)	l_p'	2675
	Momento flector (Nmm)	$M_{max4.1}$	1831840
4.2	Fuerza del viento sobre la carga (N)	F_{cVa}	600
	Distancia de aplicación de la fuerza del viento sobre la carga (mm)	l_p	5350
	Momento flector (Nmm)	$M_{max4.2}$	3210000
	Momento flector total (Nmm)	M_{max4}	5041840
	Tensiones de flexión (MPa)		
	Pluma	$\sigma_{4.1}$	5,48
	Carga	$\sigma_{4.2}$	9,61
	Tensiones de corte (MPa)		
	Pluma	$\tau_{4.1}$	0,22
	Carga	$\tau_{4.2}$	0,20

Tabla 13: Tensiones debidas al viento con grúa en servicio (Fuente propia)

Grúa fuera de servicio:

Para este caso se toma el valor de la presión y, por tanto, velocidad máxima del viento sobre la pluma. El efecto del mismo sobre la carga se desprecia, pues el aparato no estará en funcionamiento en condiciones de este tipo.

Fuerza derivada del viento máximo sobre la pluma (N)	F_{plVb}	2191,36
Distancia de aplicación de la carga (mm)	l_p'	2675
Momento flector (Nmm)	M_{max5}	5861888
Tensión normal de flexión (MPa)	σ_5	17,55
Tensión cortante (MPa)	τ_5	0,72

Tabla 14: Tensiones debidas al viento fuera de servicio (Fuente propia)

4.4.3. Cargas debidas a ensayos

Las comprobaciones de las cargas por ensayo son exigidas en las combinaciones del último caso. La norma UNE 58118 define los coeficientes respectivos para el ensayo estático y dinámico. Estas verificaciones se exponen en el cálculo de la tensión equivalente para el caso III de combinaciones de cargas. Los coeficientes se muestran a continuación.

Coeficiente de ensayo dinámico	ρ_1	1,1
Coeficiente de ensayo estático	ρ_2	1,25

Tabla 15: Coeficientes de mayoración por ensayos extraídos de UNE 58118 (Fuente propia)

4.4.4. Comprobación de esfuerzos en la pluma

Los resultados de las tensiones obtenidas con anterioridad se consideran en el cálculo de la tensión equivalente en la sección crítica de la pluma mediante la aplicación de los coeficientes de seguridad correspondientes y la ecuación de la tensión equivalente de Von Mises para una viga.

El valor se obtiene para cada caso de combinación de solicitaciones. A continuación, se explica el proceso de cálculo y se muestran los resultados obtenidos mediante dicho procedimiento.

4.4.4.1. Caso I

La combinación para este caso incluye las cargas verticales debidas a los pesos propios y la carga de servicio, además de los efectos horizontales considerados debidos al movimiento de giro (ecuación 4). Siguiendo la misma configuración, podemos realizar una combinación igual sustituyendo los valores de las tensiones. Debemos recordar que $C_s = 1{,}5$ para este caso.

$$((\sigma_1 + \psi\sigma_2 + \sigma_{3.1} + \sigma_{3.2} + \sigma_{3.3})\gamma_C)C_s \quad (19)$$

$$((\tau_1 + \psi\tau_2 + \tau_{3.1} + \tau_{3.2} + \tau_{3.3})\gamma_C)C_s \quad (20)$$

Con el objetivo de simplificar la muestra de resultados y los cálculos, se definen unas variables de tensiones que incluyen los coeficientes de seguridad para cada tipo de esfuerzo.

$$\sigma_1' = \sigma_1 * \gamma_C * C_s \quad (21)$$

$$\sigma_2' = \sigma_2 * \psi * \gamma_C * C_s \quad (22)$$

$$\sigma_{3.1}' = \sigma_{3.1} * \gamma_C * C_s \quad (23)$$

$$\sigma_{3.2}' = \sigma_{3.2} * \gamma_C * C_s \quad (24)$$

$$\sigma_{3.3}' = \sigma_{3.3} * \gamma_C * C_s \quad (25)$$

De la misma forma se aplica a los valores de la tensión debida al esfuerzo de corte.

$$\tau'_1 = \tau_1 * \gamma_C * C_s \quad (26)$$

$$\tau'_2 = \tau_2 * \psi * \gamma_C * C_s \quad (27)$$

$$\tau'_{3.1} = \tau_{3.1} * \gamma_C * C_s \quad (28)$$

$$\tau'_{3.2} = \tau_{3.2} * \gamma_C * C_s \quad (29)$$

$$\tau'_{3.3} = \tau_{3.3} * \gamma_C * C_s \quad (30)$$

Una vez tenemos el valor de todas las tensiones para este caso con los respectivos coeficientes de seguridad, debemos hallar la tensión equivalente.

$$\sigma_{eqI} = ((\sigma'_1 + \sigma'_2 + \sigma'_{3.1} + \sigma'_{3.2} + \sigma'_{3.3})^2 + 3(\tau'_1{}^2 + \tau'_2{}^2 + \tau'_{3.1}{}^2 + \tau'_{3.2}{}^2 + \tau'_{3.3}{}^2))^{\frac{1}{2}} \quad (31)$$

A continuación, se muestran los valores de las tensiones modificadas y la tensión equivalente para el caso I.

Tipo	σ_i	τ_i	σ'_i	τ'_i	σ_{eqI}
	MPa				
1	12,54	1,12	20,89	1,87	256,73
2	118,42	5,31	226,75	10,17	
3.1	0,26	0,01	0,43	0,02	
3.2	0,74	0,02	1,23	0,03	
3.3	4,09	0,08	6,81	0,14	

Tabla 16: Obtención de tensión equivalente para caso I (Fuente propia)

4.4.4.2. Caso II

Este caso incluye las solicitaciones del anterior además de los esfuerzos derivados de la acción del viento cuando la grúa está en servicio. Manteniendo el mismo método, se determinan los valores de las tensiones una vez aplicados los coeficientes de

seguridad en vistas de conseguir la tensión equivalente necesaria para el dimensionamiento (ecuación 5). Cuando se tiene la expresión general, se deducen las demás ecuaciones incluyendo los valores de las tensiones normales de flexión y de corte. En este supuesto, $C_s = 1{,}33$.

$$((\sigma_1 + \psi\sigma_2 + \sigma_{3.1} + \sigma_{3.2} + \sigma_{3.3})\gamma_C + \sigma_{4.1} + \sigma_{4.2})C_s \quad (32)$$

$$((\tau_1 + \psi\tau_2 + \tau_{3.1} + \tau_{3.2} + \tau_{3.3})\gamma_C + \tau_{4.1} + \tau_{4.2})C_s \quad (33)$$

A continuación, se aplican los coeficientes de seguridad respectivos a cada esfuerzo.

$$\sigma'_{4.1} = \sigma_{4.1} * C_s \quad (34)$$

$$\sigma'_{4.2} = \sigma_{4.2} * C_s \quad (35)$$

$$\tau'_{4.1} = \tau_{4.1} * C_s \quad (36)$$

$$\tau'_{4.2} = \tau_{4.2} * C_s \quad (37)$$

La expresión de la tensión equivalente toma la siguiente forma para este caso.

$$\sigma_{eqII} = ((\sigma'_1 + \sigma'_2 + \sigma'_{3.1} + \sigma'_{3.2} + \sigma'_{3.3} + \sigma'_{4.1} + \sigma'_{4.2})^2 + 3\left({\tau'_1}^2 + {\tau'_2}^2 + {\tau'_{3.1}}^2 + {\tau'_{3.2}}^2 + {\tau'_{3.3}}^2 + {\tau'_{4.1}}^2 + {\tau'_{4.2}}^2\right))^{\frac{1}{2}} \quad (38)$$

De esta forma, la tensión equivalente se calcula de la misma forma que para el caso anterior, utilizando la expresión correspondiente para este caso.

Tipo	σ_i	τ_i	σ'_i	τ'_i	σ_{eqII}
	MPa				
1	12,54	1,12	18,52	1,66	247,66
2	118,42	5,31	201,05	9,01	
3.1	0,26	0,01	0,38	0,02	
3.2	0,74	0,02	1,09	0,02	
3.3	4,09	0,08	6,04	0,12	
4.1	5,48	0,22	7,29	0,30	
4.2	9,61	0,20	12,78	0,26	

Tabla 17: Obtención de tensión equivalente para caso II (Fuente propia)

4.4.4.3. Caso III

El último caso muestra varias combinaciones de esfuerzos, de las cuales únicamente se consideran las de ensayo y viento fuera de servicio, pues se entiende que solamente se consideran efectos de choque sobre la estructura cuando la carga está guiada rígidamente. El coeficiente de seguridad $C_s = 1{,}1$.

Viento máximo sobre la estructura:

A partir de la expresión general (ecuación 6), se obtiene la que contiene los valores de las tensiones.

$$((\sigma_1 + \sigma_5)\gamma_C)C_s \quad (39)$$

$$((\tau_1 + \tau_5)\gamma_C)C_s \quad (40)$$

De la misma forma, se aplican los coeficientes de seguridad correspondientes para este caso.

$$\sigma'_5 = \sigma_5 * \gamma_C * C_s \quad (41)$$

$$\tau'_5 = \tau_5 * \gamma_C * C_s \quad (42)$$

Incluyendo los valores con los coeficientes de seguridad, la expresión de Von Mises queda de la siguiente forma.

$$\sigma_{eqIII1} = ((\sigma'_1 + \sigma'_5)^2 + 3(\tau'^2_1 + \tau'^2_5))^{\frac{1}{2}} \quad (43)$$

Ahora se debe calcular la tensión equivalente para este caso incluyendo las cargas verticales debidas a pesos propios y el esfuerzo derivado del viento máximo cuando la grúa se encuentra fuera de servicio.

Tipo	σ_i	τ_i	σ'_i	τ'_i	σ_{eqIII1}
	MPa				
1	12,54	1,12	15,32	1,37	36,85
5	17,55	0,72	21,43	0,88	

Tabla 18: Obtención de tensión equivalente para caso III con viento máximo (Fuente propia)

Ensayo estático y dinámico:

Se entiende que la pluma debe soportar la combinación de esfuerzos debidas a las solicitaciones consideradas en la Norma para el ensayo estático y el dinámico, cuyos coeficientes de mayoración fueron expuestos con anterioridad. La expresión general se corresponde a la ecuación 7.

Debe elegirse la que produzca un peor efecto sobre la estructura, es decir, de la que se obtenga una tensión equivalente mayor. Para seguir con el procedimiento hasta ahora considerado, Debemos transformar estas expresiones genéricas en las que son de aplicación para este caso concreto.

$$\sigma_{din}{}' = ((\sigma_1 + \psi\rho_1\sigma_2)\gamma_C)C_s \quad (44)$$

$$\sigma_{est}{}' = ((\sigma_1 + \rho_2\sigma_2)\gamma_C)C_s \quad (45)$$

$$\tau_{din}{}' = ((\tau_1 + \psi\rho_1\tau_2)\gamma_C)C_s \quad (46)$$

$$\tau_{est}{}' = ((\tau_1 + \rho_2\tau_2)\gamma_C)C_s \quad (47)$$

Aplicando los coeficientes de mayoración para cada caso, obtendremos los valores a introducir en la expresión de Von Mises.

$$\sigma_{eqIII2} = ((\sigma'_{din} + \sigma'_{est})^2 + 3(\tau'_{din}{}^2 + \tau'_{est}{}^2))^{\frac{1}{2}} \quad (48)$$

Finalmente, los resultados de los ensayos se muestran en la siguiente tabla.

Tipo	σ_{eqIII2}	
	MPa	
din	198,75	198,75
est	196,58	

Tabla 19: Obtención de tensión equivalente para caso III con ensayos (Fuente propia)

4.4.4.4. Comprobación final

Al analizar los esfuerzos en la sección determinada mediante el cálculo de una tensión equivalente, derivada del estudio de diversas combinaciones de esfuerzos sobre el elemento estudiado, es necesario comprobar que dicha sección aguantará las solicitaciones de carga que se requieren.

Al utilizar acero S275JR para la pluma, se comprueba en la UNE 58132-3:2005 la tensión admisible del material. Debemos destacar que se muestran unos valores

menores a la tensión admisible que se muestra a continuación porque los coeficientes de mayoración C_s se toman en este caso para disminuir el valor y facilitar la elección una vez comprobadas las solicitaciones. En nuestro caso, hemos aplicado el coeficiente a las diferentes combinaciones y tomamos el valor real admisible del material, que serán $275\ MPa$.

Caso	σ_{eq}	¿Menor que la del material?
	MPa	
I	256,73	SÍ
II	247,66	SÍ
III	36,85	SÍ
	198,75	SÍ
σ_{adm}	275	

Tabla 20: Comprobación de tensión admisible en la pluma (Fuente propia)

Como se puede observar, el perfil planteado para la pluma, tomando como sección crítica la más próxima a la unión con la columna, es adecuado según el método de comprobación que plantea la Norma. Por este motivo, se pueden dar por válidas las medidas y el diseño del mismo para el uso en la estructura de esta grúa de pluma giratoria con columna fija.

4.5. Dimensionamiento de la columna

La columna constituye el elemento estructural encargado de sostener y fijar a la cimentación todos los demás componentes de la estructura. A ella se fija la pluma y, mediante un rodamiento de gran diámetro y el mecanismo de giro, se consigue el movimiento rotacional de la misma.

El dimensionamiento de la columna se lleva a cabo, al igual que en el caso de la pluma, mediante la Norma UNE 58132-2:2005, que realiza una clasificación de las diferentes cargas que actúa en la estructura y aplica determinados coeficientes según dicha clasificación.

Este elemento será un perfil tubular de un determinado espesor. Se considera para la resolución analítica al elemento con las mismas dimensiones en toda su longitud, es decir, con un perfil constante.

De esta forma, debemos fijar una zona crítica de acumulación de tensiones a partir de la cual realizar las verificaciones de resistencia y realizar un dimensionamiento válido para la columna. Por tanto, se considera que la zona que estará más solicitada a lo largo de toda su longitud será la más próxima al anclaje.

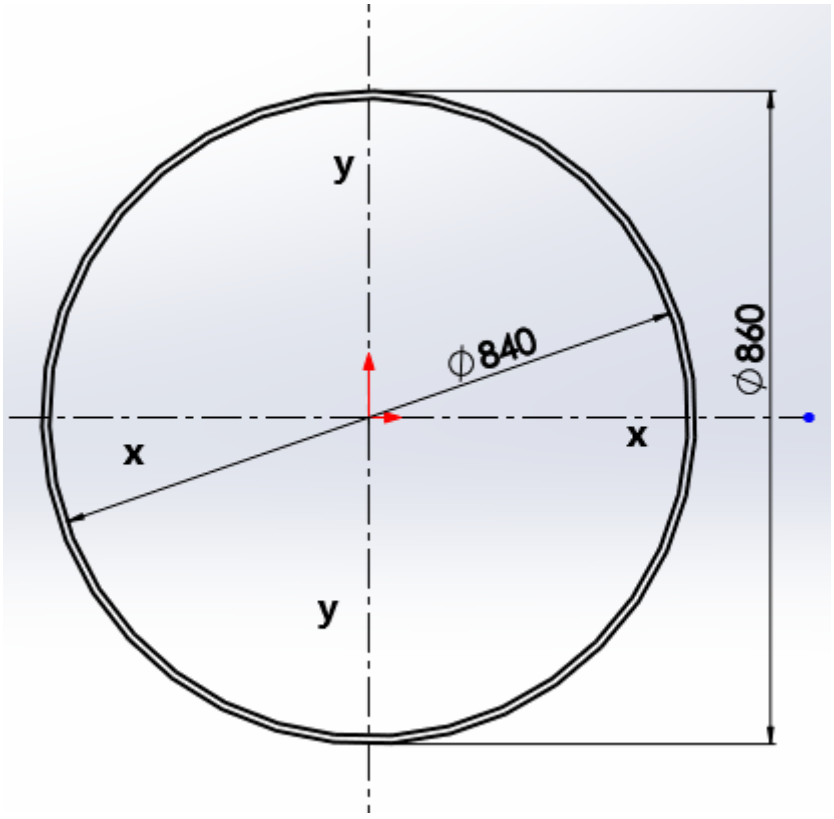


Imagen 14: Dimensiones de la sección de la columna (Fuente propia)

Área de la sección (mm^2)	A	26703,54
Inercia respecto eje x (mm^4)	I_{xx}	2411997029,70
Inercia respecto eje y (mm^4)	I_{yy}	2411997029,70
Inercia polar (mm^4)	I_0	4823994059,40
Módulo resistente respecto eje x (mm^3)	W_x	5609295,42
Módulo resistente respecto eje y (mm^3)	W_y	5609295,42
Momento estático de la sección respecto eje x (mm^3)	S_x	113333,33
Momento estático de la sección respecto eje y (mm^3)	S_y	113333,33

Tabla 21: Características de la sección de la columna (Fuente propia)

4.5.1. Cargas verticales

La columna sufrirá la acción de las cargas verticales presentes en la pluma, además de la acción del peso propio del mecanismo de giro y el suyo. Por tanto, dependiendo de la carga que se estudie, aparecerá una determinada tensión sobre la sección crítica. Las verticales, particularmente, provocarán tensiones normales debidas a compresión y flexión, y tensiones tangenciales debidas al esfuerzo de corte.

4.5.1.1. Esfuerzos debidos a los pesos propios de los elementos

Dependiendo de dónde esté aplicado el esfuerzo, la tensión que provoque será de un tipo u otro. Intervendrán, en este caso, los pesos propios de la pluma, la columna y el mecanismo de giro.

1.1	Fuerza debida al peso propio de la pluma (N)	F_{pl}	5000
	Distancia de aplicación de carga de pluma (mm)	l_p'	2675
	Momento flector (Nmm)	$M_{max1.1}$	13375000
1.2	Peso propio de la columna (N)	F_{col}	12000
1.3	Peso propio del mecanismo de giro (N)	F_{mg}	6000
	Tensiones de flexión (MPa)		
	Pluma	$\sigma_{1.1f}$	2,38
	Tensiones de compresión (MPa)		
	Pluma	$\sigma_{1.1c}$	0,19
	Columna	$\sigma_{1.2c}$	0,45
	Mecanismo de giro	$\sigma_{1.3c}$	0,22
	Tensiones de corte (MPa)		
	Pluma	$\tau_{1.1}$	0,01

Tabla 22: Tensiones provocadas por pesos propios (Fuente propia)

4.5.1.2. Esfuerzo debido a la manipulación de la carga de servicio

La carga se levanta mediante el mecanismo de elevación que está situado en la pluma. De este modo, esta fuerza provocará la aparición de flexión y compresión sobre la columna. Al igual que para la pluma, se incluye el peso propio del mecanismo de elevación en este apartado.

Peso propio del mecanismo de elevación (N)	F_{me}	3600
Carga de servicio (N)	F_c	20000
Distancia de aplicación de ambas cargas (mm)	l_p	5350
Momento flector provocado (Nmm)	M_{max2}	126260000
Tensión de flexión (MPa)	σ_{2f}	22,51
Tensión de compresión (MPa)	σ_{2c}	0,88
Tensión de corte (MPa)	τ_2	0,06

Tabla 23: Tensiones provocadas por manipulación de carga (Fuente propia)

4.5.2. Cargas horizontales

Las cargas horizontales estarán aplicadas directamente sobre la columna y sobre la pluma. Las cargas sobre la columna se traducen en momentos flectores en la sección crítica considerada, lo que provoca tensiones de flexión y corte. Por otro lado, las que se aplican sobre la pluma hacen que, además de aparecer flexión, la columna se vea sometida a un cierto momento torsor, lo que provocará también tensiones de corte. Sin embargo, para esta configuración de cargas no se obtienen efectos de compresión.

4.5.2.1. Efectos horizontales debidos a la inercia del movimiento

Los elementos móviles también provocarán esfuerzos sobre la columna, pues la pluma se une rígidamente a ésta. De esta forma, las cargas y esfuerzos se transfieren al elemento considerado y provocan efectos de flexión y torsión sobre la sección de estudio.

El cálculo de las cargas de inercia está definido en el dimensionamiento de la pluma. Los mismos valores serán aplicados en este caso, aunque los valores de las tensiones no serán obviamente los mismos, pues la geometría de la sección es distinta.

3.1	Fuerza de inercia de la pluma (N)	$F_{i,pl}$	31,93
	Distancia de aplicación para flexión (mm)	h_c	5575
	Momento flector (Nmm)	$M_{max3.1}$	178033,66
	Distancia de aplicación para torsión (mm)	l_p'	2675
	Momento torsor (Nmm)	$M_{Tmax3.1}$	85424,22
3.2	Fuerza de inercia del mecanismo de elevación (N)	$F_{i,me}$	45,99
	Distancia de aplicación para flexión (mm)	h_c	5575
	Momento flector (Nmm)	$M_{max3.2}$	256368,47
	Distancia de aplicación para torsión (mm)	l_p	5350
	Momento torsor (Nmm)	$M_{Tmax3.2}$	246021,76
3.3	Fuerza de inercia de la carga (N)	$F_{i,c}$	255,47
	Distancia de aplicación para flexión (mm)	h_c	5575
	Momento flector (Nmm)	$M_{max3.3}$	1424269,30
	Distancia de aplicación para torsión (mm)	l_p	5350
	Momento torsor (Nmm)	$M_{Tmax3.3}$	1366787,58
	Momento flector total (Nmm)	M_{max3}	1858671,44
	Momento torsor total (Nmm)	M_{tmax3}	1698233,57
	Tensiones de flexión (MPa)		
	Pluma	$\sigma_{3.1f}$	0,03
	Mecanismo de elevación	$\sigma_{3.2f}$	0,05
	Carga	$\sigma_{3.3f}$	0,25
	Tensiones de corte por flexión (MPa)		
	Pluma	$\tau_{3.1}$	0,00
	Mecanismo de elevación	$\tau_{3.2}$	0,00
	Carga	$\tau_{3.3}$	0,00
	Tensiones de corte del par torsor (MPa)		
	Pluma	$\tau_{3.1T}$	0,01
	Mecanismo de elevación	$\tau_{3.2T}$	0,02
	Carga	$\tau_{3.3T}$	0,12

Tabla 24: Tensiones provocadas por esfuerzos horizontales de inercia (Fuente propia)

4.5.2.2. Viento sobre la columna, la pluma y la carga

El viento, en este caso, actúa directamente sobre la columna provocando flexión en su base. De igual forma, intervienen sobre dicha sección las tensiones derivadas del efecto del viento sobre la pluma y la carga, determinados en el dimensionamiento de la pluma.

De la misma forma, el viento sobre la pluma y la carga provoca flexión y torsión en la base de la columna. El momento flector aparece al aplicar una carga a una determinada altura, y el torsor cuando también aplicas una carga que hace girar la sección con respecto a su eje longitudinal.

Grúa en servicio:

La presión del viento en estas condiciones será la más baja. Se debe incluir el efecto del viento sobre la carga.

4.1	Viento aplicado sobre la pluma (N)	F_{plVa}	684,8
	Distancia de aplicación para flexión (mm)	h_c	5575
	Momento flector (Nmm)	$M_{max4.1}$	3817760
	Distancia de aplicación para torsión (mm)	l_p'	2675
	Momento torsor (Nmm)	$M_{Tmax4.1}$	1831840
4.2	Viento aplicado sobre carga (N)	F_{cVa}	600
	Distancia de aplicación para flexión (mm)	h_c	5575
	Momento flector (Nmm)	$M_{max4.2}$	3345000
	Distancia de aplicación para torsión (mm)	l_p	5350
	Momento torsor (Nmm)	$M_{Tmax4.2}$	3210000
4.3	Viento aplicado sobre la columna (N)	F_{colVa}	779,10625
	Distancia de aplicación para flexión (mm)	h_c'	2787,5
	Momento flector (Nmm)	$M_{max4.3}$	2171758,672
	Momento flector total (Nmm)	M_{max4}	9334518,672
	Momento torsor total (Nmm)	M_{Tmax4}	5041840
	Tensiones normales de flexión (MPa)		
	Pluma	$\sigma_{4.1f}$	0,68
	Carga	$\sigma_{4.2f}$	0,60
	Columna	$\sigma_{4.3f}$	0,39
	Tensiones de corte por flexión (MPa)		
	Pluma	$\tau_{4.1}$	0,00
	Carga	$\tau_{4.2}$	0,00
	Columna	$\tau_{4.3}$	0,00
	Tensiones de corte por torsión (MPa)		
	Pluma	$\tau_{4.1T}$	0,16
	Carga	$\tau_{4.2T}$	0,29

Tabla 25: Tensiones derivadas de viento en servicio (Fuente propia)

Grúa fuera de servicio:

Las condiciones de viento máximo se consideran aquí. Debe excluirse el efecto del viento sobre la carga. La carga sobre la pluma se sigue considerando.

5.1	Carga de viento máximo sobre pluma (N)	F_{plVb}	2191,36
	Distancia de aplicación para flexión (mm)	h_c	5575
	Momento flector (Nmm)	$M_{max5.1}$	12216832
	Distancia de aplicación para torsión (mm)	l_p'	2675
	Momento torsor (Nmm)	$M_{Tmax5.1}$	5861888
5.2	Carga de viento máximo sobre columna (N)	F_{colVb}	2493,14
	Distancia de aplicación para flexión (mm)	h_c'	2787,5
	Momento flector (Nmm)	$M_{max5.2}$	6949627,75
	Momento flector total (Nmm)	M_{max5}	19166459,75
	Momento torsor total (Nmm)	M_{Tmax5}	5861888
	Tensiones normales de flexión (MPa)		
	Pluma	$\sigma_{5.1f}$	2,18
	Columna	$\sigma_{5.2f}$	1,24
	Tensiones de corte por flexión (MPa)		
	Pluma	$\tau_{5.1}$	0,01
	Columna	$\tau_{5.2}$	0,01
	Tensión de corte por torsión (MPa)	$\tau_{5.1T}$	0,52

Tabla 26: Tensiones debidas a viento fuera de servicio (Fuente propia)

4.5.3. Cargas debidas a ensayo

Se deben tomar en consideración las comprobaciones de los esfuerzos con las cargas de ensayo incluidas en la Norma. Los coeficientes de mayoración serán los mismos que se utilizaron para dimensionar la pluma.

4.5.4. Comprobación de esfuerzos en la columna.

Los resultados de las tensiones para cada caso deben ser mayoradas según los coeficientes correspondientes. Deberá analizarse cada combinación, al igual que en la pluma, en vistas de obtener el valor de tensión equivalente máximo y realizar el dimensionamiento de la columna.

El desarrollo se plantea de la misma forma que para la pluma: se extrae la expresión general para cada caso, de la que se deducen las tensiones provocadas por cada una de las cargas. Posteriormente, se mayora cada una de estas tensiones según su situación dentro de la expresión y se saca la expresión de la tensión equivalente de Von Mises. Este valor se compara con el admisible del material.

Debido a la gran cantidad de valores de tensiones diferentes que se consideran para la columna, es conveniente unificar todas aquellas tensiones del mismo tipo y pertenecientes a la misma categoría de esfuerzos.

$$\sigma_1 = \sigma_{1.1} + \sigma_{1.2} + \sigma_{1.3} \quad (49)$$

$$\sigma_3 = \sigma_{3.1} + \sigma_{3.2} + \sigma_{3.3} \quad (50)$$

$$\sigma_4 = \sigma_{4.1} + \sigma_{4.2} + \sigma_{4.3} \quad (51)$$

$$\sigma_5 = \sigma_{5.1} + \sigma_{5.2} \quad (52)$$

$$\sigma_i = \sigma_{if} + \sigma_{ic} \quad (53)$$

De esta forma, conseguimos reducir la cantidad de datos que se deben mostrar y así mejorar la comprensión de los mismos.

1	Pesos propios		MPa
	Pluma	$\sigma_{1.1f}$	3,25
		$\sigma_{1.1c}$	
	Columna	$\sigma_{1.2c}$	
	Mecanismo de giro	$\sigma_{1.3c}$	
2	Carga de servicio		23,39
	Mecanismo de elevación y carga	σ_{2f}	
		σ_{2c}	
3	Esfuerzos de inercia		0,33
	Pluma	$\sigma_{3.1f}$	
	Mecanismo de elevación	$\sigma_{3.2f}$	
	Carga	$\sigma_{3.3f}$	
4	Viento en servicio		1,28
	Pluma	$\sigma_{4.1f}$	
	Carga	$\sigma_{4.2f}$	
	Columna	$\sigma_{4.3f}$	
5	Viento fuera de servicio		3,42
	Pluma	$\sigma_{5.1f}$	
	Columna	$\sigma_{5.2f}$	

Tabla 27: Valores totales de tensiones normales según tipo de carga (Fuente propia)

Como se puede ver en las tablas de resultados mostradas para cada tipo de carga, los esfuerzos de corte asociados a la flexión son prácticamente todos nulos. Por tanto, la influencia que puedan tener sobre la tensión equivalente final puede despreciarse asumiendo un margen de error muy reducido. Por este motivo, solamente se consideran las tensiones de corte por la acción del par torsor en la columna.

$$\tau_{3T} = \tau_{3.1T} + \tau_{3.2T} + \tau_{3.3T} \quad (54)$$

$$\tau_{4T} = \tau_{4.1T} + \tau_{4.2T} \quad (55)$$

$$\tau_{5T} = \tau_{5.1T} \quad (56)$$

3T	Esfuerzos de inercia		MPa
	Pluma	$\tau_{3.1T}$	0,15
	Mecanismo de elevación	$\tau_{3.2T}$	
	Carga	$\tau_{3.3T}$	
4T	Viento en servicio		0,45
	Pluma	$\tau_{4.1T}$	
	Carga	$\tau_{4.2T}$	
5T	Viento fuera de servicio		0,52
	Pluma	$\tau_{5.1T}$	

Tabla 28: Valores totales de tensiones de corte debidas a par torsor (Fuente propia)

4.5.4.1. Caso I

Aquí se incluyen los esfuerzos debidos a los pesos propios de los elementos que puedan provocar tensiones sobre el elemento considerado; las cargas derivadas de la manipulación de la carga de servicio; y los esfuerzos horizontales que aparecen con el movimiento giratorio de la pluma. En este caso, $C_s = 1{,}5$.

Siguiendo la configuración del caso I (ecuación 4), llegamos a las expresiones donde se incluyen los efectos comentados.

$$((\sigma_1 + \psi\sigma_2 + \sigma_3)\gamma_C)C_s \quad (57)$$

$$((\tau_{3T})\gamma_C)C_s \quad (58)$$

El efecto del torsor únicamente aparece con las cargas horizontales, por lo que se distingue en la ecuación anterior solamente la componente que corresponde a estas cargas. Las expresiones de las tensiones mayoradas será igual que para la pluma, pues se parte de la misma fórmula general, únicamente cambiando los valores correspondientes a cada tensión.

$$\sigma_1' = \sigma_1 * \gamma_C * C_s \quad (59)$$

$$\sigma_2' = \sigma_2 * \psi * \gamma_C * C_s \quad (60)$$

$$\sigma_3' = \sigma_3 * \gamma_C * C_s \quad (61)$$

$$\tau_{3T}' = \tau_{3T} * \gamma_C * C_s \quad (62)$$

Conociendo los valores mayorados, podemos deducir la expresión para la tensión equivalente de Von Mises.

$$\sigma_{eqI} = ((\sigma_1' + \sigma_2' + \sigma_3')^2 + 3(\tau_{3T}'^{\,2}))^{\frac{1}{2}} \quad (63)$$

De esta forma obtenemos la tensión equivalente para este caso, según las tensiones calculadas previamente y aplicando los coeficientes de mayoración.

Tipo	σ_i	τ_{iT}	σ'_i	τ'_{iT}	σ_{eqI}
	MPa				
1	3,25	-	5,40	-	
2	23,39	-	44,79	-	50,75
3	0,33	0,15	0,55	0,25	

Tabla 29: Obtención de tensión equivalente para caso I (Fuente propia)

4.5.4.2. Caso II

Este caso incluye las mismas solicitaciones que el caso I, además de la carga por viento con la grúa en servicio. El coeficiente $C_s = 1{,}33$. La expresión para este caso es conocida (ecuación 5), por lo que debemos sustituir los valores de las tensiones en ella.

$$((\sigma_1 + \psi\sigma_2 + \sigma_3)\gamma_C + \sigma_4)C_s \quad (64)$$

$$((\tau_{3T} + \tau_{4T})\gamma_C)C_s \quad (65)$$

Debemos aplicar los coeficientes de mayoración a estos valores de las tensiones, según estén dispuestos dentro de la expresión.

$$\sigma'_4 = \sigma_4 * C_s \quad (66)$$

$$\tau'_{4T} = \tau_{4T} * \gamma_C * C_s \quad (67)$$

Se necesita la ecuación de la tensión equivalente de Von Mises, que se obtiene de igual forma que para los casos anteriores.

$$\sigma_{eqII} = ((\sigma_1' + \sigma_2' + \sigma_3' + \sigma_4')^2 + 3(\tau_{3T}'^{\,2} + \tau_{4T}'^{\,2}))^{\frac{1}{2}} \quad (68)$$

Tipo	σ_i	τ_{iT}	σ'_i	τ'_{iT}	σ_{eqII}
	MPa				
1	3,25	-	4,79	-	46,71
2	23,39	-	39,72	-	
3	0,33	0,15	0,49	0,22	
4	1,28	0,45	1,70	0,60	

Tabla 30: Obtención de tensión equivalente para caso II (Fuente propia)

4.5.4.3. Caso III

El caso tercero realiza dos comprobaciones. La primera considerando las cargas de pesos propios y la situación de viento máximo; mientras que la segunda toma en cuenta los ensayos estático y dinámico, de donde se selecciona el valor más desfavorable. En ambas situaciones, tomamos $C_s = 1{,}1$.

Viento máximo sobre la estructura:

La expresión general para este caso (ecuación 6) debe ser desarrollada incorporando los valores de las tensiones, que serán las debidas a los pesos propios y al viento máximo.

$$((\sigma_1 + \sigma_5)\gamma_C)C_s \quad (69)$$

$$((\tau_{5T})\gamma_C)C_s \quad (70)$$

Luego, debemos incluir los coeficientes de mayoración en vistas de alcanzar la fórmula que determine el valor de la tensión equivalente.

$$\sigma'_5 = \sigma_5 * \gamma_C * C_s \quad (71)$$

$$\tau'_{5T} = \tau_{5T} * \gamma_C * C_s \quad (72)$$

$$\sigma_{eqIII1} = ((\sigma'_1 + \sigma'_5)^2 + 3(\tau'^2_{5T}))^{\frac{1}{2}} \quad (73)$$

Teniendo esta expresión, podemos determinar la tensión de la sección crítica de la columna bajo esta combinación de esfuerzos.

Tipo	σ_i	τ_{iT}	σ'_i	τ'_{iT}	σ_{eqIII1}
	MPa				
1	3,25	-	3,96	-	8,21
5	3,42	0,52	4,17	0,64	

Tabla 31: Obtención de tensión equivalente para caso III con viento máximo (Fuente propia)

Ensayo estático y dinámico:

El elemento que estamos calculando, esto es, la columna, debe ser capaz también de soportar las cargas teóricas de ensayo, que se obtienen con los coeficientes de mayoración de estos ensayos. La ecuación 7 describe la expresión general para esta comprobación. De la misma forma que en las anteriores, debemos sustituir los valores de las tensiones dentro de dicha expresión general. Luego se añaden las mayoraciones correspondientes para este caso y se determina la expresión de la tensión equivalente, para poder conocer si la sección del elemento considerado es adecuada para esas condiciones de trabajo.

La expresión ha sido desarrollada para dimensionar la pluma. La utilizada en la columna tendrá la misma forma, pero se introducirán los valores correspondientes a este elemento.

Tipo	σ_{eqIII2}	
	MPa	
din	40,10	40,10
est	39,67	

Tabla 32: Obtención de tensión equivalente para caso III con ensayos (Fuente propia)

4.5.4.4. Comprobación final

La sección crítica de este elemento de la estructura se encuentra en la base de la misma. Aquí se dan los esfuerzos mayores y, por tanto, las tensiones más desfavorables. El material empleado será también acero S275JR, que tiene una tensión admisible de 275 MPa.

La comprobación se lleva a cabo mostrando los diferentes resultados obtenidos de las combinaciones de solicitaciones reflejadas en la Norma y comparándolos con la tensión admisible.

Caso	σ_{eq}	¿Menor que la del material?
	MPa	
I	50,75	SÍ
II	46,71	SÍ
III	8,21	SÍ
	40,10	SÍ
σ_{adm}	275	

Tabla 33: Comprobación de tensión admisible de material para la columna (Fuente propia)

5. Dimensionamiento de placa de unión

Para conseguir la fijación de la pluma con el rodamiento de gran diámetro y, a su vez, con la columna, debe utilizarse un elemento que permita dicha unión y le aporte cierta rigidez. Por este motivo, se elige una placa que se une mediante pernos al

rodamiento, mientras que la pluma se soldará a ella. Esta placa sirve a su vez de tapa a todo lo que sería el acoplamiento de los ejes y el conjunto de piñón y corona encargado de proporcionar el giro.

Para su dimensionamiento se utiliza un software de cálculo mediante elementos finitos (SolidWorks), que permite discretizar el elemento en un modelo mediante una malla conformada por triángulos planos y obtener así los valores de tensiones, desplazamientos y deformaciones del mismo estando bajo unas determinadas solicitaciones de carga.

Se emplea, por tanto, el caso más desfavorable de cargas en la pluma (Caso I). Se obtienen los valores de los esfuerzos una vez aplicados los coeficientes de seguridad. El procedimiento es similar al planteado para la resolución de las tensiones en el dimensionamiento de la columna y la pluma.

5.1. Diseño de la placa

Al ir esta ajustada al rodamiento mediante tornillos de fijación, se debe cuidar que los taladros coincidan con los del rodamiento, además de su diámetro. Su forma constructiva es simple: se compone de una placa circular de 35 mm de espesor y un resalto de 20 mm donde irá soldada la pluma.

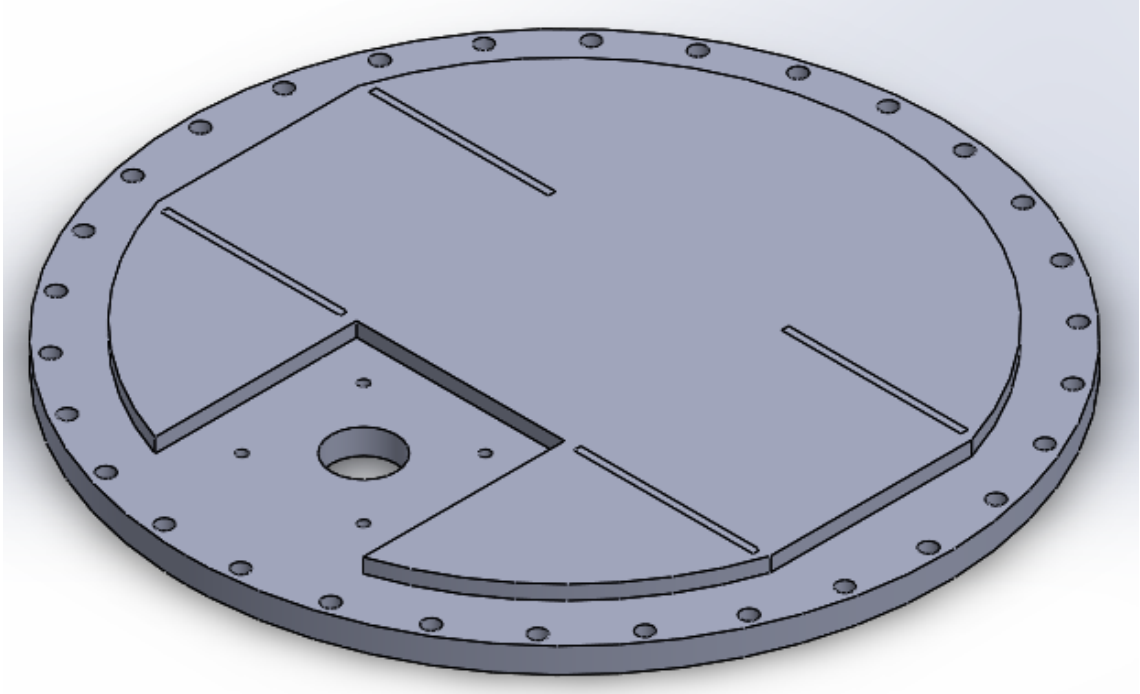


Imagen 15: Diseño constructivo de placa de unión (Fuente propia)

Se deben considerar los cordones de soldadura en la superficie de la placa, pues es necesario comprobar que el elemento podrá soportar las cargas que se le apliquen, que serán transferidas por la soldadura. La placa se fabrica de acero S275JR, al igual que el resto de componentes de la estructura.

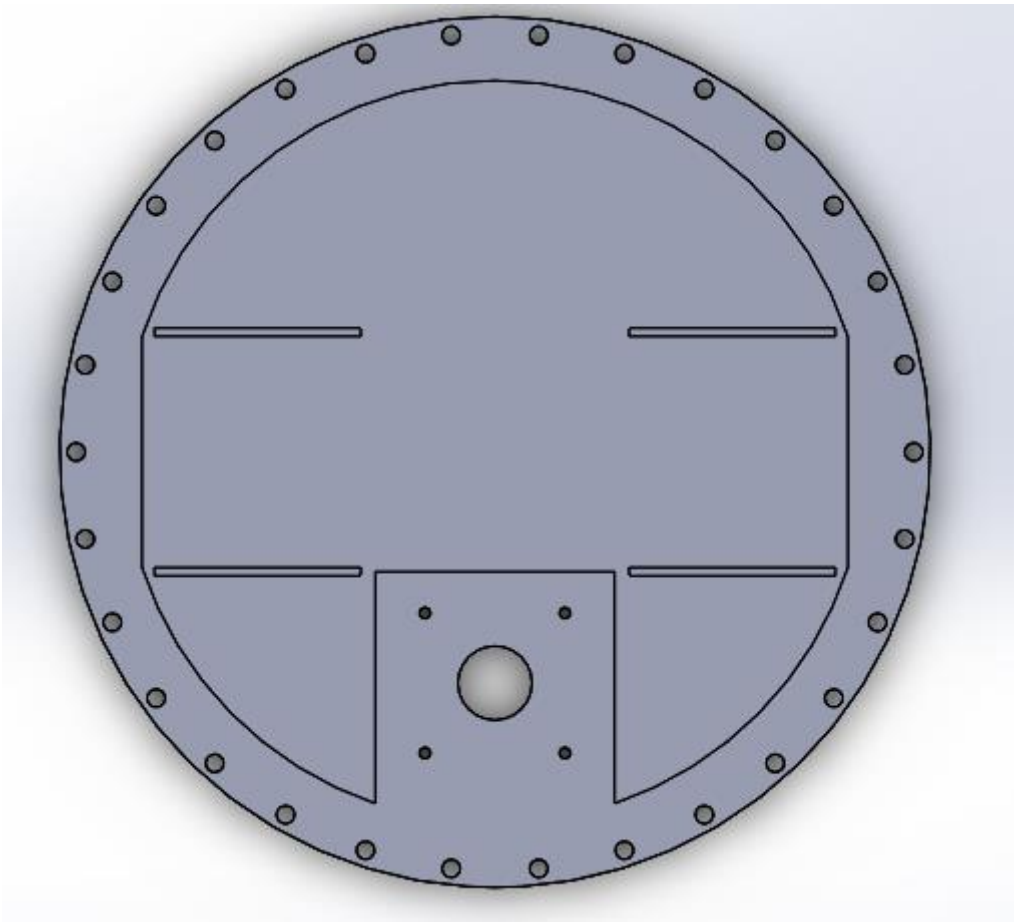


Imagen 16: Vista de planta de la placa de unión (Fuente propia)

5.2. Cargas consideradas

Como se ha mencionado con anterioridad, se considerará el caso I para la simulación de la placa. Se elige este caso por ser el más desfavorable, pues, aunque no incluya el efecto del viento, se alcanza un mayor valor debido a los coeficientes de mayoración que se deben considerar. El objetivo de esta elección es mantener la metodología de comprobación de la estructura, basándonos en las indicaciones de la Norma.

Realizando el mismo procedimiento empleado para la mayoración de las tensiones en el dimensionamiento de la pluma y la columna, se deducen los valores de las

fuerzas a partir de la expresión general del caso I. Debemos recordar que se considera $C_s = 1{,}5$.

Cargas debidas a pesos propios,S_G:

$$F'_{pl} = F_{pl} * \gamma_C * C_s \quad (74)$$

Cargas debidas a manipulación de carga de servicio:

$$F'_{me} = F_{me} * \psi * \gamma_C * C_s \quad (75)$$

$$F'_c = F_c * \psi * \gamma_C * C_s \quad (76)$$

Cargas horizontales:

$$F'_{i,me} = F_{i,me} * \gamma_C * C_s \quad (77)$$

$$F'_{i,pl} = F_{i,pl} * \gamma_C * C_s \quad (78)$$

$$F'_{i,c} = F_{i,c} * \gamma_C * C_s \quad (79)$$

$$F'_i = F'_{i,me} + F'_{i,pl} + F'_{i,c} \quad (80)$$

Cada carga tendrá su magnitud, dirección, sentido y punto de aplicación. El software ofrece una función denominada masa remota. Esta permite situar las cargas que se encuentren en la estructura aplicada sobre otro elemento que se entiende estará en contacto con el elemento que se está estudiando. De esta forma, situando dichas cargas con unas coordenadas que las coloquen en su punto de actuación real sobre la estructura, se consigue simular el efecto de esta carga remota sobre la superficie considerada, como pueden ser los momentos.

Peso propio de la pluma (N)	F'_{pl}	8325
Distancia de aplicación (mm)	l_p'	2675
Carga de mecanismo de elevación (N)	F'_{me}	6893,1
Distancia de aplicación (mm)	l_p	5350
Carga de servicio (N)	F'_c	38295
Distancia de aplicación (mm)	l_p	5350
Fuerza horizontal de aceleración de la pluma (N)	$F'_{i,pl}$	53,17
Distancia de aplicación (mm)	l_p'	2675
Fuerza horizontal de aceleración del mecanismo de elevación (N)	$F'_{i,me}$	76,57
Distancia de aplicación (mm)	l_p	5350
Fuerza horizontal de aceleración de la carga de servicio (N)	$F'_{i,c}$	425,36
Distancia de aplicación (mm)	l_p	5350

Tabla 34: Valores de fuerzas con la mayoración del caso I (Fuente propia)

5.3. Soldadura según DB SE-A

Antes de realizar la comprobación de la placa mediante el software mencionado, debemos determinar la situación y el espesor de los cordones de soldadura en la unión. Para ello, se realiza un cálculo basado en el DB SE-A, donde se muestran las comprobaciones necesarias para uniones soldadas en las estructuras de acero.

Este método asume que el material de aportación presenta unas características de resistencia iguales o mayores a las de los aceros que se van a soldar.

Para comenzar el cálculo, se deben conocer unas expresiones que relacionan las tensiones presentes en la zona de la estructura donde se colocará el cordón con las que aparecen en la garganta del propio cordón. Las expresiones se obtienen mediante condiciones de equilibrio entre estos esfuerzos. Se entiende que el cordón es un triángulo isósceles de altura a. Aquí aparecen el plano de garganta del cordón, que será donde actúen los efectos derivados de las tensiones que debe soportar el cordón de la estructura.

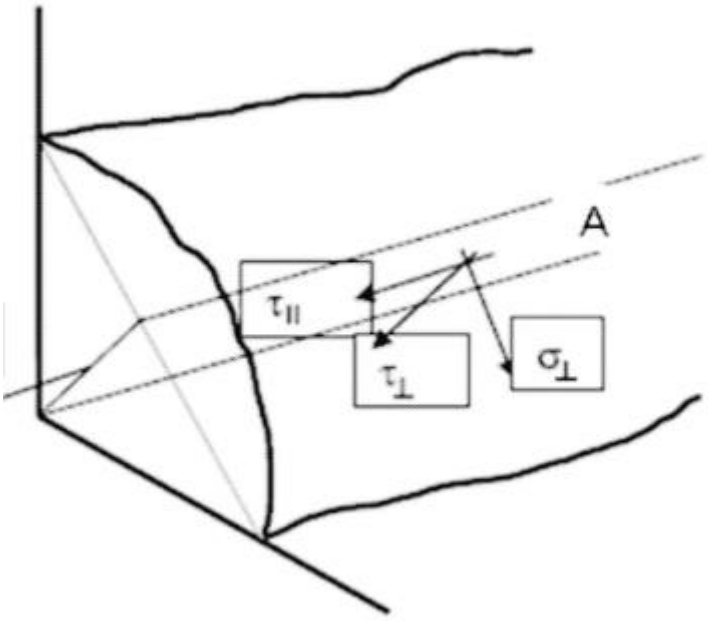


Imagen 17: Esfuerzos presentes en la garganta del cordón (Fuente: https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn46.html)

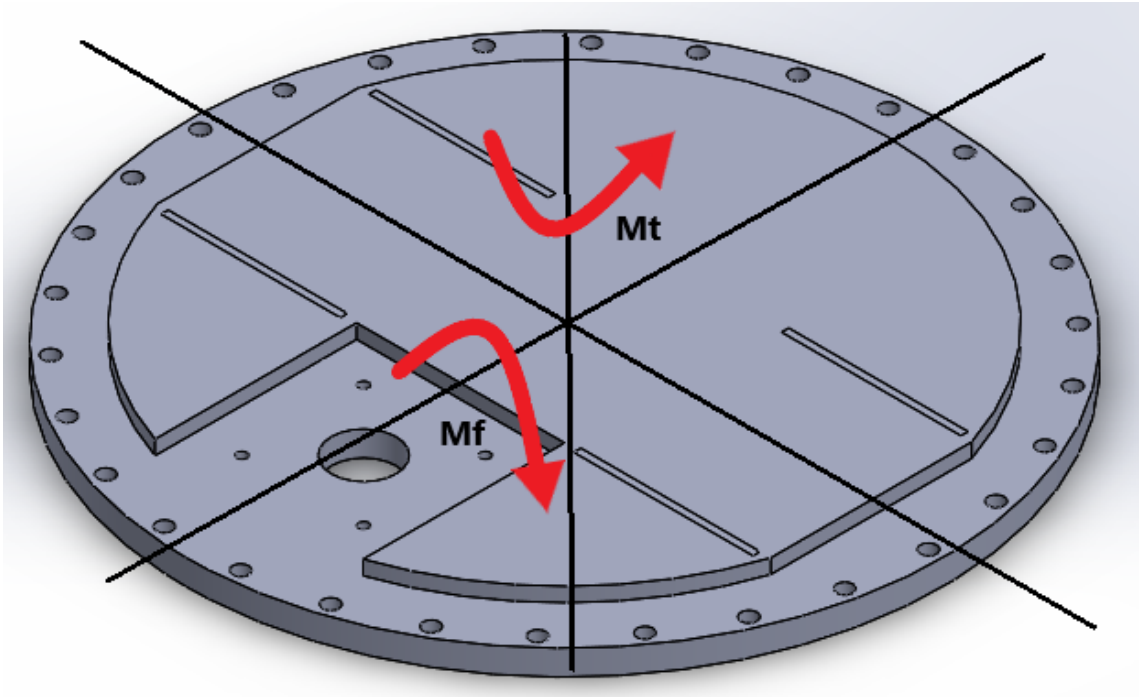


Imagen 18: Momentos que debe soportar la soldadura (Fuente propia)

$$\sigma = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}} \quad (81)$$

$$\tau_n = \frac{t_n - n}{\sqrt{2}} \quad (82)$$

$$\tau_a = t_a \quad (83)$$

Donde:

- n: tensión normal en el material que se va a soldar.
- t_n: tensión de corte en el ancho de la sección de contacto del material con el cordón.
- t_a: tensión de corte a lo largo de la sección de contacto del material con el cordón.
- σ: tensión normal resultante en la garganta del cordón.
- τ_n: tensión de corte en el ancho de la garganta del cordón.
- τ_a: tensión de corte a lo largo de la garganta del cordón.

El conjunto de cordones debe estudiarse de la misma forma que se calcula la tensión que aparece en un determinado perfil sometido a algún tipo de esfuerzo. Se debe obtener la inercia del conjunto, las distancias a los puntos que se toman como más desfavorables, y el valor de las cargas que deben aguantar.

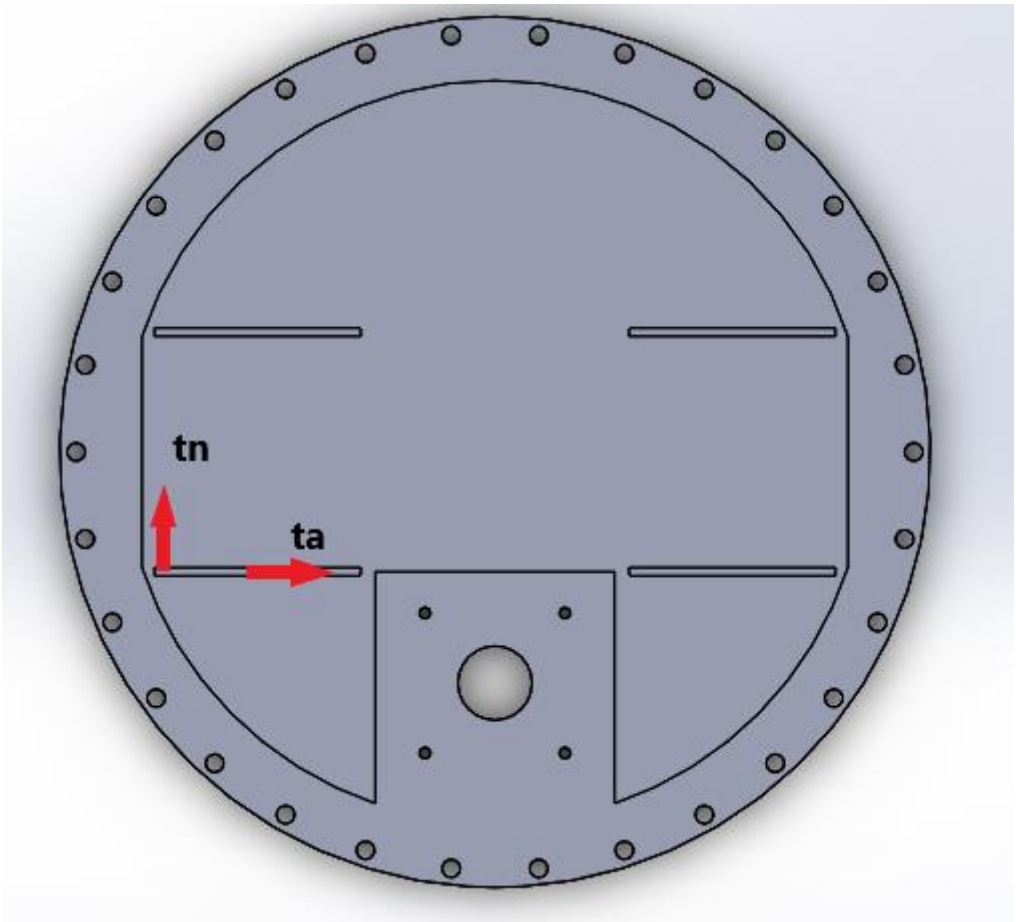


Imagen 19: Tensiones que aparecen en la placa. La componente normal de la tensión se encuentra saliendo del plano de la superficie de la placa (Fuente propia)

Disponiendo de estas características de la soldadura, se obtienen los valores de los esfuerzos. Cuando se tienen las tensiones en la garganta del cordón, se debe obtener la tensión equivalente de Von Mises. Este valor y el de la tensión normal en la garganta definen, según el DB SE-A, si la disposición de los cordones es la correcta.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * ({\tau_n}^2 + {\tau_a}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta_W * \gamma_{M2}} \quad (84)$$

$$\sigma \leq \frac{f_u}{\gamma_{M2}} \quad (85)$$

Donde:

- f_u: tensión de rotura de la chapa de menor resistencia de la unión. ($f_u = 430\ N/mm^2$)
- β_W: coeficiente de correlación proporcionado por el DB SE-A, según el tipo de acero. ($\beta_W = 0{,}85$)
- γ_{M2}: coeficiente de seguridad también proporcionado en el documento ($\gamma_{M2} = 1{,}25$).

Acero	f_u (N/mm^2)	β_w
S 235	360	0,80
S 275	430	0,85
S 355	510	0,90

Imagen 20: Valor de tensión de rotura y coeficiente de correlación (Fuente: DB SE-A)

Para nuestro caso de unión, aparecerá un momento flector derivado de las cargas verticales en la pluma, y uno torsor correspondiente a las horizontales. Por tanto, se comienza por obtener el valor de la tensión normal debida a la flexión, para luego determinar el de las tensiones de corte por el par torsor.

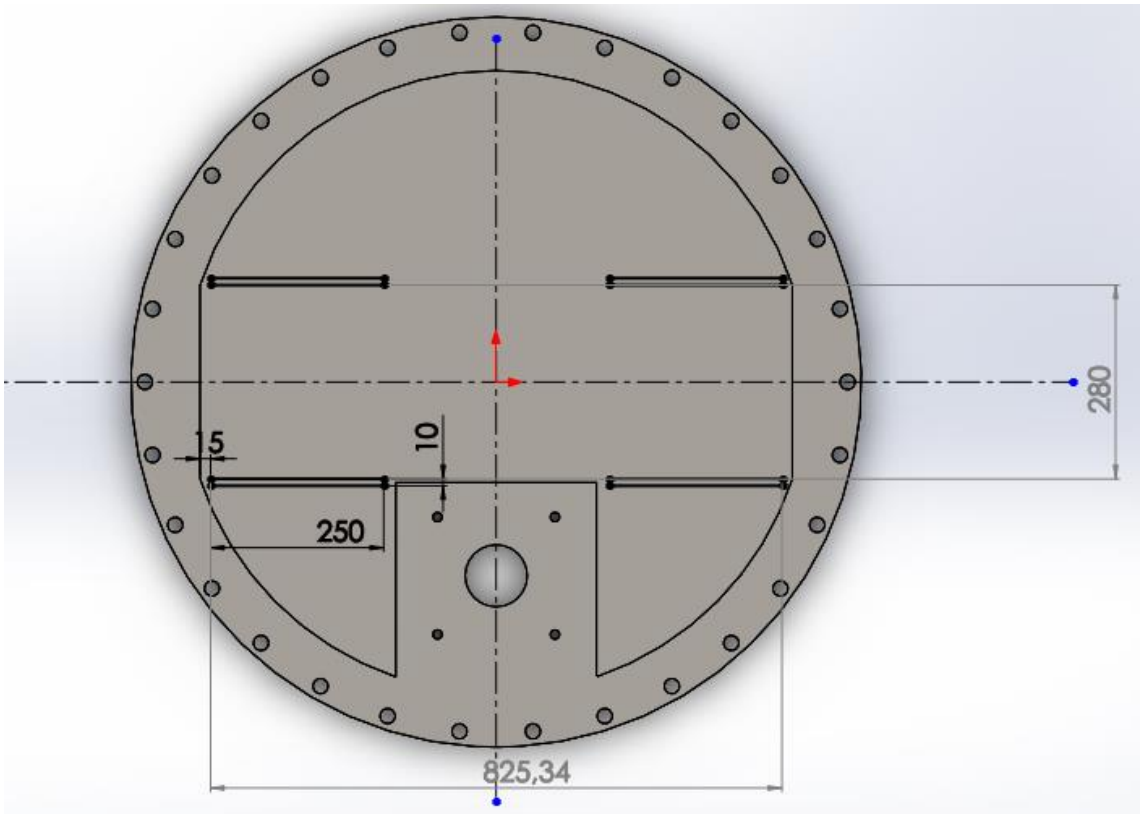


Imagen 21: Disposición de los cordones sobre la placa (Fuente propia)

Inercia de eje sobre el que se produce la flexión (mm4)	I_{xx}	605033333,3
Inercia polar (mm4)	I_0	755297666,7
Módulo resistente (mm3)	W_x	1475691,057
Distancia máxima de aplicación de t_n (mm)	r (t_n)	410
Distancia máxima de aplicación de t_a (mm)	r (t_a)	150

Tabla 35: Características principales de la sección compuesta por los cordones (Fuente propia)

Por tanto, cuando se dispone de todos los datos necesarios, se realiza el cálculo correspondiente para la comprobación según el DB SE-A. Los resultados se muestran en la siguiente tabla.

Momento flector resultante (Nmm)	M_F	264025710
Momento torsor (Nmm)	M_T	11222222,5
Tensiones en el elemento (MPa)		
	n	178,92
	t_n	6,09
	t_a	2,23
Tensiones en la garganta del cordón (MPa)		
	σ	130,82
	τ_n	-122,21
	τ_a	2,23
Tensión equivalente (MPa)	σ_{VM}	248,86

Tabla 36: Valores de tensiones para cordones de soldadura (Fuente propia)

Para dar por válidos estos resultados se debe comparar la tensión equivalente y la normal σ con las relaciones que define el Documento Básico.

Tensión equivalente	σ_{VM}	248,86
Primera comprobación	$f_u/(\beta_W \gamma_{M2})$	404,71
¿Es váida?		SÍ
Tensión normal en la garganta del cordón	σ	130,82
Segunda comprobación	f_u/γ_{M2}	344
¿Es váida?		SÍ

Tabla 37: Comprobaciones en las tensiones del cordón (Fuente propia)

Como se puede distinguir en los resultados, los valores de las tensiones obtenidas no superan los que se determinan mediante las expresiones de las comprobaciones exigidas en el DB SE-A. Por este motivo, se puede dar por válida la distribución de cordones planteada. El siguiente paso será verificar que la placa de unión soportará tales esfuerzos transferidos mediante los cordones.

5.4. Comprobaciones con SolidWorks

La función elegida para comprobar es la de masa remota, como se comentaba anteriormente. Su representación debe recoger los parámetros de carga y distancias fijadas, ilustrados en las siguientes imágenes.

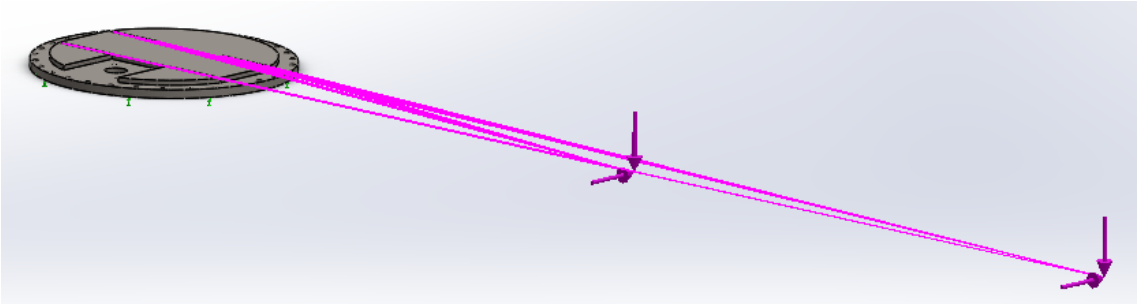


Imagen 22: Vista en perspectiva de aplicación de las cargas con función de masa remota (Fuente propia)

Imagen 23: Vista de perfil de aplicación de cargas (Fuente propia)

Las cargas se proyectan sobre las zonas marcadas para los cordones de soldadura. De esta forma, debe comprobarse la resistencia de la placa a los esfuerzos transferidos mediante dichos cordones. Así, se determina el espesor final de la placa.

5.4.1. Condiciones de contorno

Para la simulación del modelo de la placa por el método de elementos finitos es necesario definir una serie de condiciones de contorno, esto es, restringir el movimiento en determinados puntos según sus condiciones de trabajo.

Para este caso, sabemos que la placa se coloca encima del rodamiento y se fija con pernos. Las cargas que se aplican sobre la pluma se transfieren a este mediante la soldadura.

Existen diversas formas de definir las sujeciones que tendrá la placa a la hora de realizar el estudio:

- Caso 1: Fijar la zona de contacto entre la placa y el rodamiento en todas las direcciones (geometría fija). Esto significa restringir el desplazamiento de toda esta superficie en cualquier eje.
- Caso 2: Fijar los agujeros para los tornillos de fijación. Consiste en utilizar la misma función de geometría fija sobre las superficies interiores de los agujeros para los tornillos de fijación.
- Caso 3: Restringir desplazamiento vertical sobre la superficie de contacto entre el rodamiento y la placa, e impedir los desplazamientos radiales en unos agujeros seleccionados.

5.4.1.1. Caso 1

La fijación para este caso se realiza restringiendo completamente el desplazamiento en cualquier dirección en la superficie de contacto con el rodamiento, que irá debajo de la placa.

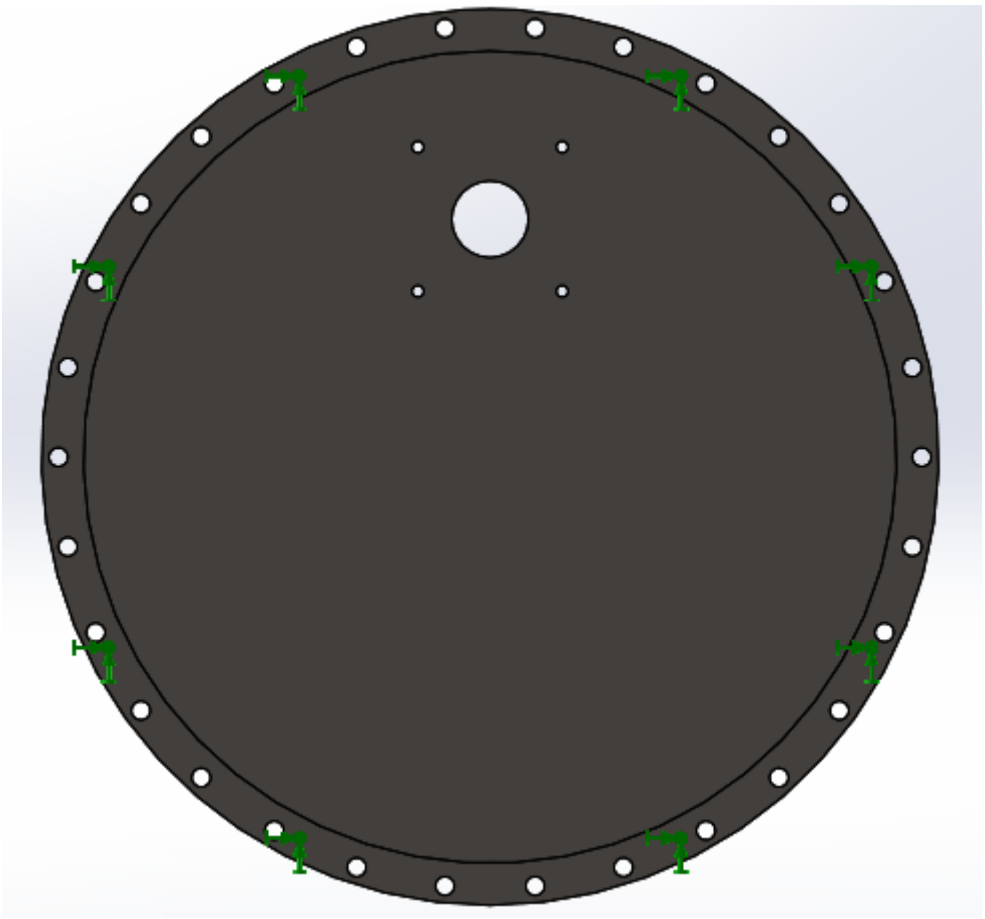


Imagen 24: Geometría fija sobre superficie de contacto con rodamiento (Fuente propia)

Para una fijación de este tipo, se realiza la simulación y se obtienen las tensiones críticas y la zona en la que aparecerán. En vistas de conseguir un resultado lo más aproximado posible a la realidad de forma optimizada, se realiza un control de mallado, que consiste en regular el tamaño del elemento de malla en las zonas que se prevén que podrán aparecer las tensiones más desfavorables.

Dicho control de mallado se llevará a cabo en las zonas previstas para colocar los cordones de soldadura en la placa y en la arista que delimita la superficie de contacto de la placa con el rodamiento.

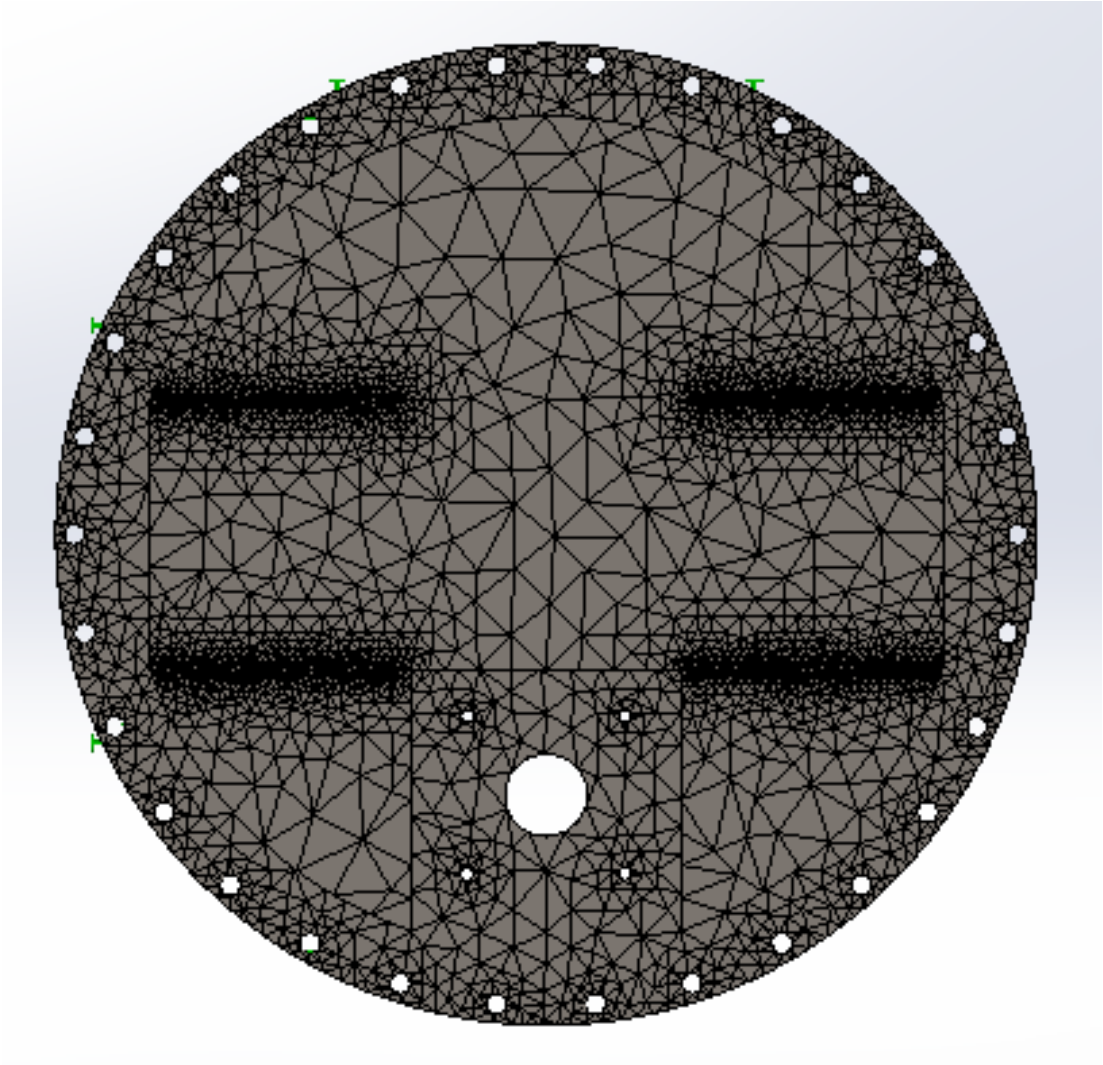


Imagen 25: Vista superior de control de mallado (Fuente propia)

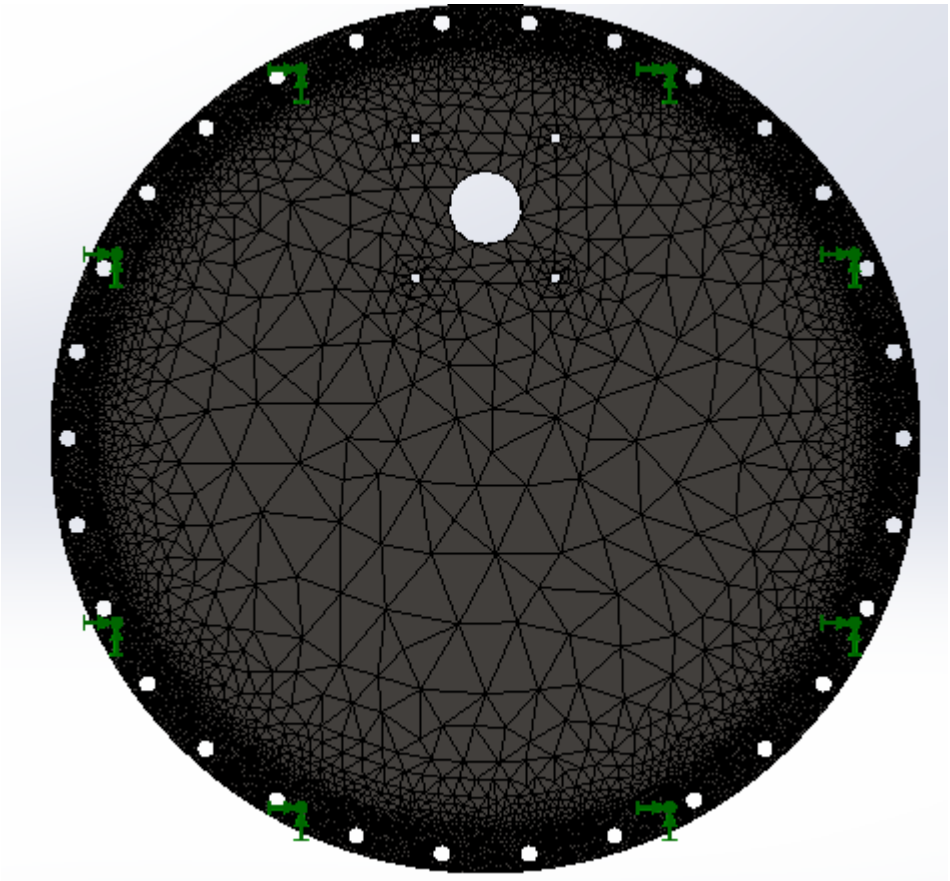


Imagen 26: Vista inferior de control de mallado (Fuente propia)

La imagen 27 muestra que el control también se realiza en una de las aristas que delimitan la zona de contacto con el rodamiento. Esto se debe a que la geometría fija define una zona que estará empotrada, lo que provoca que aparezcan ahí las reacciones a todos los esfuerzos a los que se somete la estructura. Por este motivo, se entiende que las tensiones serán mayores.

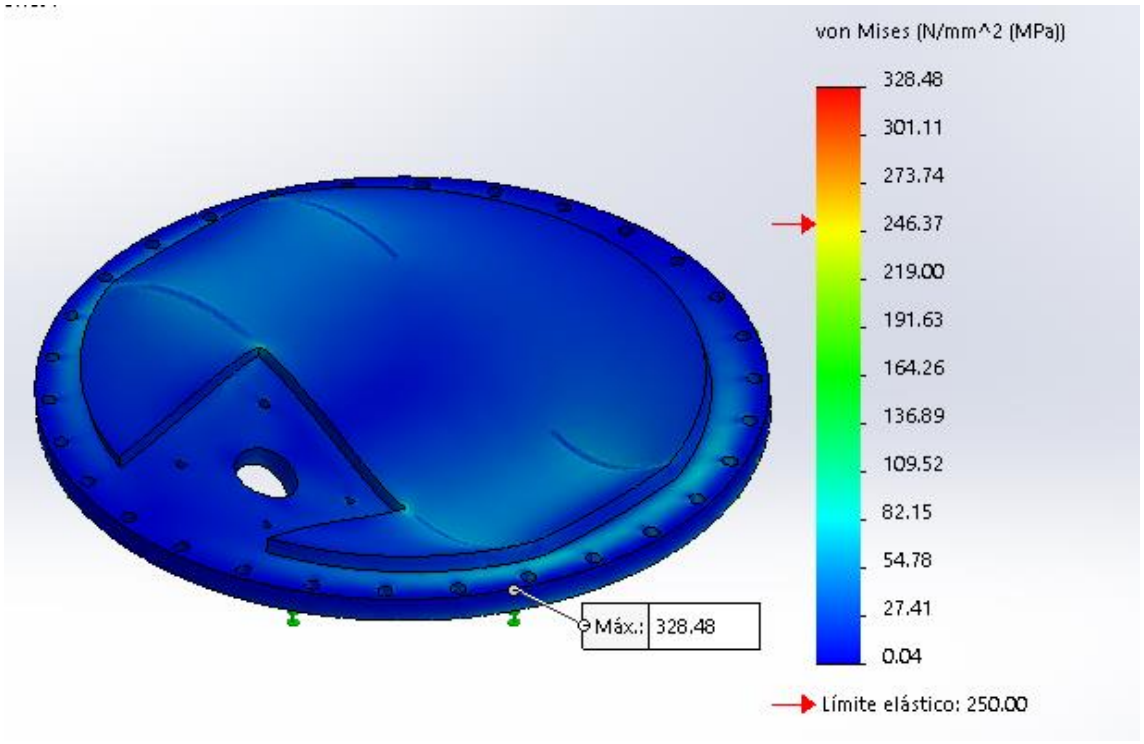


Imagen 27: Vista de perspectiva de resultados de tensiones (Fuente propia)

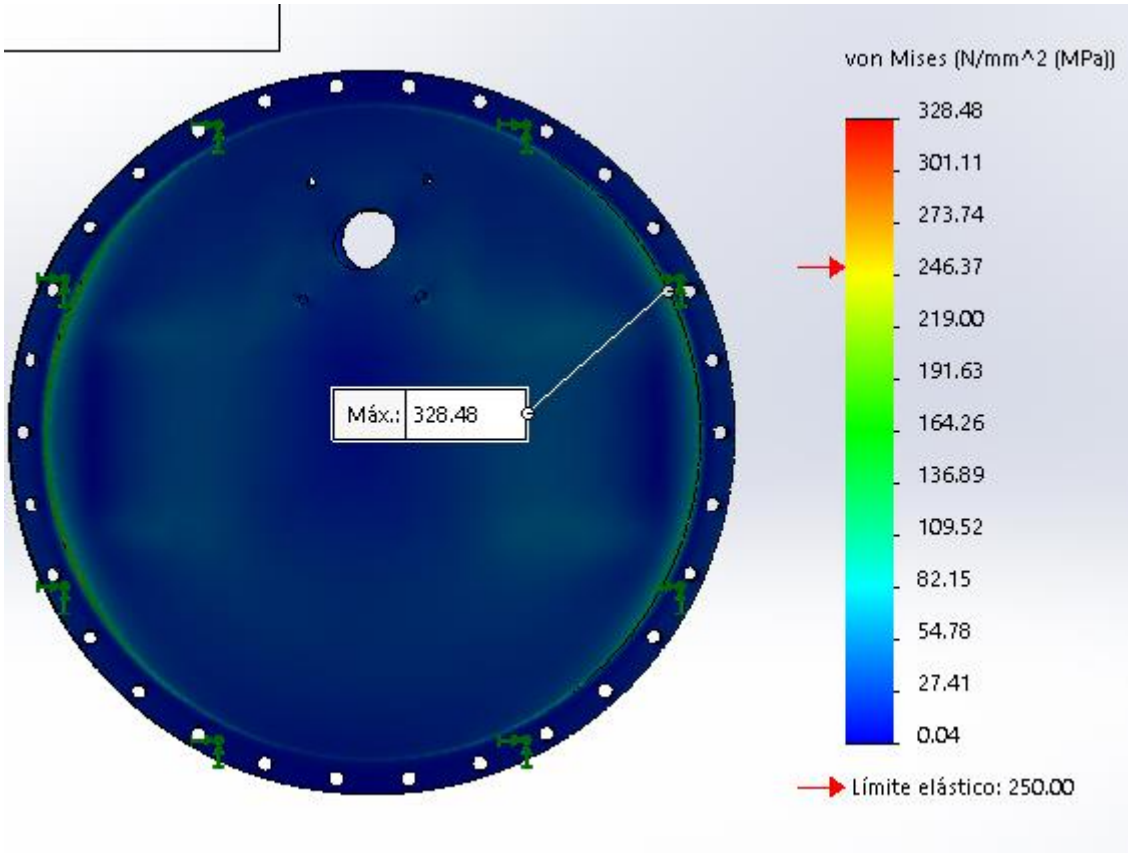


Imagen 28: Vista inferior de resultados de tensiones (Fuente propia)

Como se puede observar, prácticamente la mayoría de los bordes de la parte interior de la geometría fija presentan tensiones muy altas. El punto máximo está señalizado y supera ampliamente el límite elástico del material. Esto se debe a que la geometría fija es la sujeción más restrictiva posible, pues impide, al punto o zona donde esté aplicada, el movimiento en cualquier dirección. La distribución de tensiones máximas se encuentra en las zonas donde aparece la tracción y la compresión debida al par de la pluma.

Esta no es una buena aproximación a la realidad, pues la placa se sujeta con pernos y no directamente sobre la zona de contacto. Además, es cierto que esta zona tiene impedido el movimiento en la dirección vertical, pues el rodamiento está situado debajo, pero no lo tiene restringido en el resto de direcciones.

Por este motivo, este caso de condiciones de contorno, y tras realizar un análisis de las tensiones, se decide que no se considera como válido debido a que las condiciones en el modelo deben asemejarse más a la realidad. Es una respuesta lógica obtener una tensión tan grande cuando se tiene un elemento empotrado. Las deformaciones serán mayores en los empotramientos y los desplazamientos prácticamente nulos.

Finalmente, en vistas de estudiar la forma en que reacciona la zona de las soldaduras a la placa, se muestra una imagen de los desplazamientos sobre el elemento.

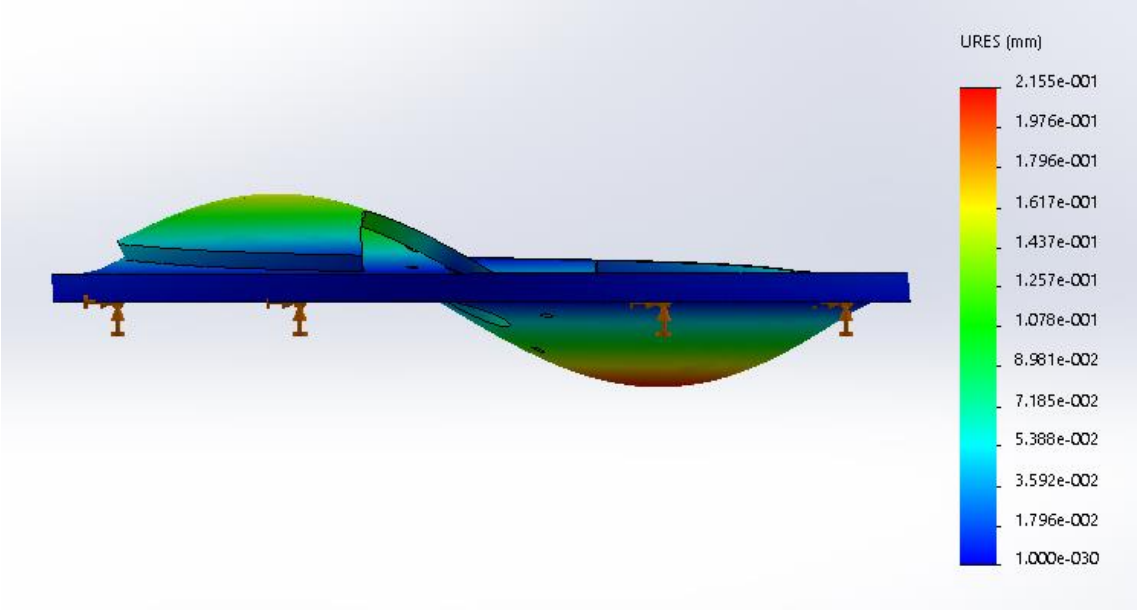


Imagen 29: Vista lateral de placa deformada. Valores finales de desplazamientos (Fuente propia)

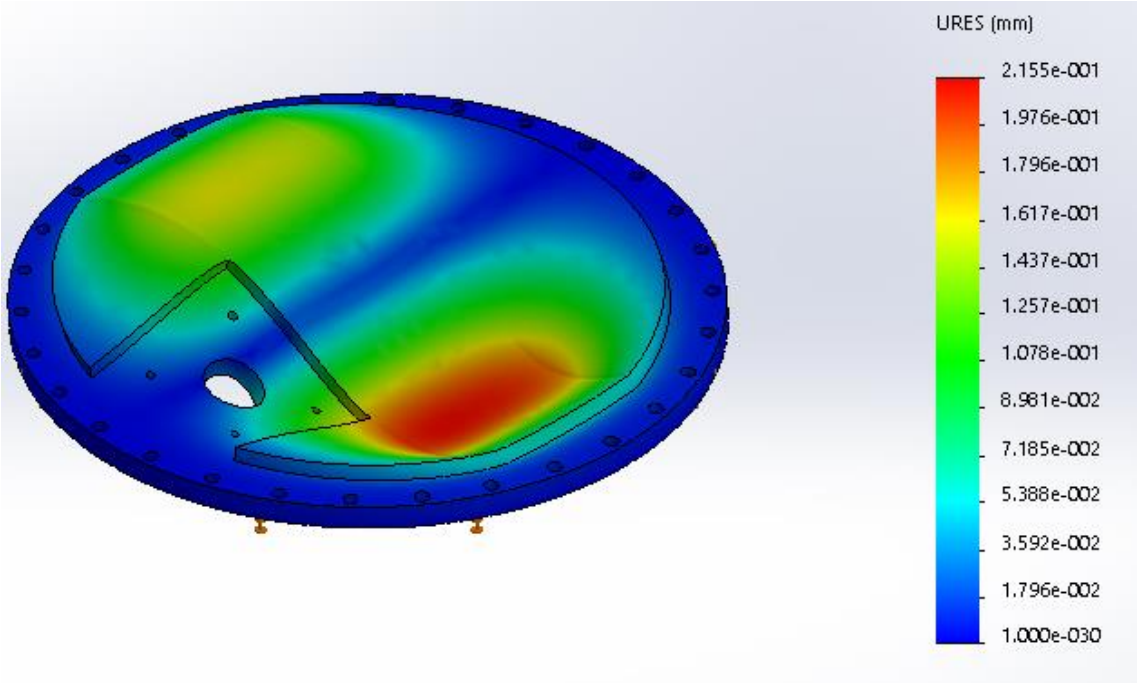


Imagen 30: Vista de perfil de desplazamientos sobre la placa (Fuente propia)

La respuesta es la esperada, pues al estar las cargas aplicadas a una cierta distancia, aparece un momento flector. Este se transfiere a la placa mediante los cordones. El efecto de tracción en una parte y de compresión en la otra reflejan la acción del par sobre la placa. Además, el efecto de las fuerzas horizontales es prácticamente despreciable, pues presentan una magnitud muy inferior a las verticales. Esto provoca que apenas destaquen sobre la distribución de las tensiones en la placa.

5.4.1.2. Caso 2

El segundo caso se afronta fijando la placa por los taladros mediante una geometría fija. Esto, como se ha visto anteriormente, provoca que estos agujeros estén completamente restringidos en cuanto a desplazamientos. Se comportarán como empotramientos. La distribución de estas fijaciones se puede distinguir en la siguiente imagen.

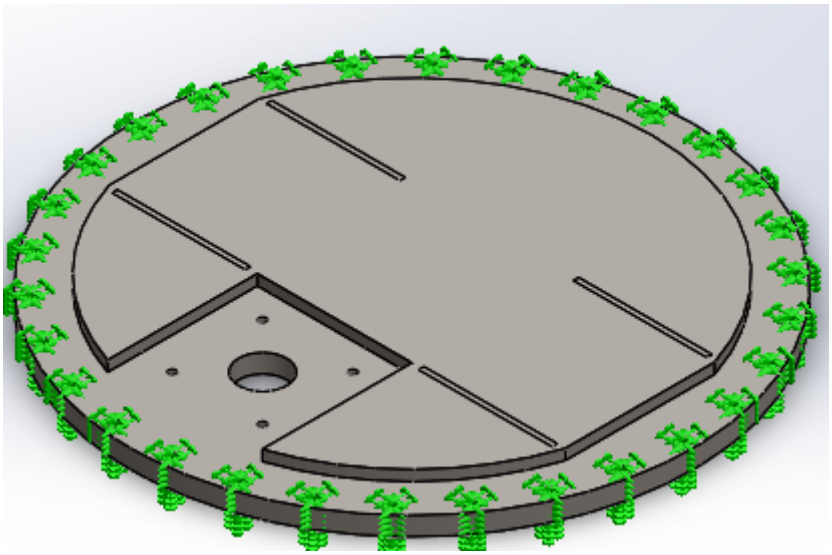


Imagen 31: Sujeciones sobre taladros (Fuente propia)

También se emplea control de mallado en este caso. Se incluye en los agujeros que se entiende que aguantarán mayores esfuerzos debido al par que transfiere la pluma a la placa. Además, se realiza también el control en las zonas de los cordones de soldadura.

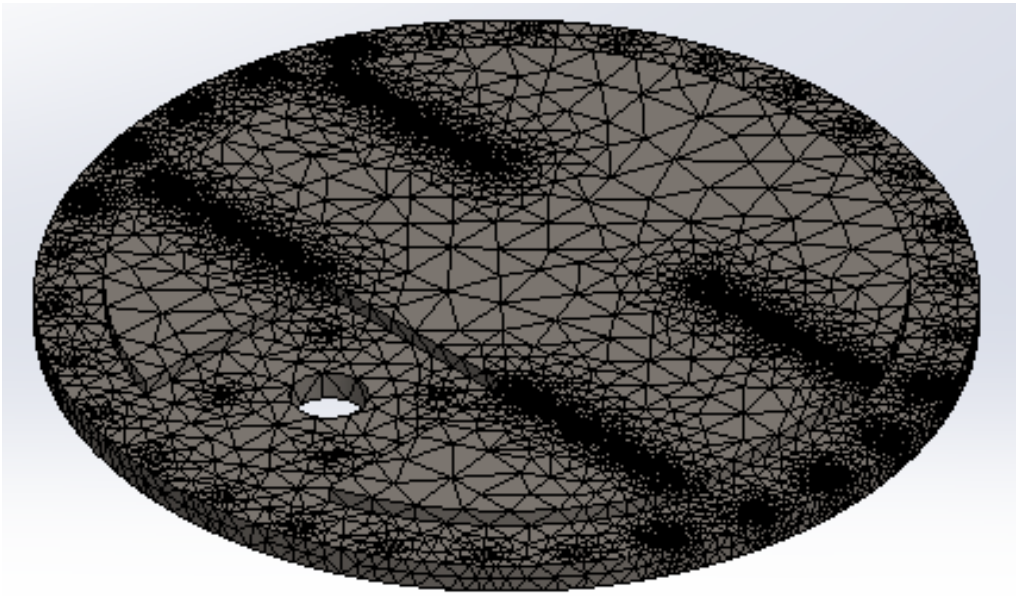


Imagen 32: Vista de perspectiva de control de mallado (Fuente propia)

Se entiende que estos tornillos son los que más sufren el efecto del par porque deben soportar los esfuerzos de tracción y compresión, derivados de las condiciones de trabajo de la pluma. De esta forma, las tensiones se muestran a continuación.

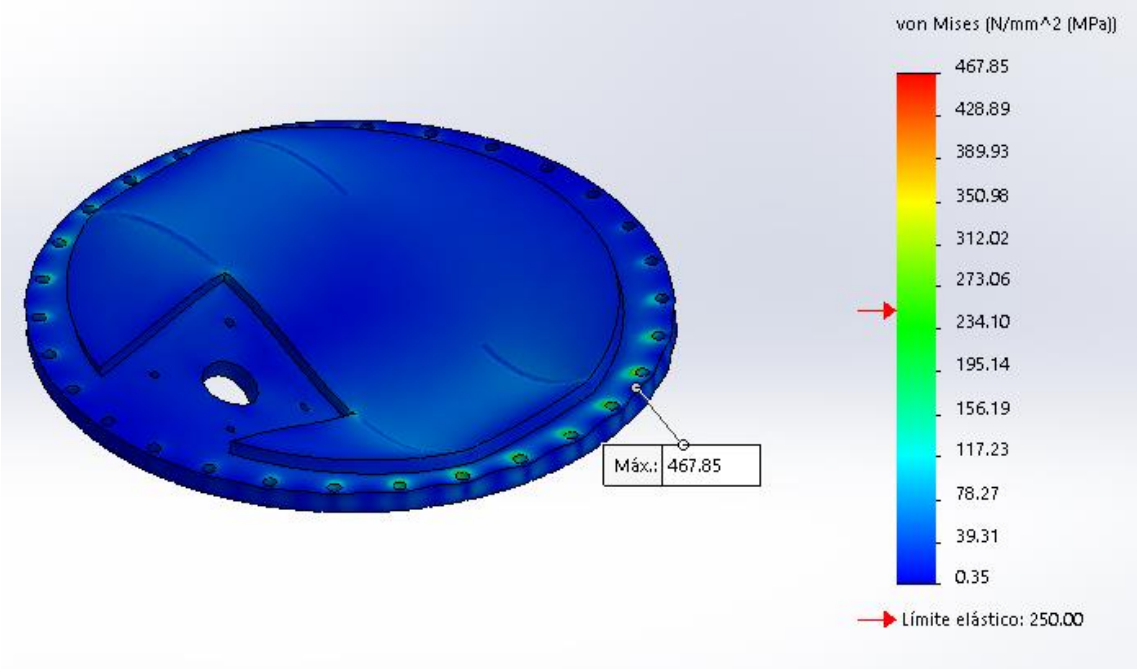


Imagen 33: Tensiones sobre placa (Fuente propia)

Como se puede observar, las zonas donde aparecen las tensiones más altas están en los alrededores de los agujeros de los tornillos que soportan el par en mayor parte. Es el resultado esperado, pues el momento tiende a hacer girar a la pluma en el eje en el que se aplique, de forma que tracciona de un lado mientras que comprime por el contrario.

A pesar de tener unas tensiones aparentemente muy altas en la placa, podemos comprobar que la proporción de material sometido a estas en comparación con el total es una cantidad muy pequeña. Esto lo logramos con la función de Iso-Superficies, que permite definir un límite de tensión que delimite las partes o zonas que se muestran por pantalla y las que no. Las zonas del elemento con una tensión superior a la fijada, se muestran. De esta forma, podemos medir la cantidad de material que está sometido a una tensión igual o mayor a la previamente fijada.

Para este caso, definimos esa tensión como la tensión límite del material, que se toma como $275\ MPa$. En este sentido, podemos apreciar en la siguiente imagen cuánto material sufre una superación de este límite.

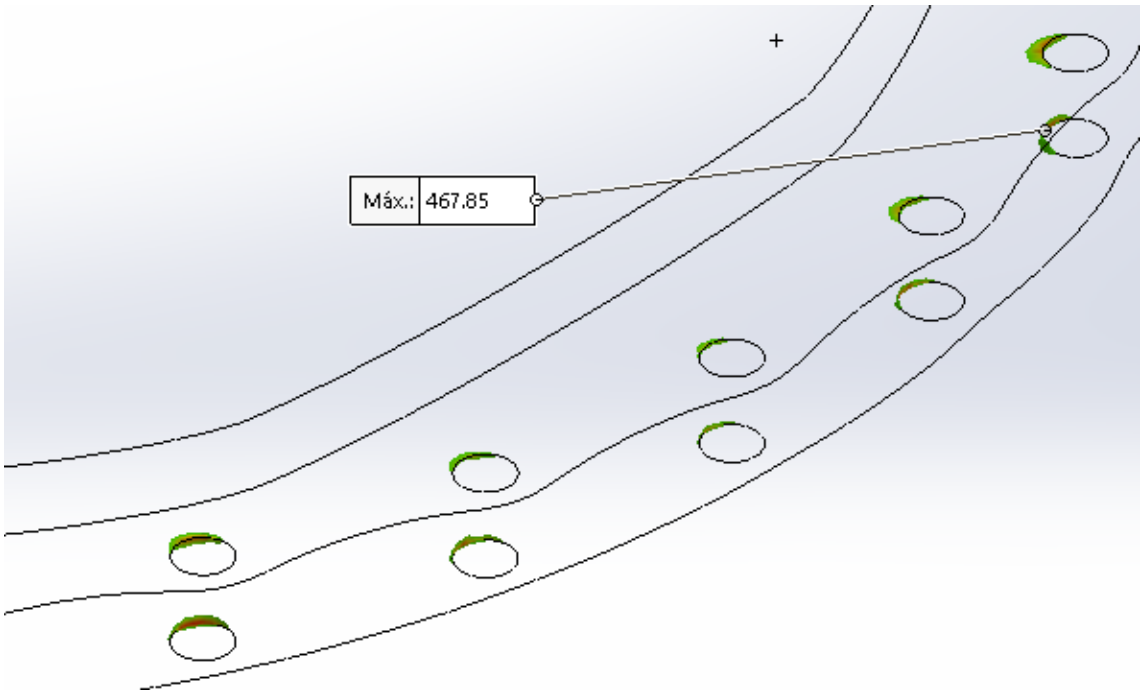


Imagen 34: Tensiones máximas mostradas mediante Iso-superficies (Fuente propia)

Como se puede distinguir, la cantidad de material que plastifica es muy pequeño, y son efectos derivados también de la geometría fija. Esta fijación en los agujeros presupone que los tornillos irán roscados directamente a la placa, cosa que no es así. Los pernos que se colocan utilizan tuerca y no se roscan al material.

En este caso puede plantearse un análisis no lineal del elemento para comprobar si la plastificación en las zonas donde se supera el límite elástico será relevante en la resistencia de la placa y en su normal funcionamiento.

Al tratarse de un volumen más pequeño, el análisis podría considerarse como válido justificando que se trata de una aproximación al modelo real y que la posible plastificación de las zonas indicadas en la imagen no influye significativamente, pues se entiende que esta zona se irá deformando y la carga se irá repartiendo por el resto de tornillos. Además, la zona donde se aplica el cordón no presenta ningún tipo de problemas en cuanto a nivel de tensiones.

5.4.1.3. Caso 3

En este caso se asume una restricción de desplazamiento vertical en la superficie de apoyo de la placa con el rodamiento, además de la restricción radial de algunos taladros, para restringir el giro del elemento. Esta aproximación es la más semejante a la realidad.

Los tornillos de fijación no van roscados a la placa, se fijan mediante tuercas. Por este motivo, se considera que es una aproximación cercana al modelo real colocar una restricción de movimiento radial (plano horizontal) sobre dos agujeros, pues inicialmente solo unos pocos serán los encargados de soportar la carga. Así, a medida que estos tornillos iniciales se van deformando, la carga va distribuyéndose sobre los demás sucesivamente hasta que se consigue contrarrestar completamente este efecto.

De igual forma, la superficie de contacto con el rodamiento de giro provoca que la placa no pueda desplazarse verticalmente. Por este motivo, se toma una restricción de desplazamiento vertical en dicha superficie.

Con estas condiciones de contorno, se alcanza una aproximación más cercana al comportamiento real de la placa montada sobre la estructura. Por tanto, se da por válido este modelo y los resultados que se muestran.

En primer lugar, se muestran las condiciones de contorno sobre el modelo. Se destaca que las aplicadas sobre los agujeros son restricciones radiales, y sobre la superficie es restricción vertical.

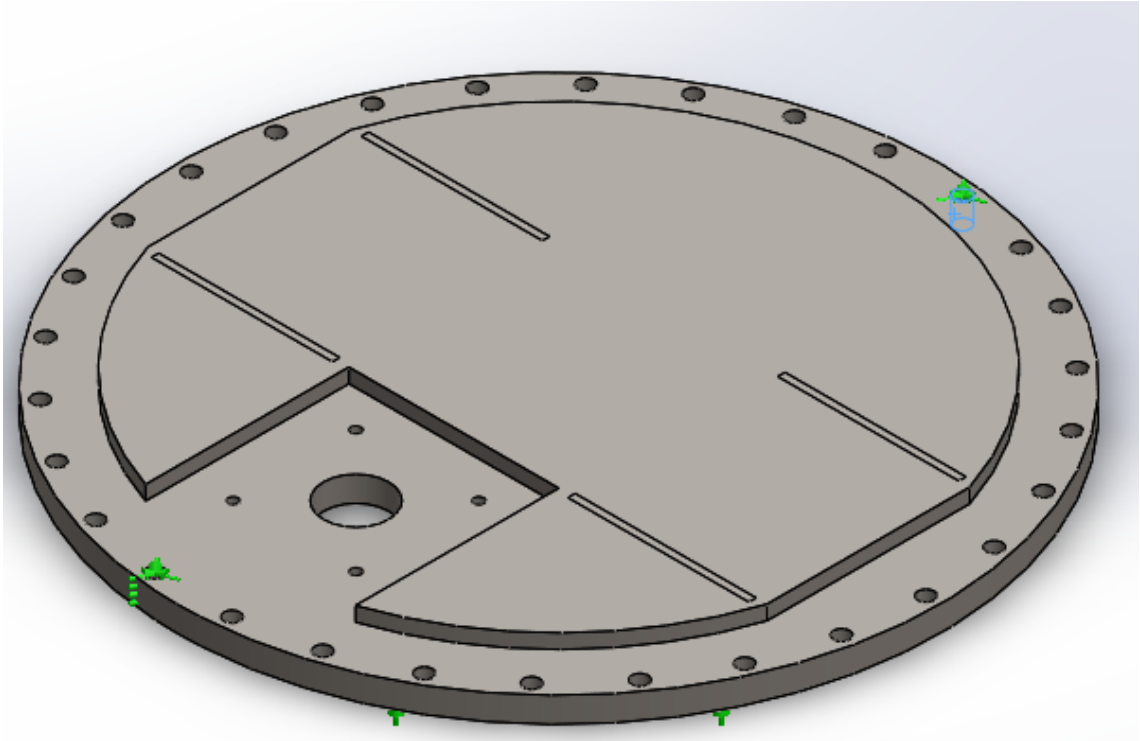


Imagen 35: Sujeciones radiales sobre dos taladros de la placa (Fuente propia)

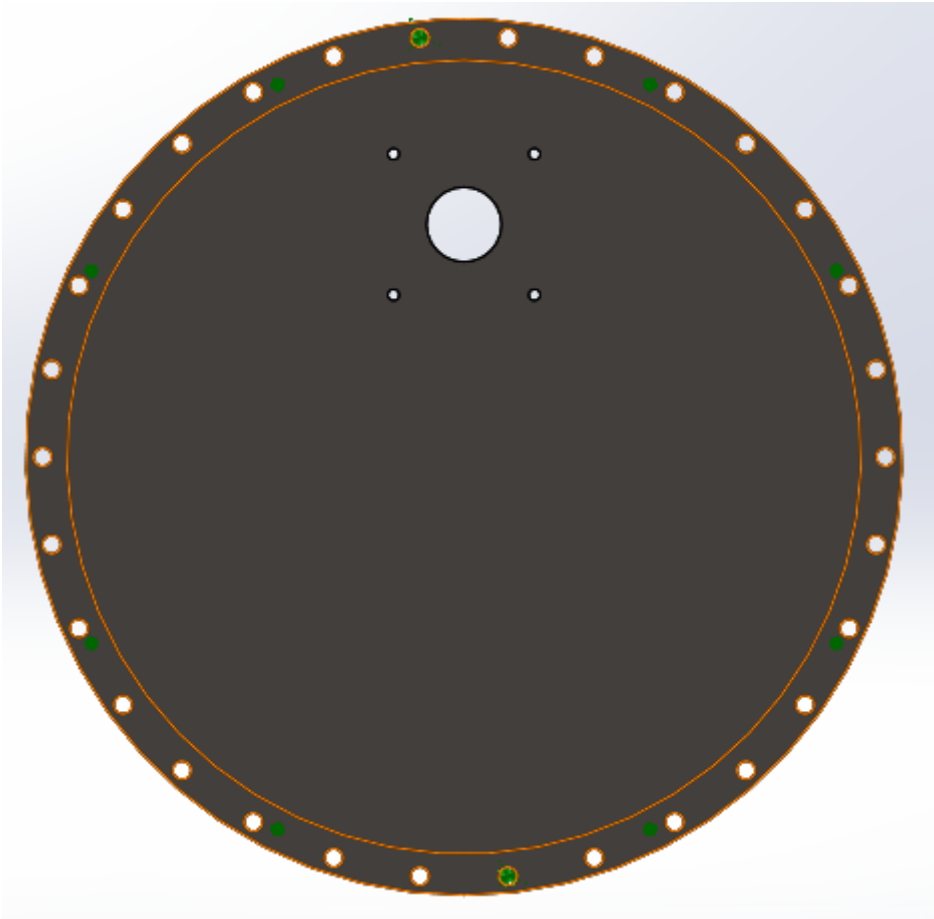


Imagen 36: Restricciones de desplazamiento vertical sobre superficie de contacto con rodamiento (Fuente propia)

Imagen 37: Restricciones verticales (Fuente propia)

El control de mallado es más reducido en este caso, pues se efectúa sobre las zonas dispuestas para colocar los cordones de soldadura, como en los demás casos, y sobre los agujeros restringidos y la superficie inferior de contacto con el rodamiento.

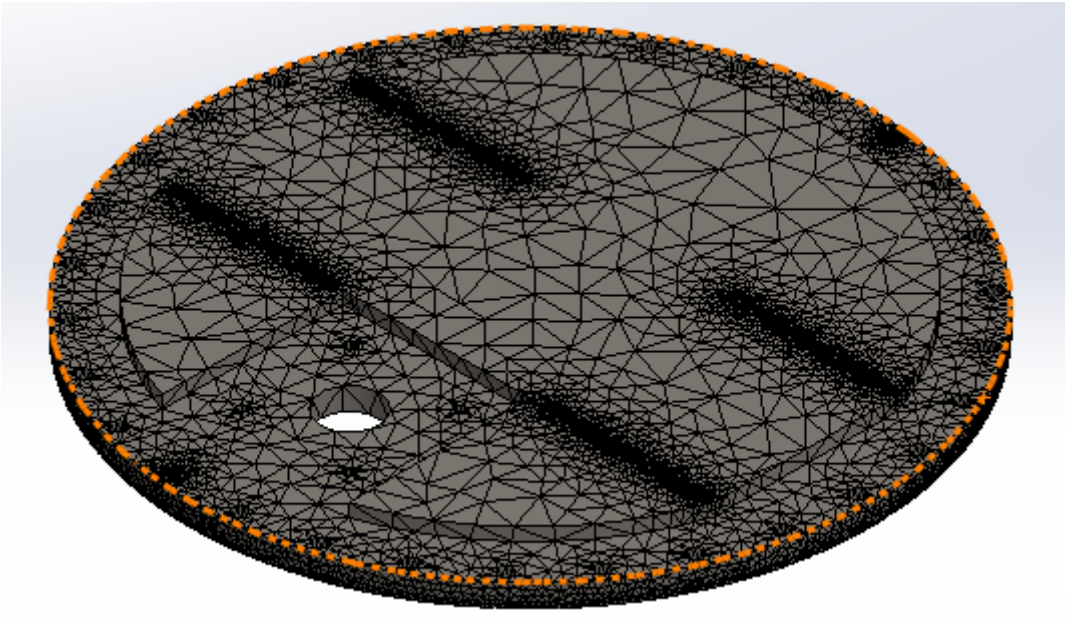


Imagen 38: Control de mallado (Fuente propia)

De la misma forma que en los casos anteriores, las tensiones máximas se esperan en aquellas zonas en las que sea mayor el efecto del par transmitido por la pluma. Se esperan, por tanto, mayores tensiones en las partes que soportan la tracción y la compresión debida al vuelco.

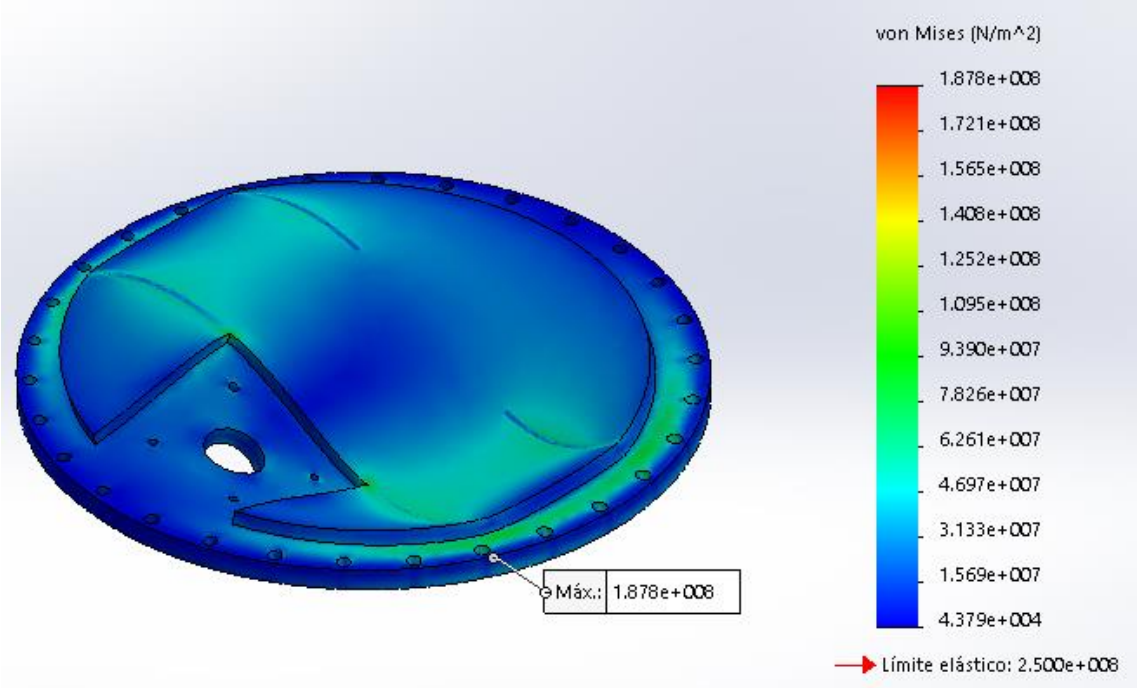


Imagen 39: Resultados de simulación de tensiones (Fuente propia)

Se puede distinguir que aparece en la zona inferior de la placa, pues la restricción de movimiento vertical sobre la superficie de contacto con el rodamiento provoca la aparición de grandes deformaciones en las zonas próximas.

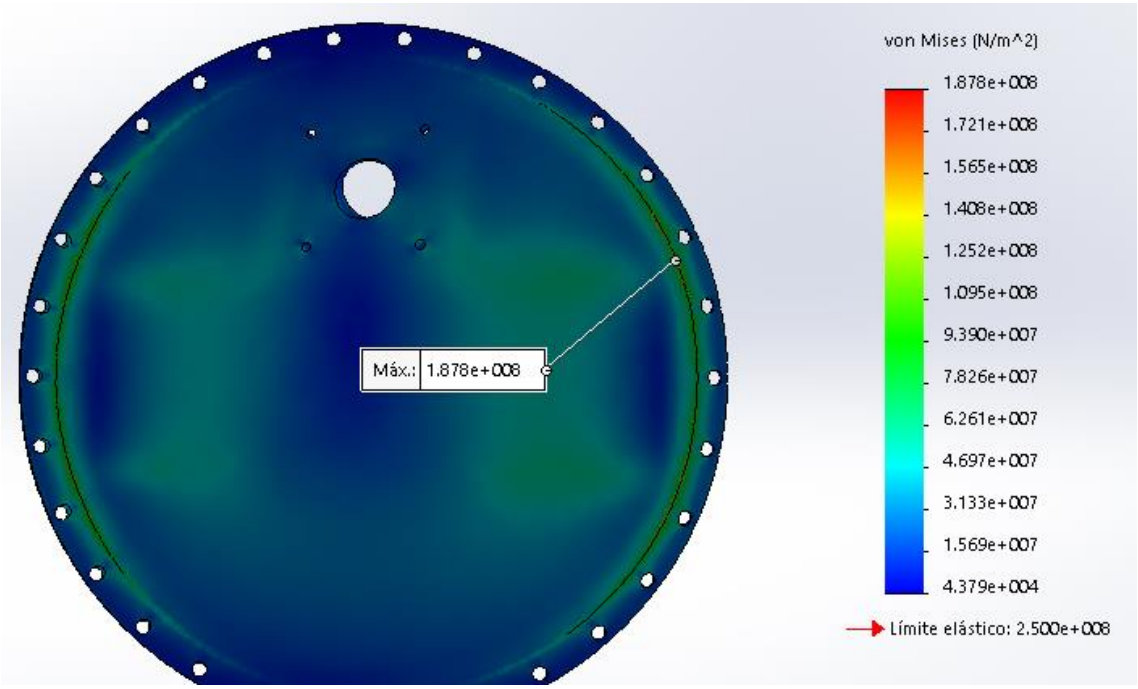


Imagen 40: Resultados de tensiones inferior de placa (Fuente propia)

Se puede distinguir que la tensión máxima no supera el límite elástico del material. Por tanto, se puede considerar válido el diseño de la placa en cuanto a resistencia. El agujero dispuesto para pasar el eje del mecanismo de giro no tiene prácticamente efecto sobre las tensiones, pues está ubicado en la zona que menos afecta el par provocado por la pluma.

Por otra parte, podemos ver cómo queda la deformada del modelo con las indicaciones de su valor máximo y distribución general de desplazamientos.

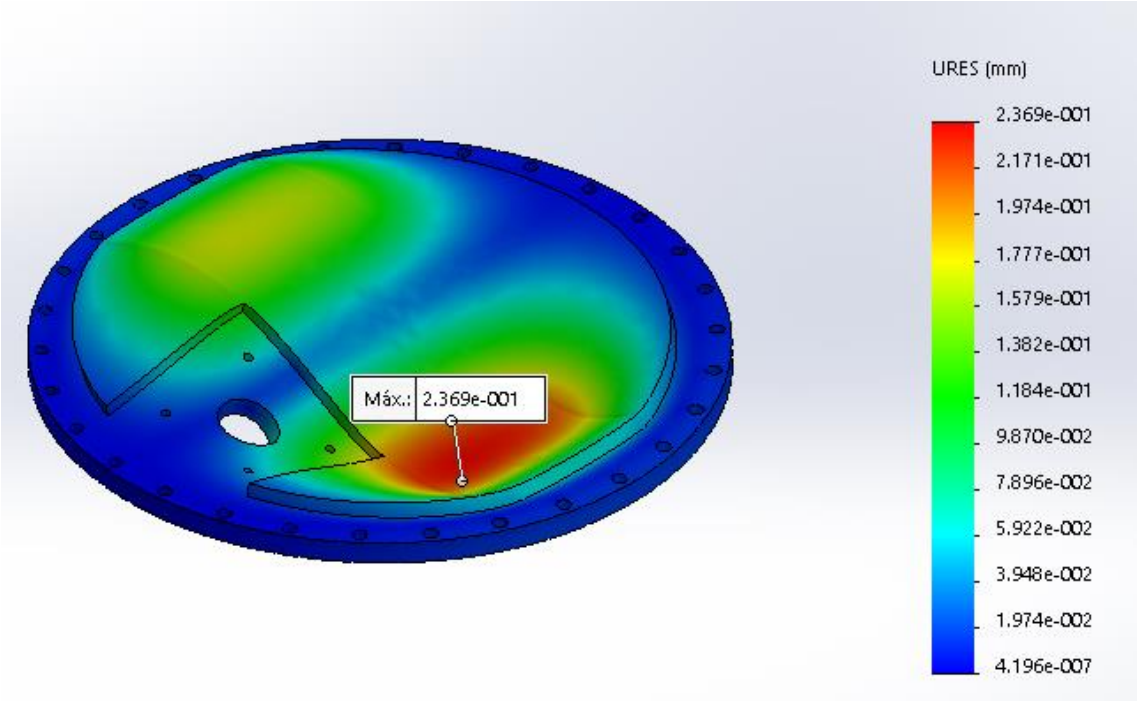


Imagen 41: Desplazamientos de la placa (Fuente propia)

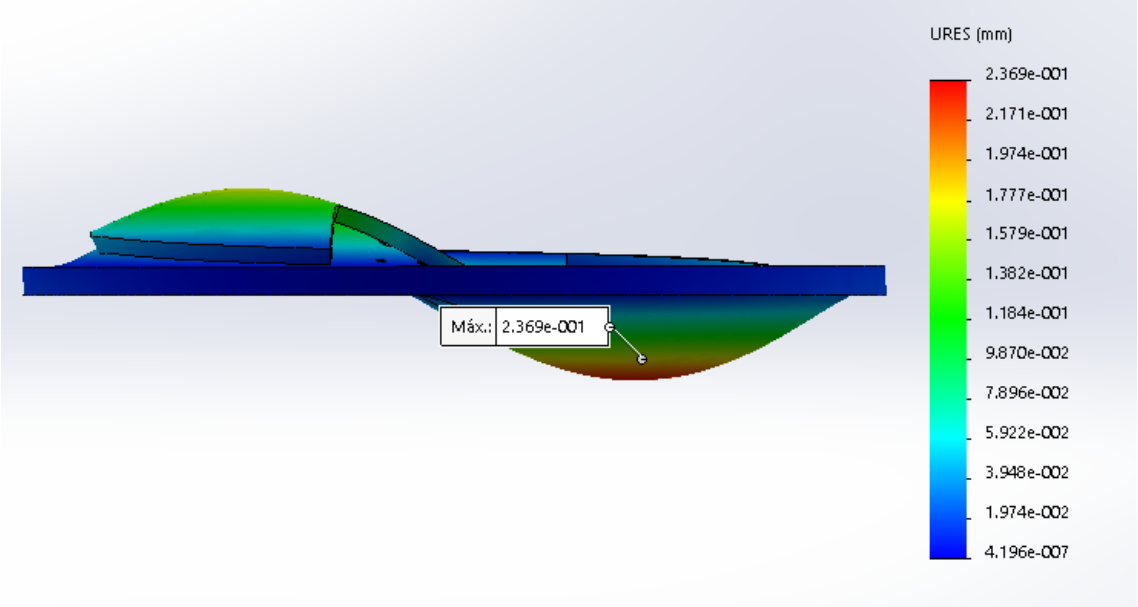


Imagen 42: Vista de perfil de desplazamientos (Fuente propia)

5.5. Definición final de la placa de unión

A través de las simulaciones mostradas con anterioridad se demuestra que la las dimensiones planteadas para la placa son las adecuadas. La tensión máxima obtenida en el caso 3, que es el que se considera como válido, no supera la tensión admisible del material.

Por otra parte, se ha realizado el cálculo de los cordones de soldadura para la unión de la pluma con la placa y se ha comprobado el efecto de éstos sobre su superficie. También se han obtenido resultados satisfactorios en cuanto a resistencia en las zonas donde se dispondrán los cordones.

Por estos motivos, puede concluirse en que la placa, según el diseño planteado inicialmente, puede soportar los diferentes esfuerzos derivados del trabajo de la pluma y de la grúa en general.

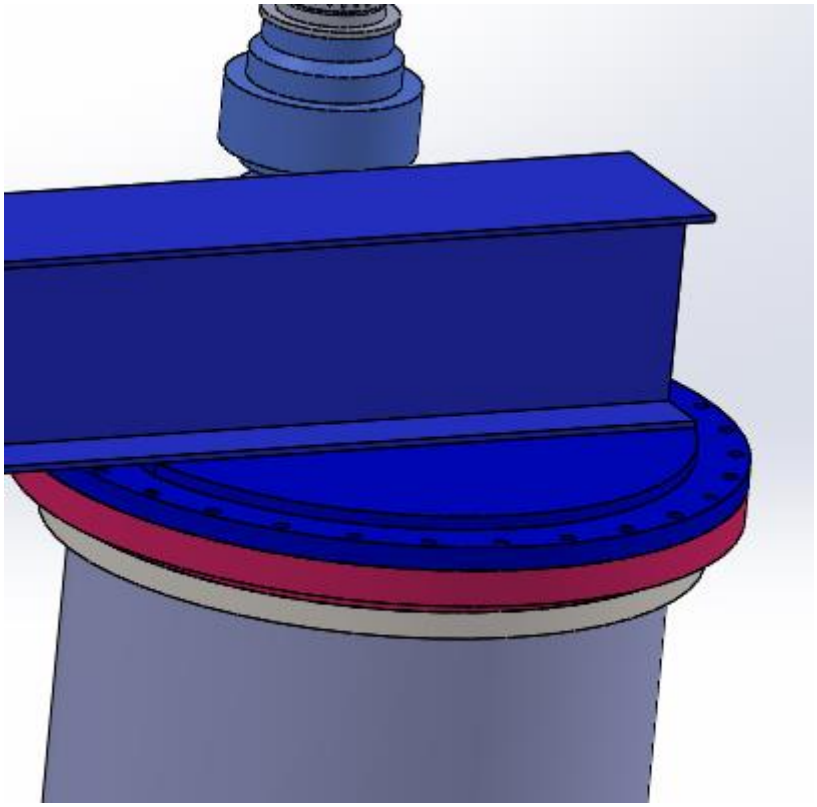


Imagen 43: Disposición de la pluma sobre la placa de unión (Fuente propia)

6. Simulaciones de la columna con SolidWorks

Además de llevar a cabo las comprobaciones expuestas anteriormente reflejadas por la Norma, resulta adecuado realizar una serie de simulaciones sobre un modelo generado de la columna que permitan verificar la estabilidad del elemento, e identificar aproximadamente cómo se comportaría bajo las cargas de funcionamiento.

6.1. Cargas sobre la columna

Al igual que el procedimiento llevado a cabo anteriormente, las cargas que se consideran en estas simulaciones se obtienen utilizando el caso de combinación de solicitaciones más desfavorables, esto es, el caso I. Aquí debemos añadir el valor del peso del mecanismo de giro, pues la columna soporta el rodamiento, la placa de unión con la pluma y los demás componentes del mecanismo.

$$F'_{mg} = F_{mg} * \gamma_C * C_s \quad (86)$$

Esta fuerza se considera como aplicada directamente en dirección axial a la columna. De esta forma, solamente provocará efectos de compresión sobre el elemento.

Peso propio del mecanismo de elevación (N)	F'_{mg}	9990

Debemos incluir los valores obtenidos en el apartado 5.2. junto con la generada por el peso propio del mecanismo de giro. A partir de estos valores se llevan a cabo algunas comprobaciones con respecto a la resistencia y estabilidad de la columna.

6.2. Placa inferior para apoyo de rodamiento

El rodamiento de gran diámetro se coloca en la parte superior de la columna. Bajo las cargas de operación de la grúa, este elemento no llega en ningún caso a la tensión admisible del material, de hecho, su aprovechamiento es muy bajo. Este es uno de los motivos de que la columna sea hueca.

De igual forma, las dimensiones del rodamiento condicionan las de la columna, pues no interesa plantear un cambio de sección muy brusco. Esto provocaría la aparición de mayores tensiones en los voladizos de la placa de apoyo.

La forma constructiva elegida para disminuir este efecto desfavorable ha sido acomodar el diámetro de la columna a unas dimensiones cercanas a las del rodamiento. De esta forma, se logra reducir los problemas de resistencia que puedan darse en la zona superior.

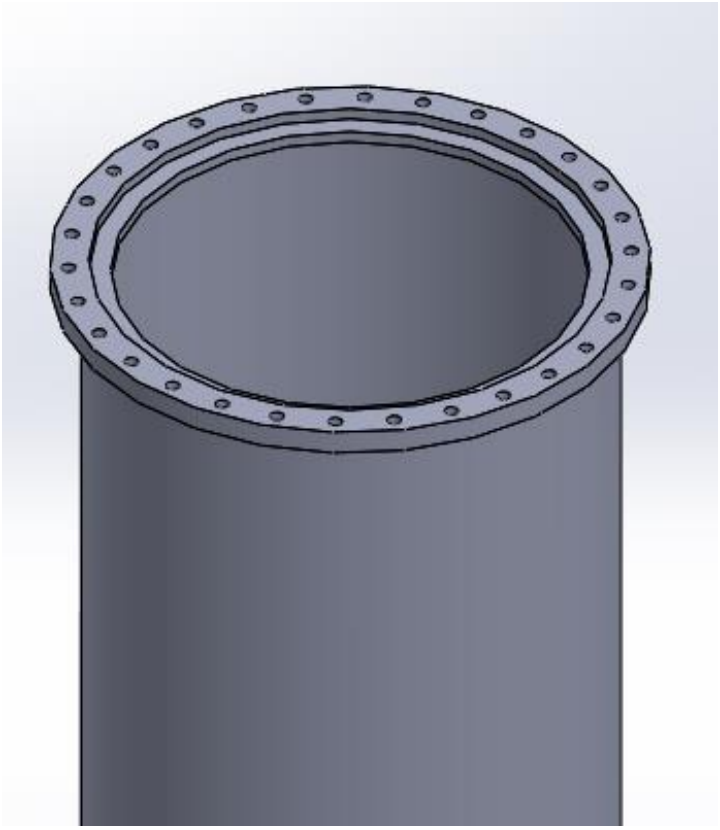


Imagen 44: Diseño constructivo de placa colocada en parte superior de la columna (Fuente propia)

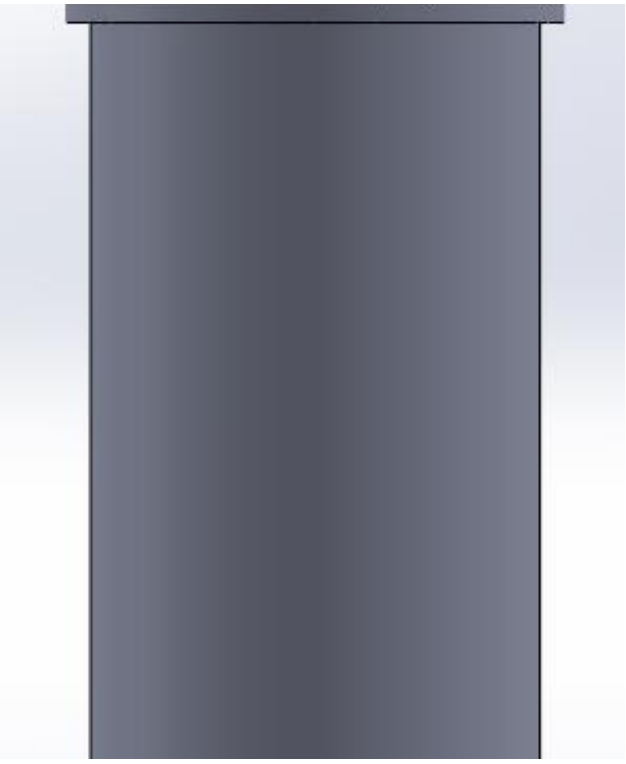


Imagen 45: Vistal lateral de placa (Fuente propia)

6.2.1. Simulación

Se emplea la función de masa remota al igual que para dimensionar la placa de unión con la pluma. Además, se sitúa el peso propio del mecanismo de giro a una distancia aproximada en dirección vertical, actuando directamente sobre el eje de la columna.

Para comenzar el estudio, debemos fijar unas condiciones de contorno adecuadas y coherentes con la situación real del elemento. Se colocará una restricción total, esto es, condición de desplazamiento nulo en cualquier dirección, sobre la placa de apoyo. Así, la columna se comportará como una especie de viga en voladizo con una cierta carga axial de compresión aplicada.

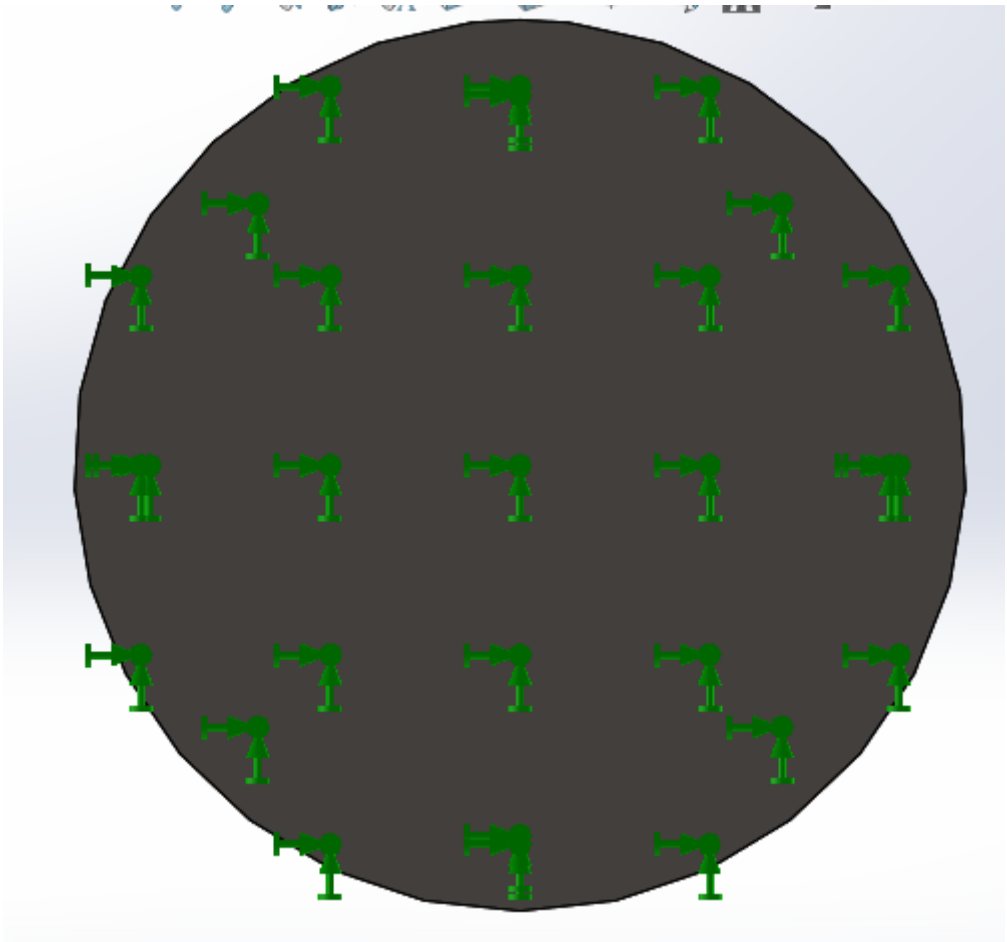


Imagen 46: Vista inferior de placa de apoyo de la columna con geometría fija (Fuente propia)

En este sentido, definimos la situación de las cargas que se van a tomar en consideración para la simulación. Las distancias se mantienen con respecto al apartado de dimensionamiento de la pluma. La carga vertical se toma a una distancia aproximada semejante a la distancia real del mecanismo de elevación con respecto a la placa de apoyo del rodamiento, que es donde se proyectan todas.

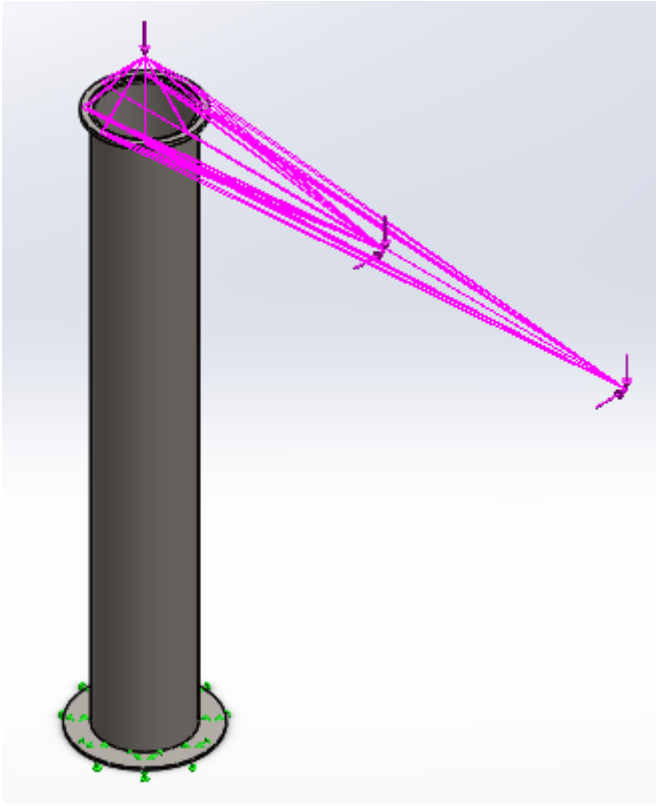


Imagen 47: Disposición de las cargas sobre la columna (Fuente propia)

El control de mallado, en este caso, debe realizarse sobre la zona que estamos analizando, es decir, sobre los cambios de sección que pueden considerarse como críticos en la zona de la placa inferior.

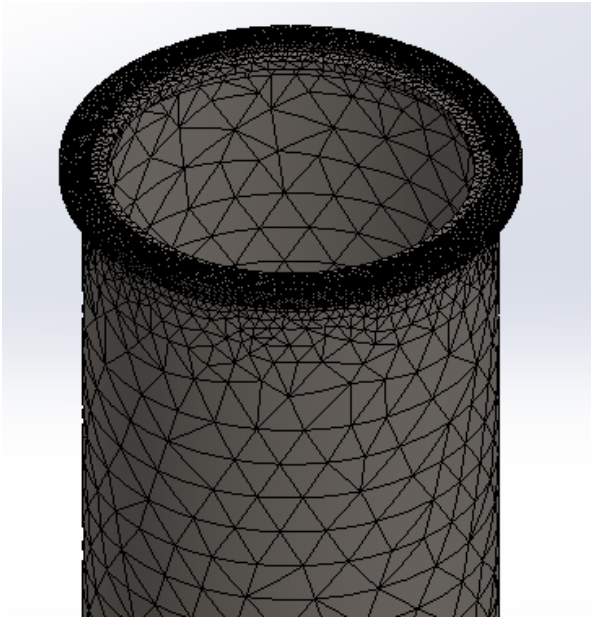


Imagen 48: Control de mallado (Fuente propia)

Las tensiones más desfavorables se esperan en las zonas donde se manifiesta la tracción y la compresión debidas al efecto del par de la pluma, al igual que en la placa de unión. El momento tira de la parte trasera de la columna, mientras que comprime la que queda del lado de trabajo, es decir, la parte orientada directamente hacia la carga.

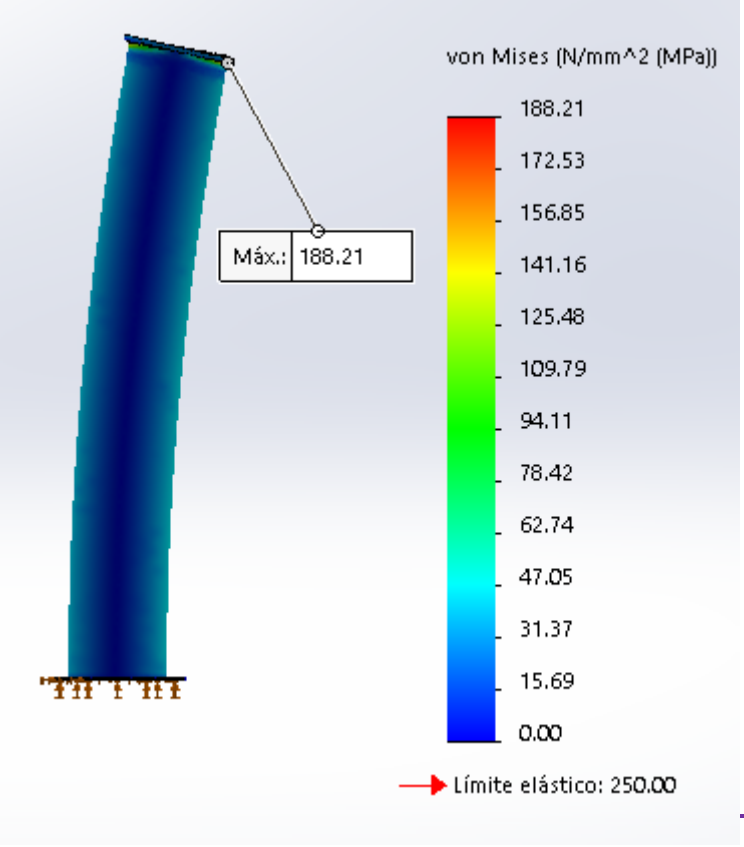


Imagen 49: Resultados de tensiones (Fuente propia)

Desde una vista lateral, se puede distinguir cómo se deforma la columna. Hay flexión a lo largo de todo el elemento, pero existe una zona crítica situada en el cambio de sección que provoca la aparición de altas tensiones. Este efecto suele reducirse en columnas con un cambio de sección más grande con respecto a la columna utilizando cartelas. Para nuestro caso no es necesario, pues no se supera el límite elástico del material.

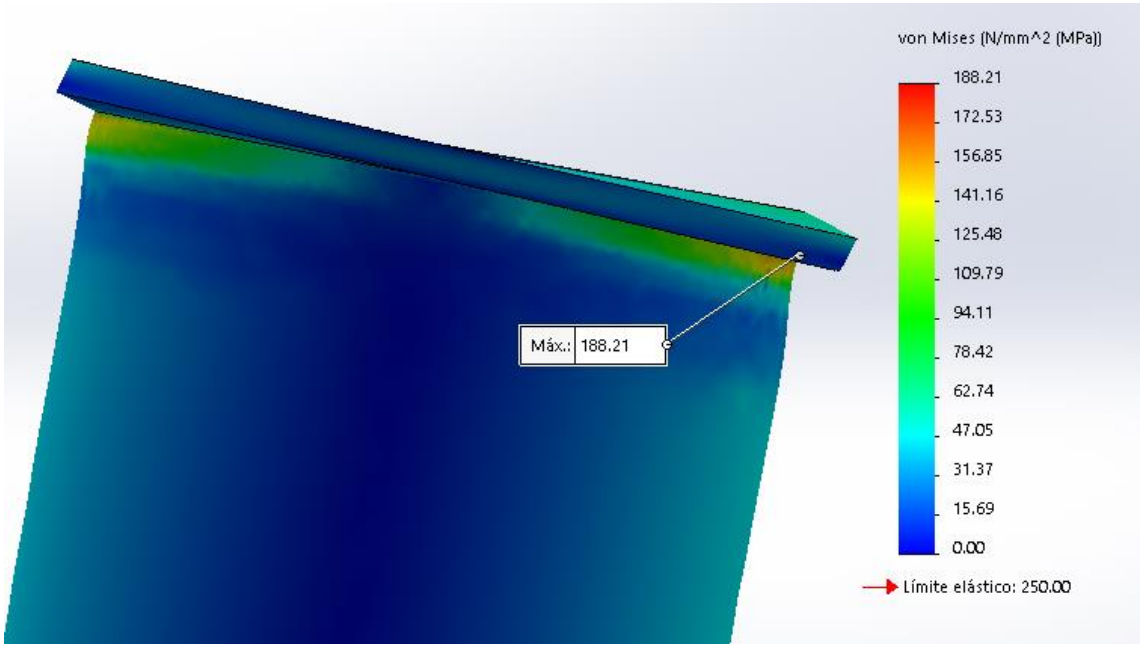


Imagen 50: Zona de acumulación de tensiones entre placa y columna (Fuente propia)

La zona que presenta mayor tensión está justo en el cambio de sección. Esto se explica si se toma la zona sobre la que se aplica la carga como una viga en voladizo empotrada. El empotramiento, en este caso, sería la unión a la columna. La flexión máxima para este tipo de casos siempre aparece en el empotramiento, es decir, en la unión. Por tanto, los resultados obtenidos son concluyentes y pueden darse por válidos. Es necesario tener en cuenta que las simulaciones se basan en modelos esbozados por el programa, que se basa en los desplazamientos que sufre cada elemento que conforma la malla para obtener valores de tensiones, deformaciones y desplazamientos. Por tanto, debemos siempre considerar que existe cierto error en los resultados, pues la mayoría de los casos las condiciones de contorno, las situaciones de carga o algún tipo de agente externo no suele ser exactamente como lo que se impone en el modelo.

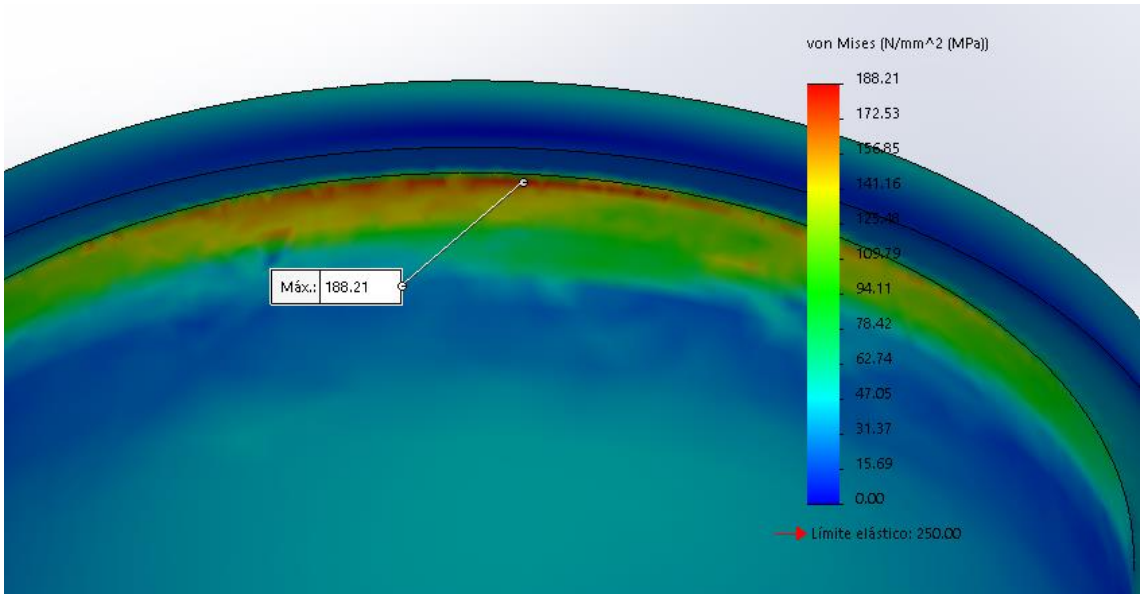


Imagen 51: Imagen ampliada sobre zona de acumulación de tensiones (Fuente propia)

6.3. Pandeo

El fallo por pandeo es un fenómeno que puede tener lugar en los elementos esbeltos sometidos a una determinada compresión. Este se manifiesta mediante una flexión lateral del elemento que puede desembocar en el fallo del mismo. De este modo, para un determinado elemento se define una carga crítica de pandeo. Esta dependerá de las sujeciones del elemento, de su longitud, de las características de la sección y del material del que se haya fabricado.

6.3.1. Simulación del pandeo

Mediante el software SolidWorks se puede realizar un estudio de pandeo de la columna. Es necesario definir las condiciones de contorno del elemento y las cargas que van a actuar. Se determina un material y se ejecuta el estudio.

Para este análisis se tendrá en cuenta únicamente el pandeo por compresión; por tanto, se consideran las cargas que produzcan dicho efecto sobre el elemento. Estas cargas serán las que están aplicadas en el plano vertical, esto es, los pesos propios y la carga de servicio.

Peso propio de la pluma (N)	F'_{pl}	8325
Carga de mecanismo de elevación (N)	F'_{me}	6893,1
Carga de servicio (N)	F'_{c}	38295
Peso propio del mecanismo de giro (N)	F'_{mg}	9990
Carga para pandeo (N)	N_{pand}	63503,1

Imagen 52: Obtención de valor de carga para simulación de pandeo (Fuente propia)

El programa devolverá un valor de coeficiente de seguridad para el pandeo. Este valor relaciona la carga real aplicada con la carga crítica del elemento que se esté estudiando, es decir, de la columna. Si el valor de dicho coeficiente es menor que 1, significa que la carga aplicada supera a la crítica.

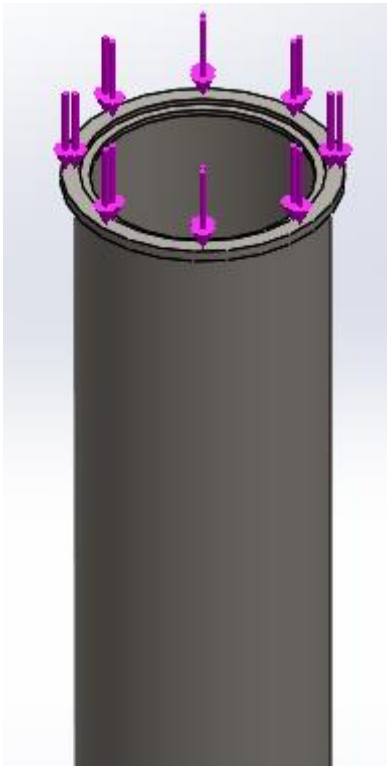


Imagen 53: Disposición de la carga (Fuente propia)

En nuestro caso, el valor de este coeficiente es considerablemente mayor. Este resultado es esperado ya que el diseño de la columna se plantea con una esbeltez muy baja, que es una medida que relaciona la longitud con las características de la sección.

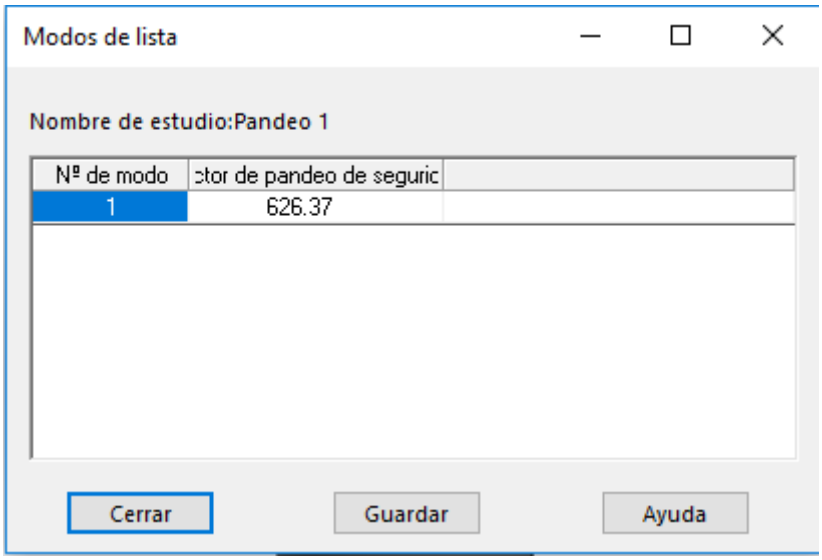


Imagen 54: Valor de coeficiente de seguridad frente al pandeo proporcionado por el software SolidWorks (Fuente propia)

7. Dimensionamiento de tornillos de anclaje

Para fijar la columna a los cimientos se hace uso de una placa, a la que se suelda y ésta se fija mediante tornillos o pernos de anclaje. Para dimensionar dichos tornillos es necesario conocer el momento máximo que deben resistir. Este par se determina conociendo las cargas que lo provocan y aplicando el caso I de estudio, que será el más desfavorable.

7.1. Momento máximo en la base

Para determinar correctamente las cargas que producen el par sobre la base que deberán aguantar los tornillos, debemos fijarnos en las fuerzas que intervienen sobre los elementos estructurales principales, esto es, sobre la pluma y la columna.

El valor máximo para este momento viene dado por la suma de aquellos que son generados por parte de la carga de servicio, el peso propio del mecanismo de elevación y de la pluma, y el viento actuando sobre la columna. Debemos aplicar los coeficientes de mayoración correspondientes al primer caso de combinaciones de esfuerzos.

Las ecuaciones del apartado 5.2. proporcionan el valor para las cargas que se consideran sobre la pluma. Por otra parte, debemos añadir el momento generado por el viento sobre la columna.

$$F'_{colVa} = F_{colVa} * C_s \quad (87)$$

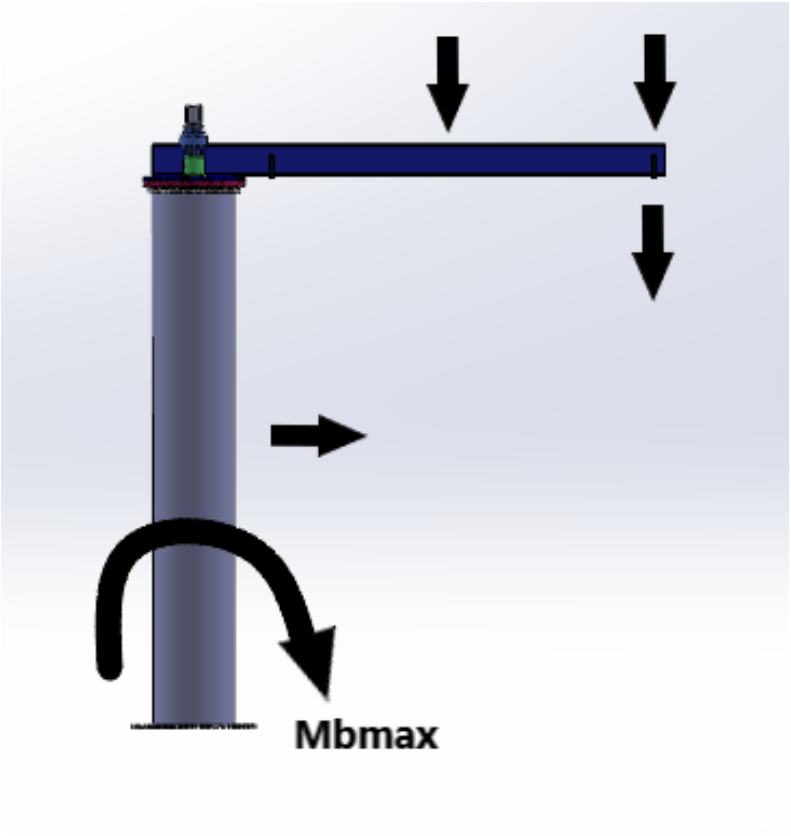


Imagen 55: Representación de los esfuerzos que provocan el momento en la base que aguantarán los tornillos de anclaje (Fuente propia)

Manteniendo el criterio observado en esta imagen, podemos calcular el valor del momento máximo que deben soportar los tornillos de anclaje en la base de la grúa.

Peso propio de la pluma (N)	F'_{pl}	8325
Longitud de aplicación (mm)	l_p'	2675
Carga de mecanismo de elevación (N)	F'_{me}	6893,1
Longitud de aplicación (mm)	l_p	5350
Carga de servicio (N)	F'_c	38295
Longitud de aplicación (mm)	l_p	5350
Viento aplicado sobre columna (N)	F'_{colVa}	1168,659375
Longitud de aplicación (mm)	h_c'	2787,5
Momento máximo en la base de la grúa (Nmm)	M_{bmax}	267283348

Tabla 38: Obtención del valor del momento en la base de la grúa (Fuente propia)

7.2. Fuerza que soportan los tornillos

La distribución de los tornillos es simétrica y su separación es igual para todos los taladros. Para poder conocer el valor de la fuerza que soporta cada uno de ellos, es necesario plantear una relación lineal entre esta y la distancia a la que se encuentran del eje de giro. Esta linealidad la representa el coeficiente α.

$$F_t(x) = \alpha * x_i \quad (88)$$

Donde:

- F_t es la fuerza soportada por cada tornillo, que depende linealmente de su posición.
- α coeficiente que representa la relación lineal entre la fuerza y la distancia de cada tornillo.
- x_i es la distancia desde su centro hasta el eje de giro.

El valor del momento máximo anteriormente calculado debe ser contrarrestado por los tornillos. De esta forma, este momento se puede determinarse a partir del sumatorio de las fuerzas en cada tornillo por sus respectivas distancias. Así, se consigue la expresión que permite conocer el coeficiente de relación lineal.

$$M_{bmax} = \sum F_t * x_i = \sum \alpha * {x_i}^2 = \alpha * \sum {x_i}^2 \quad (89)$$

$$\alpha = \frac{M_{bmax}}{\sum {x_i}^2} \quad (90)$$

Para poder hallar el factor, debemos plantear una distribución de los tornillos en la placa de la base.

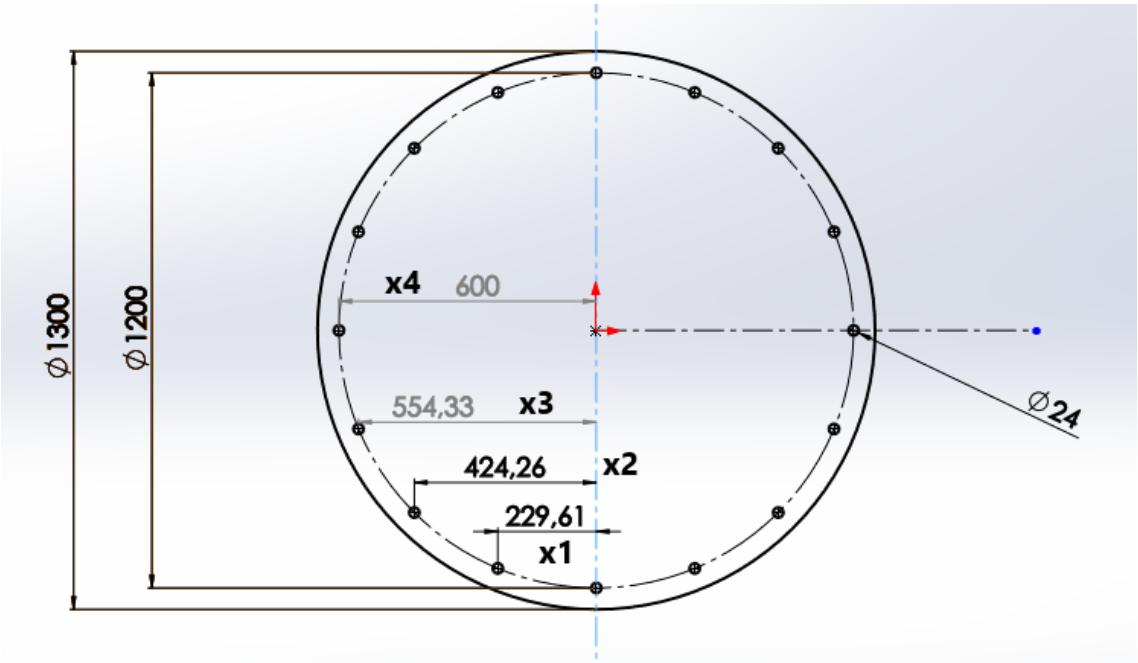


Imagen 56: Disposición de los tornillos sobre placa de anclaje (Fuente propia)

Según las distancias mostradas con respecto al eje de giro de la sección, debemos determinar el sumatorio de sus cuadrados. Es necesario tener en cuenta que algunas distancias se repiten.

Distancias (mm)		
	x_1	229,61
	x_2	424,26
	x_3	554,33
	x_4	600
Sumatorio de distancias al cuadrado (mm^2)	Σx_i^2	1439998,097
Momento máximo (Nmm)	M_{bmax}	267283348
Coeficiente de relación lineal (N/mm)	α	185,61

Tabla 39: Obtención del coeficiente de linealidad (Fuente propia)

El valor del coeficiente es útil para poder conocer cuál será la fuerza máxima que deberán soportar los tornillos. En la realidad, esta fuerza está sometida únicamente sobre el tornillo que está más alejado del eje de giro, pero tomaremos su valor para dimensionarlos todos, pues la grúa, mediante el giro de la pluma, cambia la dirección de aplicación del momento máximo sobre la base de la columna.

$$F_{tmax} = \alpha * x_{max} \quad (91)$$

Distancia del tornillo más alejado (mm)	x_{max}	600
Coeficiente de relación lineal (N/mm)	α	185,61
Fuerza máxima (N)	F_{tmax}	111368,21

Tabla 40: Obtención de fuerza máxima (Fuente propia)

Se asumirá una precarga en cada tornillo equivalente al valor de la fuerza que provoca que el tornillo alcance la mitad de su valor de resistencia mínima de prueba. Este valor representa el esfuerzo con el cual el perno comienza a tener una distorsión permanente. Su valor depende de la calidad y, por tanto, del material. También es necesario determinar el área de esfuerzo a la tensión, que dependerá del tamaño.

Tabla 11-2 Dimensiones principales de cuerdas de tornillos del estándar métrico ISO
Datos calculados con las ecuaciones 11.1; véase la referencia 4 para mayor información

	Cuerdas gruesas			Cuerdas finas		
Diámetro mayor d (mm)	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm^2)	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm^2)
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.44	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.67	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.47	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.79	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.40	1.50	20.16	333.06
24.0	3.00	20.32	352.50	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.41	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.59	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.55	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.72	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.75	3.00	35.32	1028.39

Imagen 57: Dimensiones principales de tornillos según estándar métrico ISO (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.)

Se seleccionan las dimensiones del perno según el estándar métrico ISO. Se trata de un tornillo de diámetro de 24 milímetros, que presenta un área de esfuerzo por tensión de 384.42 mm^2. El siguiente paso consiste en determinar el valor de la precarga.

$$F_{prec} = \frac{\sigma_{min}}{2} A_t \quad (92)$$

Donde:

- σ_{min} es la tensión mínima de prueba (imagen 61).
- A_t es el área de esfuerzo a la tensión.
- F_{prec} es el valor de la precarga.

Se debe elegir la resistencia mínima de prueba del tornillo según su calidad. Se elegirá uno de calidad 8.8, de medio carbono.

Tabla 11-7 Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero

Número de clase	Intervalo del tamaño del diám. ext. (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Resistencia a la fluencia mínima (MPa)	Resistencia a la tensión mínima (MPa)	Material
4.6	M5–M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6–M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5–M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M3–M36	600	660	830	medio carbono, Q&T
9.8	M1.6–M16	650	720	900	medio carbono, Q&T
10.9	M5–M36	830	940	1 040	martensita al bajo carbono, Q&T
12.9	M1.6–M36	970	1 100	1 220	aleación, templada y revenida

Imagen 58: Calidades de tornillos (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.)

El siguiente paso es el cálculo de la precarga que asumimos para los pernos, que es la mitad de la carga que provoca el alcance de la resistencia mínima de prueba. El valor de la fuerza total que se aplica sobre el tornillo se toma como la suma de esta precarga y la fuerza máxima previamente hallada.

Resistencia mínima prueba (MPa)	σ_{min}	600
Área de esfuerzo a la tensión (mm^2)	A_t	384,42
Precarga (N)	F_{prec}	115326
Fuerza máxima (N)	F_{tmax}	111368,21
Fuerza total sobre el tornillo (N)	$F_t = F_{tmax} + F_{prec}$	226694,21

Tabla 41: Obtención de fuerza total que soporta el perno (Fuente propia)

7.3. Comprobación de resistencia mínima de prueba

El dimensionamiento de los tornillos concluye con la comprobación de que la fuerza total, que se asume igual para cada perno, provoque una tensión que no supere el valor de la resistencia mínima de prueba.

$$\sigma_{torn} \leq \frac{F_t}{A_t} \quad (93)$$

De esta forma, se debe obtener la tensión real a la que está sometido el tornillo con la fuerza total máxima, y compararlo con el valor de resistencia mínima extraído con anterioridad.

Fuerza total (N)	$F_t = F_{tmax} + F_{prec}$	226694,21
Área de esfuerzo a la tensión (mm^2)	A_t	384,42
Tensión real en el tornillo (MPa)	σ_{torn}	589,70
Resistencia mínima prueba (MPa)	σ_{min}	600
¿Son válidas las dimensiones?		SÍ

Tabla 42: Cálculo de tensión que soporta el tornillo (Fuente propia)

Finalmente, podemos distinguir que el tipo de tornillo seleccionado y su distribución en la placa es válido para este momento que se genera en la base, asumiendo una precarga igual al valor de la fuerza que provoca la mitad de la resistencia mínima de prueba.

Número de tornillos	n	16
Métrica	M	M24
Paso (mm)	p	2
Área de esfuerzo a la tensión (mm^2)	A_t	384,42
Calidad	-	8,8
Tensión real en el tornillo (MPa)	σ_{torn}	589,70
Resistencia mínima prueba (MPa)	σ_{min}	600

Tabla 43: Características de los pernos sobre la placa (Fuente propia)

Índice de Imágenes

Imagen 1: Tabla que relaciona los estados de carga (Fuente: UNE 58112-91/1) 5
Imagen 2: Relación de clases de utilización (Fuente: UNE 58112-91/1)..... 6
Imagen 3: Clasificación del aparato según estado de carga y clase de utilización (Fuente: UNE 58112-91/1)..... 7
Imagen 4: Representación gráfica de coeficiente dinámico (Fuente: UNE 58132-2:2005) 10
Imagen 5: Velocidad y presión del viento según tipo de grúa (Fuente: UNE 58113-85) 13
Imagen 6: Velocidad y presión para viento máximo (Fuente: UNE 58132-2:2005)..... 13
Imagen 7: Tabla de selección del coeficiente de forma Cf (Fuente: UNE 58113-85) ... 14
Imagen 8: Cargas verticales aplicadas sobre la pluma (Fuente propia) 23
Imagen 9: Fuerzas debidas a la aceleración en el giro (Fuente propia)..... 24
Imagen 10: Fuerzas debidas a la acción del viento sobre la pluma (Fuente propia) 24
Imagen 11: Cargas que intervienen sobre la columna (Fuente propia) 26
Imagen 12: Efecto del viento sobre la columna (Fuente propia)..... 27
Imagen 13: Dimensiones del perfil de la pluma (Fuente propia) 28
Imagen 14: Dimensiones de la sección de la columna (Fuente propia) 42
Imagen 15: Diseño constructivo de placa de unión (Fuente propia) 59
Imagen 16: Vista de planta de la placa de unión (Fuente propia) 60
Imagen 17: Esfuerzos presentes en la garganta del cordón (Fuente: https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn46.html) 63
Imagen 18: Momentos que debe soportar la soldadura (Fuente propia) 63
Imagen 19: Tensiones que aparecen en la placa. La componente normal de la tensión se encuentra saliendo del plano de la superficie de la placa (Fuente propia) 65
Imagen 20: Valor de tensión de rotura y coeficiente de correlación (Fuente: DB SE-A) 66
Imagen 21: Disposición de los cordones sobre la placa (Fuente propia) 66
Imagen 22: Vista en perspectiva de aplicación de las cargas con función de masa remota (Fuente propia) 68
Imagen 23: Vista de perfil de aplicación de cargas (Fuente propia) 68

Imagen 24: Geometría fija sobre superficie de contacto con rodamiento (Fuente propia) 70
Imagen 25: Vista superior de control de mallado (Fuente propia) 71
Imagen 26: Vista inferior de control de mallado (Fuente propia) 72
Imagen 27: Vista de perspectiva de resultados de tensiones (Fuente propia) 73
Imagen 28: Vista inferior de resultados de tensiones (Fuente propia) 73
Imagen 29: Vista lateral de placa deformada. Valores finales de desplazamientos (Fuente propia) 74
Imagen 30: Vista de perfil de desplazamientos sobre la placa (Fuente propia) 75
Imagen 31: Sujeciones sobre taladros (Fuente propia)..... 76
Imagen 32: Vista de perspectiva de control de mallado (Fuente propia) 76
Imagen 33: Tensiones sobre placa (Fuente propia) 77
Imagen 34: Tensiones máximas mostradas mediante Iso-superficies (Fuente propia) .. 78
Imagen 35: Sujeciones radiales sobre dos taladros de la placa (Fuente propia)..... 80
Imagen 36: Restricciones de desplazamiento vertical sobre superficie de contacto con rodamiento (Fuente propia) 80
Imagen 37: Restricciones verticales (Fuente propia) 81
Imagen 38: Control de mallado (Fuente propia) 81
Imagen 39: Resultados de simulación de tensiones (Fuente propia)..... 82
Imagen 40: Resultados de tensiones inferior de placa (Fuente propia)..... 82
Imagen 41: Desplazamientos de la placa (Fuente propia)..... 83
Imagen 42: Vista de perfil de desplazamientos (Fuente propia) 84
Imagen 43: Disposición de la pluma sobre la placa de unión (Fuente propia)..... 85
Imagen 44: Diseño constructivo de placa colocada en parte superior de la columna (Fuente propia) 87
Imagen 45: Vistal lateral de placa (Fuente propia)..... 87
Imagen 46: Vista inferior de placa de apoyo de la columna con geometría fija (Fuente propia)..... 88
Imagen 47: Disposición de las cargas sobre la columna (Fuente propia) 89
Imagen 48: Control de mallado (Fuente propia) 90
Imagen 49: Resultados de tensiones (Fuente propia) 90
Imagen 50: Zona de acumulación de tensiones entre placa y columna (Fuente propia) 91

Imagen 51: Imagen ampliada sobre zona de acumulación de tensiones (Fuente propia)92
Imagen 52: Obtención de valor de carga para simulación de pandeo (Fuente propia) .. 93
Imagen 53: Disposición de la carga (Fuente propia) 93
Imagen 54: Valor de coeficiente de seguridad frente al pandeo proporcionado por el software SolidWorks (Fuente propia)..... 94
Imagen 55: Representación de los esfuerzos que provocan el momento en la base que aguantarán los tornillos de anclaje (Fuente propia)..... 95
Imagen 56: Disposición de los tornillos sobre placa de anclaje (Fuente propia) 97
Imagen 57: Dimensiones principales de tornillos según estándar métrico ISO (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.)..... 99
Imagen 58: Calidades de tornillos (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.) 100

Índice de Tablas

Tabla 1: Pesos propios de elementos de la estructura (Fuente propia)..... 8
Tabla 2: Valores de obtención y resultado de Cf (Fuente propia)..... 14
Tabla 3: Valores de carga debida a viento sobre la pluma (Fuente propia) 15
Tabla 4: Datos para selección de coeficiente de forma para columna (Fuente propia).. 16
Tabla 5: Valores de obtención y resultado de Cf para columna (Fuente propia) 16
Tabla 6: Cargas de carácter constante (Fuente propia)..... 20
Tabla 7: Fuerzas que actúan sobre la pluma (Fuente propia) 25
Tabla 8: Fuerzas debidas al viento que actúan sobre la columna (Fuente propia) 26
Tabla 9: Propiedades de la sección de la pluma (Fuente propia) 28
Tabla 10: Tensiones provocadas por peso propio (Fuente propia)..... 29
Tabla 11: Tensiones provocadas por manipulación de la carga (Fuente propia) 29
Tabla 12: Tensiones provocadas por efectos de inercia (Fuente propia) 32
Tabla 13: Tensiones debidas al viento con grúa en servicio (Fuente propia)..... 33
Tabla 14: Tensiones debidas al viento fuera de servicio (Fuente propia) 34
Tabla 15: Coeficientes de mayoración por ensayos extraídos de UNE 58118 (Fuente propia)..... 34
Tabla 16: Obtención de tensión equivalente para caso I (Fuente propia) 36
Tabla 17: Obtención de tensión equivalente para caso II (Fuente propia) 38
Tabla 18: Obtención de tensión equivalente para caso III con viento máximo (Fuente propia)..... 39
Tabla 19: Obtención de tensión equivalente para caso III con ensayos (Fuente propia) 40
Tabla 20: Comprobación de tensión admisible en la pluma (Fuente propia)..... 41
Tabla 21: Características de la sección de la columna (Fuente propia)..... 43
Tabla 22: Tensiones provocadas por pesos propios (Fuente propia)..... 44
Tabla 23: Tensiones provocadas por manipulación de carga (Fuente propia) 44
Tabla 24: Tensiones provocadas por esfuerzos horizontales de inercia (Fuente propia) 47
Tabla 25: Tensiones derivadas de viento en servicio (Fuente propia) 48
Tabla 26: Tensiones debidas a viento fuera de servicio (Fuente propia) 49
Tabla 27: Valores totales de tensiones normales según tipo de carga (Fuente propia).. 51
Tabla 28: Valores totales de tensiones de corte debidas a par torsor (Fuente propia) ... 52

Tabla 29: Obtención de tensión equivalente para caso I (Fuente propia) 54
Tabla 30: Obtención de tensión equivalente para caso II (Fuente propia) 55
Tabla 31: Obtención de tensión equivalente para caso III con viento máximo (Fuente propia)..... 56
Tabla 32: Obtención de tensión equivalente para caso III con ensayos (Fuente propia) 57
Tabla 33: Comprobación de tensión admisible de material para la columna (Fuente propia)..... 57
Tabla 34: Valores de fuerzas con la mayoración del caso I (Fuente propia)..... 62
Tabla 35: Características principales de la sección compuesta por los cordones (Fuente propia)..... 67
Tabla 36: Valores de tensiones para cordones de soldadura (Fuente propia) 67
Tabla 37: Comprobaciones en las tensiones del cordón (Fuente propia)..... 68
Tabla 38: Obtención del valor del momento en la base de la grúa (Fuente propia)..... 96
Tabla 39: Obtención del coeficiente de linealidad (Fuente propia)..... 98
Tabla 40: Obtención de fuerza máxima (Fuente propia)..... 98
Tabla 41: Obtención de fuerza total que soporta el perno (Fuente propia) 100
Tabla 42: Cálculo de tensión que soporta el tornillo (Fuente propia) 101
Tabla 43: Características de los pernos sobre la placa (Fuente propia)..... 101

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

Título:

Diseño de grúa de columna con pluma giratoria 2 Tn

Anexo 2: Selección y diseño de los componentes de la grúa

Autor: Alejandro González González

Tutor académico: Viana L. Guadalupe Suárez

Fecha: Julio 2018

Índice Anexo 2

1. Selección del rodamiento de gran diámetro 3
1.2. Diseño constructivo. 4
1.3. Capacidad de carga estática del rodamiento. 8
1.4. Vida útil 9
1.5. Tornillos de fijación 11
1.6. Elección final del rodamiento 13
2. Selección del conjunto motorreductor 18
2.1. Parámetros de selección 19
2.2. Selección del reductor 19
2.3. Selección del motor 24
2.4. Definición final de motorreductor 26
3. Acoplamiento flexible 30
4. Diseño del eje de transmisión 34
4.1. Determinación de momentos flectores 36
4.1.1. Determinación de valores mediante XVIGAS 38
4.2. Determinación del diámetro mínimo del eje 44
4.2.1. Efectos de la carga 44
4.2.2. Efectos del tamaño 45
4.2.3. Efectos de la superficie 45
4.2.4. Efectos de la temperatura 46
4.2.5. Confiabilidad 46
4.2.6. Sensibilidad a la muesca 47
4.2.7. Cálculo del diámetro 47

4.3. Elección de los rodamientos 51
4.3.1. Capacidad de carga estática 52
4.3.2. Cargas en los rodamientos 53
4.3.3. Determinación del tipo 54
5. Diseño del piñón 57
5.1. Dimensiones del piñón 57
5.2. Esfuerzos de flexión 58
5.2.1. Factor geométrico J de resistencia a la flexión 59
5.2.2. Factor dinámico Kv 59
5.2.3. Factor de distribución de carga Km 60
5.2.4. Factor de choque Ka 61
5.2.5. Factor de tamaño Ks 61
5.2.6. Factor de espesor del aro Kb 62
5.3. Esfuerzos superficiales 62
5.3.1. Factor geométrico superficial I 62
5.3.2. Coeficiente elástico Cp 63
5.3.3. Factor de acabado superficial Cf 64
5.4. Dimensionamiento final del piñón 64
5.4.1. Cálculo de esfuerzos de flexión 65
5.4.2. Cálculo de esfuerzos superficiales 68
5.5. Elección del material y dimensiones principales 71
6. Elección del mecanismo de elevación 73
6.1. Dimensiones del mecanismo de elevación y traslación 77

1. Selección del rodamiento de gran diámetro

La grúa se compone de dos partes principales con respecto al giro de la misma: la parte móvil y la parte fija. El elemento encargado de la unión de ambas es un rodamiento de gran diámetro. Debe estar fijado a la columna (fija) y, a su vez, la pluma (móvil) estará unida por la parte superior del mismo. De esta forma se logra la diferenciación entre los elementos fijos y móviles del aparato de elevación en cuanto a su funcionamiento.

La pluma se une al mismo por la zona en la que aparecen las tensiones más desfavorables, que a su vez traslada a la parte superior de la columna y, finalmente, acaban por aparecer en su base en forma de reacciones. Por este motivo, el rodamiento debe tener unas dimensiones más grandes de lo normal, lo que le permitirá aguantar las diferentes solicitaciones que sufrirá la pluma durante su funcionamiento.

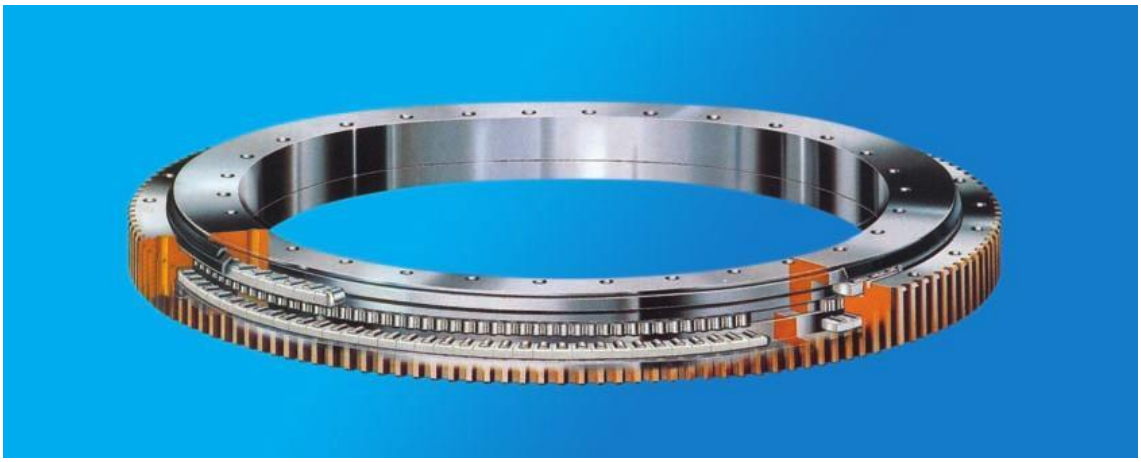


Imagen 1: Rodamiento de grandes dimensiones (Fuente: Rothe Erde)

Cuando se trata de este tipo de elementos, es necesario buscar un fabricante especializado, el cual permita añadir dentado (ya sea interior o exterior) sobre estos, de forma que se pueda añadir un piñón que consiga el giro deseado sobre la pluma. En este caso, Rothe Erde Ibérica S.A. es una empresa que se dedica exclusivamente a la fabricación de rodamientos de grandes dimensiones, pudiendo ser suministrados con los dos tipos de dentado antes mencionado. El rodamiento para este diseño será elegido de las diferentes series que se ofrecen según las indicaciones en el catálogo que facilitan.

1.2. Diseño constructivo.

Se escoge un rodamiento de la serie KD 600 de una hilera de bolas, que se suministran con dentado interior y son adecuados para técnicas de elevación y transporte. Es capaz de transmitir de forma simultánea esfuerzos axiales, radiales y los pares de vuelco resultantes.

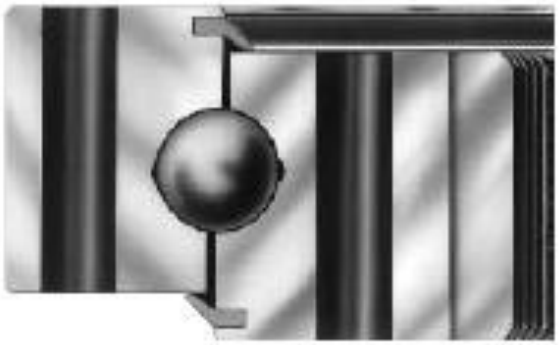


Imagen 2: Diseño constructivo KD 600 (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde)

El rodamiento se montará de forma asentada, es decir, unido mediante los tornillos de fijación definidos en el catálogo a una placa de soporte de la columna.

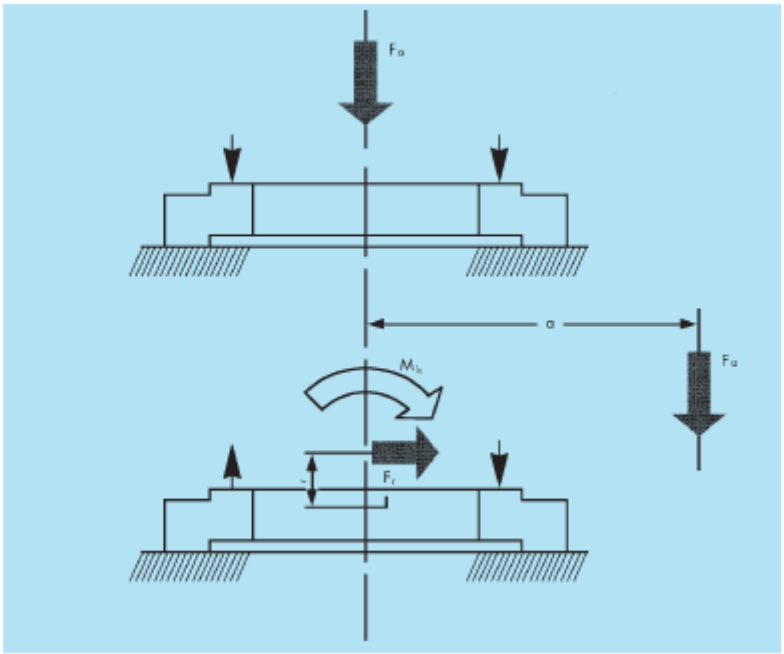


Imagen 3: Cargas y momentos sobre el rodamiento (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde)

El fabricante realiza una distinción entre tres casos de esfuerzos que debe soportar el elemento en base a su correcta selección. Dicha selección será llevada a cabo según se especifica en el catálogo, realizando las comprobaciones necesarias sobre las gráficas habilitadas para ello. En este sentido, se definen las siguientes variables o parámetros para la realización de los cálculos.

- F_a: carga axial que aguanta el rodamiento.
- F_r: carga radial.
- M_k: momento de vuelco, provocado por los esfuerzos verticales a los que se somete la pluma.

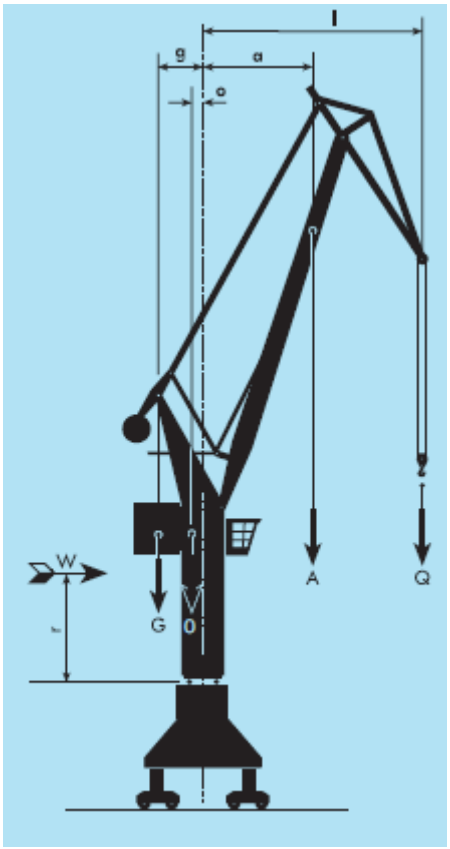


Imagen 4: Esfuerzos soportados por el rodamiento montado (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde)

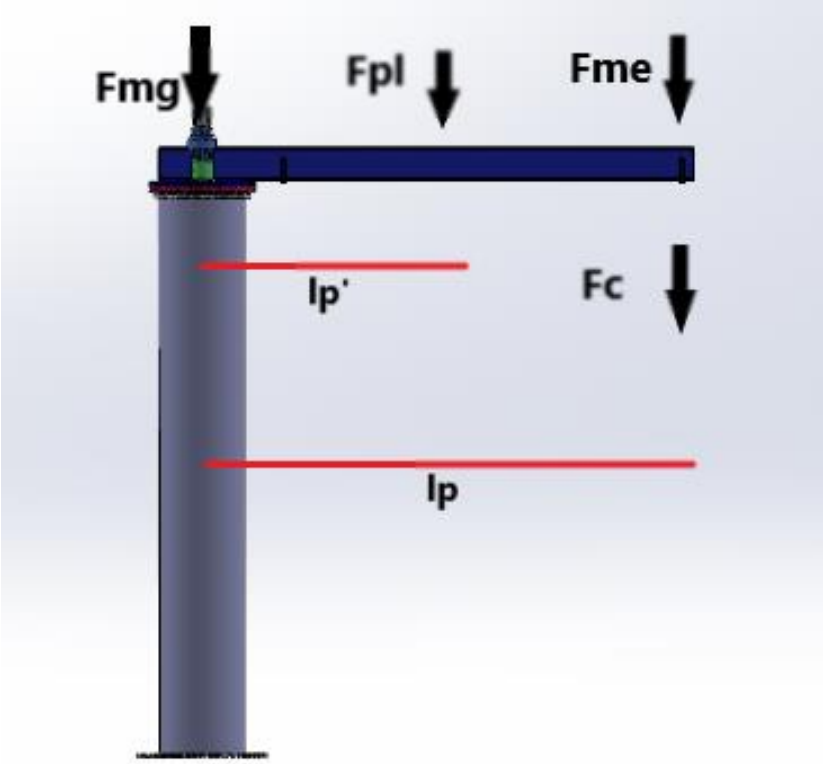


Imagen 5: Cargas a considerar para la grúa (Fuente propia)

Para elegir adecuadamente el rodamiento se debe atender a su capacidad de carga estática y a su vida útil.

Caso 1: Carga máxima de servicio incluyendo carga por viento:

Se contemplan las cargas máximas que soportará el rodamiento de giro incluyendo el esfuerzo derivado del efecto del viento sobre los componentes de la grúa. En este sentido, las combinaciones para verificación serán las mostradas a continuación.

$$F_{a1} = F_{pl} + (F_{me} + F_c)\psi + F_{mg} \quad (1)$$

$$M_{k1} = F_{pl} * \frac{l_{pl}}{2} + (F_{me} + F_c)\psi * l_{pl} \quad (2)$$

Como se puede distinguir, el viento no tiene ninguna componente que provoque esfuerzos verticales sobre el rodamiento, por lo tanto, no si incluye ninguna variable que lo represente en las combinaciones anteriores.

Caso 2: Supuesto de carga incluyendo un 25% de incremento por ensayo y sin carga por viento:

Se incluye un incremento en un 25% sobre la carga de servicio con motivo de ensayo, y se excluye el efecto del viento.

$$F_{a2} = F_{pl} + (F_{me} + F_c)\psi * 1{,}25 + F_{mg} \quad (3)$$

$$M_{k2} = F_{pl} * \frac{l_{pl}}{2} + (F_{me} + F_c)\psi * 1{,}25 * l_{pl} \quad (4)$$

Caso 3: Carga máxima de servicio sin carga por viento:

Este supuesto será igual al primero, pero sin incluir la carga del viento. Para nuestro caso, no variarán los resultados, pues, como se menciona anteriormente, el viento no produce efectos verticales sobre el rodamiento.

$$F_{a3} = F_{pl} + (F_{me} + F_c)\psi + F_{mg} \quad (5)$$

$$M_{k3} = F_{pl} * \frac{l_{pl}}{2} + (F_{me} + F_c)\psi * l_{pl} \quad (6)$$

1.3. Capacidad de carga estática del rodamiento.

La capacidad del rodamiento para resistir los diferentes esfuerzos que le transmite la pluma determina en gran medida su selección. Para ello, se utiliza el caso 2) de combinación de cargas y, además, se multiplica por un factor de carga f_{stat}. También se definen los giros a plena carga de vida útil del rodamiento, además del factor de vida del mismo f_L. Este factor se define en la imagen 6. La capacidad de carga estática se verifica frente a la curva límite de carga estática del rodamiento.

Casos de aplicación		$f_{stat.}$	f_L	Vida útil, giros a plena carga
Grúa flotante (gancho) Grúa sobre vehículo (gancho) Grúa de a bordo (cuchara) Mesa giratoria de soldadura Plato giratorio (servicio continuo)		1,10	1,0	30.000
Grúas torre -giro superior*	$M_{krü} \leq 0,5\ M_k$	1,25	1,0	30.000
	$0,5\ M_k \leq M_{krü} \leq 0,8\ M_k$		1,15	45.000
	$M_{krü} \geq 0,8\ M_k$		1,25	60.000
-giro en base			1,0	30.000
Grúa giratoria (gancho) Grúa de astillero Transportador giratorio (gancho) Cargador/descargador de buques			1,15	45.000

Imagen 6: Factor de carga, factor y giros a plena carga de vida útil (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde)

La curva límite de carga estática depende de la gama de rodamientos que vaya a comprobarse. Se muestra una gráfica con diferentes curvas según el diámetro de rodadura y el tipo de dentado. Los valores seleccionados del caso 2) multiplicados por el factor de carga se introducen en ella. Deberán estar situados por debajo de la curva que representa al rodamiento que pretende seleccionarse.

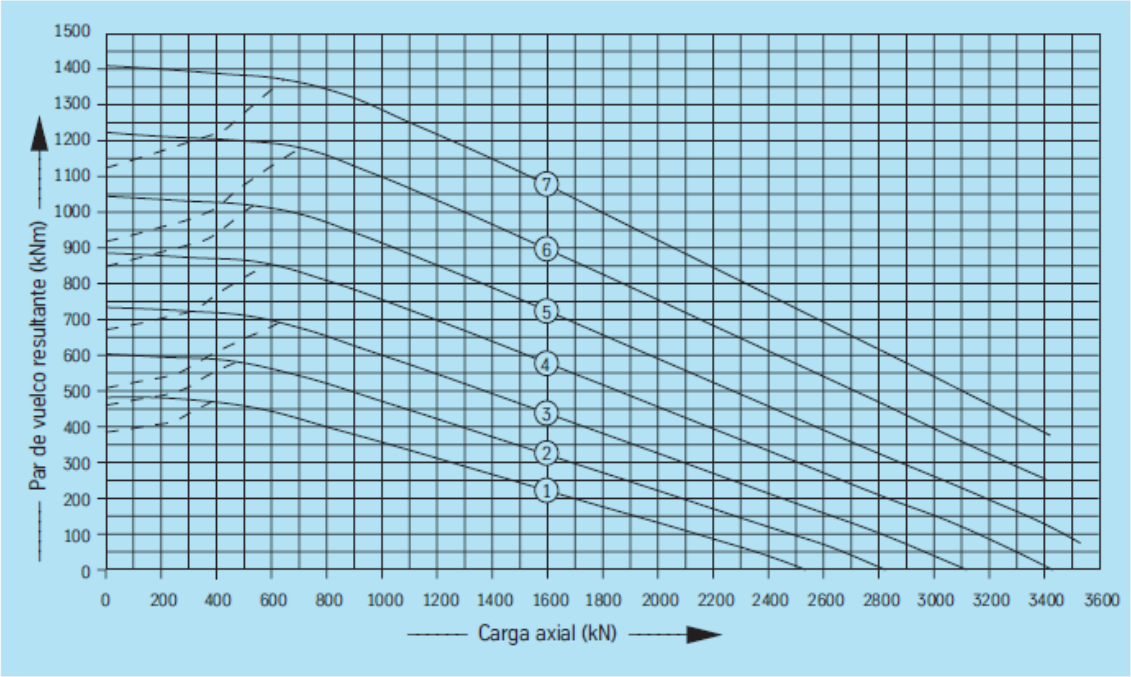


Imagen 7: Curva límite de carga estática para rodamientos tipo 625 (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde)

1.4. Vida útil

Para este tipo de rodamientos, que suelen trabajar a bajas velocidades y con giros parciales, se establece el concepto de vida útil. El límite se alcanza cuando se aumenta progresivamente el par resistente al giro o cuando el desgaste del rodamiento impide que realice correctamente su función.

Estos se someten a muy diversas condiciones de servicio, por lo que para su correcta selección también debemos incluir la verificación mediante la vida útil, que se deriva de la situación de cargas dinámicas.

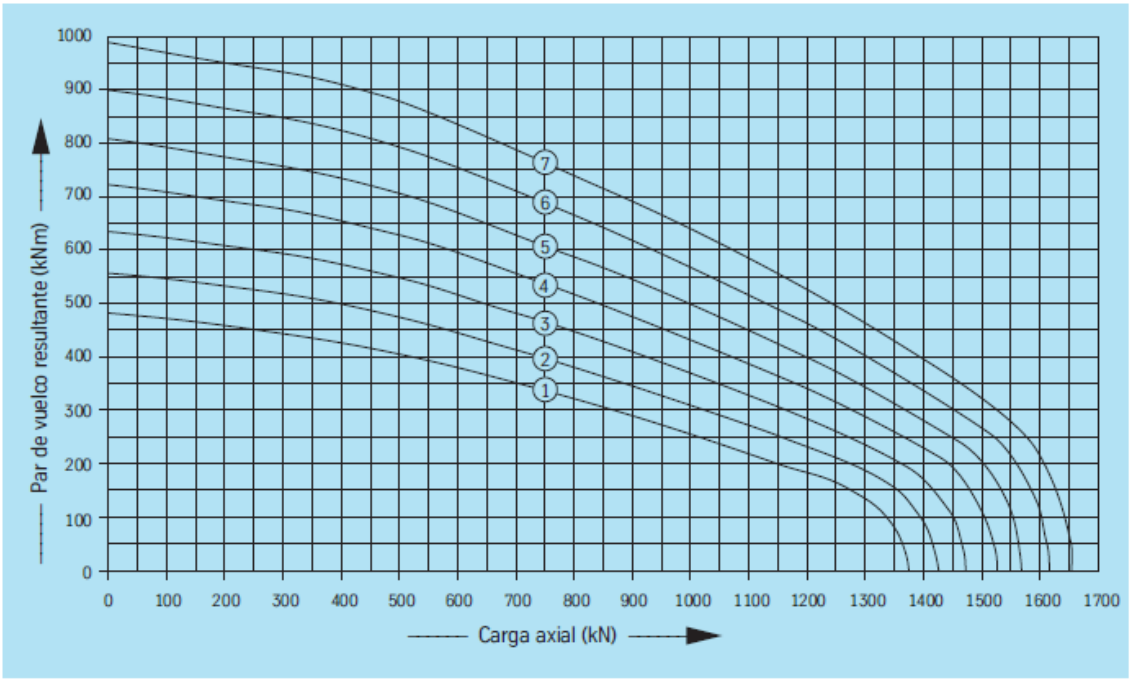


Imagen 8: Gráfica de vida útil de rodamiento tipo 625 (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde)

Las curvas de esta gráfica representan su vida útil para 30000 giros a plena carga. La verificación se realiza cuando el punto determinado por la carga axial y el momento de vuelco queda por debajo de la curva que representa al rodamiento que se está seleccionando. Sin embargo, el fabricante ofrece una forma de cálculo de la vida útil más próximo a lo real una vez se ha comprobado que se cumple la exigencia de la curva.

Se entiende que el punto que se coloca en la gráfica serán las condiciones de trabajo del rodamiento, y que al trazar una línea recta desde el punto 0 del eje de coordenadas que pase por el característico del rodamiento (esto es, el punto determinado por la carga axial y momento de vuelco) se obtendrán otros valores teóricos F_{a0} y M_{k0}. Las relaciones entre dichas variables que permiten el cálculo aproximado de la vida útil esperada para el rodamiento se exponen a continuación. Se emplea el caso 3) de carga para estas comprobaciones.

$$f_L = \frac{F_{a0}}{F_{a3}} = \frac{M_{k0}}{M_{k3}} \quad (7)$$

$$G = (f_L)^p * 30000 \quad (8)$$

Donde:

- F_{a0}: valor de carga axial encontrado en la curva de vida útil para 30000 giros a plena carga.
- M_{k0}: momento de vuelco de referencia en gráfica de vida útil, al cortar la curva del rodamiento determinado para selección.
- G: vida útil del rodamiento en número de giros.
- p: factor que depende del tipo de rodamiento (valdrá 3 para rodamientos de bolas).

1.5. Tornillos de fijación

Las curvas de carga límite para los tornillos se representan en los diagramas de capacidad de carga estática con líneas discontinuas. Se refieren a la categoría de resistencia 10.9. Se establece como condición previa una longitud de apriete de $5 * d$ y tensado previo del 70% del límite elástico. Para la verificación se debe tomar el supuesto de carga 2), es decir, la carga máxima y sin la aplicación de factores. Así mismo, es indicado en el catálogo el número de tornillos, la categoría de resistencia y el tensado previo que requieren para el rodamiento seleccionado, partiendo de las siguientes premisas:

a) La carga axial actúa por asiento y no por suspensión, es decir, los tornillos no se someten a efectos de tracción derivados de esta carga.

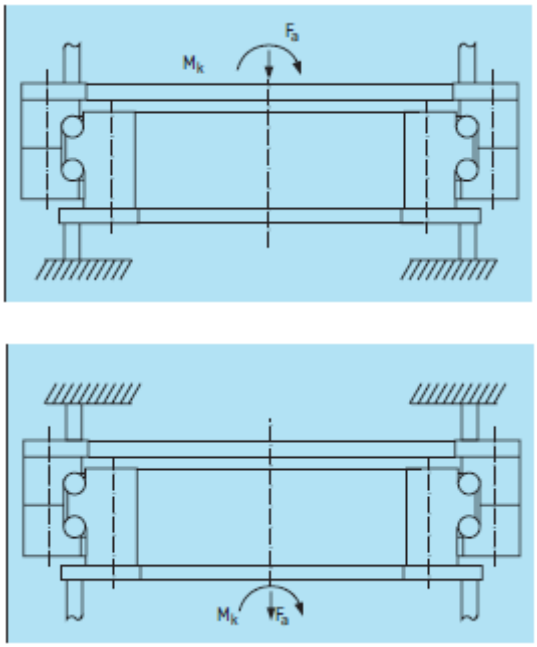


Imagen 10: Carga axial suspendida (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde)

b) Los tornillos se encuentran distribuidos de forma equidistante sobre los círculos de taladro.
c) La longitud de apriete es como mínimo de $5 * d$ en aquellos rodamientos que disponen de una sección maciza en los aros.
d) En la parte de los tornillos sometida a carga debe haber al menos seis hilos de rosca libres.

Por otra parte, el catálogo expone una tabla donde se proponen los momentos de apriete necesarios según el tipo de tornillo, su calidad y el útil empleado en este proceso. Este momento depende de diversos factores como el coeficiente de fricción en la rosca, así como el apoyo de cabeza y tuerca. Se toma un coeficiente de fricción medio $\mu_G = \mu_K = 0{,}14$.

Para un tornillo $M12$ de calidad 10.9, se fija el par de apriete para llave dinamométrica.

Clase de sujeción según DIN/ISO 898			8.8			10.9			12.9		
Limite de elasticidad $R_{p\ 0,2}$ N/mm²			640 para ≤ M 16 660 para > M 16			940			1100		
rosca métrica ISO DIN 13	área tensionada A_S mm²	área del núcleo A_3 mm²	fuerza de tensado F_M N	con atornillador dinamométrico hidráulico o eléctrico M_A Nm	con llave dinamométrica M_A' -* M_A' Nm	fuerza de tensado F_M N	con atornillador dinamométrico hidráulico o eléctrico M_A Nm	con llave dinamométrica M_A' -* M_A' Nm	fuerza de tensado F_M N	con atornillador dinamométrico hidráulico o eléctrico M_A Nm	con llave dinamométrica M_A' -* M_A' Nm
M 12	84,3	76,2	38500	87	78	56000	130	117	66000	150	135
M 14	115	105	53000	140	126	77000	205	184	90000	240	216
M 16	157	144	72000	215	193	106000	310	279	124000	370	333
M 18	193	175	91000	300	270	129000	430	387	151000	510	459
M 20	245	225	117000	430	387	166000	620	558	194000	720	648
M 22	303	282	146000	580	522	208000	830	747	243000	970	873
M 24	353	324	168000	740	666	239000	1060	954	280000	1240	1116
M 27	459	427	221000	1100	990	315000	1550	1395	370000	1850	1665
M 30	561	519	270000	1500	1350	385000	2100	1890	450000	2500	2250
M 33	694	647	335000	a determinar mediante la		480000	a determinar mediante la		560000	a determinar mediante la	
M 36	817	759	395000	medición del alargamiento		560000	medición del alargamiento		660000	medición del alargamiento	
M 39	976	913	475000	del tornillo		670000	del tornillo		790000	del tornillo	
M 42	1120	1045	542000			772000			904000		
M 45	1300	1224	635000			905000			1059000		
M 48	1470	1377	714000			1018000			1191000		
M 52	1760	1652	857000			1221000			1429000		
M 56	2030	1905	989000			1408000			1648000		
M 60	2360	2227	1156000			1647000			1927000		

Imagen 11: Par de apriete de tornillos de rodamiento (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde)

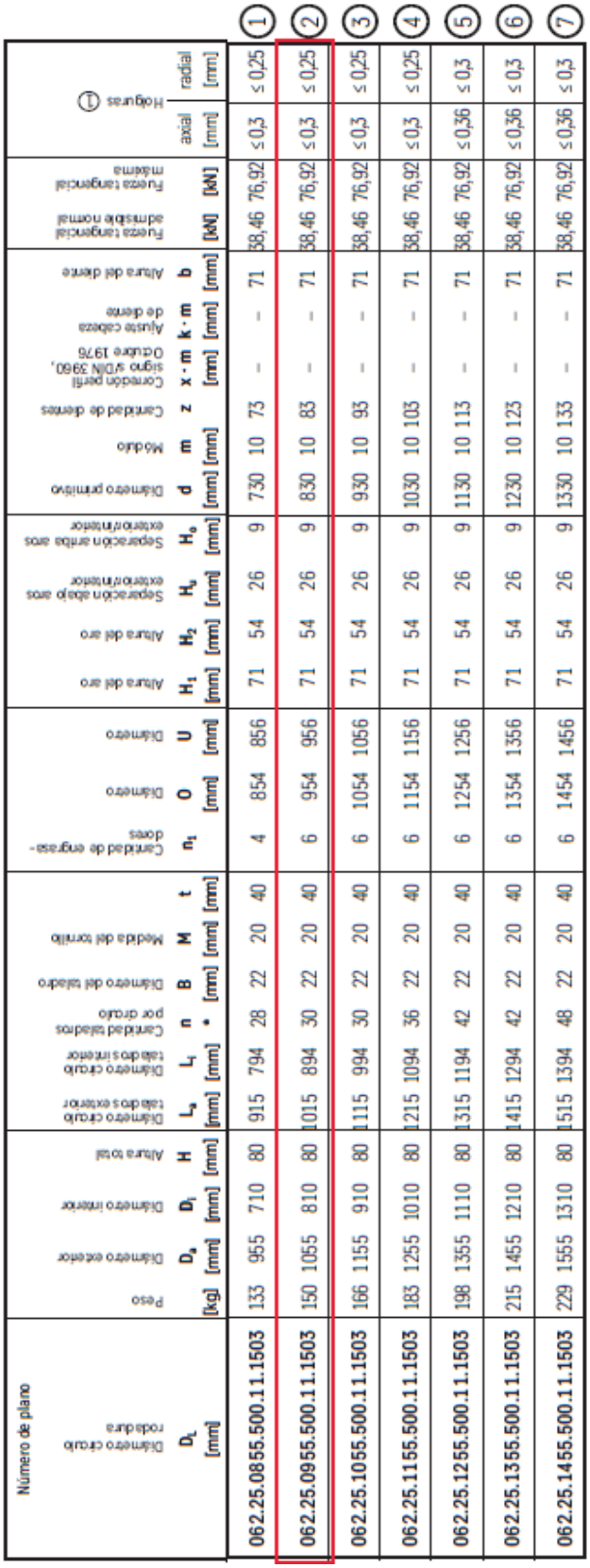
1.6. Elección final del rodamiento

La capacidad de carga estática y la vida útil del rodamiento son los aspectos principales a analizar cuando se realiza el proceso de selección. Las gráficas aportadas se basan en estas dos características y debe verificarse que los esfuerzos máximos a los que estarán sometidos los rodamientos nunca superen los esfuerzos de diseño mostrados por el fabricante. Los resultados finales para la elección del modelo se muestran en la tabla 1.

Cargas principales que intervienen en la selección		
Peso de la pluma (N)	F_{pl}	5000
Peso mecanismo giro (N)	F_{mg}	6000
Peso mecanismo elevación (N)	F_{me}	3600
Carga de servicio (N)	F_c	20000
Casos de estudio de combinaciones		
Fuerza axial caso 1 (N)	F_{a1}	38140
Par de vuelco caso 1 (Nm)	M_{k1}	158574
Fuerza axial caso 2 (N)	F_{a2}	44925
Par de vuelco caso 2 (Nm)	M_{k2}	194873,75
Fuerza axial caso 3 (N)	F_{a3}	38140
Par de vuelco caso 3 (Nm)	M_{k3}	158574
Capacidad de carga estática		
Factor de carga	f_{stat}	1,25
Fuerza axial selección estática (N)	F_{a2}'	56156,25
Par vuelco selección estática (Nm)	M_{k2}'	243592,19
Vida útil		
Fuerza axial caso 3 (N)	F_{a3}	38140
Par de vuelco caso 3 (Nm)	M_{k3}	158574
Fuerza axial gráfica (N)	F_{a0}	135000
Par de vuelco gráfica (Nm)	M_{k0}	545000
Factor de vida útil	f_L	3,44
Factor de tipo de rodamiento	p	3
Vida útil en giros a plena carga	G	1217908,94

Tabla 1: Parámetros de selección del rodamiento

Atendiendo a los valores obtenidos de la tabla 1, se elegirá un rodamiento normalizado del tipo 625, de la serie KD 600. El localizador del mismo en el catálogo es 062.24.0955.500.11.1503. Las características principales se enumeran en la imagen 12.



Número de plano	D_L [mm]	Peso [kg]	D_a [mm]	D_i [mm]	H [mm]	L_a [mm]	L_i [mm]	n °	B [mm]	M [mm]	t [mm]	n_1	O [mm]	U [mm]	H_1 [mm]	H_2 [mm]	H_3 [mm]	H_4 [mm]	d [mm]	m [mm]	z	x · m [mm]	k · m [mm]	b [mm]	Fuerza tangencial admisible nominal [kN]	Fuerza tangencial máxima [kN]	Holguras ① axial [mm]	Holguras ① radial [mm]
062.25.0855.500.11.1503		133	955	710	80	915	794	28	22	20	40	4	854	856	71	54	26	9	730	10	73	–	–	71	38,46	76,92	≤ 0,3	≤ 0,25
062.25.0955.500.11.1503		150	1055	810	80	1015	894	30	22	20	40	6	954	956	71	54	26	9	830	10	83	–	–	71	38,46	76,92	≤ 0,3	≤ 0,25
062.25.1055.500.11.1503		166	1155	910	80	1115	994	30	22	20	40	6	1054	1056	71	54	26	9	930	10	93	–	–	71	38,46	76,92	≤ 0,3	≤ 0,25
062.25.1155.500.11.1503		183	1255	1010	80	1215	1094	36	22	20	40	6	1154	1156	71	54	26	9	1030	10	103	–	–	71	38,46	76,92	≤ 0,3	≤ 0,25
062.25.1255.500.11.1503		198	1355	1110	80	1315	1194	42	22	20	40	6	1254	1256	71	54	26	9	1130	10	113	–	–	71	38,46	76,92	≤ 0,36	≤ 0,3
062.25.1355.500.11.1503		215	1455	1210	80	1415	1294	42	22	20	40	6	1354	1356	71	54	26	9	1230	10	123	–	–	71	38,46	76,92	≤ 0,36	≤ 0,3
062.25.1455.500.11.1503		229	1555	1310	80	1515	1394	48	22	20	40	6	1454	1456	71	54	26	9	1330	10	133	–	–	71	38,46	76,92	≤ 0,36	≤ 0,3

Imagen 12: Datos del rodamiento seleccionado (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde)

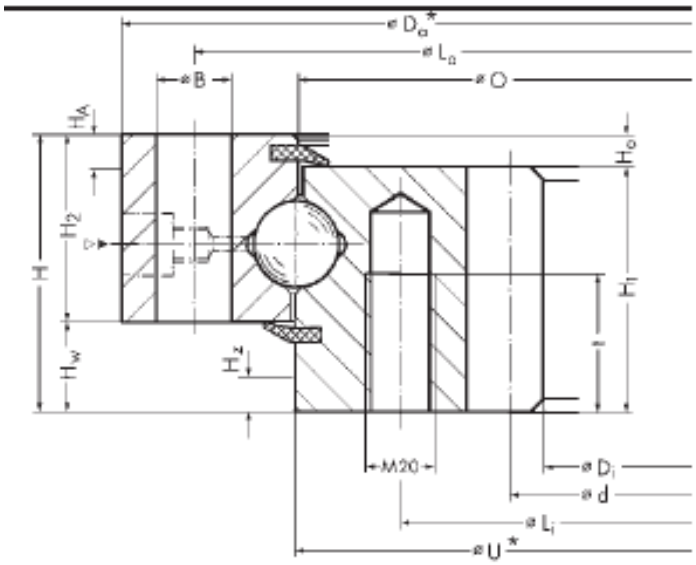


Imagen 13: Dimensiones de rodamiento (Fuente: Catálogo de rodamientos Rothe Erde)

El proceso de selección se lleva a cabo mediante las gráficas de cada rodamiento, donde se ajusta la curva correspondiente según el caso de cargas que se esté considerando. De esta forma, la elección se debe basar en los datos obtenidos de dichas curvas de carga estática y vida útil.

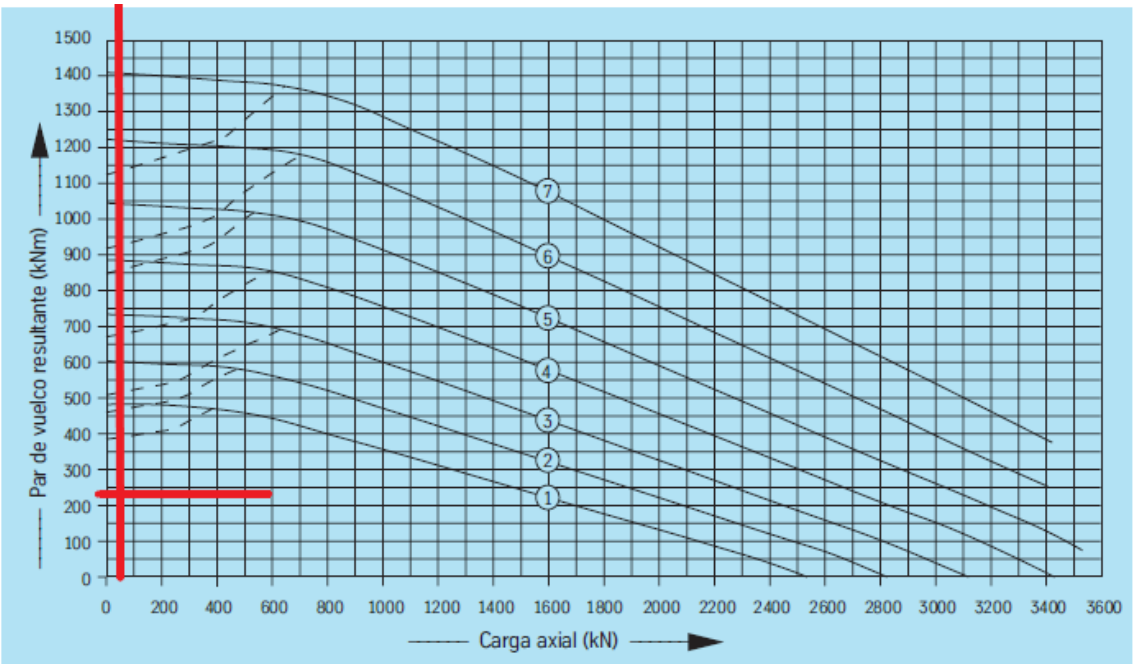


Imagen 14: Comprobación de capacidad de carga estática

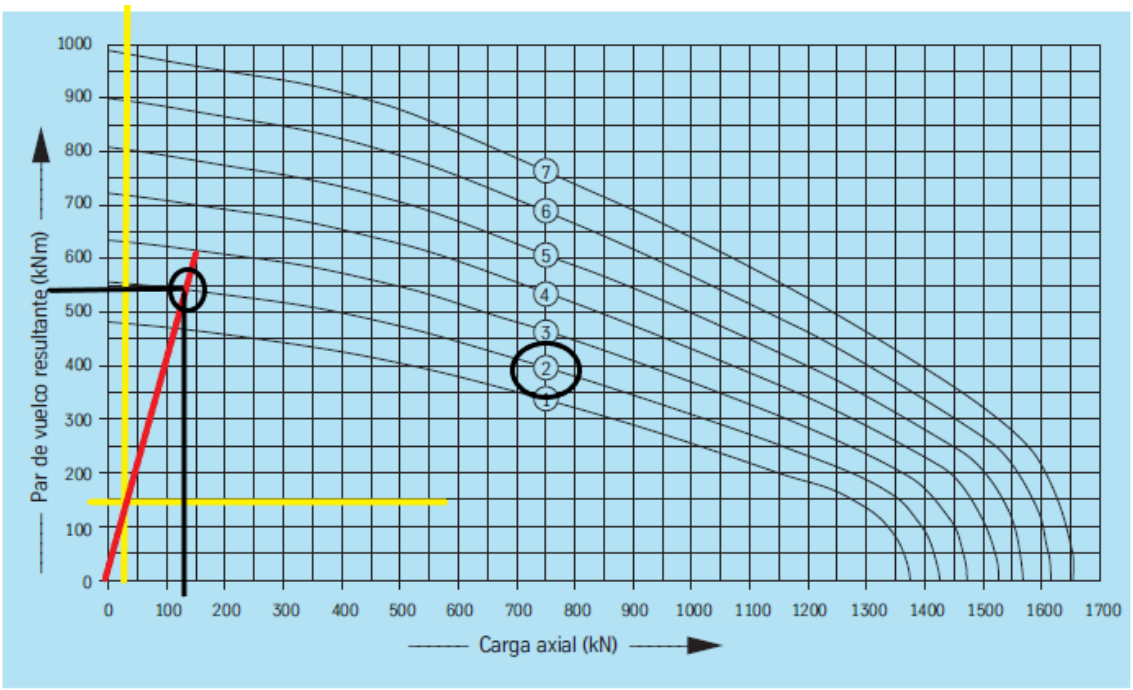


Imagen 15: Comprobación de vida útil

La determinación de los tornillos de fijación se realiza utilizando el caso 2) sin ningún factor de mayoración y proyectando el punto sobre la curva de capacidad estática. El punto debe quedar por debajo de la curva discontinua que corresponda al rodamiento que se pretende seleccionar.

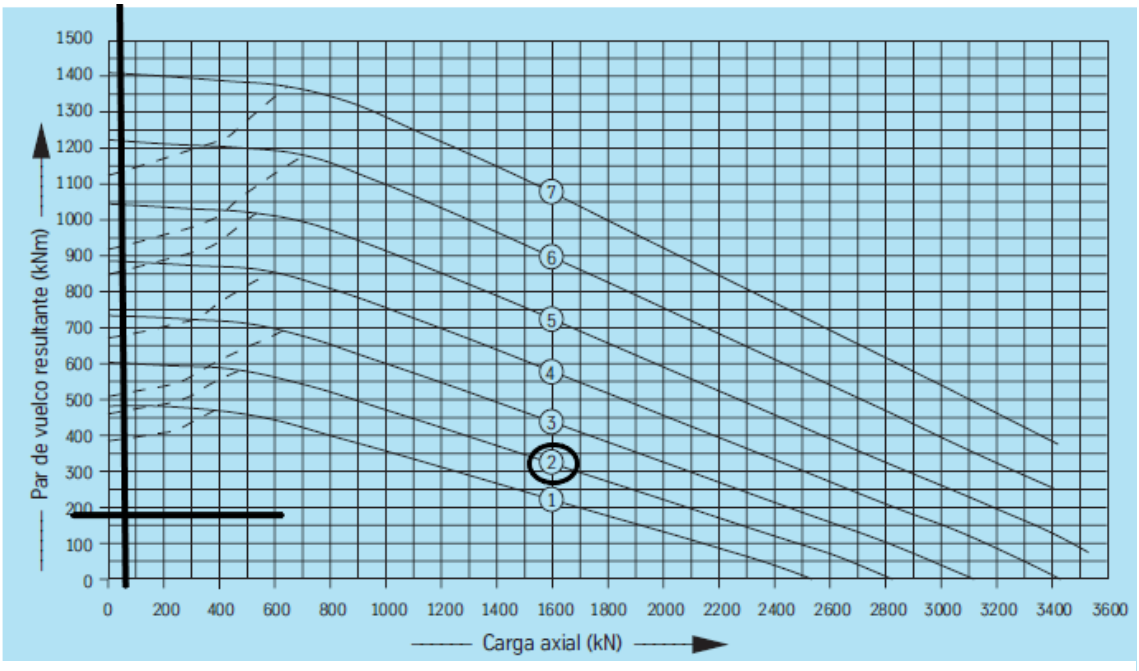


Imagen 16: Verificación de tornillos de fijación

2. Selección del conjunto motorreductor

El diseño de la grúa exige la existencia de un mecanismo que permita el giro de la pluma. Por este motivo, se debe definir un sistema que proporcione dicho movimiento rotativo, dentro de las exigencias descritas en la memoria de este proyecto. Un apartado fundamental consiste en la determinación de un conjunto motorreductor, que aplique una cierta potencia sobre el dentado interior del rodamiento de giro y se acabe traduciendo en el desplazamiento de la pluma. Para conseguir un conjunto adecuado se debe atender a las cargas que debe trasladar el motor y, a su vez, la potencia que es capaz de transmitir el reductor.

Se ha decidido realizar la selección de la serie 300M de motorreductores de Bonfiglioli, un fabricante especializado en este tipo de mecanismos. Se trata de reductores epicicloidales que se unen a motores eléctricos mediante los acoplamientos previstos en el catálogo. Este tipo de reductores es capaz de mantener grandes relaciones de reducción, distribuidas en diferentes etapas, en volúmenes pequeños, en relación con los reductores más típicos de tres ejes: entrada, salida y eje intermediario. Cada conjunto presente unas características de operación determinadas que deberán ajustarse a las solicitadas en la grúa.

Imagen 17: Reductor 300M (Fuente: Bonfiglioli)

2.1. Parámetros de selección

Para que el motor eléctrico sea capaz de mover la pluma, este debe aplicar una potencia que acabe por proporcionar un par en el piñón de giro capaz de superar la resistencia que ofrecen las partes móviles. Esta resistencia está compuesta por dos factores principales: el rozamiento en el rodamiento de gran diámetro y la fuerza que ejerce el viento sobre la pluma y la carga. A su vez, se suma a estos dos factores la necesidad de acelerar los componentes antes mencionados desde el reposo hasta la velocidad de operación prevista.

La distribución de esta potencia sobre el rodamiento es la tarea que realiza el reductor. Este debe estar diseñado de forma que su relación de reducción de la velocidad de giro con respecto a la entrada permita que tanto el par como el régimen giratorio que aplique el piñón sean los adecuados para mover la pluma y la carga.

2.2. Selección del reductor

El diseño exige que la velocidad de rotación de la pluma sea de unas 0,57 revoluciones por minuto. El reductor, por tanto, deberá aplicar una velocidad de salida sobre el piñón que, junto con la relación de transmisión entre éste y la corona, permita el régimen requerido para la pluma y, por tanto, el movimiento de la carga de servicio.

En este sentido, se definen los siguientes parámetros que se utilizan en el cálculo para la selección de este elemento:

- i_1: relación de transmisión del reductor.
- i_2: relación de reducción entre el piñón y el rodamiento, que actúa como corona fija.
- i_3: relación global de reducción, desde la velocidad proporcionada directamente por el motor hasta la que presenta la pluma.
- $n_1,\ n_2,\ n_3$ son las velocidades de giro (en revoluciones por minuto) del eje del motor, el piñón y la pluma, respectivamente.
- z_2, z_3 serán el número de dientes del piñón y del rodamiento de giro (corona), respectivamente.

El proceso de selección consiste, en primer lugar, en determinar el valor numérico de los factores a tener en cuenta antes mencionado, esto es, el rozamiento del rodamiento, el viento sobre la pluma y la aceleración que se debe aplicar sobre los elementos móviles para alcanzar la velocidad requerida.

Cuando se tienen dichos valores, se calcula, mediante la relación i_2, el par mínimo que debe aplicar el piñón sobre la corona para comenzar y mantener el movimiento. A través de este par se elige el reductor y, posteriormente, el motor eléctrico, que debe aplicar una potencia igual o superior a la mínima determinada.

En esta línea, se realiza el cálculo de las relaciones de reducción requeridas en el mecanismo suponiendo que se aplica una velocidad de entrada de $1400\,rpm$ y sabiendo que el giro final debe ser de $0{,}57\,rpm$.

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} \tag{9}$$

$$i_2 = \frac{n_2}{n_3} = \frac{z_3}{z_2} \tag{10}$$

$$i_3 = i_1 * i_2 \tag{11}$$

A través de estas relaciones, se obtiene el valor de la reducción que debe proporcionar el reductor epicicloidal para satisfacer la velocidad de su eje de salida. El piñón (z_2) tendrá 27 dientes, y la corona (z_3) 83.

Relaciones de reducción	
i_1	816
i_2	3,07
i_3	2508,44

Tabla 2: Relaciones de reducción en el mecanismo de giro (Fuente propia)

El siguiente paso consiste en hallar el par necesario que debe aplicar el reductor sobre la corona, de forma que se superen los momentos resistentes anteriormente mencionados. Estos se muestran a continuación en la tabla 3.

Momentos resistentes al giro	
M_r (Nm)	2191,01
M_v (Nm)	5041,84
M_i (Nm)	1698,23

Tabla 3: Momentos que debe vencer el mecanismo de giro (Fuente propia)

Donde:

- M_r: momento generado por el rozamiento del rodamiento de gran diámetro.
- M_v: momento que aparece por la acción del viento sobre la pluma.
- M_i: momento necesario para acelerar los elementos hasta conseguir el régimen de giro deseado.

La suma de estos valores será el par mínimo que provoque el movimiento de la pluma. Para alcanzarlo se debe determinar el valor del que se aplica a la salida del reductor.

$$M_3 = M_r + M_v + M_i \quad (12)$$

$$M_{r2} = \frac{M_3}{i_2} \quad (13)$$

Según el fabricante, el valor de M_{r2} debe multiplicarse por un factor de servicio f_s' que se selecciona de la imagen 18, según el tipo de carga que se va a transportar y el tiempo de funcionamiento del mecanismo.

Factor de servicio f_s' requerido en función de la aplicación						
Tipo de carga	N° arranques/ hora	Duración total de funcionamiento (h)				
		≤ 5000	10000	15000	25000	50000
		Duración de funcionamiento diaria (h)				
	z	h < 4	4 < h < 8	8 < h < 12	12 < h < 16	16 < h < 24
Uniforme	Z < 10	0.90	1.00	1.15	1.30	1.60
	10 < Z < 30	0.95	1.15	1.30	1.50	1.80
	30 < Z < 100	1.00	1.25	1.45	1.60	2.00
Variable con choques moderados	Z < 10	1.00	1.25	1.45	1.60	2.00
	10 < Z < 30	1.10	1.40	1.60	1.80	2.20
	30 < Z < 100	1.20	1.50	1.70	2.00	2.40
Variable con choques fuertes	Z < 10	1.20	1.50	1.70	2.00	2.40
	10 < Z < 30	1.30	1.60	1.80	2.10	2.60
	30 < Z < 100	1.40	1.75	2.00	2.30	2.80

Imagen 18: Factor de servicio (Fuente: Catálogo Bonfiglioli)

Para este caso, el valor seleccionado será 1,20, pues el factor Z, que indica el número de arranques por hora del mecanismo de giro, según la clasificación del aparato y las horas de funcionamiento previstas en 10 años está entre 30 y 100. Además, se ha considerado que el tipo de carga será variable con choques moderados.

$$M_{c2} = f_s' * M_{r2} \quad (14)$$

Donde M_{c2} es el valor de cálculo de este par necesario según el fabricante.

M_3 (Nm)		8931,08
M_{r2} (Nm)		2905,29
M_{c2} (Nm)		3486,35

Tabla 4: Obtención del valor de cálculo (Fuente propia)

Según el valor del momento de cálculo M_{c2} y la relación de reducción necesaria en el reductor antes calculada, se elige del catálogo del fabricante seleccionado un modelo que sea capaz de transmitir un par igual o superior al mínimo necesario con una relación próxima a i_1.

Por tanto, el modelo seleccionado será el reductor de Bonfiglioli $305\ L\ 4\ 816\ MC$, con 4 etapas que proporcionan una relación total de reducción de 816. Sus características principales se muestran en la tabla 5.

Cada reductor tiene una potencia de entrada máxima P_{n1}, que debe comprobarse una vez sea seleccionado el motor eléctrico, pues se debe garantizar que el cociente entre la potencia real transmitida y la máxima permitida en el reductor supere el valor de f_s'. También debe verificarse que la potencia térmica del reductor, que indica su límite térmico, no supere el valor indicado en su tabla de datos. El fabricante indica que para casos en los que este dispositivo se encuentre en un ciclo de trabajo caracterizado por cortos períodos de funcionamiento, como es el caso del mecanismo de giro que se está diseñando, no es necesaria realizar esta comprobación, por lo que se omitirá en estos cálculos.

Características principales del reductor		
Modelo		305 L 4 816 MC
Relación de reducción	i_1	816
Velocidad de salida (rpm)	n_2	1,72
Par nominal de salida (Nm)	M_{n2}	5800
Potencia máxima de entrada (kW)	P_{n1}	1,2
Potencia térmica (kW)	P_t	6

Tabla 5: Características del reductor seleccionado (Fuente propia)

2.3. Selección del motor

Cuando se ha determinado el reductor que se va a utilizar en el conjunto, es necesario seleccionar un motor eléctrico que corresponda a dicho reductor y mantenga las prestaciones de par y velocidad requeridas en la aplicación.

El primer paso en este proceso consiste en comprobar, mediante el par de cálculo en la salida del reductor, la potencia necesaria para accionar el giro de la grúa. Esto se consigue mediante la relación del par con la potencia y la velocidad.

$$P_{r1} = \frac{M_{c2} * n_2}{9550 * \eta_d} \quad (15)$$

Donde:

- P_{r1} es la potencia requerida en el motor eléctrico.
- η_d es el rendimiento mecánico de la reducción.

El valor del rendimiento mecánico es un dato proporcionado por el fabricante, el cual lo clasifica según el número de etapas del reductor epicicloidal. Para nuestro caso, con 4 etapas de reducción, el valor será $\eta_d = 0{,}88$.

La velocidad de giro en la salida del reductor n_2 se obtiene mediante la relación del reductor, sabiendo que la velocidad de entrada será $1400\ rpm$.

$$n_2 = \frac{n_3}{i_1} = \frac{1400\ rpm}{816}$$

$$n_2 = 1{,}72\ rpm$$

Conociendo el par y la velocidad de giro en el piñón, podemos ahora determinar el valor de la potencia necesaria.

Potencia requerida en el accionamiento del motor		
Par de cálculo a la salida (Nm)	M_{c2}	3486,35
Régimen de giro salida (rpm)	n_2	1,72
Rendimiento dinámico	η_d	0,88
Potencia necesaria (kW)	P_{r1}	0,71

Tabla 6: Obtención de la potencia necesaria de accionamiento (Fuente propia)

Utilizando la potencia requerida debemos realizar una búsqueda entre los diferentes modelos ofertados en el catálogo de forma que se seleccione uno cuya potencia nominal supere la mínima necesaria para llevar a cabo el giro.

$$P_{r1} \leq P_n \qquad (16)$$

Se elige un motor eléctrico asíncrono trifásico con rotor tipo jaula de ardilla, con denominación $BN\ 80B$ de 4 polos. Sus principales características se muestran en la tabla 7.

Características principales del motor		
Modelo	-	BN 80B 4
Potencia nominal (kW)	P_n	0,75
Régimen de giro (rpm)	n_1	1400
Par nominal (Nm)	M_{n1}	5,1

Tabla 7: Características del motor seleccionado (Fuente propia)

Como se puede distinguir, la potencia nominal aportada por el mismo es de $0{,}75\ kW$, que es superior a su vez a los $0{,}65\ kW$ requeridos para la ejecución del giro. Además, debemos verificar la relación entre la potencia real aportada y la soportable por el rodamiento.

$$\frac{P_{n1}}{P_n} = f_s \geq f_s' \qquad (17)$$

Se recomienda una modificación de la potencia nominal del motor según el tipo de servicio en que este se encuentra, que es el servicio S3. Esta consideración no se ha tenido en cuenta en la elección.

2.4. Definición final de motorreductor

El aparato principal encargado de aportar el par necesario para accionar el giro de la grúa es el conjunto motorreductor. A continuación, se muestran las características más significativas con respecto a las disposiciones de montaje del mismo.

Dimensiones del reductor 305 L 4 816 MC:

La entrada del motor al reductor se hará por medio de un mecanismo de bridas, que es una de las opciones de unión que ofrece el fabricante. Sus medidas dependerán del tipo de motor que vaya a acoplarse.

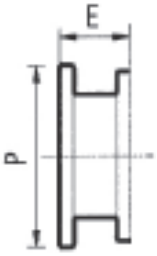


Imagen 19: Acoplamiento de motor con reductor (Fuente: Catálogo Bonfiglioli)

Otro aspecto importante a definir en este dispositivo es el tipo de salida que tendrá, pues su disposición ha de ser la adecuada para colocarse de forma vertical y poder unirse eficazmente a la grúa. En este sentido, el tipo de salida será MC, con eje macho cilíndrico. Las dimensiones principales se muestran en la imagen 20.

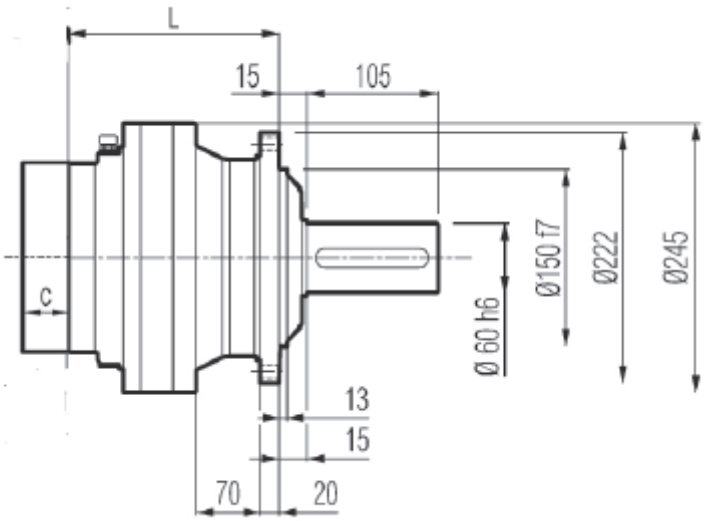


Imagen 20: Dimensiones reductor (Fuente: Catálogo Bonfiglioli)

Longitud salida MC (mm)	L	284

Tabla 8: Longitud L reductor (Fuente propia)

Este tipo de salida dispone de taladros mediante los cuales se puede unir a la grúa. La imagen 21 muestra una vista frontal, donde se aprecian los agujeros.

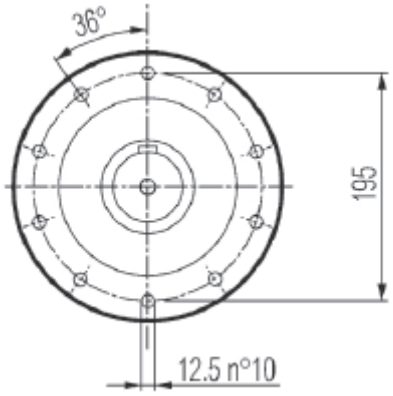


Imagen 21: Vista frontal de salida reductor
(Fuente: Catálogo Bonfiglioli)

A su vez, se plantea la posibilidad de unión del eje con lo que se desee acoplar mediante un tornillo, pues se distingue un taladro roscado en su centro. Para nuestro caso solamente se utilizará la unión mediante chaveta.

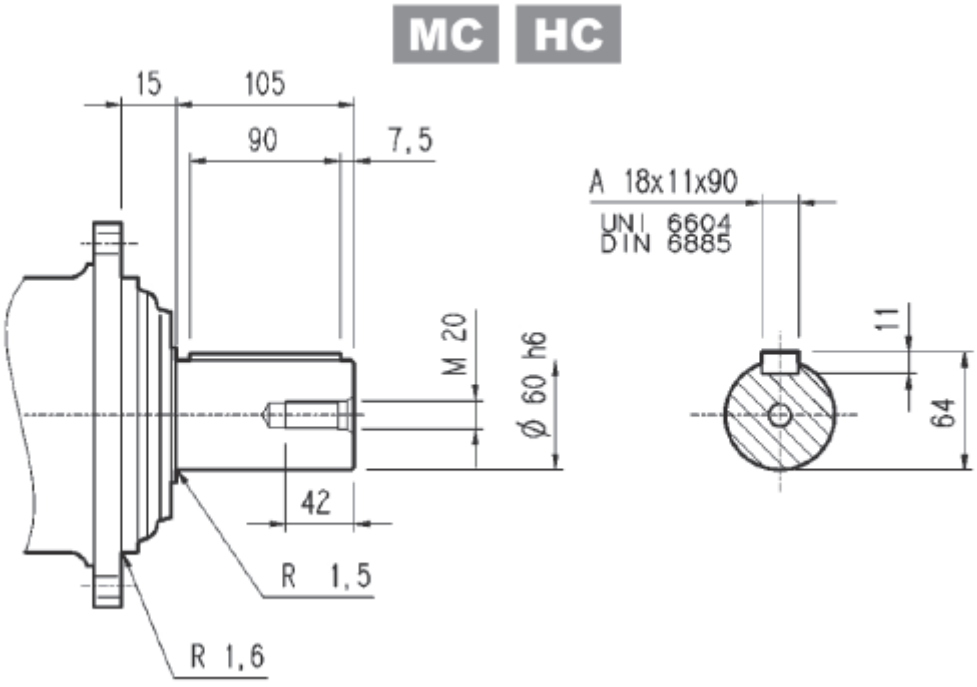


Imagen 22: Dimensiones de eje de salida (Fuente: Catálogo Bonfiglioli)

Características mecánicas del motor $BN\ 80B$:

La forma constructiva de este tipo de motor es $IM\ B5$, que podrá instalarse en posición la posición $IM\ V1$ necesaria para esta aplicación.

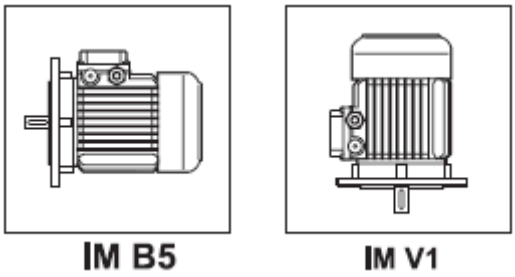


Imagen 23: Posiciones del motor (Fuente: Catálogo Bonfiglioli)

Grado de protección:

Vendrá equipado con protección IP 55, es decir, contra el polvo y chorros de agua. Este aspecto es esencialmente importante pues el motor estará expuesto en todo momento al exterior. Como se trata de una grúa portuaria, será concretamente en un puerto deportivo o de recreo. Además, al estar dispuesto con el eje hacia abajo, se debe solicitar al fabricante el sombrerete de protección contra la entrada de agua y cuerpos sólidos en el motor.

Freno:

El motor viene provisto de freno, lo que evita la necesidad de acoplar algún dispositivo de freno ajeno al propio conjunto seleccionado.

Tipo de servicio del motor:

La potencia que se indica en el catálogo es la referida al tipo de servicio S1, que sería el caso de motores que trabajan de forma continua y siempre con cargas. El $BN\ 80B$ estará funcionando en esta aplicación en el tipo S3, que se define como un servicio en el que el motor funciona de manera intermitente en ciclos idénticos, cada uno de los cuales comprende un período de carga constante y otro de reposo. Este efecto lo refleja el fabricante haciendo una reducción durante la elección sobre la potencia de accionamiento. Como se ha mencionado anteriormente, en nuestro caso no se contempla dicha reducción y se aportan los datos, a la par que se realizan los cálculos, suponiendo el motor en servicio S1. Esta decisión mantiene la elección del lado de la seguridad.

3. Acoplamiento flexible

La transmisión del movimiento rotativo de la salida del reductor al piñón debe realizarse por medio de un acoplamiento flexible, pues a la hora de realizar el montaje pueden sufrirse pequeñas desalineaciones. Su función principal reside en prolongar la línea o eje de transmisión hasta el piñón y reducir al máximo los posibles efectos negativos que pueden tener las desalineaciones sobre la potencia y movimiento transmitidos.

Para este caso concreto, se seleccionará de la serie de acoplamientos dentados de Escogear, de Esco Drives. Se selecciona este tipo pues se ofrece en una gama de diámetros externos bastante bajos, lo cual era el motivo de desecho de muchos otros tipos estudiados. Según la disposición del mecanismo de giro, es muy importante que el acoplamiento tenga las dimensiones más reducidas posibles, pues en el caso de tener uno excesivamente grande, sería necesario modificar el rodamiento de gran diámetro para que se ajustase el conjunto motorreductor con el acoplamiento y el piñón. Además, este tipo resulta idónea para trabajar con grandes cargas, es decir, para transmitir grandes pares, que es el caso del mecanismo de giro de la grúa.

Se ha realizado la selección a partir de la serie C, por ser la más adecuada en cuanto a dimensiones y pares que es capaz de transmitir. Este acoplamiento se compone de cuatro elementos: aro exterior, cubos, retenes y anillos elásticos. Es capaz de compensar desalineaciones de entre 1,5º a 3º.

El proceso de comprobación ha de realizarse en base al recomendado por el fabricante, que está descrito en el catálogo. Se debe determinar el par torsor que deberá transmitir el acoplamiento seleccionado en base a la fórmula 18. Además, se elige un factor de servicio en función del tipo de accionamiento en que vaya a utilizarse.

$$T_r = \frac{9550 * P_n * f_u}{n_2} \quad (18)$$

Donde:

- P_n: potencia nominal aportada por el motor eléctrico.
- n_2: velocidad de giro a la salida del reductor.
- f_u: factor de utilización (imagen 24).
- T_r: par torsor mínimo que debe soportar el acoplamiento.

A la hora de elegirlo, es necesario que el modelo seleccionado presente una capacidad equivalente o superior a la calculada. El factor de utilización se elige de la imagen 24.

		APLICACIONES	MÁQUINA MOTRIZ		
			Motores eléctricos, Turbinas	Motores hidráulicos Arrastre por engranajes	Mot. de explosión Mot. eléctricos con arranques frecuentes
MÁQUINA RECEPTORA	CARGAS UNIFORMES	Compresores eléctricos - Bombas y compresores centrífugos - Ventiladores centrífugos y de paletas; ventiladores axiales - Mandos auxiliares de máquinas - herramientas - Cintas transportadoras y cadenas con carga uniforme, escaleras mecánicas - Agitadores de líquidos homogéneos - Llenadoras de botellas.	0,8 hasta 1,25	1 hasta 1,5	1,25 hasta 1,75
	CHOQUES MODERADOS	Compresores de lóbulos (volumétricos) - Ventiladores para minería - Bombas de engranajes y de lóbulos rotativos - Compresores de paletas - Mandos principales de máquina - herramienta - Cintas transportadoras y de cadenas, con carga no uniforme - Transportadores de cangilones y de tornillos sin fin - Elevadores, grúas y cabrestantes - Tambores de arrollamiento de cables bobinadoras - Agitadores de líquidos no homogéneos - Hélices de barco - Molinos de pulpa.	1,25 hasta 1,5	1,5 hasta 1,75	1,75 hasta 2
	CHOQUES IMPORTANTES	Generadores para soldadura - Bombas y compresores de pistones - Máquinas de lavar - Dobladoras, cizallas, prensas de embutición, taladradoras - Descortezadoras (peladoras), calandras, prensas de papel, máquinas de cerámica, hornos para cemento - Molino para minerales y piedras, molinos para caucho - Laminadores - Líneas de alimentación - Trefiladoras, estiradoras y calandras - Material móvil.	1,5 hasta 2	1,75 hasta 2,25	2 hasta 2,5

Imagen 24: Factor de seguridad para selección de acoplamiento (Fuente: Catálogo Esco Drives)

El motorreductor que se acopla se considera que trabaja en servicio intermitente, por lo que tomaremos la columna de la tabla que se refiere a motores eléctricos con arranques frecuentes. Así mismo, las grúas están recogidas en la fila de choques moderados. Por tanto, el factor de utilización toma un valor de $f_u = 2$. Tomamos el valor mayor para estar del lado de la seguridad.

Valores de selección de acoplamiento flexible		
Potencia nominal del motor (kW)	P_n	0,75
Velocidad de giro (rpm)	n_2	1,72
Factor de utilización	f_u	2
Par torsor necesario (Nm)	T_r	8349,43

Tabla 9: Obtención de par necesario para selección de acoplamiento (Fuente propia)

En base a los datos obtenidos durante la selección, el modelo seleccionado será el tipo CST 110 M, cuyas características se muestran a continuación.

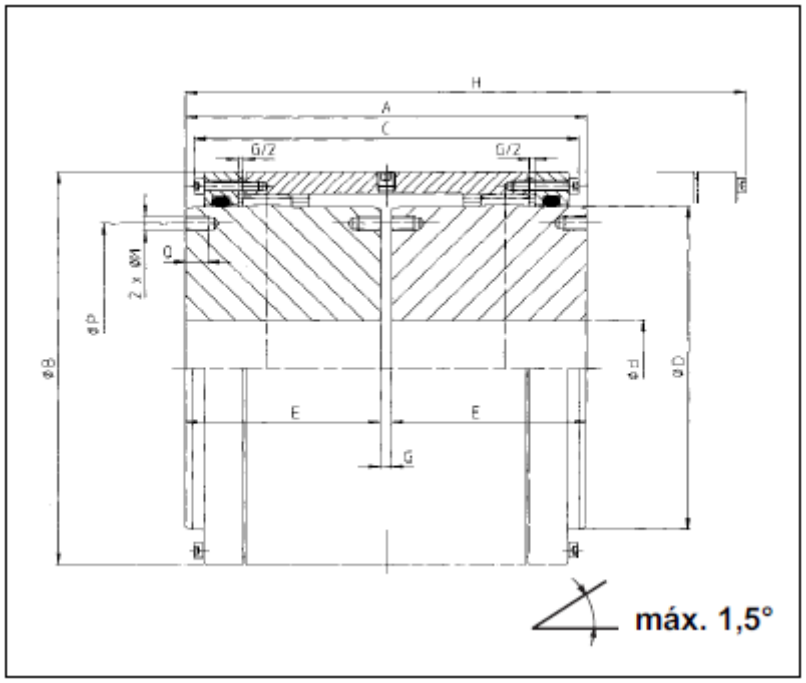


Imagen 25: Forma constructiva del acoplamiento (Fuente: Catálogo Esco Drives)

				Tipo CST						Tipo CST...M							
				30	40	55	65	80	100	110	130	155	175	195	215	240	275
d Ø nom. máx.		1	mm	32	42	57	70	85	100	110	130	155	175	195	215	240	275
Ø mín.				0	0	22	25	38	38	0	55	65	80	90	100	120	150
Ø máx.*				35	42	63	75	90	110	112	132	158	175	198	217	244	290
Nm 1 m Tn		2	Nm	550	1100	1970	3240	5600	8500	16000	22000	32000	45000	62000	84000	115000	174000
Tp				1100	2200	3940	6480	11200	17000	32000	44000	64000	90000	124000	168000	230000	348000
/min. máx.		3.1	rpm	5500	5100	4400	4000	3600	3400	3350	3100	2800	2700	2550	2450	2300	2150
		3.2		7750	7200	6200	5600	5100	4800	4700	4350	4000	3800	3600	3450	3300	3050
α α		—	grados	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75
		—	mm	0,1	0,14	0,14	0,19	0,22	0,23	0,7	0,9	1	1,1	1,2	1,4	1,5	1,7
J (WR²)		4	kgm²	0,002	0,004	0,010	0,022	0,052	0,122	0,159	0,340	0,735	1,25	2,19	3,49	5,33	10,9
		5	kg	2	3,4	6	9,1	15	29	35	51	81	111	153	207	262	398
		6	dm³	0,022	0,036	0,063	0,114	0,201	0,27	0,36	0,52	0,80	0,98	1,51	2,02	2,43	3,29
mm ±	A		mm	80	95	110	120	140	222	185	216	246	278	308	358	388	450
	B		mm	84	95	120	140	168	190	186	216	254	282	317	346	376	436
	C		mm	50	65	68	80	95	102	174	206	227	254	276	319	346	383
	D		mm	50,9	60,4	82,6	100	121	143	151	178	213	235	263	286	316	372
	E		mm	38,5	46	53,5	57	67	108	90	105	120	135	150	175	190	220
	G		mm	3	3	3	6	6	6	5	6	6	8	8	8	8	10
	H	10	mm	96	117	124	146	175	223	313	368	415	468	516	602	657	743
	J		mm	3	5	5	6	6	6	—	—	—	—	—	—	—	—
	K		mm	49	57	76	95	121	140	—	—	—	—	—	—	—	—
	M		mm	—	—	—	—	—	—	—	—	—	M12	M16	M16	M16	M20
	P		mm	—	—	—	—	—	—	—	—	—	205	226	250	276	330
	Q		mm	—	—	—	—	—	—	—	—	—	18	24	24	24	30

Imagen 26: Características principales del acoplamiento (Fuente: Catálogo Esco Drives)

Los diámetros mostrados en la imagen 26 fijan un intervalo de taladros posibles ofertados por el fabricante. Para nuestro caso, el agujero que contendrá al eje de salida del reductor deberá tener las dimensiones adecuadas al mismo. Por su parte, el eje que llevará el piñón tendrá el mismo diámetro.

A la hora de realizar el pedido de este componente, debemos especificar las dimensiones de las chavetas que vamos a colocar, en vistas a que el fabricante realice el mecanizado correspondiente.

4. Diseño del eje de transmisión

Se ha definido el conjunto motorreductor, que tiene un eje de salida que se conecta al acoplamiento flexible. Dicho acoplamiento lo une al árbol que transmite el movimiento al piñón de ataque, que debe engranar con la corona dentada del rodamiento de gran diámetro.

Este último eje debe estar diseñado de acuerdo con las condiciones de giro y par del engranaje que soportará, y la longitud necesaria para hacer que el mismo quede ajustado a la corona y pueda realizar eficientemente la transmisión. Por este motivo, el procedimiento de cálculo será basado en el libro escrito por Robert L. Norton, titulado Diseño de Máquinas. Aquí se plantea un método propuesto por la ASME que considera la combinación de esfuerzos de flexión variable y torsión para determinar el valor de un diámetro mínimo, teniendo en cuenta las posibles variaciones de la sección del eje y reducciones mediante un análisis de fatiga realizado sobre el mismo.

Para un mejor entendimiento de las cargas a las que se ve sometido el eje, se muestra un esquema de montaje del mecanismo de giro, y se representan las reacciones de los dientes de la corona dentada sobre el engranaje. Estas son las cargas que debe soportar el eje, que dan lugar a una flexión variable (el eje está girando) y un par torsor, que se determina según la potencia del motor.

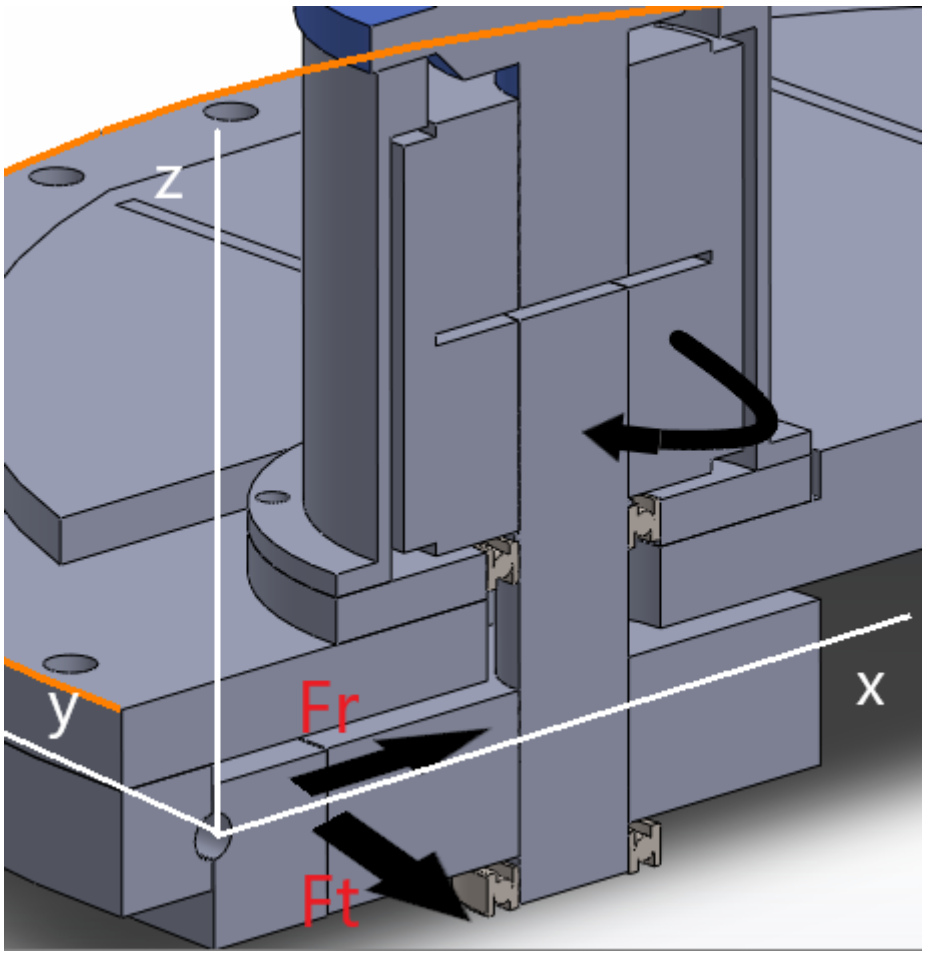


Imagen 27: Cargas aplicadas sobre el eje (Fuente propia)

Como es un engranaje recto, la fuerza que transmite el diente se descompone en una componente tangencial y otra radial. El valor de la primera se obtiene sabiendo el par torsor que transmite el eje; mientras que la segunda depende de la anterior y del ángulo de presión del piñón.

Por tanto, debemos conocer el par torsor real que proporciona el motor que hemos seleccionado si se quiere determinar el valor de las componentes en los dientes. Para ello, utilizando la ecuación 19 y sabiendo la potencia que proporciona el motor, y teniendo en cuenta las posibles pérdidas por el rendimiento dinámico del reductor, se obtiene el valor del momento torsor.

$$M_2 = \frac{P_n * 9550 * \eta_d}{n_2} \quad (19)$$

Las dimensiones del engranaje están definidas en el apartado de dimensionamiento del mismo. Es necesario conocerlas para conocer el valor de la carga tangencial.

$$F_t = \frac{M_2}{R_p} \quad (20)$$

$$F_r = F_t * tan\varphi \quad (21)$$

Momento torsor real (Nm)	M_2	3673,75
Radio primitivo del piñón de ataque (mm)	R_p	135
Componente tangencial de la fuerza (N)	F_t	27212,95
Ángulo de presión (º)	φ	20
Componente radial (N)	F_r	9904,70

Tabla 10: Valores de componentes de la fuerza ejercida por el diente (Fuente propia)

Conociendo el valor de las componentes, es necesario determinar el punto más desfavorable en cuanto a solicitaciones, es decir, el punto que tenga la combinación de flexión y torsión que provoque la aparición de una mayor tensión y, por tanto, posible rotura. Para ello, es preciso realizar un diagrama de momentos flectores sobre el eje.

4.1. Determinación de momentos flectores

En este diagrama, se considerará todo el eje como uno solo, es decir, para determinar las reacciones se desprecia el acoplamiento flexible y se toma como un único eje sólido. Esta consideración es adecuada debido a que, con la disposición de

rodamientos para sujetar el eje que se proponen, no aparece un momento flector muy grande en la zona del acoplamiento. En definitiva, se entiende que el acoplamiento deberá soportar este nivel de flexión, y tomamos toda la transmisión como un único eje hasta la salida del reductor. Se entiende como la aproximación más real, pues a la hora de seleccionar los rodamientos, las cargas que deberían soportar si solamente se tomara en cuenta el eje al que va sujeto el piñón serían mucho mayores. El rodamiento situado a la salida del reductor también soporta parte de estas cargas.

En esta línea, se pueden representar dos esquemas que muestren las dimensiones totales de este eje supuesto con la colocación de los rodamientos y las cargas. Las líneas discontinuas de las siguientes imágenes muestran la sección sobre la que se aplica la reacción correspondiente a cada rodamiento. Se toma una sujeción de este tipo justo a la salida del reductor. El esquema tridimensional antes mostrado del mecanismo de giro refleja la disposición de los dos rodamientos: antes y después del engranaje.

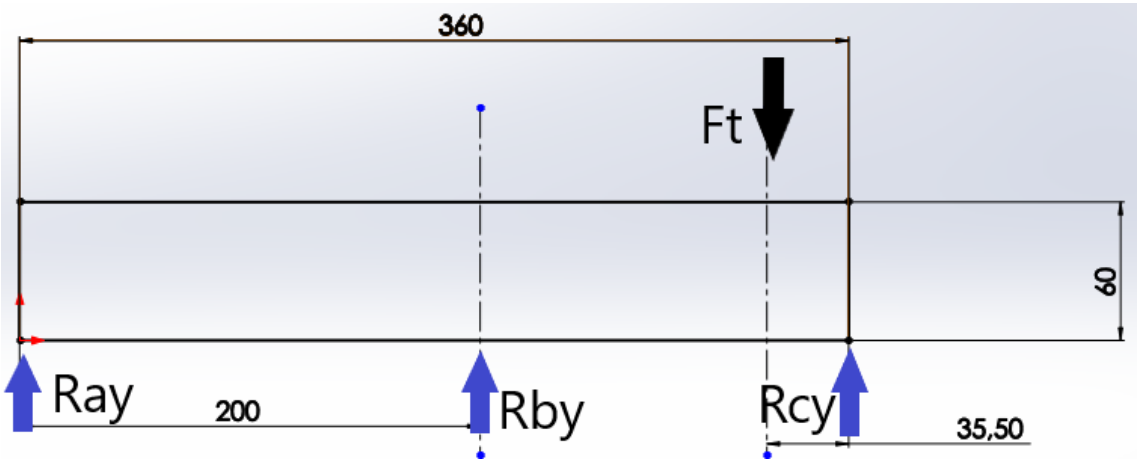


Imagen 28: Cargas en plano vertical (Fuente propia)

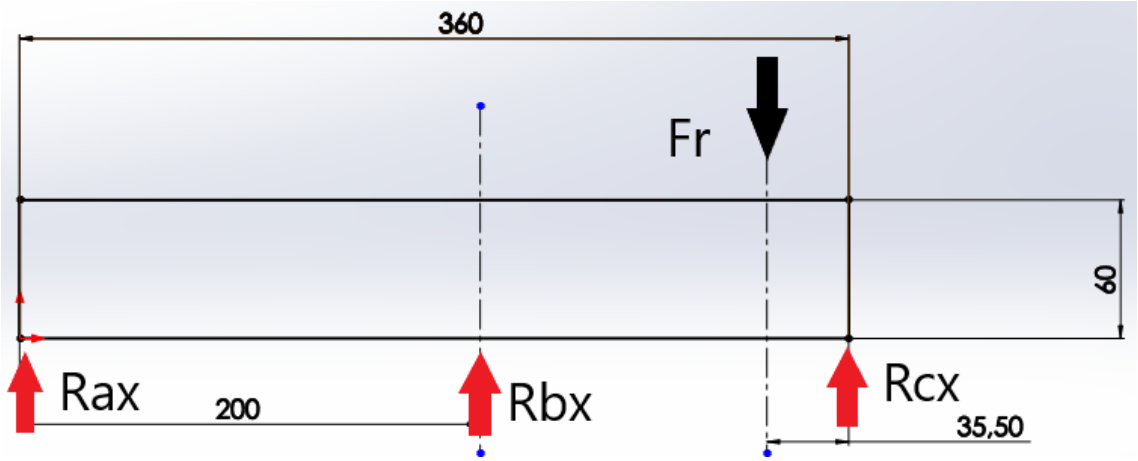


Imagen 29: Cargas en plano horizontal (Fuente propia)

Como se puede distinguir, se trata de un caso hiperestático de cargas, es decir, el número de incógnitas presentes supera el número de ecuaciones que se tienen para resolver el sistema. De esta forma, se ha optado por la utilización de una aplicación llamada XVIGAS, mediante el cual se obtienen los diagramas y valores de una viga cuando se introducen los diferentes soportes y cargas, y es capaz de calcularlos para un caso hiperestático. A continuación, se describe la utilización del programa hasta alcanzar los resultados referidos al eje que hemos supuesto.

4.1.1. Determinación de valores mediante XVIGAS

Para poder obtener los diagramas, es necesario introducir los datos que requiere el programa. En primer lugar, se debe dar la longitud y las características de la sección y el material del eje. Se toma un diámetro de 60 milímetros y se considera el módulo elástico medio de los aceros, que será 200 GPa. Con estos datos se obtiene también la inercia de la sección.

Imagen 30: Introducción de datos del elemento

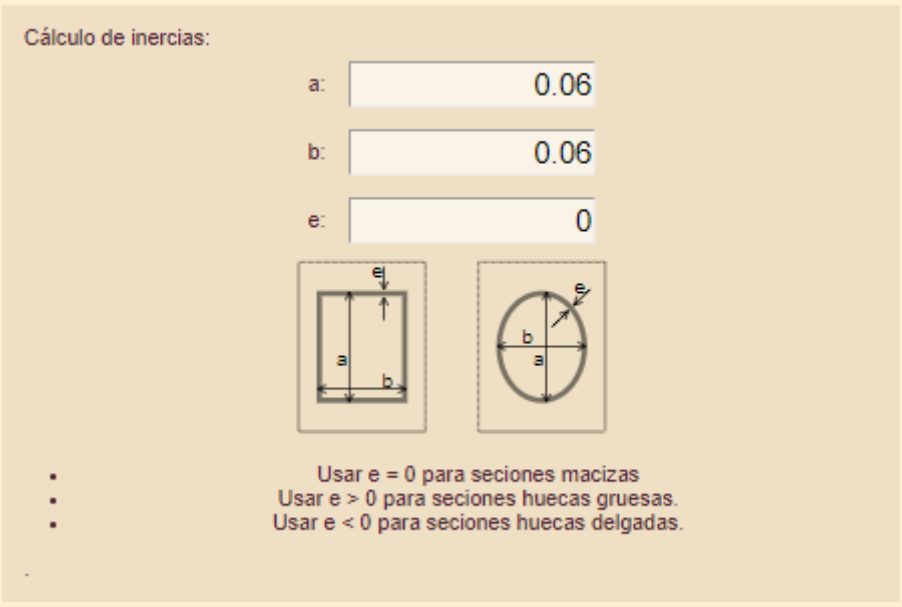


Imagen 31: Características de sección

El siguiente paso consiste en seleccionar el tipo de sujeciones a las que está sometido el eje. Se asimila, por tanto, al caso de una viga dispuesta sobre tres rodillos, colocados en las posiciones marcadas con líneas discontinuas en las imágenes 28 y 29. De esta forma, se limita el movimiento vertical en esos puntos.

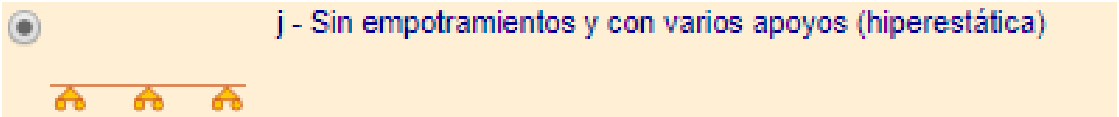


Imagen 32: Tipo de condiciones de contorno

Una vez se sabe el tipo de condiciones de contorno, es necesario definir las distancias y los valores de las cargas para que el programa pueda dar un resultado final. Como se puede distinguir en la imagen en perspectiva del mecanismo de giro, las componentes tangenciales actúan en el mismo plano, pero en distintas direcciones. Esto facilita la resolución del problema, pues se entiende que las distancias son las mismas, únicamente cambiando los valores de las magnitudes de las cargas.

Imagen 33: Posiciones de apoyos para el eje

Los valores de las cargas, por tanto, se muestran en imágenes diferentes, pues son los datos que varían a la hora de realizar el cálculo de los diagramas del eje.

Imagen 34: Componente tangencial y punto de aplicación

Imagen 35:Componente radial y distancia de aplicación

A continuación, se muestran los diagramas de momentos flectores y de esfuerzos cortantes correspondientes a cada uno de los dos planos que se consideran, que son en los que se manifiestan las cargas de los dientes el engranaje.

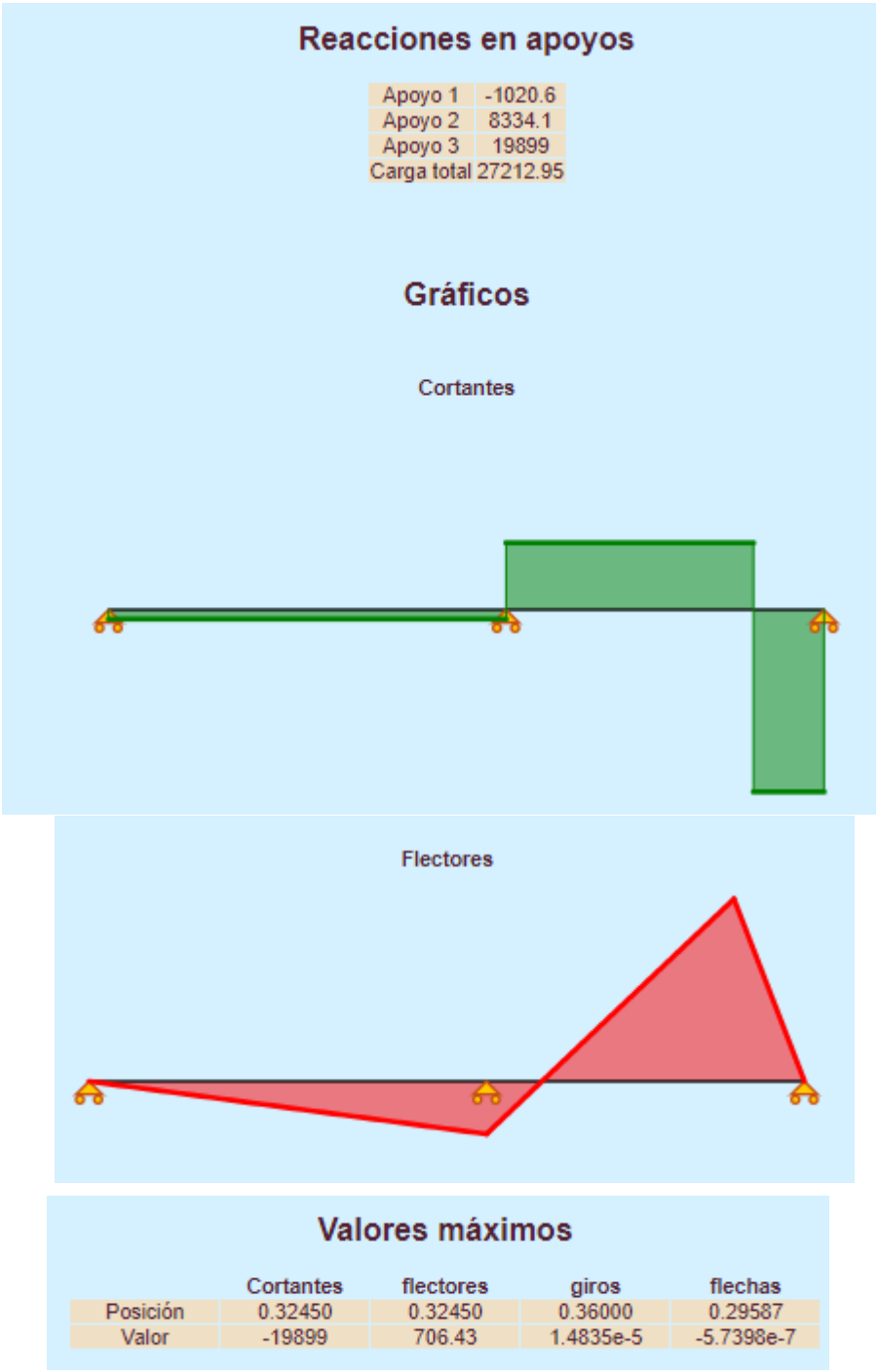


Imagen 36: Diagramas en el plano de la fuerza tangencial

De esta imagen se puede obtener el valor del momento flector máximo y las reacciones sobre los ejes en el plano en el que actúa la fuerza tangencial. Por otra parte, realizando el mismo procedimiento, se obtienen los correspondientes al plano en el que actúa la componente radial, y se muestran en la siguiente imagen.

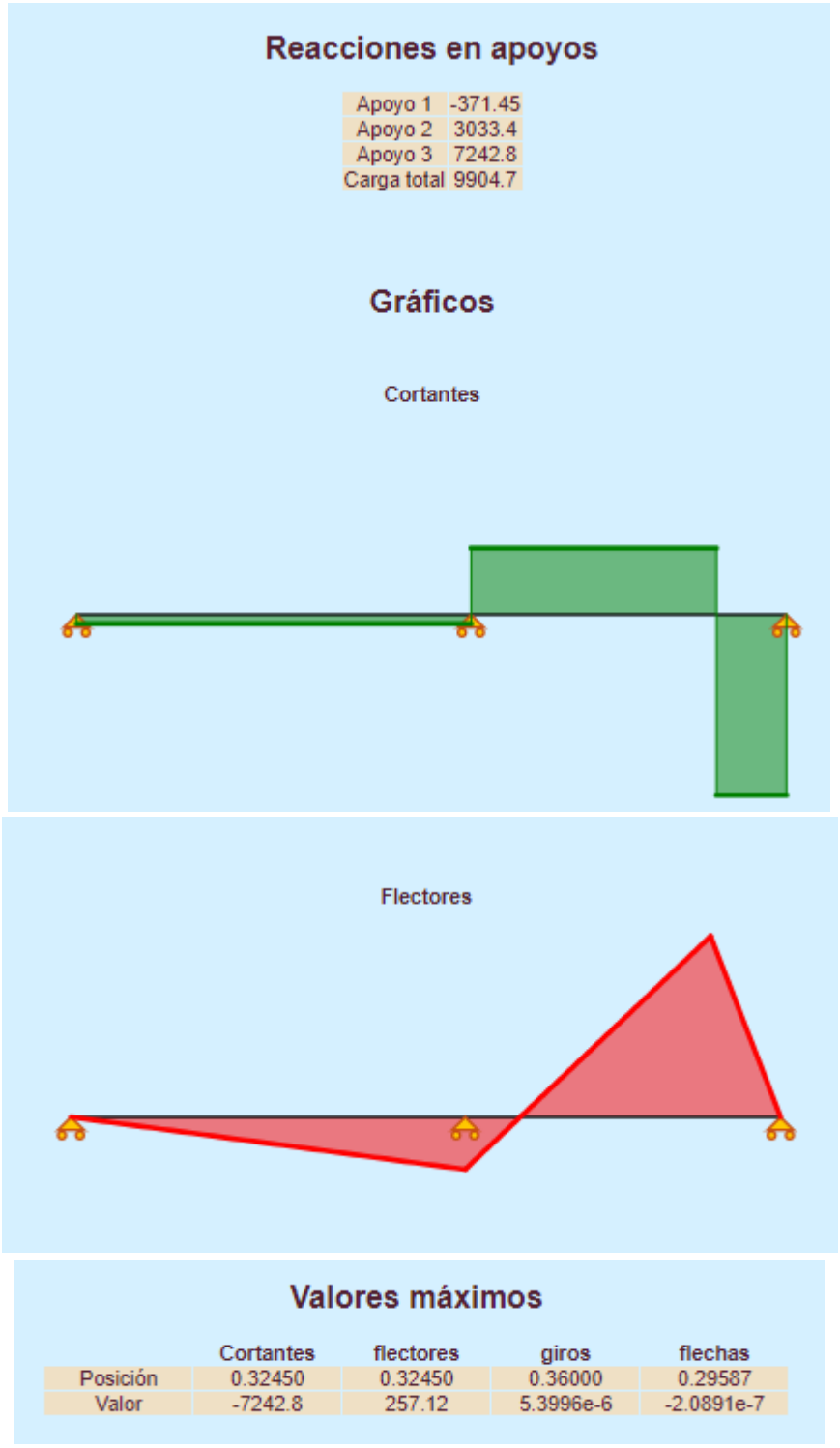


Imagen 37: Diagramas en el plano de la componente radial

Una vez realizamos el análisis del eje bajo las condiciones de carga que fija el régimen de operación de la grúa, debemos determinar el diámetro más adecuado para el mismo. Para ello, antes es necesario conocer el momento flector máximo resultante, que

se obtiene a partir de los máximos en ambos ejes, pues se puede distinguir en las imágenes anteriores que aparecen en el mismo punto. Esto es un resultado esperado pues las distancias de aplicación de la carga no cambian en ambos casos.

Momento flector debido a la componente tangencial (Nm)	M_{fFt}	703,43
Momento flector debido a la componente radial (Nm)	M_{fFr}	257,12
Momento flector máximo total (Nm)	M_{fmax}	748,95

Tabla 11: Obtención del momento flector máximo en el eje (Fuente propia)

4.2. Determinación del diámetro mínimo del eje

El método de diseño descrito en el libro antes mencionado emplea una fórmula que tiene en cuenta diversos factores de corrección para la resistencia a la fatiga teórica. De esta forma, se tienen en cuenta los posibles efectos desfavorables debidos a la carga, el tamaño del eje, el acabado superficial, la temperatura a la que se trabaje y la confiabilidad.

La resistencia teórica a la fatiga para los aceros puede estimarse como la mitad del valor de la tensión de rotura en régimen estático. Este valor se corrige mediante diversos factores de reducción, que dependen de diferentes efectos a considerar dependiendo de las condiciones de trabajo del elemento que se está diseñando.

$$S'_e = 0{,}5 * S_{ut} \quad (22)$$

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S'_e \quad (23)$$

4.2.1. Efectos de la carga

Las pruebas y los datos conocidos sobre los efectos de fatiga en los materiales deben ser modificados en vistas de justificar las diferencias físicas entre la muestra de

prueba y el elemento real que se está diseñando. De esta forma, para casos de flexión y torsión debe tomarse un valor del factor de reducción debido a los efectos de la carga igual a la unidad.

$$C_{carga} = 1$$

4.2.2. Efectos del tamaño

Las muestras que se toman para la realización de los ensayos son pequeñas. Para poder considerar el hecho de que las piezas más grandes fallan con menores esfuerzos, es necesario aplicar un factor de tamaño de reducción de resistencia. Este hecho se debe a que hay una probabilidad más alta de que se presente un defecto en el volumen más grande sometido al esfuerzo.

Dependiendo de las dimensiones, este factor toma un determinado valor. Para el caso en que el diámetro del eje supere los 8 milímetros y no supera los 250, existe una expresión que permite hallar el factor.

$$C_{tamaño} = 0{,}869d^{-0{,}097} \quad (24)$$

4.2.3. Efectos de la superficie

Las muestras que se someten a los ensayos suelen tener un acabado superficial de gran calidad. En muchas ocasiones, no es práctico plantear un acabado de este estilo. La resistencia a la fatiga puede verse afectada por esto, pues los acabados más rugosos introducen concentraciones de esfuerzos y pueden alterar las propiedades físicas de la capa superficial.

El factor de superficie se aplica con el objetivo de contemplar estos posibles efectos en el diseño real que se esté planteando. Éste se obtiene de una gráfica proporcionada en el libro, conociendo el método con el que se ha fabricado la pieza y la resistencia a la tensión S_{ut}.

4.2.4. Efectos de la temperatura

Las pruebas de fatiga suelen hacerse a temperatura ambiente. A bajas temperaturas, los materiales se fragilizan. Por este motivo, existe un factor de reducción de la resistencia del material que se obtiene según la temperatura de operación del elemento que se esté diseñando. Para nuestro caso, el eje trabajará a temperatura muy cercana a la temperatura ambiente.

$$C_{temp} = 1$$

4.2.5. Confiabilidad

Muchos de los valores dados de resistencia sobre distintos materiales son simplemente valores medios, pues, en diversos casos, existe una gran dispersión de los valores de un mismo material bajo las mismas condiciones de trabajo. Existe una tabla que refleja los valores de confiabilidad de una desviación estándar del 8% de los valores promedios. Se puede observar que, a menor confiabilidad, se tiene un coeficiente de reducción por confiabilidad más cercano a la unidad. Esto significa que cuanto más alto sea el valor del factor, menos confiabilidad tendrá el resultado obtenido de elegir un valor promedio para la resistencia.

Tabla 4-4
Factores de confiabilidad para $S_d = 0.08\ \mu$

% de confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Imagen 38: Tabla de factor de confiabilidad (Fuente:

4.2.6. Sensibilidad a la muesca

Se entiende muesca como cualquier contorno geométrico que afecta al flujo de fuerza a través de la pieza. Será un orificio o cambio en la sección transversal del elemento. En estas zonas aparecen concentraciones de esfuerzos que deben tenerse en cuenta a la hora de realizar el diseño. Para ello también se emplean unos factores de concentración que aparecen con la intención de modificar el esfuerzo que es capaz de aguantar el elemento.

- K_f: factor de concentración de esfuerzo por fatiga.
- K_{fs}: factor de concentración de esfuerzo por fatiga para esfuerzo cortante.

El eje que se está diseñando mantiene la misma sección durante toda su longitud. De esta forma, los factores de concentración de esfuerzo no se tendrán en consideración, es decir, se tomarán con un valor igual a la unidad.

4.2.7. Cálculo del diámetro

El estándar ANSI/ASME para diseño de ejes con el código B106.1M-1985, propone una serie de deducciones que concluyen en una expresión para determinar el diámetro mínimo del eje.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Imagen 39: Determinación del diámetro mínimo (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.)

Donde:

- N_f: factor de seguridad.

- M_a: momento flector sobre la sección considerada.
- $S_f = S_e$
- T_m: momento torsor en la sección considerada.
- S_y: límite elástico del material.

El material seleccionado para el eje será un acero laminado en caliente y normalizado F-1272, que presenta unos valores de resistencia altos, adecuados para un eje con exigencias de cargas y momentos elevados.

Material		Acero F-1272
Resistencia a la rotura		
MPa	S_{ut}	980
psi		142137
Límite elástico		
MPa	S_y	784
psi		113710

Tabla 12: Características del material seleccionado para el eje (Fuente propia)

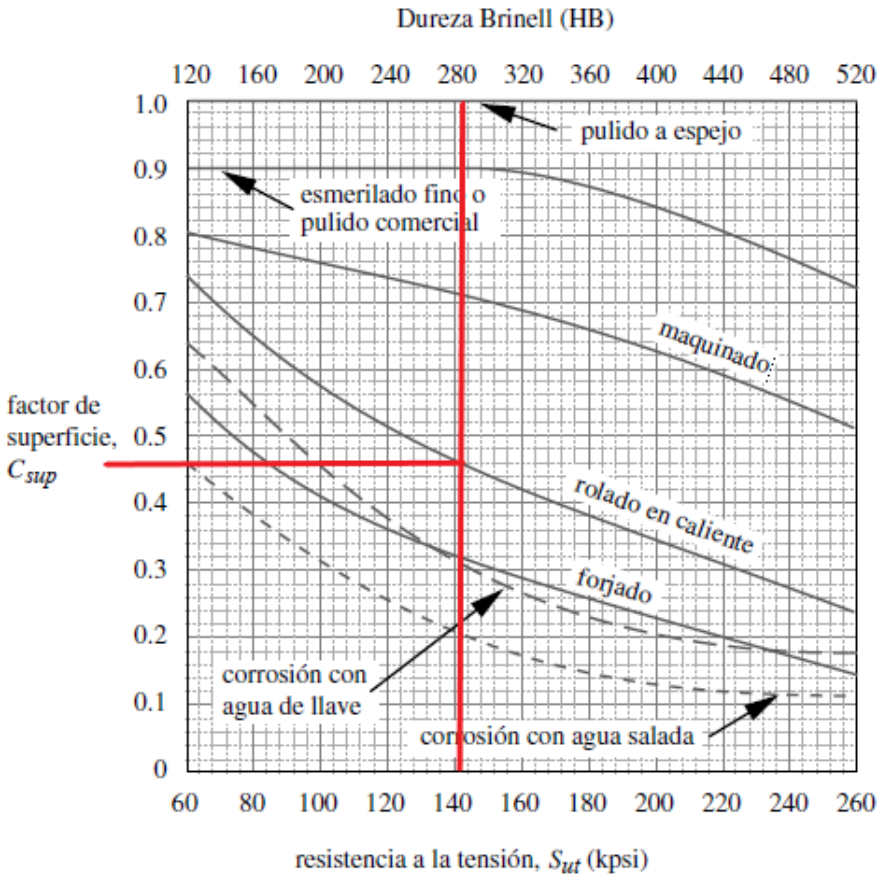


Imagen 40: Selección de Csup (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.)

Momento flector (Nm) (lb in)	M_a	748,95 6629
Momento torsor (Nm) (lb in)	T_m	3673,75 32518
Límite de rotura (ksi)	S_{ut}	142137
Límite elástico (ksi)	S_y	113710
Límite de fatiga teórico (ksi)	S'_e	71068,5
Efecto de la carga	C_{carga}	1
Efecto del tamaño	$C_{tamaño}$	0,80
Efecto del acabado superficial	C_{sup}	0,46
Efecto de la temperatura	C_{temp}	1
Confiabilidad	C_{conf}	1
Límite de fatiga corregido (ksi)	S_e	26129,80
Factor de seguridad	N_f	2
Diámetro del eje (mm) (in)	d	49,10 1,93

Tabla 13: Valor del diámetro mínimo del eje (Fuente propia)

Como se puede distinguir en la tabla 13, el valor del diámetro mínimo requerido según el estándar B106.1M-1985 resulta ser menor al planteado inicialmente para el diseño, que será de 60 milímetros. Por este motivo, las dimensiones finales del eje serán las que se muestran en la siguiente imagen.

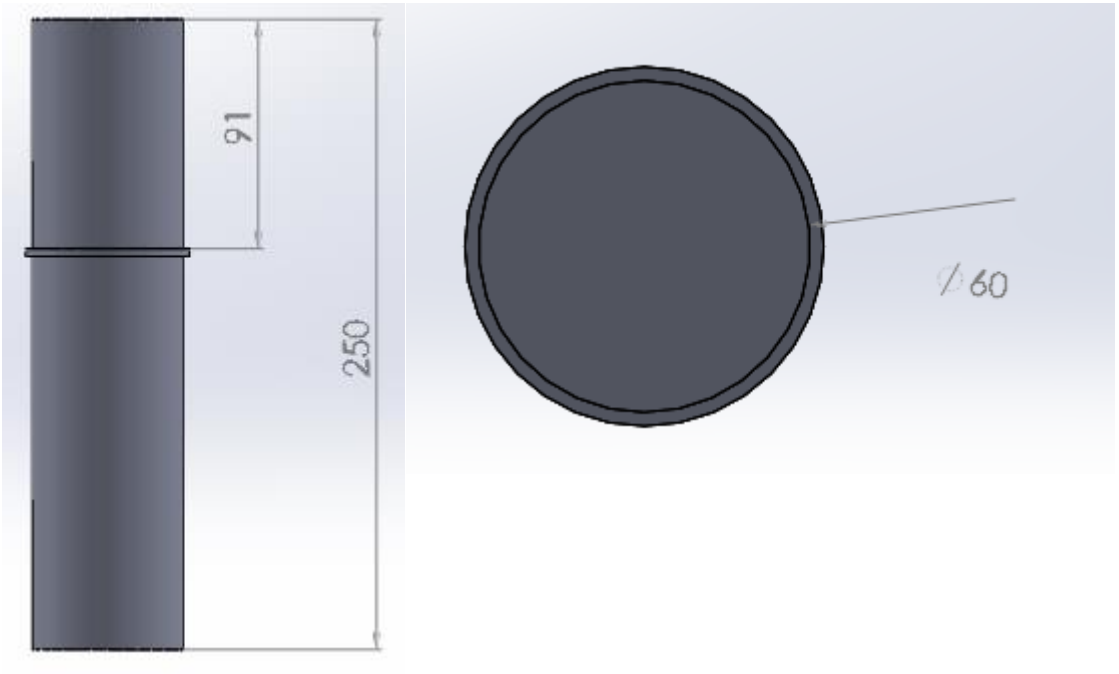


Imagen 41: Dimensiones finales del eje de transmisión (Fuente propia)

4.3. Elección de los rodamientos

Debido a la gran carga que va a soportar el eje, es necesario realizar una fijación del mismo en dos puntos, que están representados en los esquemas de dimensiones mostrados en el apartado anterior. Las sujeciones se llevan a cabo mediante rodamientos. Estos elementos permiten el movimiento relativo entre dos superficies; en este caso, movimiento giratorio del eje con respecto a la placa para fijar el rodamiento, que estará quieta junto con el resto de la estructura.

La placa que se utiliza para fijar el rodamiento está descrita en la memoria, y se coloca con el objetivo de facilitar el mantenimiento del rodamiento en caso de rotura. Se coloca el elemento en una chapa que pueda retirarse con relativa facilidad para ser sustituido. De esta forma, al colocar los rodamientos por ajuste, el diámetro exterior del mismo será el que condicione el del agujero de la placa, con unos niveles de tolerancias que dependerán del tipo de ajuste que se requiera.

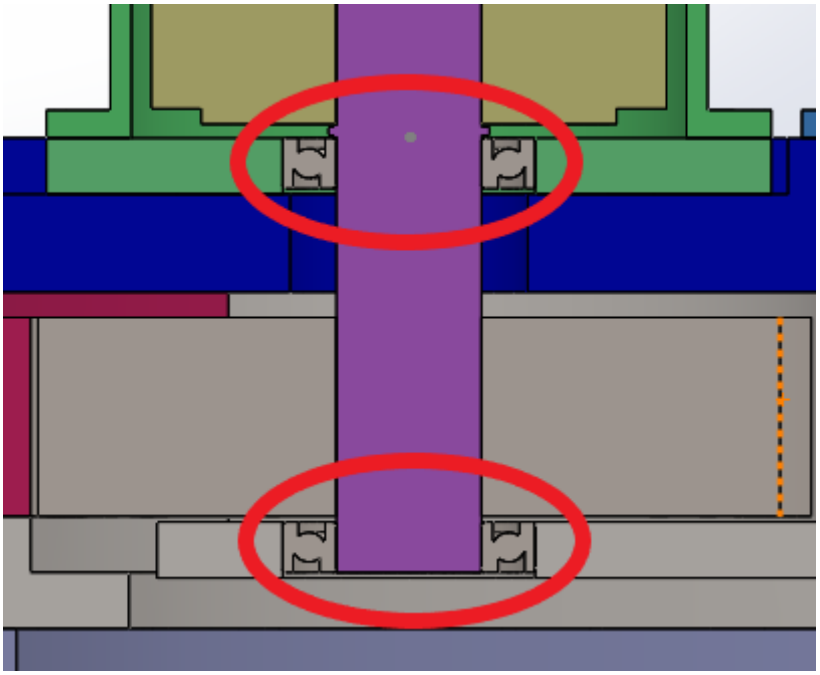


Imagen 42: Disposición de los rodamientos en el eje (Fuente propia)

Se empleará el mismo rodamiento para ambas sujeciones. Para realizar la elección, es necesario conocer las cargas radiales que aguantarán cada uno. Para esto, se utilizan los valores de las reacciones obtenidos a partir de la aplicación XVIGAS.

Los rodamientos se eligen del catálogo de SKF. Se trata de un fabricante especializado en este tipo de elementos, que ofrece una gama muy amplia de diferentes tipos. Se especifica el procedimiento para realizar la elección.

4.3.1. Capacidad de carga estática

Los rodamientos se seleccionan normalmente atendiendo a un valor de vida útil, que se determina a partir de una determinada capacidad de carga dinámica definida que se obtiene según las condiciones de operación, como el régimen de giro, tiempo de funcionamiento, entre otras. Para nuestro caso, el fabricante realiza una distinción de selección a partir de la capacidad de carga estática básica C_0. Esta variable define la carga máxima que el rodamiento puede soportar sin que se produzca una deformación permanente de los elementos rodantes ni en los caminos de rodadura.

Este efecto puede aparecer cuando el elemento es sometido a cargas radiales elevadas y se mantiene una velocidad de giro baja (se define un tope de 10 revoluciones

por minuto). Las deformaciones permanentes suelen acarrear problemas sobre el rodamiento, como un incremento de las vibraciones o ruido, aumento de la fricción, entre otros. Por tanto, al encontrarnos ante un caso de régimen bajo, debemos elegir el rodamiento en base a dicha carga máxima admisible.

4.3.2. Cargas en los rodamientos

Se considera que el eje trabaja únicamente bajo cargas radiales, por tanto, los rodamientos se eligen en base a estas cargas. Se define una relación entre la capacidad de carga estática básica y la real (carga radial). Dependiendo del tipo de funcionamiento, del tipo de rodamiento y los requisitos de rendimiento que se impongan, dicha relación deberá ser mayor al valor resultante de estas tres condiciones.

Valores orientativos para el factor de seguridad estática s_0

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios Requisitos de rendimiento (p. ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones)						Rodamientos fijos	
	sin importancia		normal		sup.			
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas [3]	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula, se recomienda utilizar $s_0 \geq 4$.

Imagen 43: Valores de factor de seguridad estática (Fuente: Catálogo SKF)

Así, tras seleccionar el valor de la relación (s_0), se realiza el cociente entre la capacidad de carga estática básica y la real, de forma que el resultado sea mayor al reflejado en la tabla.

$$\frac{C_0}{P_0} \geq s_0 \qquad (25)$$

Donde:

- C_0 es la capacidad de carga estática básica (kN).
- P_0 es la carga radial real que debe soportar el rodamiento (kN).
- s_0 es el valor del factor de seguridad estática.

En este sentido, se tiene un valor para cada apoyo en cada plano. Debe seleccionarse el valor máximo en cada plano, de forma que se elija el rodamiento para la peor situación (viene dada por F_t). Así, también se escogerá dentro del plano con los resultados más desfavorables, el valor máximo, en vistas de seleccionar un único tipo de rodamiento que valga para los dos apoyos.

Carga radial máxima		
N	P_0	19899
kN		19,9

Tabla 14: Carga radial máxima sobre el rodamiento (Fuente propia)

4.3.3. Determinación del tipo

Conociendo el valor de la carga máxima que debe soportar y las dimensiones del eje al que estará acoplado, se debe hacer uso de las tablas proporcionadas en el catálogo para definir finalmente el tipo y el modelo de rodamiento. Para realizar la comprobación de la capacidad de carga estática básica, debemos conocer el valor del factor de seguridad.

Valores orientativos para el factor de seguridad estática s_0

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios (Requisitos de rendimiento (p. ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones)						Rodamientos fijos	
	sin importancia		normal		sup.			
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas[1]	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

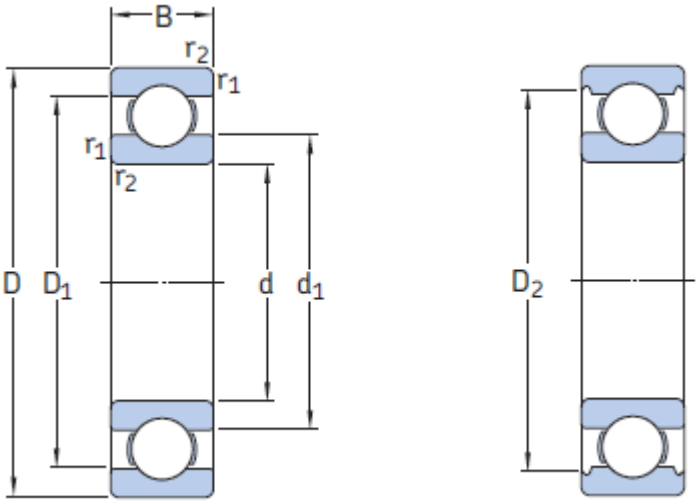
Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula, se recomienda utilizar $s_0 \geq 4$.

Imagen 44: Selección del factor de seguridad (Fuente propia)

Se consigue el valor suponiendo parámetros de funcionamiento estándares, considerando un rodamiento de bolas (que será el que elegiremos) y seleccionando rodamientos giratorios, pues en nuestro caso estará en movimiento.

$$S_0 = 1$$

A partir del diámetro del eje requerido, se selecciona un rodamiento que cumpla con la dimensión requerida. Una vez elegido, se comprueba su capacidad de carga estática.



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
			dinámica	estática		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
d	D	B	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–
60	78	10	11,9	11,4	0,49	17 000	11 000	0,11	61812
	85	13	16,5	14,3	0,6	16 000	10 000	0,2	61912
	95	11	20,8	15	0,735	15 000	9 500	0,29	* 16012
	95	18	30,7	23,2	0,98	15 000	9 500	0,41	* 6012
	110	22	55,3	36	1,53	13 000	8 000	0,78	* 6212
	130	31	85,2	52	2,2	11 000	7 000	1,7	* 6312
	150	35	108	69,5	2,9	10 000	6 300	2,85	6412

Imagen 45: Selección del rodamiento de bolas (Fuente: Catálogo SKF)

En la imagen anterior se distinguen los valores característicos para el rodamiento seleccionado. A continuación, debe verificarse la capacidad de carga estática mediante el factor de seguridad.

Capacidad de carga estática básica (kN)	C_0	23,2
Carga radial máxima (kN)	P_0	19,9
Factor de seguridad estático	s_0	1
Relación entre capacidad estática y carga real	C_0/P_0	1,17
Comprobación	$C_0/P_0>s_0$	1,17>1

Tabla 15: Comprobación de capacidad de carga estática (Fuente propia)

Conociendo que las verificaciones numéricas son satisfactorias, esto es, el rodamiento es adecuado para el diámetro del eje y no sufrirá deformaciones permanentes, se define el rodamiento seleccionado. Se colocará uno en la placa situada debajo de la camisa, y otro justo debajo del piñón de giro, que se debe sujetar con una carcasa de protección del engrane que a su vez irá atornillada a la placa de unión.

Serán, por tanto, dos rodamientos rígidos de una hilera de bolas SKF Explorer 6012, con las dimensiones especificadas en la tabla de la imagen 45.

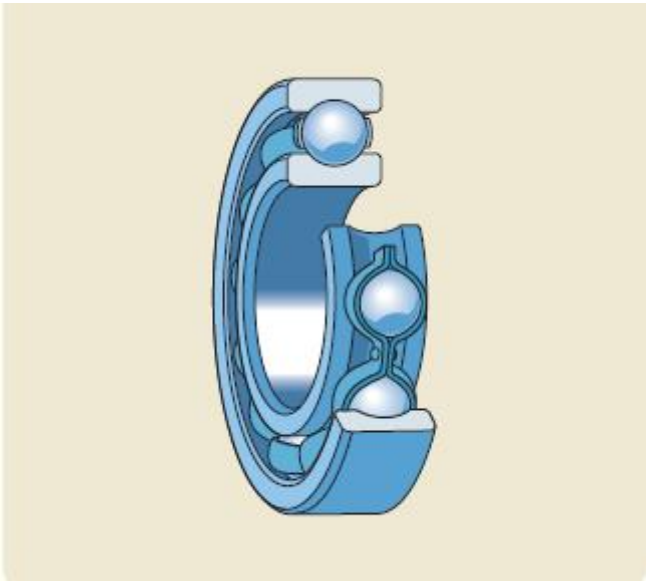


Imagen 46: Rodamiento de bolas (Fuente: Catálogo SKF)

5. Diseño del piñón

El elemento encargado de transmitir el par a la corona dentada es el piñón situado en el eje dimensionado en el apartado anterior. Los valores de las componentes de la fuerza que aplica el diente son las conocidas como F_t y F_r. Sus valores se han determinado conociendo el par que transmite el motor eléctrico del mecanismo de giro. Para un correcto dimensionamiento del componente se hace uso del libro Diseño de máquinas, de Robert L. Norton.

Las dimensiones del mismo se plantean de forma que el engranaje sea adecuado para la transmisión a la corona. De esta forma, la condición principal es que presente el mismo módulo que la corona dentada y, según el número de dientes definidos para conseguir la relación de transmisión que permita la velocidad de giro deseada, se determinan el resto de características geométricas del mismo.

En este sentido, mediante las ecuaciones de los engranajes rectos, se pueden obtener las dimensiones del piñón conociendo su módulo y diámetro de paso o número de dientes. Las comprobaciones para definir el material se realizan con estas dimensiones. Se comprueban los esfuerzos de flexión y superficiales en el diente.

5.1. Dimensiones del piñón

Existen una serie de parámetros que se utilizan para definir un engranaje. Estos se obtienen a través de unas condiciones iniciales de funcionamiento. Para nuestro caso, debemos fijar un módulo, número de dientes y ángulo de presión.

En primer lugar, el módulo viene determinado por el de la corona a la que se acopla, pues es necesario que, en un par de engranajes, ambos tengan el mismo valor de módulo para que pueda efectuarse la transmisión. También se fija el ancho de cara igual al de la corona.

A partir de estos valores, se puede determinar el resto de parámetros. Es necesario conocer las relaciones entre ellos para un engranaje recto.

$$m = \frac{D_p}{z} \quad (26)$$

$$P_d = \frac{z}{D_p} \quad (27)$$

Donde:

- m es el módulo.
- D_p corresponde al diámetro primitivo del engrane.
- z será el número de dientes del mismo.
- P_d es el paso diametral.

Módulo (mm)	m	10
Número de dientes	z_2	27
Ángulo de presión (º)	φ	20
Ancho de cara (mm)	B	71
Diámetro primitivo (mm)	D_p	270
Paso diametral (mm^{-1})	P_d	0,1

Tabla 16: Dimensiones principales del piñón (Fuente propia)

5.2. Esfuerzos de flexión

Los dientes del engranaje son los encargados de transmitir la fuerza a la corona. Ésta fuerza está aplicada a una cierta distancia de la base, lo que provoca que aparezca una zona de los mismos con la tensión más desfavorable. Esta zona estará ubicada en la base, pues el diente se comporta como una viga en voladizo con una carga aplicada.

La ecuación de Lewis sirve de base para la AGMA para definir una expresión que determine el valor de esta tensión en la base del diente. Se emplean una serie de factores adicionales que dependerán del diseño del engranaje. Esta ecuación viene definida en el estándar 2001-B88.

$$\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ}\frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B \quad (28)$$

Donde:

- W_t es la componente tangencial de la fuerza que transmite el diente.
- F es el ancho de cara del piñón.
- σ_b es el valor de la tensión debida a la flexión en la base del diente.

El resto de variables son los factores definidos por la AGMA para modificar el valor de la tensión en función de las características del engrane que se está estudiando.

5.2.1. Factor geométrico J de resistencia a la flexión

Estos valores se pueden obtener mediante expresiones o tablas, que varían según el ángulo de presión y el número de dientes del engrane.

Dientes en el engrane	Dientes en el piñón															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0.24	0.24								
26	U	U	U	U	U	U	0.24	0.25	0.25	0.25						
35	U	U	U	U	U	U	0.24	0.26	0.25	0.26	0.26	0.26				
55	U	U	U	U	U	U	0.24	0.28	0.25	0.28	0.26	0.28	0.28	0.28		
135	U	U	U	U	U	U	0.24	0.29	0.25	0.29	0.26	0.29	0.28	0.29	0.29	0.29

Imagen 47: Factores geométricos J (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.)

5.2.2. Factor dinámico Kv

Este factor se emplea con el objetivo de reflejar el efecto de las cargas vibratorias internas que se generan por el impacto entre dientes. Estas cargas son conocidas como error de transmisión, y serán mayores cuanto menor sea la calidad del engrane. Por tanto, la elección del factor dependerá de la calidad y la velocidad de operación del engranaje.

Existe una gráfica que relaciona ambas variables, y de la que puede obtenerse un valor aproximado de este coeficiente.

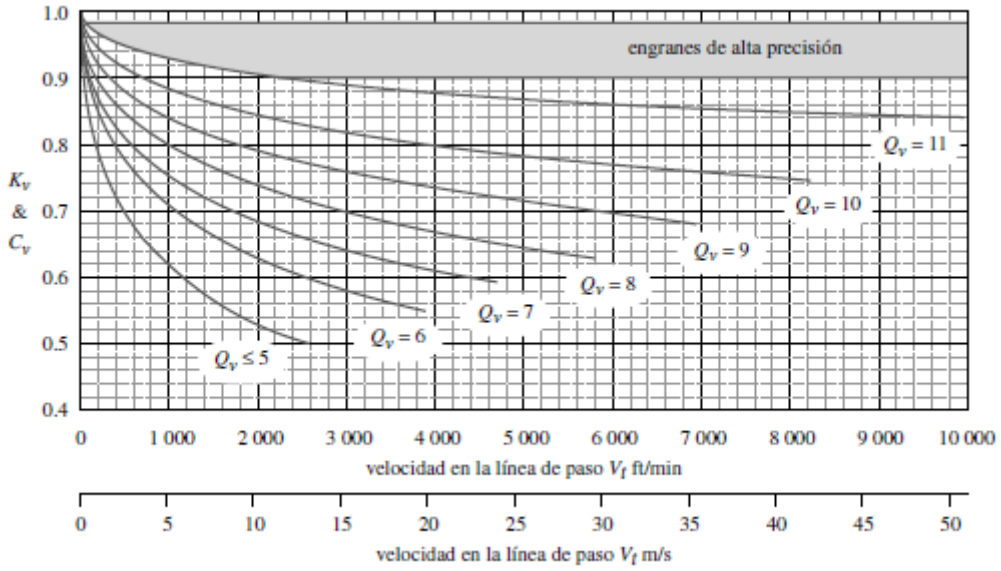


Imagen 48: Gráfica del factor dinámico (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.)

En esta gráfica se tiene el valor de la velocidad de la línea de paso (velocidad tangencial en el diámetro primitivo del engrane) y las curvas relativas a el número de calidad. Para nuestro caso, al tratarse de un régimen de giro tan bajo, este factor puede tomarse como 1.

5.2.3. Factor de distribución de carga Km

Cuando se produce alguna desalineación o desviación axial en la forma del diente, se producen desigualdades en la distribución de la componente tangencial de la fuerza. Este problema aumenta a medida que se tiene un ancho de cara mayor. Por este motivo, se utiliza el factor de distribución de carga, pues este intenta tener en consideración la posible mala distribución de la carga. El valor se obtiene de una tabla según el ancho de cara del engrane considerado.

Ancho de cara In	(mm)	K_m
<2	(50)	1.6
6	(150)	1.7
9	(250)	1.8
≥20	(500)	2.0

Imagen 49: Tabla de factor Km (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.)

5.2.4. Factor de choque Ka

La carga a la que está sometida el diente puede verse incrementada con la presencia de torques que varían con el tiempo, esto es, dinámicos. A la hora de analizar la posibilidad de la presencia de este tipo de cargas, se realiza una estimación mediante este factor, que mide el grado de choque de la maquinaria que estará conectada al sistema de engranajes.

	Máquina impulsada		
Máquina impulsora	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

Imagen 50: Tabla de selección del factor de choque Ka (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.)

5.2.5. Factor de tamaño Ks

Este factor se utiliza para tomar en consideración el efecto del tamaño en los resultados obtenidos al realizar las pruebas de resistencia a la fatiga. Muchos de estos

datos disponibles para engranes se obtuvieron de ensayos con engranajes reales, por lo que puede estimarse como 1.

5.2.6. Factor de espesor del aro Kb

El factor de espesor se tiene en cuenta en engranes con diámetros grandes, hechos con un aro y brazos radiales. Existe una relación denominada relación de respaldo que ayuda a determinar si es necesario considerar los efectos desfavorables que conlleva este tipo de diseño, como el fallo con fractura radial en el aro, en lugar de en la raíz del diente. Para nuestro caso, se toma como 1, pues el engranaje de diseño será un disco sólido.

5.3. Esfuerzos superficiales

Para un correcto dimensionamiento, es necesario tener en cuenta el efecto producido por el deslizamiento en el punto de contacto de los dientes, pues se conoce que existe una combinación de rodamiento y deslizamiento cuando se acoplan dos engranes. Se plantea, así, una ecuación que ayuda a determinar la resistencia contra el picado.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{FId} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f} \quad (29)$$

Donde:

- C_a, C_m, C_v y C_s son los factores anteriormente definidos como K_a, K_m, K_v y K_s.
- d es el diámetro de paso del más pequeño de los engranajes acoplados.

5.3.1. Factor geométrico superficial I

Aquí se toman en consideración los radios de curvatura de los dientes del engrane y su ángulo de presión.

$$I = \frac{\cos\phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right) d_p}$$

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1 + x_p}{p_d}\right)^2 - \left(r_p \cos\phi\right)^2} - \frac{\pi}{p_d}\cos\phi$$

$$\rho_g = C \operatorname{sen}\phi \mp \rho_p$$

Imagen 51: Ecuaciones para determinar los valores (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.)

Donde:

- ρ_g y ρ_g son los radios de curvatura de los dientes de la corona dentada y del piñón, respectivamente.
- C es la distancia entre centros de los engranes.
- r_p y d_p son el radio y diámetro primitivo, respectivamente.
- x_p es el coeficiente de adendado del piñón.

Deberá tomarse el signo situado debajo en las expresiones, pues se trata de un caso de engranajes internos. Se tendrán dientes estándares de profundidad completa, por lo que debe considerarse $x_p = 0$.

5.3.2. Coeficiente elástico Cp

Toma en cuenta las diferencias de los materiales de los dientes, utilizando los módulos elásticos y las razones de Poisson respectivas. También puede elegirse de una tabla.

Material del piñón	E_p psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Imagen 52: Tabla de determinación de Cp (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.)

5.3.3. Factor de acabado superficial Cf

Se emplea con el objetivo de considerar acabados inusualmente ásperos en las superficies de los dientes del engrane. No se han establecido aún estándares para estos factores. Por tanto, se recomiendo que se tome como 1 para engranajes fabricados con métodos convencionales.

5.4. Dimensionamiento final del piñón

Utilizando todas las consideraciones descritas anteriormente, esto es, empleando las expresiones para los esfuerzos de flexión y superficiales, se llega a unos valores de tensión en el pie del diente. Mediante estos valores se busca un material que sea capaz de soportar el nivel de tensión requerido. Teniendo el material y las dimensiones principales del engrane, se da por finalizado el proceso de dimensionamiento.

5.4.1. Cálculo de esfuerzos de flexión

El primer paso en la determinación del esfuerzo debido a la flexión en el pie del diente consiste en la elección de los factores según las características constructivas y de operación del piñón.

Factor geométrico J:

Conociendo el número de dientes de la corona y del piñón, se busca en la tabla de la imagen 53 el valor correspondiente para el factor geométrico.

Dientes en el engrane	Dientes en el piñón															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0.24	0.24								
26	U	U	U	U	U	U	0.24	0.25	0.25	0.25						
35	U	U	U	U	U	U	0.24	0.26	0.25	0.26	0.26	0.26				
55	U	U	U	U	U	U	0.24	0.28	0.25	0.28	0.26	0.28	0.28	0.28		
135	U	U	U	U	U	U	0.24	0.29	0.25	0.29	0.26	0.29	0.28	0.29	0.29	0.29

Imagen 53: Determinación del factor geométrico (Fuente propia)

El número exacto de dientes no aparece como referencia para la elección, pero se puede distinguir que la variación en los intervalos es muy pequeña. Por este motivo, se realiza una estimación al valor más cercano.

$$J = 0{,}25$$

Factor dinámico Kv:

La calidad para engranajes fabricados con métodos convencionales se estima entre 5 y 7. Para nuestro caso, este valor es de muy poca relevancia, pues se tiene una velocidad en la línea de paso (v_t) muy baja. Para obtener su valor, es necesario utilizar el radio primitivo del engranaje y su régimen de giro.

$$v_t = n\frac{D_p}{2}\frac{2\pi}{60} = w\frac{D_p}{2} \quad (30)$$

Régimen de giro		
rpm	n_2	1,72
rad/s	w_2	0,18
Diámetro primitivo (mm)	D_p	270
Velocidad de la línea de paso (m/s)	v_t	0,024

Tabla 17: Determinación de velocidad de línea de paso del engrane (Fuente propia)

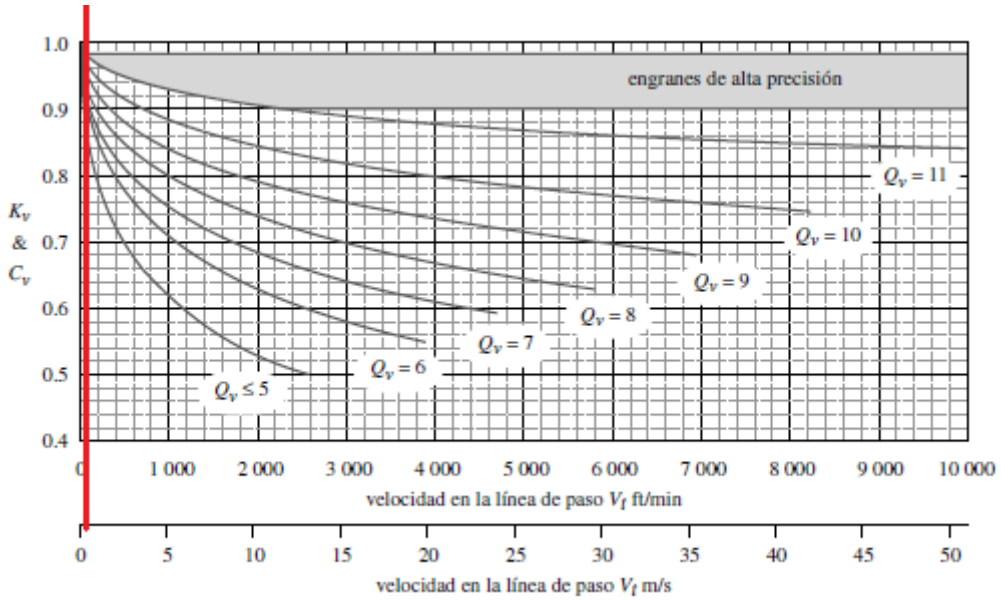


Imagen 54: Valor del coeficiente dinámico (Fuente propia)

Puede distinguirse que el efecto de la calidad es prácticamente nulo, pues la velocidad de la línea de paso es muy pequeña.

$$K_v = 1$$

Factor de distribución de carga Km:

El valor de este factor viene determinado por el ancho de cara del engranaje. Para nuestro caso disponemos de un ancho igual al de la corona dentada, es decir, de 71 milímetros.

Ancho de cara In	(mm)	K_m
<2	(50)	1.6
6	(150)	1.7
9	(250)	1.8
≥20	(500)	2.0

Imagen 55: Determinación del valor del coeficiente de distribución de carga (Fuente propia)

Se puede distinguir que el valor de nuestro engrane no está explícitamente en la tabla, por lo que es necesario realizar una interpolación. Tras los cálculos pertinentes, se obtiene el valor final del factor de distribución de la carga.

$$K_m = 1{,}62$$

Factor de choque Ka:

El grado de choque se determina a partir de la tabla de la imagen 56, donde se hace una clasificación según el tipo de máquina que da la entrada de potencia al sistema (motor eléctrico) y el caso de cargas que caracteriza a la que está impulsada (se considera grúa como situación de carga con impacto moderado).

	Máquina impulsada		
Máquina impulsora	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

Imagen 56: Valor de Ka (Fuente propia)

$$K_a = 1{,}25$$

Factor de tamaño Ks:

Como se ha explicado anteriormente, este factor se considerará como 1, pues muchos de los ensayos realizados para obtener el valor de la resistencia a la fatiga en los engranajes se llevan a cabo con tamaños reales.

$$K_s = 1$$

Factor de espesor del aro Kb:

Al igual que el factor anterior, este se toma como 1 al tratarse de un engrane construido a partir de un disco sólido.

$$K_b = 1$$

Una vez determinados los valores de los factores, se calcula mediante la expresión 28 el valor de la tensión debida a la flexión en el pie del diente.

Compontente tangencial (N)	F_t, w_t	27212,95
Ancho de cara (mm)	F, B	71
Módulo del engrane (mm)	m	10
Factor de geometría	J	0,25
Factor dinámico	K_v	1
Factor de distribución de carga	K_m	1,62
Factor de choque	K_a	1,25
Factor de tamaño	K_s	1
Factor de espesor del aro	K_B	1
Tensión de flexión		
MPa	σ_b	310,46
psi		45028,42

Tabla 18: Cálculo del esfuerzo por flexión en el pie del diente (Fuente propia)

5.4.2. Cálculo de esfuerzos superficiales

Para realizar esta comprobación, se necesita conocer los nuevos factores de corrección que se incorporan diferentes a los obtenidos en los cálculos de esfuerzo por flexión.

Factor geométrico superficial I:

Este factor se obtiene a través de los radios de curvatura de los engranajes que estarán acoplados. Se emplean las expresiones mostradas en la imagen 51. Es necesario recalcar que se utilizan los signos situados debajo, pues se trata de engranajes interiores.

En primer lugar, se deben calcular los radios de curvatura correspondientes a cada engrane.

Diámetro primitivo (mm)	d_p, D_p	270
Radio primitivo (mm)	r_p, R_p	135
Coeficiente de adendado	x_p	0
Paso diametral (mm^{-1})	P_d	0,1
Ángulo de presión (º)	φ	20
Distancia entre centros (mm)	C	280
Radio de curvatura en piñón (mm)	ρ_p	115,04
Radio de curvatura en corona (mm)	ρ_g	210,81

Tabla 19: Valores para determinación de factor geométrico superficial (Fuente propia)

Según estos parámetros, el valor del factor geométrico superficial será:

$$I = 0{,}88$$

Coeficiente elástico Cp:

En la imagen 57 se muestra una tabla donde se relacionan los materiales de cada engranaje que interviene en el acoplamiento. Para nuestro caso, se tomará que ambos están fabricados de acero.

Material del piñón	E_p psi (MPa)	Material del engrane: Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Imagen 57: Selección de coeficiente elástico (Fuente propia)

$$C_p = 191\ MPa^{0.5}$$

Factor de acabado superficial Cf:

Este factor se tomará como 1, pues no se han establecido aún estándares al respecto para determinarlo con precisión. Se considera que el engranaje está fabricado por métodos convencionales.

$$C_f = 1$$

Una vez determinados los valores de los factores de mayoración requeridos para la relación de esfuerzos superficiales, se obtiene el resultado de la tensión.

Compontente tangencial (N)	F_t, w_t	27212,95
Ancho de cara (mm)	F, B	71
Diámetro primitivo del engrane menor (mm)	d, D_p	270
Factor geométrico superficial	I	0,88
Coeficiente elástico ($MPa^{0,5}$)	C_p	191
Factor de acabado superficial	C_f	1
Factor de distribución de carga	C_m, K_m	1,62
Factor de choque	C_a, K_a	1,25
Factor dinámico	C_v, K_v	1
Factor de tamaño	C_s, K_s	1
Tensión superficial		
MPa psi	σ_c	344,94 50029,32

Tabla 20: Cálculo de la tensión superficial (Fuente propia)

5.5. Elección del material y dimensiones principales

Cuando se dispone de los valores de las tensiones debidas a esfuerzo superficial y a flexión, se utilizan las tablas publicadas por la AGMA para compararlos con los esfuerzos permitidos según el tipo de material que se emplee en el engrane. En este sentido, se tienen unos valores para flexión, que se verifican frente al obtenido (σ_b); y otros para esfuerzo superficial (σ_c).

Tensión de flexión		
MPa kpsi	σ_b	310,46 45,03
Tensión superficial		
MPa kpsi	σ_c	344,94 50,03

Tabla 21: Valores de tensiones para selección del material (Fuente propia)

A continuación, se muestran imágenes que contienen las tablas de esfuerzos permitidos publicadas por la AGMA. De esta forma, se verificará que el material escogido sea capaz de soportar las tensiones en el diente mínimas calculadas.

Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por tensión	
					psi x 10^3	MPa
Acero	A1–A5		Endurecido totalmente	≤ 180 HB	25–33	170–230
			Endurecido totalmente	240 HB	31–41	210–280
			Endurecido totalmente	300 HB	36–47	250–325
			Endurecido totalmente	360 HB	40–52	280–360
			Endurecido totalmente	400 HB	42–56	290–390
			Endurecido por llama o por inducción	Patrón tipo A 50–54 HRC	45–55	310–380
			Endurecido por llama o por inducción	Patrón tipo B	22	150
			Carburado y recubrimiento endurecido	55–64 HRC	55–75	380–520
		AISI 4140	Nitrurado	84.6 HR15N†	34–45	230–310
		AISI 4340	Nitrurado	83.5 HR15N	36–47	250–325
		Nitroaleación 135M	Nitrurado	90.0 HR15N	38–48	260–330
		Nitroaleación N	Nitrurado	90.0 HR15N	40–50	280–345
		Cromo al 2.5%	Nitrurado	87.5–90.0 15N	55–65	380–450

Imagen 58: Resistencia a la flexión en el pie del diente (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.

Material	Clase AGMA	Denominación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia superficial a la fatiga	
					psi x 10^3	MPa
Acero	A1–A5		Endurecido totalmente	≤ 180 HB	85–95	590–660
			Endurecido totalmente	240 HB	105–115	720–790
			Endurecido totalmente	300 HB	120–135	830–930
			Endurecido totalmente	360 HB	145–160	1000–1100
			Endurecido totalmente	400 HB	155–170	1100–1200
			Endurecido por llama o por inducción	50 HRC	170–190	1200–1300
			Endurecido por llama o por inducción	54 HRC	175–195	1200–1300
			Carburado y recubrimiento endurecido	55–64 HRC	180–225	1250–1300
		AISI 4140	Nitrurado	84.6 HR15N†	155–180	1100–1250
		AISI 4340	Nitrurado	83.5 HR15N	150–175	1050–1200
		Nitroaleación 135M	Nitrurado	90.0 HR15N	170–195	1170–1350
		Nitroaleación N	Nitrurado	90.0 HR15N	195–205	1340–1410
		Cromo al 2.5%	Nitrurado	87.5 HR15N	155–172	1100–1200
		Cromo al 2.5%	Nitrurado	90.0 HR15N	192–216	1300–1500

Imagen 59: Resistencia superficial (Fuente: • L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.)

Como se puede distinguir, el material señalado en las imágenes anteriores es adecuado realizando la comprobación de ambos esfuerzos. Se trata de un acero que puede ser de la clase A1 hasta la A5 (clase AGMA), de cromo al 2.5 %, al que se ha realizado un tratamiento de nitruración. Los esfuerzos permitidos que se muestran son orientativos, esto es, intervalos en los que suele estar el valor. De igual forma, para ambos casos nuestro valor de cálculo queda por debajo del menor mostrado en los intervalos.

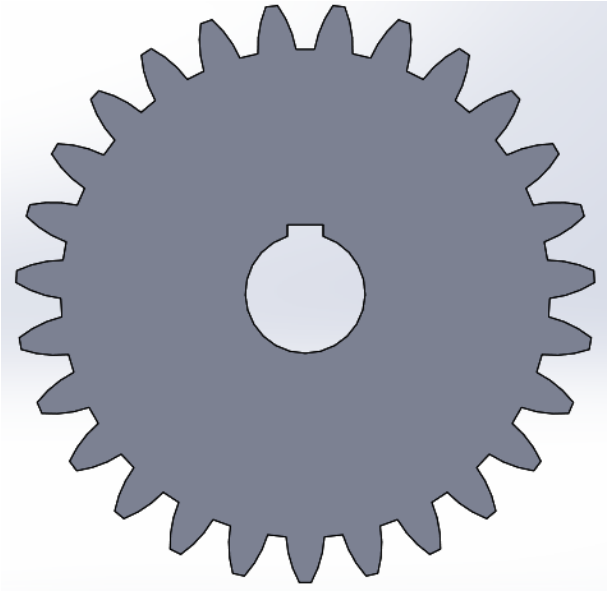


Imagen 60: Diseño final del piñón (Fuente propia)

En este sentido, las características fundamentales del piñón que se ha diseñado se muestran en la tabla siguiente.

Características finales del piñón		
Diámetro primitivo (mm)	D_p	270
Módulo (mm)	m	10
Número de dientes	z_2	27
Paso diametral (mm^{-1})	P_d	0,1
Ángulo de presión (º)	φ	20
Material	-	Acero A1-A5 carburado y recubrimiento endurecido
Esfuerzo permitido para flexión (MPa)	σ_b	380-520
Esfuerzo permitido para tensión superficial (MPa)	σ_c	1250-1300

Tabla 22: Datos finales del piñón (Fuente propia)

6. Elección del mecanismo de elevación

El mecanismo de elevación es el componente encargado de realizar el movimiento de elevación. Además, este mecanismo viene dotado de un carro que permite la traslación. Por tanto, este componente es capaz de desempeñar dos de los movimientos principales en el funcionamiento de la grúa: elevar y trasladar linealmente la carga.

Para su elección, se ha escogido un catálogo de polipastos eléctricos de cable del fabricante Terex Donati. Aquí se especifica todo el proceso a seguir para una correcta selección a través de los parámetros de carga y funcionamiento del componente. En nuestro caso, se ha considerado la clasificación del aparato para elegir un polipasto de la misma categoría.

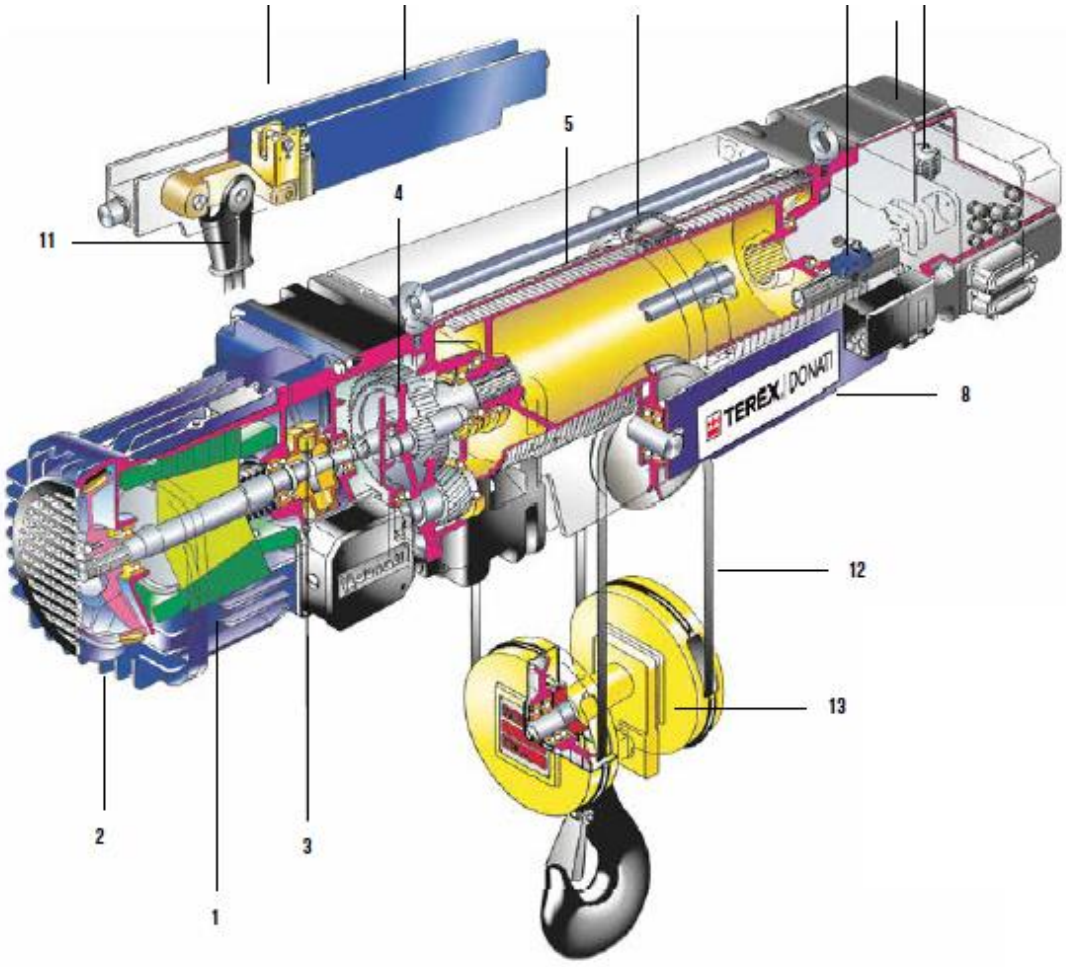


Imagen 61: Forma constructiva del mecanismo de elevación (Fuente: Catálogo Terex Donati)

A continuación, se señalan las características de funcionamiento para los mecanismos de elevación dentro de la clasificación $M5$ $(2m)$.

Grupo de servicio de los mecanismos de elevación y traslación		de acuerdo con la norma ISO 4301-1	M3	M4	M5	M6	M7	M8
		según regla FEM 9.511	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m
Uso en servicio intermitente según regla FEM 9.683/95	Mecanismos del Polipasto	Relación de intermitencia (RI%)	25	30	40	50	60	60
		N° máx. de arranques por hora (A/h)	150	180	240	300	360	360
		N° máx. de ciclos por hora (C/h)	25	30	40	50	60	60
	Mecanismos del Carro	Relación de intermitencia (RI%)	20	25	30	40	50	60
		N° máx. de arranques por hora (A/h)	120	150	180	240	300	> 360
		N° máx. de ciclos por hora (C/h)	20	25	30	40	50	> 60

Imagen 62: Tabla que muestra los parámetros de funcionamientos para mecanismos M5 (Fuente: Catálogo Terex Donati)

La carga máxima de servicio para la grúa es de 2000 kg. En este sentido, se elegirá un polipasto que sea capaz de levantar 2500 kg, en vistas de mantener un cierto factor de seguridad. El catálogo ofrece también una tabla que relaciona las capacidades de carga de los mecanismos con su clasificación. De aquí se escoge el modelo que corresponda.

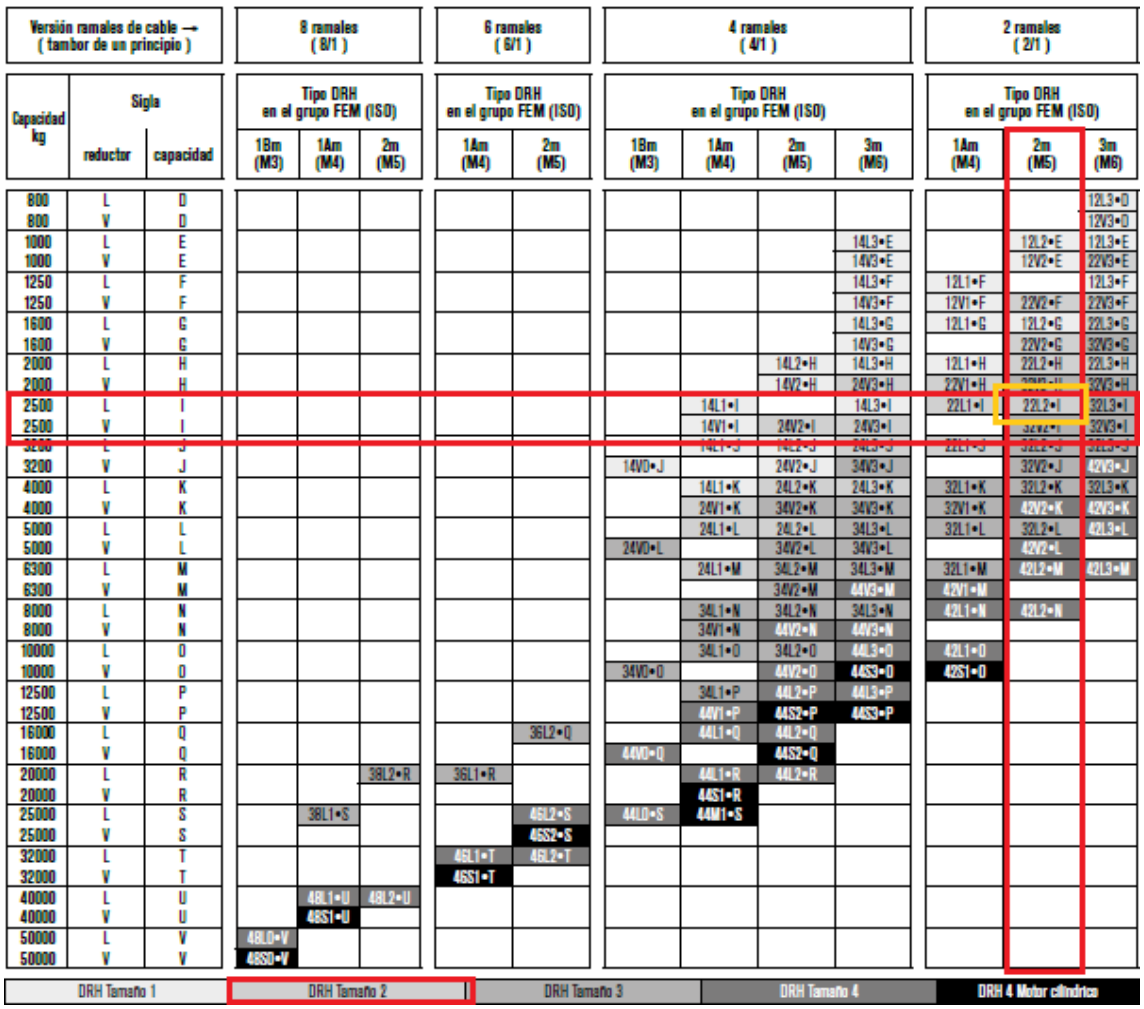


Imagen 63: Elección del modelo (Fuente: Catálogo Terex Donati)

Se puede distinguir que, dentro de la capacidad de 2500 kg existen dos modelos que están en la misma categoría de clasificación. Se escogerá, por tanto, el modelo de DHR tamaño 2, como se refleja en la imagen. Por tanto, el modelo escogido es el 22L2-1.

6.1. Dimensiones del mecanismo de elevación y traslación

Capacidad (kg)	Grupo FEM del polipasto	Datos característicos de los polospastos eléctricos de cable DRH: Tipo DHR	Velocidad a 50 Hz (m/min) 1 Vel.	Velocidad a 50 Hz (m/min) 2 Vel.	Potencia motor (kW) 1 Vel.	Potencia motor (kW) 2 Vel.	Carrera gancho (m) con tambor [1] C	N	L	X1	X2	Cable [1] Nº ramales	Cable [1] Ø / Tipo (mm)	Tipo de carro combinado al polospasto monoviga DST - N/R	Tipo de carro combinado al polospasto de dos vigas DRT
2500	1Am	14L1•I	4	4/1,3	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	3m	14L3•I	4	4/1,3	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7M (7A)	1	1
	1Am	14V1•I	6	6/2	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	2m	24V2•I	6	6/2	5	5/1,65	5	7	10	14	18	4/1	9B (9B)	2	1
	3m	24V3•I	6	6/2	5	5/1,65	5	7	10	14	18	4/1	8M (8B)	2	1
	1Am	22L1•I	8	8/2,6	5	5/1,65	10	14	26	34	43	2/1	9M (9A)	1	1
	2m	22L2•I	8	8/2,6	5	5/1,65	10	14	26	34	43	2/1	9M (9A)	1	1
	3m	32L3•I	8	8/2,6	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	12M (12B)	2	2
	2m	32V2•I	12	12/4	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	13B (13B)	2	2
	3m	32V3•I	12	12/4	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	12M (12A)	2	2

Imagen 64: Tabla con características de funcionamiento del modelo seleccionado (Fuente: Catálogo Terex Donati)

En la imagen anterior se distingue que, para un mismo modelo, existen diversos modos de funcionamiento determinados por factores como el tamaño de tambor que se seleccione o si el motor tiene una o varias velocidades. Por esto, es necesario definir exactamente qué características tiene el polipasto seleccionado.

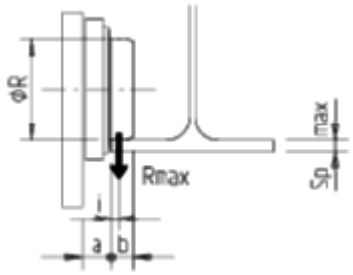
Tipo DHR		22L2-1
Número de velocidades		1
Velocidad de elevación	m/min	8
Potencia del motor	kW	5
Tipo de tambor		C
Carrera de gancho	m	10
Número de ramales		2/1
Tipo de carro	DST-R	1

Tabla 23: Características principales del polipasto (Fuente propia)

El fabricante especifica el tipo de carro que lleva cada modelo de polipasto, indicando su tipo de motor y la potencia del mismo.

Carro eléctrico de traslación		1 Velocidad: 8 o 10 m/min (1)			
		Relación reductor con velocidad m/min		Motor carro	
Tipo - Tamaño		8	10	Tipo 4 polos	Potencia kW
DST - N/R Monoviga	1 - 2	τ1	τ2	71 - 4	0,16
	3	τ1	τ2	80 - 4	0,25
	4	τ1	τ2	80 - 4	0,32

Imagen 65: Tabla con propiedades del carro (Fuente: Catálogo Terex Donati)



POSICIÓN EN EL ALA DE LA VIGA DE LA RUEDA DE TODOS LOS CARROS DST					
DST N/S R	Ø R Rueda (mm)	Dimensiones (mm) i	a	b	Esp. máx. (mm)
DST 1	100	8	35	18	20
DST 2	125	12	35	29	23
DST 3	160	17	45	34	35
DST 4	200	19	50	39	41

Imagen 66: Dimensiones y disposición de la rueda sobre la pluma
(Fuente: Catálogo Terex Donati)

Cada modelo de polipasto presenta unas determinadas dimensiones, que dependen del tipo de tamaño DHR y del tambor seleccionado. Estas dimensiones se muestran en las imágenes siguientes.

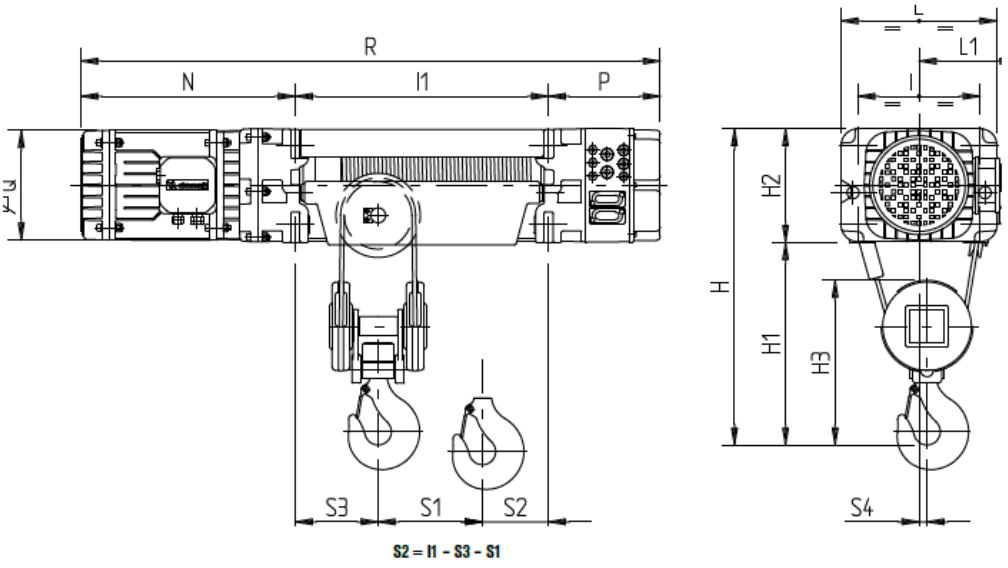


Imagen 67: Dimensiones del polipasto eléctrico de cable (Fuente: Catálogo Terex Donati)

Ramales de cable N.	Tipo DRH	Dimensiones totales (mm)										
		H	H1	H2	H3	I	L	L1	N	P	Q	S4
2/1	1	690	460	230	390	250	320	210	480	255	225	28
	2	820	550	270	445	290	370	235	525	270	260	30
	3	1090	710	380	595	370	480	290	705	205	300	40
	4	1390	920	470	750	460	600	360	855	220	340	45
	©4	1390	920	470	750	460	600	360	1015	220	340	45
4/1	1	650	420	230	345	250	320	210	480	255	225	15
	2	750	480	270	390	290	370	235	525	270	260	19
	3	1020	640	380	540	370	480	290	705	205	300	23
	4	1320	850	470	700	460	600	360	855	220	340	25
	©4	1320	850	470	700	460	600	360	1015	220	340	25

Imagen 68: Valores de las dimensiones (Fuente: Catálogo Terex Donati)

Ramales de cable N.	Tipo DRH	Tambor C			
		I1	R	S1	S3
2/1	1	400	1135	125	95
	2	480	1275	160	100
	3	600	1510	195	130
	4	722	1797	220	170
	©4	722	1957	220	170
4/1	1	400	1135	70	150
	2	480	1275	105	180
	3	600	1510	130	240
	4	722	1797	150	300
	©4	722	1957	150	300

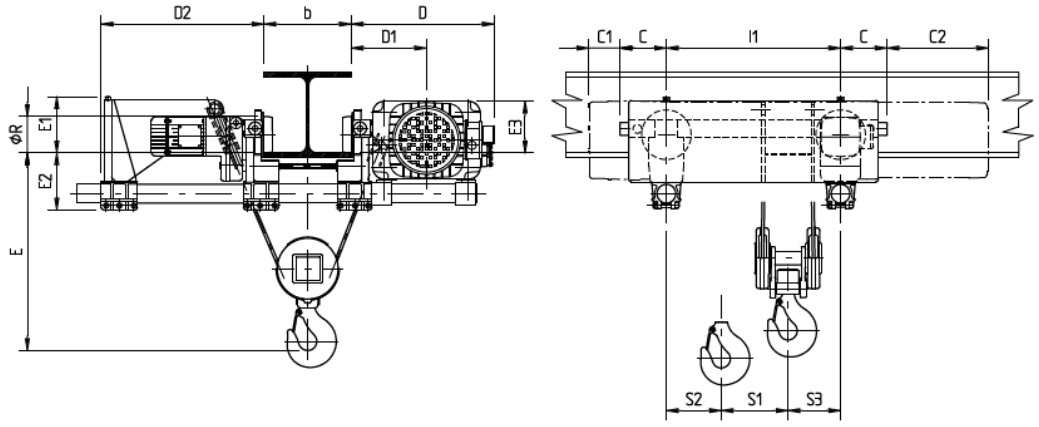
Imagen 69: Dimensiones relativas al gancho
(Fuente: Catálogo Terex Donati)

Un factor muy importante a tener en cuenta durante la selección del carro del polipasto, es la longitud de ala mínima, así como el espesor, requeridos para poder situar el mecanismo de elevación en la pluma y que funcione correctamente. Estos parámetros son también reflejados en tablas, y son unos de los motivos por los cuales la pluma haya acabado por tener un perfil como el elegido en el anexo anterior, durante el dimensionamiento de dicho elemento.

Tabla recapitulativa características alas de vigas para carros DST		
Carro	Ala mín. (mm)	Espes máx. (mm)
DST1R	90	20
DST2R	119	23
DST3R	135	35
DST4R	180	41

Imagen 70: Longitud mínima del ala para colocación del carro (Fuente: Catálogo Terex Donati)

Existen también, dentro de los carros DST de este fabricante, dos variantes que se caracterizan por la colocación del polipasto en ellos. Puede ser dispuesto de forma que su eje longitudinal sea paralelo al de la pluma, o dispuesto perpendicularmente. En nuestro caso se opta por el segundo (DST-R), pues se entiende que existe un mayor aprovechamiento de la longitud de la pluma.



Ramales de cable N.	Tipo DRH	Carro DST-R	Dimensiones totales (mm) D	D1	D2	D2 tambores (x1-x2)	E1	E1 tambores (x1-x2)	E2	E3	ØR	C	C1	C2	Pesos (kg) con tambor tipo C	N	L	X1	X2
2/1	1	1	440	230	540	393	140	143	180	145	100	140	115	340	260	270	280	360	390
	2	1	485	250	590	420	200	180	180	185	100	140	130	385	360	370	395	460	490
	3	2	605	315	655	582	317	295	195	295	125	160	45	545	740	770	870	1060	1160
	4	3	755	395	677	677	352	352	255	365	160	275	-55	580	1510	1550	1700	2120	2350
	©4	3	755	395	677	677	352	352	255	365	160	275	-55	740	1565	1605	1755	2175	2405
4/1	1	1	440	230	540	393	140	143	180	145	100	140	115	340	270	280	290	370	400
	2	2	495	265	560	412	195	175	195	180	125	160	110	365	415	425	450	530	560
	3	3	625	335	622	547	286	265	255	265	160	275	-70	430	985	1005	1115	1346	1446
	4	4	760	405	630	630	350	350	295	355	200	325	-105	530	1880	1930	2120	2540	2764
	©4	4	760	405	630	630	350	350	295	355	200	325	-105	690	1935	1985	2175	2595	2819

Imagen 71: Dimensiones del carro (Fuente: Catálogo Terex Donati)

La longitud del gancho con respecto al ala de la pluma depende del ancho que se haya tomado. En nuestro caso, se dispone de una base de la pluma de unos 280 milímetros de longitud total. Debido a la distribución que muestra la tabla del catálogo, se realiza una aproximación a una base de 300 milímetros.

Ramales de cable N.	Acercamiento gancho E (mm) en relación con la anchura del ala viga b (mm) y al tamaño del polospasto de cable DRH															
	b = 180 (mm)				b = 220 (mm)				b = 300 (mm)				b = 400 (mm)			
	DRH 1	DRH 2	DRH 3	DRH 4	DRH 1	DRH 2	DRH 3	DRH 4	DRH 1	DRH 2	DRH 3	DRH 4	DRH 1	DRH 2	DRH 3	DRH 4
2/1	630	640	680	830	670	680	680	830	770	780	780	880	890	900	900	1000
4/1	480	500	610	790	530	550	610	790	620	650	650	790	740	770	770	850

Imagen 72: Longitud de cuelgue del gancho (Fuente: Catálogo Terex Donati)

Por tanto, se determina una longitud del gancho con respecto a la base de la pluma de aproximadamente 780 milímetros. Debemos destacar que, según evolucionan los datos a medida que se aumenta el ancho del ala que sostiene al carro, se va aumentando la longitud. Por este motivo, es necesario saber que la distancia real será algo menor, pues nuestro caso es de una base de un poco menos distancia (280 milímetros).

Finalmente, los datos más destacados acerca del mecanismo de elevación y traslación han sido descritos en este apartado. Las características más específicas con respecto al cable, al gancho o a los motores de traslación y elevación se encuentran en el Anexo 3, en el catálogo del fabricante Terex Donati.

Índice de Imágenes

Imagen 1: Rodamiento de grandes dimensiones (Fuente: Rothe Erde)..... 3
Imagen 2: Diseño constructivo KD 600 (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde) 4
Imagen 3: Cargas y momentos sobre el rodamiento (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde)..... 4
Imagen 4: Esfuerzos soportados por el rodamiento montado (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde) 5
Imagen 5: Cargas a considerar para la grúa (Fuente propia)..... 6
Imagen 6: Factor de carga, factor y giros a plena carga de vida útil (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde) 9
Imagen 7: Curva límite de carga estática para rodamientos tipo 625 (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde) 9
Imagen 8: Gráfica de vida útil de rodamiento tipo 625 (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde)..... 10
Imagen 9: Carga axial asentada (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde) 12
Imagen 10: Carga axial suspendida (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde) 12
Imagen 11: Par de apriete de tornillos de rodamiento (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde)..... 13
Imagen 12: Datos del rodamiento seleccionado (Fuente: Catálogo de rodamientos de Rothe Erde)..... 15
Imagen 13: Dimensiones de rodamiento (Fuente: Catálogo de rodamientos Rothe Erde) 16
Imagen 14: Comprobación de capacidad de carga estática 16
Imagen 15: Comprobación de vida útil 17
Imagen 16: Verificación de tornillos de fijación..... 17
Imagen 17: Reductor 300M (Fuente: Bonfiglioli)..... 18
Imagen 18: Factor de servicio (Fuente: Catálogo Bonfiglioli)..... 22
Imagen 19: Acoplamiento de motor con reductor (Fuente: Catálogo Bonfiglioli) 26
Imagen 20: Dimensiones reductor (Fuente: Catálogo Bonfiglioli) 27
Imagen 21: Vista frontal de salida reductor (Fuente: Catálogo Bonfiglioli)..... 28

Imagen 22: Dimensiones de eje de salida (Fuente: Catálogo Bonfiglioli) 28
Imagen 23: Posiciones del motor (Fuente: Catálogo Bonfiglioli) 29
Imagen 24: Factor de seguridad para selección de acoplamiento (Fuente: Catálogo Esco Drives) 31
Imagen 25: Forma constructiva del acoplamiento (Fuente: Catálogo Esco Drives) 32
Imagen 26: Características principales del acoplamiento (Fuente: Catálogo Esco Drives) 33
Imagen 27: Cargas aplicadas sobre el eje (Fuente propia) 35
Imagen 28: Cargas en plano vertical (Fuente propia) 37
Imagen 29: Cargas en plano horizontal (Fuente propia) 38
Imagen 30: Introducción de datos del elemento 39
Imagen 31: Características de sección 39
Imagen 32: Tipo de condiciones de contorno 39
Imagen 33: Posiciones de apoyos para el eje 40
Imagen 34: Componente tangencial y punto de aplicación 40
Imagen 35:Componente radial y distancia de aplicación 41
Imagen 36: Diagramas en el plano de la fuerza tangencial 42
Imagen 37: Diagramas en el plano de la componente radial 43
Imagen 38: Tabla de factor de confiabilidad (Fuente: 46
Imagen 39: Determinación del diámetro mínimo (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.) 47
Imagen 40: Selección de Csup (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.) 49
Imagen 41: Dimensiones finales del eje de transmisión (Fuente propia) 51
Imagen 42: Disposición de los rodamientos en el eje (Fuente propia) 52
Imagen 43: Valores de factor de seguridad estática (Fuente: Catálogo SKF) 53
Imagen 44: Selección del factor de seguridad (Fuente propia) 54
Imagen 45: Selección del rodamiento de bolas (Fuente: Catálogo SKF) 55
Imagen 46: Rodamiento de bolas (Fuente: Catálogo SKF) 56

Imagen 47: Factores geométricos J (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.) 59
Imagen 48: Gráfica del factor dinámico (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.) 60
Imagen 49: Tabla de factor Km (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.) 61
Imagen 50: Tabla de selección del factor de choque Ka (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.) 61
Imagen 51: Ecuaciones para determinar los valores (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.) 63
Imagen 52: Tabla de determinación de Cp (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.) 64
Imagen 53: Determinación del factor geométrico (Fuente propia) 65
Imagen 54: Valor del coeficiente dinámico (Fuente propia) 66
Imagen 55: Determinación del valor del coeficiente de distribución de carga (Fuente propia) 67
Imagen 56: Valor de Ka (Fuente propia) 67
Imagen 57: Selección de coeficiente elástico (Fuente propia) 70
Imagen 58: Resistencia a la flexión en el pie del diente (Fuente: L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc. 72
Imagen 59: Resistencia superficial (Fuente: • ..... L. NORTON, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición. Estado de México: Pearson Education Inc.)
72
Imagen 60: Diseño final del piñón (Fuente propia) 73
Imagen 61: Forma constructiva del mecanismo de elevación (Fuente: Catálogo Terex Donati) 74

Imagen 62: Tabla que muestra los parámetros de funcionamientos para mecanismos M5 (Fuente: Catálogo Terex Donati) 75
Imagen 63: Elección del modelo (Fuente: Catálogo Terex Donati) 75
Imagen 64: Tabla con características de funcionamiento del modelo seleccionado (Fuente: Catálogo Terex Donati) 77
Imagen 65: Tabla con propiedades del carro (Fuente: Catálogo Terex Donati) 78
Imagen 66: Dimensiones y disposición de la rueda sobre la pluma (Fuente: Catálogo Terex Donati) 79
Imagen 67: Dimensiones del polipasto eléctrico de cable (Fuente: Catálogo Terex Donati) 79
Imagen 68: Valores de las dimensiones (Fuente: Catálogo Terex Donati) 79
Imagen 69: Dimensiones relativas al gancho (Fuente: Catálogo Terex Donati) 79
Imagen 70: Longitud mínima del ala para colocación del carro (Fuente: Catálogo Terex Donati) 79
Imagen 71: Dimensiones del carro (Fuente: Catálogo Terex Donati) 79
Imagen 72: Longitud de cuelgue del gancho (Fuente: Catálogo Terex Donati) 79

Índice de Tablas

Tabla 1: Parámetros de selección del rodamiento 14
Tabla 2: Relaciones de reducción en el mecanismo de giro (Fuente propia) 21
Tabla 3: Momentos que debe vencer el mecanismo de giro (Fuente propia) 21
Tabla 4: Obtención del valor de cálculo (Fuente propia) 23
Tabla 5: Características del reductor seleccionado (Fuente propia) 24
Tabla 6: Obtención de la potencia necesaria de accionamiento (Fuente propia) 25
Tabla 7: Características del motor seleccionado (Fuente propia) 25
Tabla 8: Longitud L reductor (Fuente propia) 27
Tabla 9: Obtención de par necesario para selección de acoplamiento (Fuente propia) . 31
Tabla 10: Valores de componentes de la fuerza ejercida por el diente (Fuente propia). 36
Tabla 11: Obtención del momento flector máximo en el eje (Fuente propia) 44
Tabla 12: Características del material seleccionado para el eje (Fuente propia) 48
Tabla 13: Valor del diámetro mínimo del eje (Fuente propia) 50
Tabla 14: Carga radial máxima sobre el rodamiento (Fuente propia) 54
Tabla 15: Comprobación de capacidad de carga estática (Fuente propia) 56
Tabla 16: Dimensiones principales del piñón (Fuente propia) 58
Tabla 17: Determinación de velocidad de línea de paso del engrane (Fuente propia) .. 66
Tabla 18: Cálculo del esfuerzo por flexión en el pie del diente (Fuente propia) 68
Tabla 19: Valores para determinación de factor geométrico superficial (Fuente propia) 69
Tabla 20: Cálculo de la tensión superficial (Fuente propia) 71
Tabla 21: Valores de tensiones para selección del material (Fuente propia) 71
Tabla 22: Datos finales del piñón (Fuente propia) 73
Tabla 23: Características principales del polipasto (Fuente propia) 78

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

Título:

Diseño de grúa de columna con pluma giratoria 2 Tn

Anexo 3: Catálogos

Autor: Alejandro González González

Tutor académico: Viana L. Guadalupe Suárez

Fecha: Julio 2018

Índice de Anexo 3

1. TEREX DONATI. Catálogo de mecanismo de elevación y traslación

2. ROTHE ERDE. Catálogo de rodamiento de gran diámetro

3. BONFIGLIOLI. Conjunto motorreductor

4. ESCO DRIVES. Catálogo de acoplamiento flexible

5. SKF. Catálogo de rodamiento de bolas

TEREX® | DONATI

SERIE DRH

POLIPASTO ELÉCTRICO DE CABLE

WORKS FOR YOU.™

ELECCIÓN DEL EQUIPO DE ELEVACIÓN

- Dependiendo del tipo de servicio, que determina el **Estado de esfuerzo** y el cálculo del **Tiempo medio de funcionamiento diario**, en elevación y/o en traslación, con la siguiente tabla se clasifica el grupo de pertenencia de los mecanismos correspondientes y por lo tanto, en relación con la **Capacidad**, se elige el tipo de polipasto.
- Una vez identificado el equipo de elevación, también es oportuno averiguar la idoneidad en vistas de la vida util, en términos de horas de servicio y de número total de ciclos previstos en 10 años de funcionamiento.

Ejemplo: Capacidad = 6300 kg
Estado de esfuerzo = 2) Servicio Medio
Carrera efectiva gancho = Ce 2,5 m
N° Ciclos horarios = C/h 8
Tiempo de utilización diario = Ti 8 h
Velocidad de elevación = V 4 m/min (4/1 ramales de cable)
n° días de servicio al año = G/año 220

1) Determinación del Tiempo medio de funcionamiento diario:

Tm (horas) **= (Ce x C/h x Ti) / (30 x V) = (2,5 x 8 x 8) / (30 x 4) = 1,33 h**

En la tabla de página 15, en relación con la Capacidad (6300 kg), el Estado de esfuerzo medio (2) y el Tiempo medio de funcionamiento diario (Tm = 1,33 h) es posible identificar el polipasto de cable, de 4/1 ramales de cable, que resulta ser:
Grupo de servicio FEM 1Am – Tipo DRH 24L1• M

2) Comprobación de la duración de la vida:

Horas de funcionamiento en 10 años
Tm x G/año x 10 años =
1,33 x 220 x 10 = 2933 (horas) < **de las 3200** (horas máx. admitidas) ⇨ OK

N° ciclos operativos en 10 año
C/h x Ti x G/anno x 10 anni =
8 x 8 x 220 x 10 = 140800 (ciclos) < de los 250000 (horas máx. admitidas) ⇨ OK

DURACIÓN DE LA VIDA DEL EQUIPO DE ELEVACIÓN:

- La duración de la vida del equipo en su conjunto es determinada, además de por el **Estado de esfuerzo**, las **horas de funcionamiento** efectivo de cada mecanismo y el **úmero de ciclos** operativos a la que toda la máquina está sometida. Las **horas de funcionamiento** y el **número de ciclos**, que dependen del grupo de servicio FEM/ISO en el que se clasifica el equipo de elevación, están convencionalmente previstos para permitir un uso seguro por un periodo de 10 años.
- Por lo tanto, después de 10 años de funcionamiento, la máquina podría haber agotado la vida prevista, es decir haber realizado los ciclos de funcionamiento disponibles, relativos al grupo de servicio en el que está clasificada. Por esta razón, al final del 10° año el equipo de elevación **NO** debe ser puesto en servicio, excepto después de una inspección llevada a cabo por **DONATI SOLLEVAMENTI S.r.l.** o por técnicos expertos encargados de la tarea, con el fin de comprobar si la máquina, como resultado de su uso efectivo, aún dispone de **Vida Residual** y por lo tanto se considera capaz de funcionar en seguridad por otro periodo, es decir se deberá someter a revisión general.

! ▸ La clasificación del grupo de servicio del polipasto se recoge en la placa colocada en el mismo.

▸ DONATI SOLLEVAMENTI S.r.l. asegura el uso seguro del polipasto eléctrico de cable DRH, durante toda la vida prevista, solo si se utiliza de acuerdo con los parámetros correspondientes al grupo de servicio previsto y se somete a mantenimiento regular y correcto.

Clasificación y límites de uso de los electromecanismos de los equipos de elevación

Uso de acuerdo con el Estado de esfuerzo (tipo de servicio)	1) Servicio Ligero	Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16	> 16
		Duración de la vida de los mecanismos en 10 años de ejercicio (horas)	3200	6300	12500	25000	50000	100000
		N° máx. de ciclos operativos en 10 años de ejercicio (Σ ciclos)	$250x10^3$	$500x10^3$	$100x10^4$	$200x10^4$	$400x10^4$	$> 4x10^6$
	2) Servicio Medio	Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16
		Duración de la vida de los mecanismos en 10 años de ejercicio (horas)	1600	3200	6300	12500	25000	50000
		N° máx. de ciclos operativos en 10 años de ejercicio (Σ ciclos)	$125x10^3$	$250x10^3$	$500x10^3$	$100x10^4$	$200x10^4$	$400x10^4$
	3) Servicio Pesado	Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16
		Duración de la vida de los mecanismos en 10 años de ejercicio (horas)	800	1600	3200	6300	12500	25000
		N° máx. de ciclos operativos en 10 años de ejercicio (Σ ciclos)	$63x10^3$	$125x10^3$	$250x10^3$	$500x10^3$	$100x10^4$	$200x10^4$
	4) Servicio Muy Pesado	Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 0,25	≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8
		Duración de la vida de los mecanismos en 10 años de ejercicio (horas)	400	800	1600	3200	6300	12500
		N° máx. de ciclos operativos en 10 años de ejercicio (Σ ciclos)	$32x10^3$	$63x10^3$	$125x10^3$	$250x10^3$	$500x10^3$	$100x10^4$
Grupo de servicio de los mecanismos de elevación y traslación		de acuerdo con la norma ISO 4301-1	**M3**	**M4**	**M5**	**M6**	**M7**	**M8**
		según regla FEM 9.511	**1Bm**	**1Am**	**2m**	**3m**	**4m**	**5m**
Uso en servicio intermitente según regla FEM 9.683/95	Mecanismos del Polipasto	Relación de intermitencia (RI%)	25	30	40	50	60	60
		N° máx. de arranques por hora (A/h)	150	180	240	300	360	360
		N° máx. de ciclos por hora (C/h)	25	30	40	50	60	60
	Mecanismos del Carro	Relación de intermitencia (RI%)	20	25	30	40	50	60
		N° máx. de arranques por hora (A/h)	120	150	180	240	300	> 360
		N° máx. de ciclos por hora (C/h)	20	25	30	40	50	> 60
Uso en servicio temporal		Tiempo de uso con velocidad principal (min)	15	15	30	30	60	> 60
		Tiempo de uso con velocidad lenta (min)	2,5	3	3,5	4	5	6
		N° máximo de arranques por hora (A/h)	10	10	10	10	10	10
Motores de dos velocidades de doble polaridad	N° máx arranques h (A/h)	Velocidad principal	1/3 (33,3% del N° total de arranques por hora)					
		Velocidad lenta	2/3 (66,7% del N° total de arranques por hora)					
	Tm = Tiempo medio de uso diario (horas)	Velocidad principal	2/3 (66,7%del tiempo medio de uso diario)					
		Velocidad lenta	1/3 (33,3%del tiempo medio de uso diario)					

IDENTIFICACIÓN DEL POLOSPASTO Y DE LOS CARROS CORRESPONDIENTES

Versión ramales de cable → (tambor de un principio)			8 ramales (8/1)			6 ramales (6/1)		4 ramales (4/1)				2 ramales (2/1)		
Capacidad kg	Sigla		Tipo DRH en el grupo FEM (ISO)			Tipo DRH en el grupo FEM (ISO)		Tipo DRH en el grupo FEM (ISO)				Tipo DRH en el grupo FEM (ISO)		
	reductor	capacidad	1Bm (M3)	1Am (M4)	2m (M5)	1Am (M4)	2m (M5)	1Bm (M3)	1Am (M4)	2m (M5)	3m (M6)	1Am (M4)	2m (M5)	3m (M6)
800	L	D												12L3•D
800	V	D												12V3•D
1000	L	E									14L3•E		12L2•E	12L3•E
1000	V	E									14V3•E		12V2•E	22V3•E
1250	L	F									14L3•F	12L1•F		12L3•F
1250	V	F									14V3•F	12V1•F	22V2•F	22V3•F
1600	L	G									14L3•G	12L1•G	12L2•G	22L3•G
1600	V	G									14V3•G		22V2•G	32V3•G
2000	L	H								14L2•H	14L3•H	12L1•H	22L2•H	22L3•H
2000	V	H								14V2•H	24V3•H	22V1•H	32V2•H	32V3•H
2500	L	I							14L1•I		14L3•I	22L1•I	22L2•I	32L3•I
2500	V	I							14V1•I	24V2•I	24V3•I		32V2•I	32V3•I
3200	L	J							14L1•J	14L2•J	24L3•J	22L1•J	32L2•J	32L3•J
3200	V	J						14V0•J		24V2•J	34V3•J		32V2•J	42V3•J
4000	L	K							14L1•K	24L2•K	24L3•K	32L1•K	32L2•K	32L3•K
4000	V	K							24V1•K	34V2•K	34V3•K	32V1•K	42V2•K	42V3•K
5000	L	L							24L1•L	24L2•L	34L3•L	32L1•L	32L2•L	42L3•L
5000	V	L						24V0•L		34V2•L	34V3•L		42V2•L	
6300	L	M							24L1•M	34L2•M	34L3•M	32L1•M	42L2•M	42L3•M
6300	V	M								34V2•M	44V3•M	42V1•M		
8000	L	N							34L1•N	34L2•N	34L3•N	42L1•N	42L2•N	
8000	V	N							34V1•N	44V2•N	44V3•N			
10000	L	O							34L1•O	34L2•O	44L3•O	42L1•O		
10000	V	O						34V0•O		44V2•O	44S3•O	42S1•O		
12500	L	P							34L1•P	44L2•P	44L3•P			
12500	V	P							44V1•P	44S2•P	44S3•P			
16000	L	Q					36L2•Q		44L1•Q	44L2•Q				
16000	V	Q						44V0•Q		44S2•Q				
20000	L	R			38L2•R	36L1•R			44L1•R	44L2•R				
20000	V	R							44S1•R					
25000	L	S		38L1•S			46L2•S	44L0•S	44M1•S					
25000	V	S					46S2•S							
32000	L	T				46L1•T	46L2•T							
32000	V	T				46S1•T								
40000	L	U		48L1•U	48L2•U									
40000	V	U		48S1•U										
50000	L	V	48L0•V											
50000	V	V	48S0•V											

DRH Tamaño 1 | DRH Tamaño 2 | DRH Tamaño 3 | DRH Tamaño 4 | DRH 4 Motor cilíndrico

CLAVE DE LECTURA Y EJEMPLO DE LAS CARACTERÍSTICAS DE IDENTIFICACIÓN DE LOS POLOSPASTOS Y DE LOS CARROS A TRAVÉS DEL CÓDIGO

Polipasto DRH

2 4 L 2 • L •

Tamaño:
1 - 2 - 3 - 4

N° ramales de cable:
2 = 2 ramales (2/1)
4 = 4 ramales (4/1)
6 = 6 ramales (6/1)
8 = 8 ramales (8/1)

Tipo de reductor:
© M-Cilíndrico = Lento
4 m/min de 4/1 ramales
© S-Cilíndrico = Rápido
3 m/min de 8/1 ramales
4 m/min de 6/1 ramales
6 m/min de 4/1 ramales
12 m/min de 2/1 ramales
L = Lento
2 m/min de 8/1 ramales
2.7 m/min de 6/1 ramales
4 m/min de 4/1 ramales
8 m/min de 2/1 ramales
V = Rápido
6 m/min de 4/1 ramales
12 m/min de 2/1 ramales

0 = 1 Bm (M3)
1 = 1 Am (M4)
2 = 2 m (M5)
3 = 3 m (M6)

Velocidad del polospasto:
S =1 Velocidad
W =2 Velocidades

Sigla capacidad:
L = 5000 kg

Tipo de tambor:
N = Estándar
C = Corto
L = Largo
1 = Extra largo - X1
(1ª medida)
2 = Extra largo - X2
(2ª medida)
X = Especial

Carro DST

D S 1 A G

Versión tipo
Monoviga
suspendida

Tamaño:
1 - 2 - 3 - 4

Versión:
A = Normal
B = Dimensiones reducidas
C = Articulado
D = Oscillante

Velocidad del carro: m/min
E = 8
F = 10
G = 16
H = 20
D = 16/4
W = 20/5

Carro DRT

D R 1 A G 0

Versión tipo
De dos vigas
apoyado

Tamaño:
1 - 2 - 3 - 4

Luz: mm
A = 1000
B = 1200
C = 1400
D = 2240
E = 2800
X = Especial

Versión:
0 = Apoyado
S = Suspendido
T = Transversal

Velocidad del carro: m/min
E = 8
F = 10
G = 16
H = 20
D = 16/4
W = 20/5

WORKS FOR YOU.™

CARACTERÍSTICAS Y DATOS TÉCNICOS

Capacidad (kg)	Grupo FEM del polipasto	Datos característicos de los polospastos eléctricos de cable DRH												Tipo de carro combinado al polospasto	
		Tipo DHR	Velocidad a 50 Hz (m/min)		Potencia motor (kW)		Carrera gancho (m) con tambor [1]					Cable [1]			
			1 Vel.	2 Vel.	1 Vel.	2 Vel.	C	N	L	X1	X2	N° ramales	Ø / Tipo (mm)	monoviga DST - N/R	de dos vigas DRT
800	3m	12L3• D	8	8/2,6	3	3/1	8	12	24	34	45	2/1	7B (7B)	1	1
	3m	**12V3•D**	12	12/4	3	3/1	8	12	24	34	45	2/1	7B (7B)	1	1
1000	3m	14L3•E	4	4/1,3	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	3m	14V3•E	6	6/2	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	2m	12L2•E	8	8/2,6	3	3/1	8	12	24	34	45	2/1	7B (7B)	1	1
	3m	12L3•E	8	8/2,6	3	3/1	8	12	24	34	45	2/1	7B (7B)	1	1
	2m	**12V2•E**	12	12/4	3	3/1	8	12	24	34	45	2/1	7B (7B)	1	1
	3m	22V3•E	12	12/4	5	5/1,65	10	14	26	34	43	2/1	8M (8B)	1	1
1250	3m	14L3•F	4	4/1,3	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	3m	14V3•F	6	6/2	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	1Am	12L1•F	8	8/2,6	3	3/1	8	12	24	34	45	2/1	7B (7B)	1	1
	3m	**12L3•F**	8	8/2,6	3	3/1	8	12	24	34	45	2/1	7M (7A)	1	1
	1Am	**12V1•F**	12	12/4	3	3/1	8	12	24	34	45	2/1	7B (7B)	1	1
	2m	22V2•F	12	12/4	5	5/1,65	10	14	26	34	43	2/1	9B (9B)	1	1
	3m	**22V3•F**	12	12/4	5	5/1,65	10	14	26	34	43	2/1	8M (8B)	1	1
1600	3m	14L3•G	4	4/1,3	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	3m	**14V3•G**	6	6/2	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	1Am	12L1•G	8	8/2,6	3	3/1	8	12	24	34	45	2/1	7M (7A)	1	1
	2m	**12L2•G**	8	8/2,6	3	3/1	8	12	24	34	45	2/1	7M (7A)	1	1
	3m	22L3•G	8	8/2,6	5	5/1,65	10	14	26	34	43	2/1	8A (8A)	1	1
	2m	**22V2•G**	12	12/4	5	5/1,65	10	14	26	34	43	2/1	9B (9B)	1	1
	3m	32V3•G	12	12/4	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	12M (12A)	2	2
2000	2m	14L2•H	4	4/1,3	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	3m	14L3•H	4	4/1,3	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	2m	**14V2•H**	6	6/2	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	3m	24V3•H	6	6/2	5	5/1,65	5	7	10	14	18	4/1	8M (8B)	2	1
	1Am	**12L1•H**	8	8/2,6	3	3/1	8	12	24	34	45	2/1	7A (7A)	1	1
	2m	22L2•H	8	8/2,6	5	5/1,65	10	14	26	34	43	2/1	9B (9B)	1	1
	3m	**22L3•H**	8	8/2,6	5	5/1,65	10	14	-	-	-	2/1	8A	1	1
	1Am	**22V1•H**	12	12/4	5	5/1,65	10	14	26	34	43	2/1	9B (9B)	1	1
	2m	32V2•H	12	12/4	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	13B (13B)	2	2
	3m	32V3•H	12	12/4	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	12M (12A)	2	2
2500	1Am	14L1•I	4	4/1,3	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	3m	**14L3•I**	4	4/1,3	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7M (7A)	1	1
	1Am	**14V1•I**	6	6/2	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	2m	24V2•I	6	6/2	5	5/1,65	5	7	10	14	18	4/1	9B (9B)	2	1
	3m	**24V3•I**	6	6/2	5	5/1,65	5	7	10	14	18	4/1	8M (8B)	2	1
	1Am	22L1•I	8	8/2,6	5	5/1,65	10	14	26	34	43	2/1	9M (9A)	1	1
	2m	**22L2•I**	8	8/2,6	5	5/1,65	10	14	26	34	43	2/1	9M (9A)	1	1
	3m	32L3•I	8	8/2,6	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	12M (12B)	2	2
	2m	32V2•I	12	12/4	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	13B (13B)	2	2
	3m	**32V3•I**	12	12/4	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	12M (12A)	2	2
3200	1Am	14L1•J	4	4/1,3	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7M (7A)	1	1
	1Bm	14V0•J	6	6/2	3,5	3,5/1,1	4	6	9	14	19	4/1	7M (7A)	1	1
	2m	**14L2•J**	4	4/1,3	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7M (7A)	1	1
	3m	24L3•J	4	4/1,3	5	5/1,65	5	7	10	14	18	4/1	8A (8A)	2	1
	2m	**24V2•J**	6	6/2	5	5/1,65	5	7	10	14	18	4/1	9B (9B)	2	1
	3m	34V3•J	6	6/2	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	12M (12A)	3	2
	1Am	**22L1•J**	8	8/2,6	5	5/1,65	10	14	26	34	43	2/1	9A (9A)	1	1
	2m	32L2•J	8	8/2,6	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	13B (13B)	2	2
	3m	32L3•J	8	8/2,6	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	12M (12A)	2	2
	2m	**32V2•J**	12	12/4	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	13B (13B)	2	2
	3m	42V3•J	12	12/4	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	15M (15A)	3	3
4000	1Am	**14L1•K**	4	4/1,3	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7A (7A)	1	1
	2m	24L2•K	4	4/1,3	5	5/1,65	5	7	10	14	18	4/1	9B (9B)	2	1
	3m	**24L3•K**	4	4/1,3	5	5/1,65	5	7	10	14	-	4/1	8A	2	1
	1Am	**24V1•K**	6	6/2	5	5/1,65	5	7	10	14	18	4/1	9B (9B)	2	1
	2m	34V2•K	6	6/2	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13B (13B)	3	2
	3m	34V3•K	6	6/2	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	12M (12A)	3	2
	1Am	32L1•K	8	8/2,6	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	13B (13B)	2	2
	2m	32L2•K	8	8/2,6	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	13M (13B)	2	2
	3m	**32L3•K**	8	8/2,6	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	12A (12A)	2	2
	1Am	**32V1•K**	12	12/4	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	13B (13B)	2	2
	2m	42V2•K	12	12/4	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	16B (16B)	3	3
	3m	**42V3•K**	12	12/4	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	15M (15A)	3	3
5000	1Am	24L1•L	4	4/1,3	5	5/1,65	5	7	10	14	18	4/1	9M (9A)	2	1
	1Bm	24V0•L	6	6/2	5,5	5,5/1,8	5	7	10	14	18	4/1	9M (9A)	2	1
	2m	**24L2•L**	4	4/1,3	5	5/1,65	5	7	10	14	18	4/1	9M (9A)	2	1
	3m	34L3•L	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	12M (12A)	3	2
	2m	34V2•L	6	6/2	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13B (13B)	3	2
	3m	**34V3•L**	6	6/2	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	12M (12A)	3	2
	1Am	32L1•L	8	8/2,6	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	13M (13A)	2	2
	2m	**32L2•L**	8	8/2,6	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	13M (13A)	2	2
	3m	42L3•L	8	8/2,6	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	15M (15A)	3	3
	2m	**42V2•L**	12	12/4	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	16B (16B)	3	3

Datos carro y potencias motores (máximas suministrables = kw) de una y dos velocidades de traslación													
Carro eléctrico de traslación		**1 Velocidad: 8 o 10 m/min** (1)				**1 Velocidad: 16 o 20 m/min** (1)				**2 Velocidad: 16/4 o 20/5 m/min** (1)			
		Relación reductor con velocidad m/min		Motor carro		Relación reductor con velocidad m/min		Motor carro (2)		Relación reductor con velocidad m/min		Motor carro	
				Tipo	Potencia			Tipo	Potencia			Tipo	Potencia
Tipo - Tamaño		8	10	4 polos	kW	16	20	2 polos	kW	16/4	20/5	2/8 polos	kW
DST - N/R Monoviga	1 - 2	τ1	τ2	71 - 4	0,16	τ1	τ2	71 - 2	0,32	τ1	τ2	71 - D	0,40/0,09
	3	τ1	τ2	80 - 4	0,25	τ1	τ2	80 - 2	0,50	τ1	τ2	80 - D	0,50/0,12
	4	τ1	τ2	80 - 4	0,32	τ1	τ2	80 - 2	0,63	τ1	τ2	80 - D	0,63/0,15
DRT Dos vigas	1	τ1	τ2	71 - 4	0,16	τ1	τ2	71 - 2	0,32	τ1	τ2	71 - D	0,40/0,09
	2	τ1	τ2	80 - 4	0,25	τ1	τ2	80 - 2	0,50	τ1	τ2	80 - D	0,50/0,12
	3	τ1	τ2	80 - 4	0,32	τ1	τ2	80 - 2	0,63	τ1	τ2	80 - D	0,63/0,15
		τ1	τ2	100 - 4	0,63	τ1	τ2	100 - 2	1,25	τ1	τ2	100 - D	1,25/0,31
	4	τ1	τ2	100 - 4	0,63	τ1	τ2	100 - 2	1,25	τ1	τ2	100 - D	1,25/0,31

NOTAS: Para las combinaciones con doble motorreductor ver pág. 35

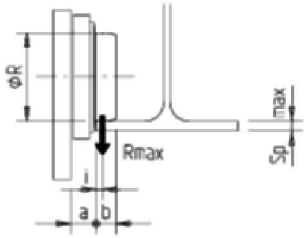
(1) Las velocidades de elevación y traslación y las potencias de los motores correspondientes se refieren a alimentación de red trifásica con frecuencia de 50 Hz. En el caso de alimentación con frecuencia de 60 Hz se deben aumentar del 20%.

(2) Con motores de 2 polos para inversores las potencias son: 71-2 = 0,5kW; 80-2 = 0,8kW; 100-2 = 2kW

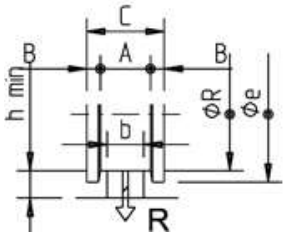
POSICIÓN EN EL ALA DE LA VIGA DE LA RUEDA DE TODOS LOS CARROS DST					
DST N/S R	**Ø R Rueda** (mm)	**Dimensiones** (mm)			**Esp. máx.** (mm)
		i	**a**	**b**	
DST 1	100	8	35	18	20
DST 2	125	12	35	29	23
DST 3	160	17	45	34	35
DST 4	200	19	50	39	41

DIMENSIONES DE LAS RUEDAS DRT Y DE LOS RIELES CORRESPONDIENTES								
DRT	**Ø R Rueda** (mm)	**Dimensiones** (mm)						
		Rueda				**Rail**		
		A	**B**	**C**	**Ø e**	**h min.**	**b min.**	**b máx**
DRT 1	125	50	15	80	150	30	30	40
DRT 2	160	55	19	93	190	30	30	45
DRT 3	200	60	20	100	230	30	40	50
DRT 4	250	70	20	110	280	40	50	60

Posición en el ala de la viga de la rueda de todos los carros DST

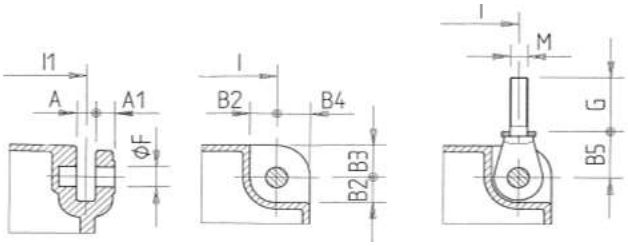


La posición en pista de la DRT carritos de ruedas



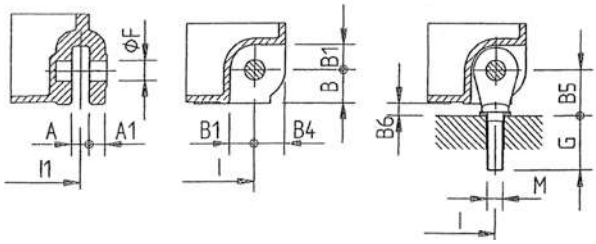
FIJACIÓN DE LOS POLOSPASTOS DE CABLE DRH SUMINISTRADOS EN EJECUCIÓN FIJA EN LAS VERSIONES SUSPENDIDA Y APOYADA

Fijación polospastos de 2 y 4 ramales en versión suspendida:
Detalle del agujero y de la zona de conexión del cáncamo universal



El cáncamo universal se suministra de serie.
Para cotas I y I1 ver página DRH apoyado/suspendido.

Fijación polospastos de 2, 4, 6 y 8 ramales en versión apoyada:
Detalle del pie de apoyo y de la zona de conexión del cáncamo universal (2 y 4 ramales) y del tirante de apoyo (6 y 8 ramales)



El cáncamo universal (2 y 4 ramales) o el tirante de apoyo (6 y 8 ramales) se suministra de serie.
Para cotas I y I1 ver página DRH apoyado/suspendido.

Ramales de cable N.	**Tipo DRH**	**Dimensiones totales** (mm)											
		A	**A1**	**B**	**B1**	**B2**	**B3**	**B4**	**B5**	**B6**	**ØF**	**M**	**G**
2/1 - 4/1	1	20	20	37	21	21	35	35	50	13	20	16x2	65
	2	22	22	42	31	31	40	40	55	13	25	20x2,5	70
	3	32	32	48	36	36	55	55	76	28	35	24x3	93
	4	42	42	60	38	46	70	70	89	29	45	30x3,5	108
6/1 - 8/1	3	32	32	48	36	-	-	-	48	-	35	20x2,5	55
	4	42	42	60	38	-	-	-	60	-	45	27x3	57

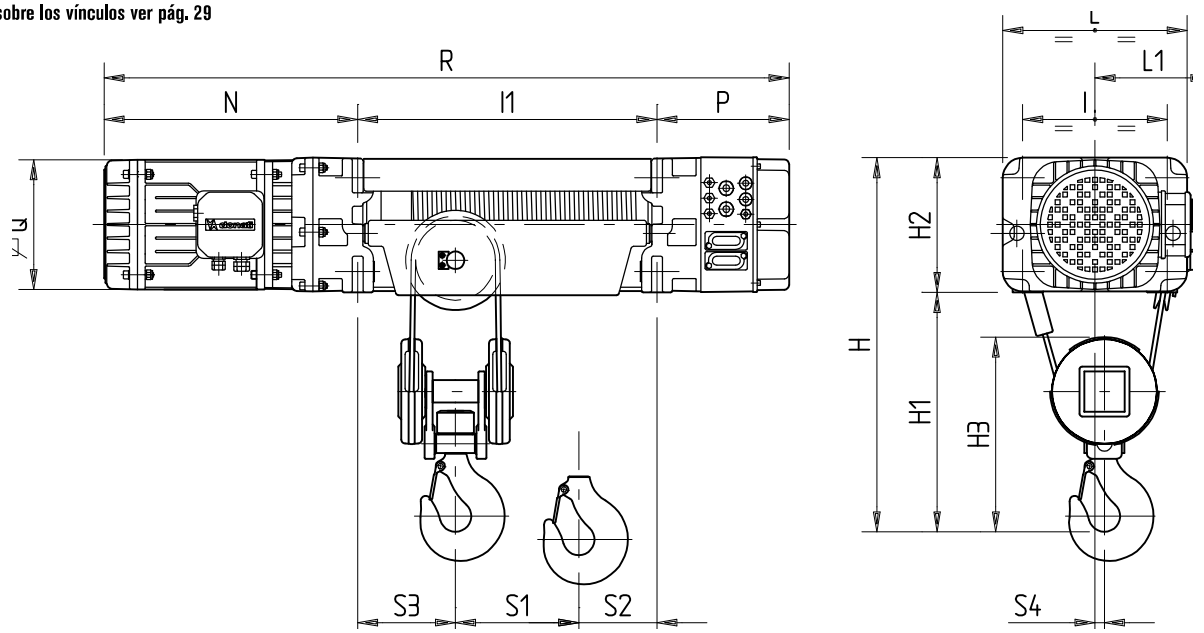
NOTAS - **Fijación** polospastos de 2, 4, 6 y 8 ramales **en versión apoyada para aplicación en carros no suministrados por Donati**:

- Utilizando el cáncamo universal (2 y 4 ramales), la dimensión en altura del perfil del polospasto (cota H2 DRH), con respecto a la superficie de apoyo del polospasto mismo, debe incrementarse en la cota "B6".
- Utilizando el tirante de apoyo (6 y 8 ramales) la dimensión en altura no se debe incrementar de la cota "B6"

DIMENSIONES TOTALES – PESOS

POLIPASTOS ELÉCTRICOS DE CABLE SERIE DRH DE 2 Y 4 RAMALES DE CABLE EN VERSIÓN APOYADA O SUSPENDIDA

Reacciones sobre los vínculos ver pág. 29



S2 = I1 – S3 – S1

* Para DRH 3 y DRH4 con B.T. la cota P se convierte en: DRH3 = 330; DRH4 = 360

Ramales de cable N.	Tipo DRH	Dimensiones totales (mm)										
		H	H1	H2	H3	I	L	L1	N	P	Q	S4
2/1	1	690	460	230	390	250	320	210	480	255	225	28
	2	820	550	270	445	290	370	235	525	270	260	30
	3	1090	710	380	595	370	480	290	705	205	300	40
	4	1390	920	470	750	460	600	360	855	220	340	45
	©4	1390	920	470	750	460	600	360	1015	220	340	45
4/1	1	650	420	230	345	250	320	210	480	255	225	15
	2	750	480	270	390	290	370	235	525	270	260	19
	3	1020	640	380	540	370	480	290	705	205	300	23
	4	1320	850	470	700	460	600	360	855	220	340	25
	©4	1320	850	470	700	460	600	360	1015	220	340	25

Ramales de cable N.	Tipo DRH	Tambor C				Tambor N				Tambor L				Tambor X1				Tambor X2				Pesos (kg) con tambor tipo				
		I1	R	S1	S3	I1	R	S1	S3	I1	R	S1	S3	I1	R	S1	S3	I1	R	S1	S3	C	N	L	X1	X2
2/1	1	400	1135	125	95	515	1250	185	95	890	1625	365	95	1200	1935	515	95	1530	2265	680	95	132	141	160	180	200
	2	480	1275	160	100	600	1395	220	100	1000	1795	410	100	1260	2055	530	100	1530	2325	670	100	180	195	215	260	280
	3	600	1510	195	130	740	1650	265	130	1260	2170	515	130	1550	2460	680	130	1940	2850	860	130	460	490	565	590	620
	4	722	1797	220	170	862	1937	290	170	1422	2497	570	170	1852	2927	800	170	2352	3427	1030	170	855	890	1010	1200	1250
	©4	722	1957	220	170	862	2097	290	170	1422	2657	570	170	1852	3087	800	170	2352	3587	1030	170	910	945	1065	1255	1305
4/1	1	400	1135	70	150	515	1250	100	150	890	1625	160	165	1200	1935	230	165	1530	2265	300	165	140	150	170	200	220
	2	480	1275	105	180	600	1395	135	180	1000	1795	210	200	1260	2055	280	200	1530	2325	350	200	195	205	235	280	300
	3	600	1510	130	240	740	1650	160	240	1260	2170	240	270	1550	2460	280	270	1940	2850	350	270	515	540	625	650	700
	4	722	1797	150	300	862	1937	180	300	1422	2497	220	300	1852	2927	310	300	2352	3427	410	300	960	1000	1140	1350	1400
	©4	722	1957	150	300	862	2097	180	300	1422	2657	220	300	1852	3087	310	300	2352	3587	410	300	1015	1055	1195	1405	1455

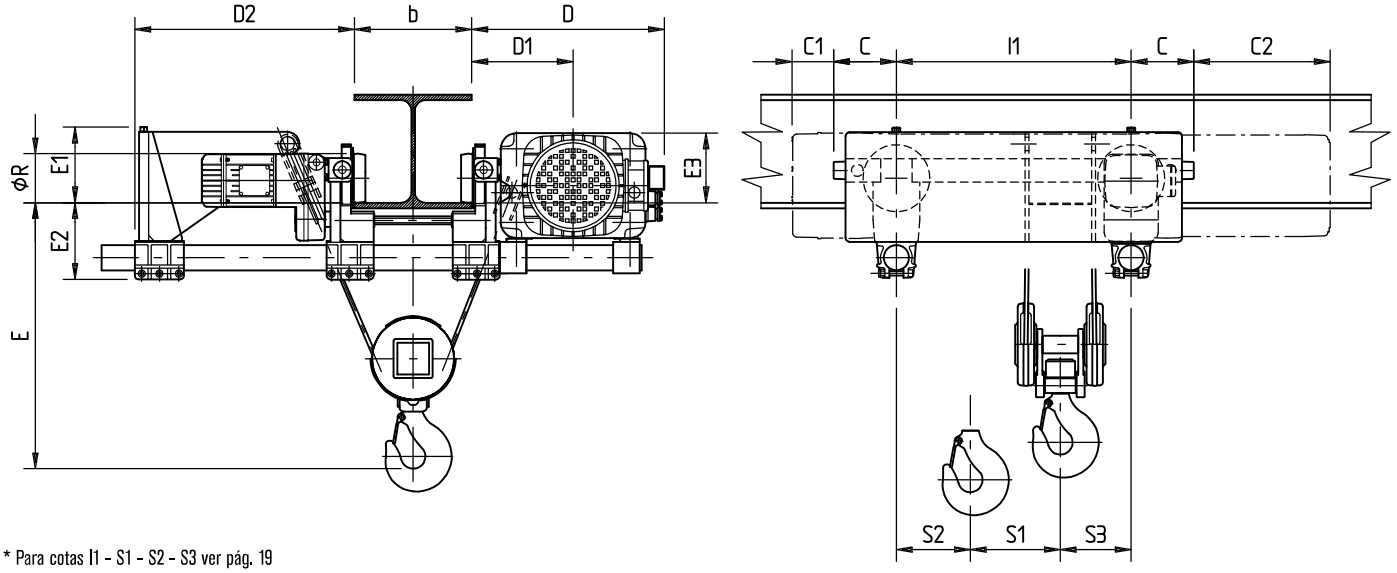
©Polipasto DRH4 con motor cilíndrico.

WORKS FOR YOU.™

CARROS MONOVIGA DST/R PARA POLOSPASTOS ELÉCTRICOS DE CABLE DRH – VERSIÓN DE 2 RAMALES (2/1) Y 4 RAMALES (4/1)

Reacciones sobre los vínculos ver pág. 31

Polipastos eléctricos de cable serie DRH de 2 y 4 ramales de cable con carro de dimensiones reducidas R



* Para cotas I1 - S1 - S2 - S3 ver pág. 19

Ramales de cable N.	Tipo DRH	Carro DST-R	Dimensiones totales (mm)												Pesos (kg) con tambor tipo				
			D	D1	D2	D2 tambores (x1-x2)	E1	E1 tambores (x1-x2)	E2	E3	ØR	C	C1	C2	C	N	L	X1	X2
2/1	1	1	440	230	540	393	140	143	180	145	100	140	115	340	260	270	280	360	390
	2	1	485	250	590	420	200	180	180	185	100	140	130	385	360	370	395	460	490
	3	2	605	315	655	582	317	295	195	295	125	160	45	545	740	770	870	1060	1160
	4	3	755	395	677	677	352	352	255	365	160	275	-55	580	1510	1550	1700	2120	2350
	©4	3	755	395	677	677	352	352	255	365	160	275	-55	740	1565	1605	1755	2175	2405
4/1	1	1	440	230	540	393	140	143	180	145	100	140	115	340	270	280	290	370	400
	2	2	495	265	560	412	195	175	195	180	125	160	110	365	415	425	450	530	560
	3	3	625	335	622	547	286	265	255	265	160	275	-70	430	985	1005	1115	1346	1446
	4	4	760	405	630	630	350	350	295	355	200	325	-105	530	1880	1930	2120	2540	2764
	©4	4	760	405	630	630	350	350	295	355	200	325	-105	690	1935	1985	2175	2595	2819

© Polospasto DRH4 con motor cilíndrico.

Ramales de cable N.	Acercamiento gancho E (mm) en relación con la anchura del ala viga b (mm) y al tamaño del polospasto de cable DRH															
	b = 180 (mm)				b = 220 (mm)				b = 300 (mm)				b = 400 (mm)			
	DRH 1	DRH 2	DRH 3	DRH 4	DRH 1	DRH 2	DRH 3	DRH 4	DRH 1	DRH 2	DRH 3	DRH 4	DRH 1	DRH 2	DRH 3	DRH 4
2/1	630	640	680	830	670	680	680	830	770	780	780	880	890	900	900	1000
4/1	480	500	610	790	530	550	610	790	620	650	650	790	740	770	770	850

NOTA : Para velocidades, potencias y posición de la rueda ver pág. 18

Tabla recapitulativa características alas de vigas para carros DST		
Carro	Ala mín. (mm)	Espes máx. (mm)
DST1R	90	20
DST2R	119	23
DST3R	135	35
DST4R	180	41

WORKS FOR YOU.™

TABLA Φ PRIMITIVOS TAMBOR Y POLEA PARA DRH

Tipo DRH	Φ Cable (mm)	Φ Primitivo tambor (mm)	Φ Primitivo polea (mm)
1	7	159	157
2	8	193	180
	9	194	181
3	12	242	269
	13	243	270
4	15	323	337
	16	324	338

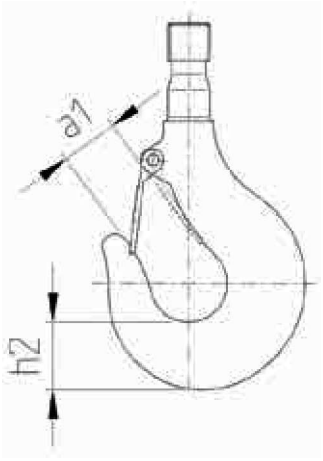


TABLA GANCHOS PARA DRH

Tamaño DRH	N° Ramales	Tipo de gancho en relación con la capacidad (kg) y al grupo de servicio FEM								Dimensiones Gancho Cotas (mm)	
		FEM 1Bm		FEM 1Am		FEM 2m		FEM 3m			
		Capacidad	Tipo N°	Capacidad	Tipo N°	Capacidad	Tipo N°	Capacidad	Tipo N°	a1	h2
1	2/1	-	-	1250	08V	1000	08V	800	08V	33	37
		-		1600		1250		1000			
		-		2000		1600		1250			
	4/1	-	1.6V	1600	1.6V	1250	1.6V	1000	1.6V	38	48
		-		2000		1600		1250			
		3200		2500		2000		1600			
		-		3200		2500		2000			
		-		4000		3200		2500			
2	2/1	-	-	1600	1.6V	1250	1.6V	1000	1.6V	38	48
		-		2000		1600		1250			
		-		2500		2000		1600			
		-		3200		2500		2000			
	4/1	-	2.5T	3200	2.5T	2500	2.5T	2000	2.5T	43	58
		5000		4000		3200		2500			
		-		5000		4000		3200			
		-		6300		5000		4000			
3	2/1	-	-	2500	2.5T	2000	2.5T	1600	2.5T	43	58
		-		3200		2500		2000			
		-		4000		3200		2500			
		-		5000		4000		3200			
		-		6300		5000		4000			
	4/1	-	5T	5000	5T	4000	5T	3200	5T	50	75
		-		6300		5000		4000			
		10000		8000		6300		5000			
		-		10000		8000		6300			
		-		12500		10000		8000			
	6/1	-	-	20000	10S	16000	10S	–	–	77	106
	8/1	-	-	25000	10S	20000	10S	–	–		
4	2/1	-	-	5000	5T	4000	5T	3200	5T	50	75
		-		6300		5000		4000			
		-		8000		6300		5000			
		-		10000		8000		6300			
	4/1	-	10P	10000	10P	8000	10P	6300	10P	77	106
		16000		12500		10000		8000			
		-		16000		12500		10000			
		-		20000		16000		12500			
		25000	10T	25000	10T	20000	10T	-	-		
	6/1	-	-	32000	12T	25000	12T	–	–	87	118
		-		-		32000		-			
	8/1	50000	12T	40000	12T	–	-	–	–		
		-	-	-	-	40000	12V	–	–		

CARACTERÍSTICAS DE MOTORES, FUSIBLES Y CABLES DE ALIMENTACIÓN

Polipasto DRH	Motor Tipo	Polos	Potencia instalada (kW)	COS φ	Ia - (A) 400V - 50Hz	In - (A) 400V - 50Hz	Fusibles de línea (A) 400V - 50Hz	Sección mínima cables de alimentación 400V - (ΔU20V)	
								φ mm²	L =m
1	112K4R	4	3	0.75	40	8	16	2.5	≤ 30
	112K5R	4/12	3/1	0.72/0.5	38/13	8/6.6	16	2.5	≤ 30
2	132K4R	4	5	0.75	58	12	20	4	≤ 30
	132K5R	4/12	5/1.65	0.78/0.5	50/17	12/10	20	4	≤ 30
3	160K4R	4	10	0.8	110	22	32	6	≤ 30
	160K5R	4/12	10/3.3	0.77/0.46	100/20	24/18	32	6	≤ 30
4	180K4R	4	16	0.82	175	34	63	10	≤ 20
	180K5R	4/12	16/5.3	0.78/0.46	170/55	38/25	63	10	≤ 20
4 Cilindrico	180C4R	4	24	0.88	330	48	80	16	≤ 20
	180C5R	4/12	24/7.8	0.88/0.5	330/80	48/32	80	16	≤ 20

Carro DST / DRT	Motor Tipo	Polos	Potencia instalada (kW)	COS φ	Ia - (A) 400V - 50Hz	In - (A) 400V - 50Hz
DST1 DST2 DRT1	71K3P	2/8	0.4/0.09	0.75/0.6	4.4/1.2	1.2/0.9
	71C2P	2	0.32	0.72	6	1.0
	71C4P	4	0.16	0.5	4	1.0
	71K2PI	2 Inverter	0.5	0.72	5.2	1.3
DST3 DRT2	80K3P	2/8	0.5/0.12	0.85/0.6	5.5/1.6	1.3/1.1
	80K2P	2	0.50	0.8	5.6	1.3
	80K4P	4	0.25	0.65	3.3	0.9
	80K2PI	2 Inverter	0.8	0.8	9.7	1.9
DST4 * DRT3	80K3PL	2/8	0.63/0.15	0.82/0.57	6.8/1.9	1.6/1.3
	80K2PL	2	0.63	0.75	7.7	1.7
	80K4PL	4	0.32	0.65	3.9	1.1
	80K2PI	2 Inverter	0.8	0.8	9.7	1.9
** DRT3 *** DRT4	100K3P	2/8	1.25/0.31	0.84/0.6	16/3.6	3.1/1.8
	100K2P	2	1.25	0.83	16	2.9
	100K4P	4	0.63	0.8	8.5	1.7
	100K2PI	2 Inverter	2.0	0.86	23	4.3

- Los carros DST versión articulada están realizados con doble motorreductor. Las potencias indicadas en tabla deben ser duplicadas.

*** El carro DRT3 para polipastos DRH4 de 6 ramales está realizado con doble motorreductor de traslación.**
El carro DRT3 para polipastos DRH3 de 8 ramales (armazón luz 2240-2800) está realizado con doble motorreductor de traslación.
Las potencias indicadas en tabla deben ser duplicadas.

**** El carro DRT3 para polipastos DRH4 de 4 ramales, DRH3 de 6 ramales (armazón luz 1200-1400) y DRH3 de 8 ramales (armazón luz 1400) está realizado con un motorreductor de traslación.**

***** El carro DRT4 para polipastos DRH4 de 8 ramales está realizado con doble motorreductor de traslación. Las potencias indicadas en tabla deben ser duplicadas.**

Rothe Erde®
Grandes Rodamientos.

A ThyssenKrupp Technologies company

Rothe Erde

ThyssenKrupp

Factores de carga para la selección de rodamientos.

Rothe Erde
Grandes Rodamientos

Con excepción de los tipos 13 y 21 de la serie KD 210

Tabla 1

Casos de aplicación		$f_{stat.}$	f_L	Vida útil, giros a plena carga
Grúa flotante (gancho) Grúa sobre vehículo (gancho) Grúa de a bordo (cuchara) Mesa giratoria de soldadura Plato giratorio (servicio continuo)		1,10	1,0	30.000
Grúas torre -giro superior*	$M_{krü} \leq 0{,}5\ M_k$	1,25	1,0	30.000
	$0{,}5\ M_k \leq M_{krü} \leq 0{,}8\ M_k$		1,15	45.000
	$M_{krü} \geq 0{,}8\ M_k$		1,25	60.000
-giro en base			1,0	30.000
Grúa giratoria (gancho) Grúa de astillero Transportador giratorio (gancho) Cargador/descargador de buques			1,15	45.000
Grúa de acería			1,5	100.000
Grúa sobre vehículo (servicio de cuchara y en general aplicaciones con gran frecuencia de movimiento de cargas) Grúa giratoria (cuchara/imán) Transportador giratorio (cuchara/imán) Puente grúa (cuchara/imán) Grúa flotante (cuchara/imán)		1,45**	1,7	150.000
Mecanismo principal de giro de rotopalas Retro-cargadores Apiladores Cintas transportadoras en voladizo			2,15	300.000
Grúa off-shore		Dimensionado según norma especial		
Grúa de ferrocarril		1,10	Para estos casos de aplicación obsérvese la nota adjunta.	
Grúa de a bordo (gancho)		1,00		
Apiladoras Cintas transportadoras en voladizo Cintas transportadoras móviles		1,10		
Excavadora de cable/ cucharas de arrastre Pala oscilante		1,25		
Excavadora hidráulica: con rodamiento tipo KD 320 Con otros tipos de rodamientos Excavadora hidráulica hasta 1,5 m^3		1,25 1,45		
Con más de 1,5 m^3		Dimensionado según norma especial		
Carros para cucharas de colada		1,75		

Para el dimensionado estático siempre se deberán considerar las cargas máximas existentes, incluyendo las adicionales y las de ensayo.

Los coeficientes de seguridad estática ($f_{stat.}$ por ejemplo cargas de ensayo superiores a las normales, cargas de puesta en servicio, etc.) podrán ser inferiores a los indicados solo en casos excepcionales y siempre previa autorización escrita por nuestra parte.

Los valores indicados para „f_L“ se refieren al caso de máxima carga de servicio y proceden de experiencias obtenidas en la práctica y en ensayos de laboratorio. Si para la determinación del número requerido de giros a plena carga se partiese de una combinación de cargas, de la cual se conoce solo una carga promedio supuesta, se deberán aplicar valores de vida útil más elevados.

Para aquellos casos de aplicación que no estén reflejados en la tabla, se pueden asumir correspondientemente los valores orientativos pertenecientes a condiciones de servicio similares.

*) Para grúas torre con giro en parte superior
$M_{krü}$ = par de vuelco antagónico sin carga.
M_k = par de vuelco con carga y máxima longitud de brazo.

**) Para aquellos casos de aplicación que requieran un dimensionado con $f_{stat.} = 1{,}45$ se deberá dar preferencia absoluta a los modelos de rodamientos con varias hileras de elementos de rodadura, debido a que los esfuerzos medios suelen ser elevados y el servicio frecuentemente duro.

Nota:
Para estos casos de aplicación varían considerablemente las condiciones de servicio, en especial los periodos de servicio del mecanismo de giro y las cargas que inciden durante el giro. Así, por ejemplo, si los movimientos de giro son poco frecuentes, como en el caso de movimientos de giro ocasionales para la colocación en posición de trabajo, se puede proceder a un dimensionado estático.

Por otra parte, si se trata de giros o desplazamientos continuados, el dimensionado se deberá realizar de acuerdo con la vida útil.

El dimensionado de acuerdo con la vida útil también puede llegar a ser necesario si el rodamiento tiene que llevar a cabo movimientos relativos, tales como se suelen presentar en cintas de descarga en voladizo en rotopalas.

Ejemplo de cálculo para la selección de un rodamiento

Rothe Erde
Grandes Rodamientos

Grúa de pórtico

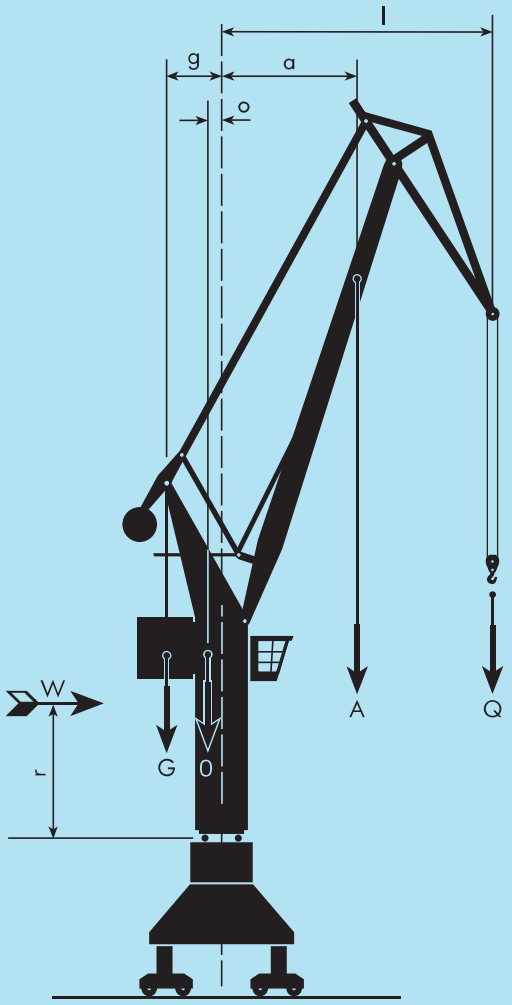


Figura 3

La carga máxima se ha de determinar de acuerdo con las fórmulas indicadas aqui al lado.

Las cargas obtenidas se han de multiplicar por los factores de carga (ver tabla 1 en la página 11) antes de proceder a la selección del rodamiento.

Para los ejemplos representados aquí rige:

para servicio de gancho: factor de carga $f_{stat.} = 1,25$

para servicio de cuchara: factor de carga $f_{stat.} = 1,45$

1 **Carga levantada a máxima distancia**

1.1) Carga máxima de servicio incluyendo carga por viento:

Carga axial $F_a = Q_1 + A + O + G$

Par de vuelco res. $M_k = Q_1 \cdot l_{max} + A \cdot a_{max} + W \cdot r - O \cdot o - G \cdot g$

1.2) Carga incluyendo un 25 % de incremento por ensayo y sin carga por viento:

Carga axial $F_a = 1,25 \cdot Q_1 + A + O + G$

Par de vuelco res. $M_k = 1,25 \cdot Q_1 \cdot l_{max} + A \cdot a_{max} - O \cdot o - G \cdot g$

2 **Carga levantada a mínima distancia**

2.1) Carga máxima de servicio incluyendo carga por viento:

Carga axial $F_a = Q_2 + A + O + G$

Par de vuelco res. $M_k = Q_2 \cdot l_{min} + A \cdot a_{min} + W \cdot r - O \cdot o - G \cdot g$

2.2) Carga incluyendo un 25 % de incremento por ensayo y sin carga por viento:

Carga axial $F_a = 1,25 \cdot Q_2 + A + O + G$

Par de vuelco res. $M_k = 1,25 \cdot Q_2 \cdot l_{min} + A \cdot a_{min} - O \cdot o - G \cdot g$

Vida útil del rodamiento.

La duración teórica, es un concepto ámpliamente conocido en la técnica de los rodamientos. Como consecuencia de la gran cantidad de factores que influyen, la vida nominal según DIN/ ISO 281 no se puede establecer en la práctica como valor absoluto sino únicamente como valor comparativo y magnitud de referencia para el dimensionado. No todos los rodamientos alcanzan necesariamente la duración teórica, sin embargo, la mayoría generalmente supera este valor e incluso una parte de ellos lo supera alcanzando múltiplos de él.

Los criterios referentes a la duración teórica no pueden traspasarse incondicionalmente a los rodamientos de grandes dimensiones, en especial si nos referimos a aquellos que realizan simples giros parciales o giros a baja velocidad.

En la mayoría de los casos de aplicación, se puede constatar que la velocidad en el círculo de rodadura es relativamente pequeña, de manera que el desgaste o la existencia de determinados pittings aislados no influyen negativamente sobre el equilibrio de la marcha y la precisión de la misma. Por esta razón no es usual proceder al dimensionado de los grandes rodamientos destinados a giros parciales y/o giros lentos en función de su duración teórica. Para estos casos se ha creado el concepto de „vida útil“. El límite de la vida útil se alcanza cuando se incrementa progresivamente el par resistente al giro o cuando el desgaste del rodamiento alcanza niveles en los que el rodamiento ya no cumple su función (véase la página 36).

Los rodamientos de grandes dimensiones se utilizan bajo las más diversas condiciones de servicio. En función del tipo de servicio - por ejemplo giros parciales con diferentes ángulos de desplazamiento y frecuencia variable, giros parciales continuados o giros contínuos – se deberá tener en cuenta no sólo la selección según criterios estáticos, sino también la vida útil esperada, que se deriva de la situación de cargas dinámicas.

La vida útil que se ha determinado por medio de las curvas, sólamente se debe aplicar en el caso de rodamientos que realicen movimientos de giro parcial y giros lentos. Este procedimiento por ejemplo no es aplicable en el caso de:

- rodamientos destinados a absorber esfuerzos radiales elevados
- rodamientos con alta velocidad de giro y
- rodamientos que deben cumplir fuertes exigencias de precisión.

En los casos indicados, el cálculo se deberá realizar por parte de Rothe Erde en base a las combinaciones de carga existentes con las velocidades de giro correspondientes y los períodos y duraciones del funcionamiento.

Aqui se deberá distinguir con claridad entre las horas de funcionamiento de la máquina o aparato y los tiempos de giro o desplazamiento lateral propiamente dichos.

Las diferentes cargas que actúan se han de considerar tanto dentro de las combinaciones de cargas, como en la parte que proporcionalmente les corresponde sobre el total. A efectos de análisis de la vida útil también se ha de tener en cuenta que el ángulo de giro bajo carga o sin ella, supone un factor cuya influencia no se debe dejar de considerar.

Para proceder a una determinación aproximada de la vida útil, hemos colocado al lado de los diagramas de carga límite estática las „curvas de vida útil“. La excepción son los rodamientos de aros perfilados correspondientes a los tipos 13 y 21.

Las curvas mencionadas se basan en una vida útil de 30.000 giros a plena carga y, tal como se explica a continuación, se pueden utilizar para determinar la vida útil de diferentes combinaciones de carga o para seleccionar un rodamiento con la vida útil prefijada.

Signos utilizados	Unidad	
G	U	vida útil en número de giros
G_1; G_2; ...G_i	U	vida útil para las combinaciones de carga 1; 2; ...i
F_a	kN	carga axial
M_k	kNm	par de vuelco
F_{ao}	kN	carga axial en la curva del gráfico
M_{ko}	kNm	par de vuelco resultante en la curva del gráfico
F_a'	kN	„carga de lectura en gráfico“ determinada con f_L
M_k'	kNm	„carga de lectura en gráfico“ determinada con f_L
F_{am}	kN	carga axial promedia
M_{km}	kNm	par de vuelco promedio
ED_1; ED_2; ...ED_i	%	participación en % sobre el tiempo de funcionamiento
p		exponente para rodamientos de bolas $p = 3$ rodamientos de rodillos $p = 10/3$
$f_L = \frac{F_{ao}}{F_a} = \frac{M_{ko}}{M_k}$		proporción entre las cargas reales y su proyección sobre la curva (factor de carga) [1]
$G = (f_L)^p \cdot 30\,000$		[2]

Tornillos de fijación.

Tornillos de fijación
Las curvas de carga límite para los tornillos que se representan en los diagramas estáticos en todos los casos se refieren a la categoría de resistencia 10.9. Se establece como condición previa una longitud de apriete de 5 · d y un tensado previo correspondiente al 70 % del limite elástico.

En el caso de aquellos rodamientos para los que no se ha reflejado la curva de carga de los tornillos, la totalidad del sector de carga admisible situado por debajo de las curvas de carga límite queda cubierta con tornillos de la categoría de resistencia 10.9.

A efectos de verificación en relación a la curva de carga de los tornillos se toma la carga máxima sin aplicación de factores.

Para las cargas facilitadas se indica en nuestra oferta técnica el número de tornillos, la categoría de resistencia de los mismos y el tensado previo requerido para el rodamiento en cuestión. Siempre que no exista otra indicación, se parte de las siguientes premisas:

a) La carga axial F_a actúa por asiento de la misma y no „por suspensión“, es decir, la fuerza axial de servicio F_a procedente de la carga axial no somete a los tornillos a esfuerzos de tracción. Véanse las figuras 4 y 5.

b) Los tornillos están distribuidos de forma equidistante sobre los círculos de taladro.

c) Las estructuras de apoyo cumplen las condiciones técnicas establecidas por nosotros. Véanse las página 32.

d) Tanto el rodamiento de grandes dimensiones como también las estructuras de apoyo son de acero.

e) No está previsto el apoyo sobre superficies revestidas con resina fundida solidificada.

f) La longitud de apriete de los tornillos l_k es como minimo de 5 · d en aquellos rodamientos que disponen de una sección maciza en los aros y de al menos 3 · d en los aros perfilados, como por ejemplo en el caso de la serie de tipos KD 210.

g) En la parte de los tornillos sometida a carga debe haber al menos seis hilos de rosca libres.

En el caso de que surjan diferencias respecto a las premisas establecidas se nos deberá consultar.

Con el fin de evitar pérdidas de tensión de pretensado como consecuencia de encogimientos bajo carga, no se deberán sobrepasar los límites de presión superficial indicados en la tabla 3 (ver página 19) en las superficies de asiento de la cabeza del tornillo y de la tuerca ó en el material de las piezas sometidas a tensión.

La categoría de producto y la categoría de resistencia seleccionadas para los tornillos y para las tuercas han de estar garantizadas por parte del suministrador. Se deberá prestar atención a la presencia de las marcas de calidad correspondientes a DIN/ISO.

Se deberá comprobar la perpendicularidad entre la superficie de asiento y el eje de la rosca, tanto en el tornillo como en la tuerca.

En todo momento deberán quedar excluidos errores o defectos en el paso de rosca, que en especial en longitudes de roscado > 1· d pueden dar lugar a valores erróneos del par de apriete con la consiguiente menor fuerza de pretensado en los tornillos.

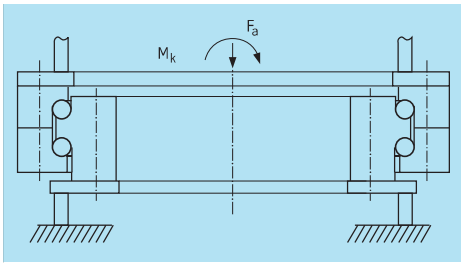


Figura 4: carga axial „asentada“

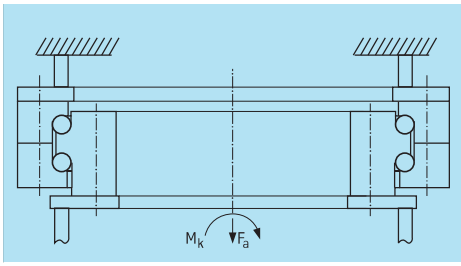


Figura 5: carga axial „suspendida“

Tabla 2: Profundidad minima de penetración del tornillo en el caso de taladros ciegos para la categoría de tolerancia media (6 H)
Las categorías de tolerancia diferentes requieren las profundidades de penetración de tornillos que les corresponden

Categoría de resistencia del tornillo	8.8	8.8 10.9	10.9 12.9	12.9
Precisión de rosca d/P	< 9	≥ 9 < 9	≥ 9 < 9	≥ 9
St 37	1,0 · d	1,25 · d		
St 50, C 45 N, 46 Cr 2 N, 46 Cr 4 N	0,9 · d	1,0 · d	1,2 · d	1,4 · d
C 45 V, 46 Cr 4 V, 42 CrMo 4 V	0,8 · d	0,9 · d	1,0 · d	1,1 · d

d – ø exterior de rosca [mm]
tornillos con rosca métrica ISO (rosca regulada)

P – Paso de la rosca [mm]
hasta M 30 tienen un d/P < 9
> M 30 tienen un d/P ≥ 9

Para tornillos superiores a M 30 no se han indicado pares de apriete en la tabla 4, ya que de acuerdo con nuestra experiencia los valores de fricción presentan una banda de dispersión demasiado fuerte. Para estos tipos de tornillos se deberá utilizar preferentemente un cilindro tensor hidráulico de tornillos, tal como se indica en la página 20.

A la hora del diseño se deberá tener en cuenta una mayor necesidad de espacio para la cabeza del tornillo, para la tuerca y para el útil de apriete.

Determinación aproximada de la compresión superficial debajo de la superficie de asiento de la cabeza y de la tuerca del tornillo.

Es condición que:

$$p = \frac{F_M/0{,}9}{A_p} \leq p_G$$

F_M – Fuerza tensora del tornillo seleccionado [N]

A_p – Superficie de asiento de la cabeza del tornillo (o de la tuerca) [mm²]

p_G – compresión superficial límite [N/mm²] para las partes comprimidos

Aqui se debera tener en cuenta la disminución de la superficie de asiento debido al chaflán del taladro y a los rebajes en el hexágono.

$$A_p = \frac{\pi}{4}(d_w^2 - d_h^2)$$

para $d_h > d_a$

d_h – diámetro del taladro

d_a – diámetro interior de la superficie de asiento de la cabeza del tornillo

d_w – diámetro exterior de la superficie de asiento de la cabeza del tornillo

Momento de apriete

El momento de apriete depende de muchos factores, particularmente del coeficiente de fricción en la rosca, así como en el apoyo de cabeza y tuerca.

Para un coeficiente de fricción medio de $\mu_G = \mu_K = 0{,}14$ (rosca y superficie de apoyo ligeramente engrasadas) se indica el coeficiente de apriete M_A para el apriete previo, F_M para el atornillador dinamométrico hidráulico. Considerando una dispersión del ± 10 % está fijado el par de montaje M_A para la llave dinamométrica.

Tabla 3: p_G – compresión superficial limite [N/mm²] para las partes comprimidas

Material	p_G compresión superficial límite
St 37	260 N/mm²
St 50, C 45 N, 46 Cr 2 N, 46 Cr 4 N	420 N/mm²
C 45, laminación perfilada (KD 210)	700 N/mm²
C 45 V, 46 Cr 4 V, 42 CrMo 4 V	700 N/mm²
GG 25	800 N/mm²

Si se sobrepasan los valores de compresión superficial límite, se han de prever arandelas de tamaño y resistencia adecuados.

Tabla 4: Fuerzas de tensado y momentos de apriete para tornillos con rosca normal métrica DIN 13, para $\mu_G \approx \mu_K = 0{,}14$.

Clase de sujeción según DIN/ISO 898			8.8			10.9			12.9		
Limite de elasticidad $R_{p\,0,2}$ N/mm²			640 para ≤ M 16 660 para > M 16			940			1100		
rosca métrica ISO DIN 13	área tensionada A_S mm²	área del núcleo A_3 mm²	fueza de tensado F_M N	con atornillador dinamométrico hidráulico o eléctrico M_d M_A Nm	con llave dinamo métrica M_d' -* M_A' Nm	fuerza de tensado F_M N	con atornillador dinamométrico hidráulico o eléctrico M_d M_A Nm	con llave dinamo métrica M_d' -* M_A' Nm	fuerza de tensado F_M N	con atornillador dinamométrico hidráulico o eléctrico M_d M_A Nm	con llave dinamo métrica M_d' -* M_A' Nm
M 12	84,3	76,2	38500	87	78	56000	130	117	66000	150	135
M 14	115	105	53000	140	126	77000	205	184	90000	240	216
M 16	157	144	72000	215	193	106000	310	279	124000	370	333
M 18	193	175	91000	300	270	129000	430	387	151000	510	459
M 20	245	225	117000	430	387	166000	620	558	194000	720	648
M 22	303	282	146000	580	522	208000	830	747	243000	970	873
M 24	353	324	168000	740	666	239000	1060	954	280000	1240	1116
M 27	459	427	221000	1100	990	315000	1550	1395	370000	1850	1665
M 30	561	519	270000	1500	1350	385000	2100	1890	450000	2500	2250
M 33	694	647	335000	a determinar mediante la		480000	a determinar mediante la		560000	a determinar mediante la	
M 36	817	759	395000	medición del alargamiento		560000	medición del alargamiento		660000	medición del alargamiento	
M 39	976	913	475000	del tornillo		670000	del tornillo		790000	del tornillo	
M 42	1120	1045	542000			772000			904000		
M 45	1300	1224	635000			905000			1059000		
M 48	1470	1377	714000			1018000			1191000		
M 52	1760	1652	857000			1221000			1429000		
M 56	2030	1905	989000			1408000			1648000		
M 60	2360	2227	1156000			1647000			1927000		

* = M_A se modifica al variar μ_G ó μ_K

Dentado.

Los rodamientos Rothe Erde de grandes dimensiones se fabrican preferentemente con dentado recto frontal. El hecho de tallar directamente el dentado sobre uno de los aros del rodamiento, ofrece la ventaja de que así no es necesario disponer de una corona dentada adicional para el accionamiento, con lo cual se ahorran gastos de diseño y costos adicionales. Evidentemente, aquellos rodamientos representados con dentado incorporado, también se pueden suministrar sin dentado. Sobre consulta también se pueden suministrar dentados especiales, incluso para aquellos rodamientos que en su dimensión de diámetro, queden situados por encima de las series representadas en el presente catálogo. Las fuerzas tangenciales admisibles se indican en las tablas de características de los rodamientos. Los valores indicados se refieren a la tensión flectora que aparece en la base del diente. Para el caso de materiales normalizado con tratamiento térmico, utilizados en el aro dentado, se ha tomado como tensión flectora admisible:

130 N/mm² para condiciones de carga normal, y
260 N/mm² para condiciones de carga maxima.

Si el material es bonificado, las tensiones flectoras admisibles en el pié del diente dependen de la sección del material y se basan en los siguientes valores:

para carga normal
200 N/mm² en el caso de secciones pequeñas del aro
190 N/mm² en el caso de secciones medianas del aro
180 N/mm² en el caso secciones grandes del aro

para carga máxima
400 N/mm² en el caso de secciones pequeñas del aro
380 N/mm² en el caso de secciones medianas del aro
360 N/mm² en el caso secciones grandes del aro.

A estos efectos rogamos consulten las condiciones de utilización y las exigencias establecidas.
Para el caso de cargas extremas excepcionales pueden ser admisibles valores superiores, siempre de común acuerdo con Rothe Erde.
Los valores máximos reflejados en la columna titulada „fuerzas tangenciales“ en las tablas características de los rodamientos, se refieren a cargas instantáneas o al aprovechamiento del par crítico del motor durante el arranque o del par máximo durante el frenado.

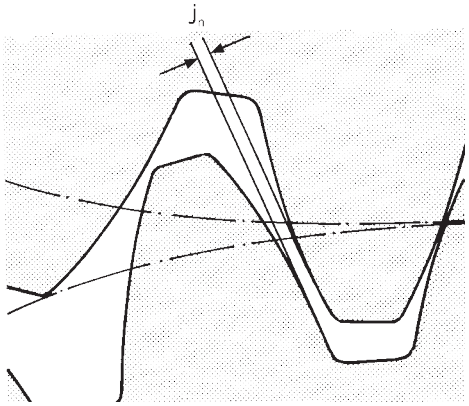


Figura 8: temple integral rotativo

Sin embargo, hemos de llamar la atención al hecho de que a efectos de cálculo de la tensión flectora en el pié del diente, las condiciones de ataque en rodamientos sometidos a cargas elevadas no resultan comparables a las existentes en transmisiones normales, en donde tanto el apoyo como también los ejes se pueden considerar de una cierta rigidez relativa. En el caso de los rodamientos de grandes dimensiones, el elemento de accionamiento suele estar colocado en voladizo.
Cómo consecuencia de los grandes esfuerzos tangenciales a transmitir, el eje del piñón suele estar sujeto a fenómenos de flexión. Por esta razón no es recomendable utilizar, a efectos de un dimensionado aproximado, ningún tipo de dentado en el que actúe más de un diente.
Si el dentado está sometido a cargas elevadas, se deberá prever un redondeo de los cantos de la cabeza del diente en el piñón. Si los flancos de la cabeza del diente se someten a un afeitado, será necesario adicionalmente, prever un redondeo del canto de la cabeza del mismo.
Los rodamientos reflejados en las tablas tienen previsto el dentado corregido con un factor de corrección x = 0,5 (véase DIN 3994, 3995).

Para aquellos casos en que el dentado está sometido a elevados esfuerzos sobre los flancos, ha dado buenos resultados utilizar dentados templados. Dependiendo en cada caso, del módulo y del diámetro del aro, los aros dentados se someten a un tratamiento de temple, sea en base a un proceso de temple integral rotativo o a un temple inductivo individual completo de cada diente. Ambos procedimientos, no solamente ofrecen mayores capacidades de carga en el flanco, sino simultáneamente también una mayor resistencia en el pie del diente. Por el contrario, un temple sólo en los flancos reduce la capacidad de carga en el pie del diente. Para cualquier dentado sometido a proceso de temple, se deberá realizar el correspondiente cálculo, que considere las caracteristicas especiales de cada caso. A efectos de poder comprobar las condiciones de engrane se deberán comunicar los datos correspondientes del piñón. A la hora de proceder al montaje del rodamiento de grandes dimensiones y del correspondiente piñón de accionamiento, se deberá cuidar que exista una holgura suficiente entre los flancos de los dientes. En el punto en que el dentado presente la mayor excentricidad, se marcan tres dientes con pintura verde. Gracias a ello será posible ajustar perfectamente el juego entre flancos, que deberá ser aproximadamente 0,03 · módulo.
Después del montaje definitivo y después de que se hayan apretado todos los tornillos de fijación del rodamiento de grandes dimensiones, se deberá controlar el juego entre flancos por medio de una galga apropiada o por medio de un alambre de plomo.

Cálculo del par de rozamiento.

El proceso de determinación del par de rozamiento M_r que a continuación se refleja, basa en datos y conocimientos teóricos y prácticos. Sobre el par de rozamiento influyen el coeficiente de rozamiento de rodadura, los propios cuerpos de rodadura, los elementos distanciadores, las juntas de estanqueidad, la distancia y distribución de la carga así como la carga propiamente dicha.

Entre otros, también influyen los siguientes elementos:

- la desviación de planitud incluyendo también el ángulo de separación de las estructuras de apoyo superior e inferior
- el relleno de grasa y el tipo de grasa utilizado
- el engrase del labio de la junta y el tensado de la junta
- la variación de la holgura del rodamiento provocada por el montaje del mismo.

Evidentemente el par de rozamiento obtenido por cálculo presenta un determinado margen de fluctuación que se puede fijar en aproximadamente un +/- 25 %

Los rodamientos no montados y libres de carga tiene un par propio de rozamiento que no está considerado en la fórmula. Esto ha de ser tenido en cuenta cuando se utiliza la fórmula.

1. Par de rozamiento de arranque M_r

Uniones giratorias de bolas

$$M_r = \frac{\mu}{2}\ (4{,}4 \cdot M_k + F_a \cdot D_L + 2{,}2 \cdot F_r \cdot D_L \cdot 1.73) \qquad [kNm]$$

Uniones giratorias de rodillos

$$M_r = \frac{\mu}{2}\ (4{,}1 \cdot M_k + F_a \cdot D_L + 2{,}05 \cdot F_r \cdot D_L) \qquad [kNm]$$

2. Potencia de inercia $P_{beh.}$

$$P_{beh.} = M_r \cdot \omega \cdot \eta^{-1} \qquad [kNm \cdot s^{-1}]$$

$$= \frac{M_r \cdot n}{9{,}55 \cdot \eta} \qquad [kW]$$

En ejecución especial, los rodamientos Rothe Erde se pueden suministrar con par resistente de giro reducido. Para este tipo de casos de aplicación es necesario consultarnos.

Para considerar la totalidad del par que se requiere para el accionamiento, aún se ha de determinar la potencia de aceleración de todas las masas individuales como producto obtenido de la multiplicación con los cuadrados de las distancias de sus centros de gravedad respecto al eje de giro. Igualmente se deberá tener en cuenta la posible incidencia de fuerzas de viento así como las inclinaciones de posicionamiento de los diferentes elementos constructivos.

Denominaciones utilizadas en las fórmulas:

F_a	= carga axial	[kN]
F_r	= carga radial	[kN]
M_k	= par de vuelco resultante	[kNm]
D_L	= diámetro de rodadura del rodamiento	[m]
μ	= coeficiente de rozamiento	
ω	= velocidad angular	
ω	$= \frac{\pi \cdot n}{30}$	$[s^{-1}]$
n	= velocidad de giro del rodamiento de grandes dimensiones	$[min^{-1}]$
η	= coeficiente de rendimiento del accionamiento	

Diferentes coeficientes de rozamiento

μ = 0,008	para la serie de tipos KD 210, Tipo 13 y 21, rodamientos en ejecución normalizada
0,006	para la serie de tipos KD 210, Tipo 110
0,004	para la serie de tipos KD 320
0,006	para la serie de tipos KD 600
0,003	para la serie de tipos RD 700
0,004	para la serie de tipos RD 800
0,003	para la serie de tipos RD 900

Para rodamientos de precisión así como también para rodamientos pretensados y sin holguras se nos deberán consultar a nosotros los pares de rozamiento.

Significado del número de identificación del rodamiento.

Rothe Erde
Grandes Rodamientos

El número de plano describe, a través de los números de identificación, algunas características constructivas fundamentales de nuestros rodamientos.
Vamos a explicar estos números de identificación tomando como ejemplo el primer rodamiento que aparece en la serie de tipos KD 320.

Número de plano **011.20.0755.000.11.1504**

Producto:
- 0 – rodamiento de bolas
- 1 – rodamiento de rodillos
- 2 – rodamientos perfilados*, por ejemplo tipos de la serie KD 210

Forma constructiva del rodamiento:
- 1 – doble hilera
- 2 – doble hilera, combinada
- 6 – una sola hilera
- 9 – tres hileras

Dentado:
- 0 – sin dentado
- 1 – dentado recto exterior
- 2 – dentado recto interior

Diámetro de los cuerpos de rodadura en mm

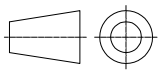
Diámetro de rodadura del rodamiento en mm

Registro de variantes

Otros datos característicos de régimen interno

*) Para el modelo de producto „2“ no son válidas las cifras de identificación del modelo constructivo, del diámetro de rodadura y del registro correlativo de variantes.

Ejemplo reflejado en el recuadro del plano, del rango de un diámetro acotado sin tolerancia:

Untolerierte Durchmesser-Maße (spanend bearbeitet) Dia. dim. without tolerance (machined)						Maßstab / Scale 1:1	Gewicht / Weight 500 kg/kgs	
≦315	≦1000	≦2000	≦4000	≦6300	≦10000	Ident-Nr. / Ident-No. 12345678		
±1.6	±2.5	±3.5	±5.0	±7.0	±10.0			
	Schutzvermerk ISO 16016 beachten Copyright reserved		Datum/Date	Name		Benennung / Title Kugeldrehverbindung Ball Bearing Slewing Ring		
		Bearb. Drawn by.						
		Gepr. Check by						
Rothe Erde		Werkstoff/Material:				Zeichnungs-Nr. / Drawing No. 060.50.1500.000.41.1504		Blatt / Page A4
						Entwurf/Arisen from: 060.50.1500/00.125421.4		

Véase también página 39.

Serie KD 600

Rodamientos normalizados del tipo 625

Rothe Erde
Grandes Rodamientos

Rodamientos sin dentado

Número de plano	Peso	Diámetro exterior	Diámetro interior	Altura total	Diámetro círculo taladros exterior	Diámetro círculo taladros interior	Cantidad taladros por círculo	Diámetro del taladro	Medida del tornillo		Cantidad de engrasadores	Diámetro	Diámetro	Altura del aro	Altura del aro	Separación abajo aros exterior/interior	Separación arriba aros exterior/interior	Diámetro primitivo	Módulo	Cantidad de dientes	Corrección perfil según s/DIN 3960, Octubre 1976	Ajuste cabeza de diente	Altura del diente	Fuerza tangencial admisible normal	Fuerza tangencial máxima	Holguras ①		Curvas
Diámetro círculo rodadura D_L [mm]	[kg]	D_a [mm]	D_i [mm]	H [mm]	L_a [mm]	L_i [mm]	n *	B [mm]	M [mm]	t [mm]	n_1	O [mm]	U [mm]	H_1 [mm]	H_2 [mm]	H_u [mm]	H_o [mm]	d [mm]	m [mm]	z	x · m [mm]	k · m [mm]	b [mm]	[kN]	[kN]	axial [mm]	radial [mm]	
060.25.0855.500.11.1503	100	955	755	63	915	795	28	22	20	–	4	856	854	54	54	9	9	–	–	–	–	–	–	–	–	≤ 0,3	≤ 0,25	①
060.25.0955.500.11.1503	113	1055	855	63	1015	895	30	22	20	–	6	956	954	54	54	9	9	–	–	–	–	–	–	–	–	≤ 0,3	≤ 0,25	②
060.25.1055.500.11.1503	124	1155	955	63	1115	995	30	22	20	–	6	1056	1054	54	54	9	9	–	–	–	–	–	–	–	–	≤ 0,3	≤ 0,25	③
060.25.1155.500.11.1503	139	1255	1055	63	1215	1095	36	22	20	–	6	1156	1154	54	54	9	9	–	–	–	–	–	–	–	–	≤ 0,3	≤ 0,25	④
060.25.1255.500.11.1503	148	1355	1155	63	1315	1195	42	22	20	–	6	1256	1254	54	54	9	9	–	–	–	–	–	–	–	–	≤ 0,36	≤ 0,3	⑤
060.25.1355.500.11.1503	161	1455	1255	63	1415	1295	42	22	20	–	6	1356	1354	54	54	9	9	–	–	–	–	–	–	–	–	≤ 0,36	≤ 0,3	⑥
060.25.1455.500.11.1503	171	1555	1355	63	1515	1395	48	22	20	–	6	1456	1454	54	54	9	9	–	–	–	–	–	–	–	–	≤ 0,36	≤ 0,3	⑦

① holgura axial = holgura de vuelco

Rodamientos con dentado exterior

061.25.0855.500.11.1503	141	997,2	755	80	916	795	28	22	20	40	4	856	854	71	54	26	9	981	9	109	–	–0,9	71	33,23	66,46	≤ 0,3	≤ 0,25	①
061.25.0955.500.11.1503	158	1096,2	855	80	1016	895	30	22	20	40	6	956	954	71	54	26	9	1080	9	120	–	–0,9	71	33,23	66,46	≤ 0,3	≤ 0,25	②
061.25.1055.500.11.1503	172	1198	955	80	1116	995	30	22	20	40	6	1056	1054	71	54	26	9	1180	10	118	–	–1,0	71	36,92	73,84	≤ 0,3	≤ 0,25	③
061.25.1155.500.11.1503	190	1298	1055	80	1216	1095	36	22	20	40	6	1156	1154	71	54	26	9	1280	10	128	–	–1,0	71	36,92	73,84	≤ 0,3	≤ 0,25	④
061.25.1255.500.11.1503	204	1398	1155	80	1316	1195	42	22	20	40	6	1256	1254	71	54	26	9	1380	10	138	–	–1,0	71	36,92	73,84	≤ 0,36	≤ 0,3	⑤
061.25.1355.500.11.1503	222	1498	1255	80	1416	1295	42	22	20	40	6	1356	1354	71	54	26	9	1480	10	148	–	–1,0	71	36,92	73,84	≤ 0,36	≤ 0,3	⑥
061.25.1455.500.11.1503	236	1598	1355	80	1516	1395	48	22	20	40	6	1456	1454	71	54	26	9	1580	10	158	–	–1,0	71	36,92	73,84	≤ 0,36	≤ 0,3	⑦

▲ n* = cantidad de taladros en L_a/L_i

Corona dentada en material normalizado

Rodamientos con dentado interior

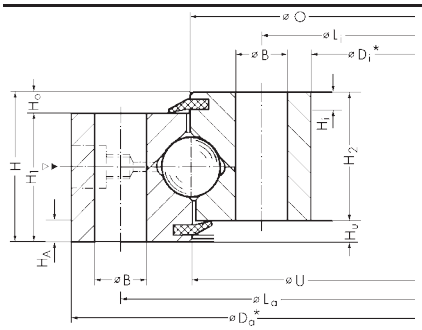
062.25.0855.500.11.1503	133	955	710	80	915	794	28	22	20	40	4	854	856	71	54	26	9	730	10	73	–	–	71	38,46	76,92	≤ 0,3	≤ 0,25	①
062.25.0955.500.11.1503	150	1055	810	80	1015	894	30	22	20	40	6	954	956	71	54	26	9	830	10	83	–	–	71	38,46	76,92	≤ 0,3	≤ 0,25	②
062.25.1055.500.11.1503	166	1155	910	80	1115	994	30	22	20	40	6	1054	1056	71	54	26	9	930	10	93	–	–	71	38,46	76,92	≤ 0,3	≤ 0,25	③
062.25.1155.500.11.1503	183	1255	1010	80	1215	1094	36	22	20	40	6	1154	1156	71	54	26	9	1030	10	103	–	–	71	38,46	76,92	≤ 0,3	≤ 0,25	④
062.25.1255.500.11.1503	198	1355	1110	80	1315	1194	42	22	20	40	6	1254	1256	71	54	26	9	1130	10	113	–	–	71	38,46	76,92	≤ 0,36	≤ 0,3	⑤
062.25.1355.500.11.1503	215	1455	1210	80	1415	1294	42	22	20	40	6	1354	1356	71	54	26	9	1230	10	123	–	–	71	38,46	76,92	≤ 0,36	≤ 0,3	⑥
062.25.1455.500.11.1503	229	1555	1310	80	1515	1394	48	22	20	40	6	1454	1456	71	54	26	9	1330	10	133	–	–	71	38,46	76,92	≤ 0,36	≤ 0,3	⑦

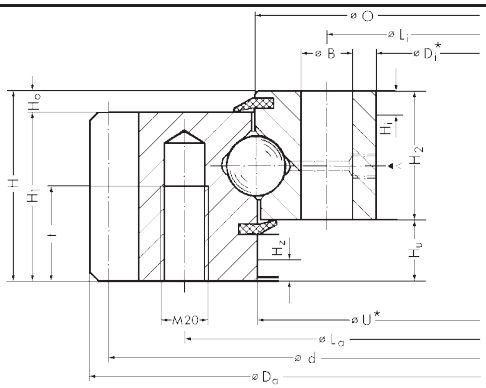
Corona dentada en material normalizado

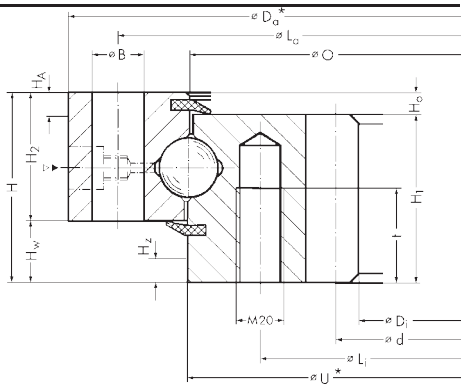
Serie KD 600

Rodamientos normalizados del tipo 625

Rothe Erde
Grandes Rodamientos







► n_1 = Engrasadores cónicos AM 10 x 1 DIN 71412 encajados y uniformemente distribuidos

▷ = Tapón de llenado y cierre

*Si se desean centrajes, éstos se deberán indicar necesariamente en el momento del pedido. Los centrajes solo son posibles en los ø nominales marcado con *.

Altura del centraje
H_i = 10 mm
H_A = 10 mm
H_Z = 10 mm

Altura del centraje en la estructura de apoyo
= H_i – 1 mm
= H_A – 1 mm
= H_Z – 1 mm

Rodamientos sin dentado

centraje D_a [mm]	centraje D_i [mm]
953 -0,23	757 +0,23
1053 –0,26	857 +0,23
1153 –0,26	957 +0,23
1253 –0,31	1057 +0,26
1353 –0,31	1157 +0,26
1453 –0,31	1257 +0,26
1553 –0,31	1357 +0,26

Rodamientos con dentado exterior

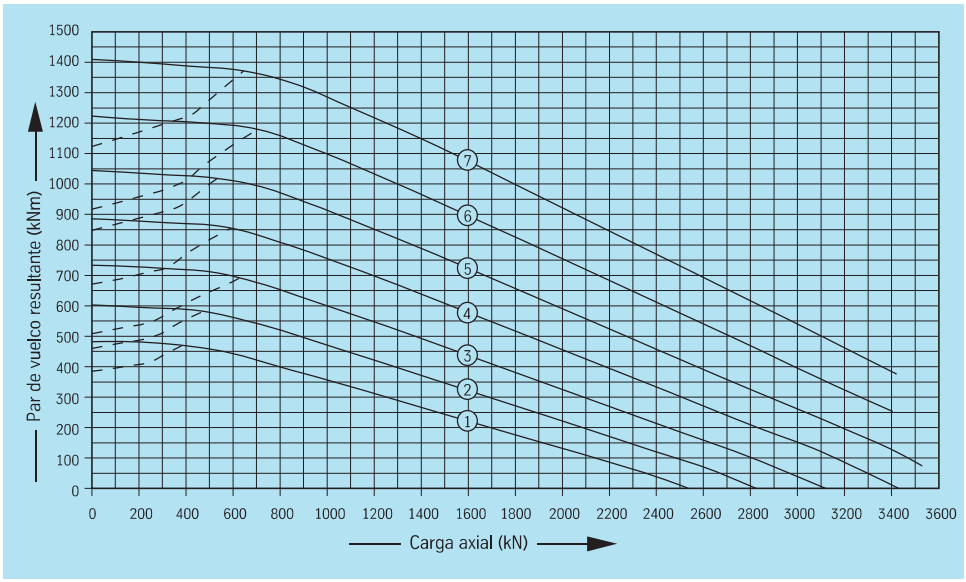
centraje D_i [mm]	U [mm]
757 +0,23	855 +0,23
857 +0,23	955 +0,23
957 +0,23	1055 +0,26
1057 +0,26	1155 +0,26
1157 +0,26	1255 +0,31
1257 +0,26	1355 +0,31
1357 +0,26	1455 +0,31

Rodamientos con dentado interior

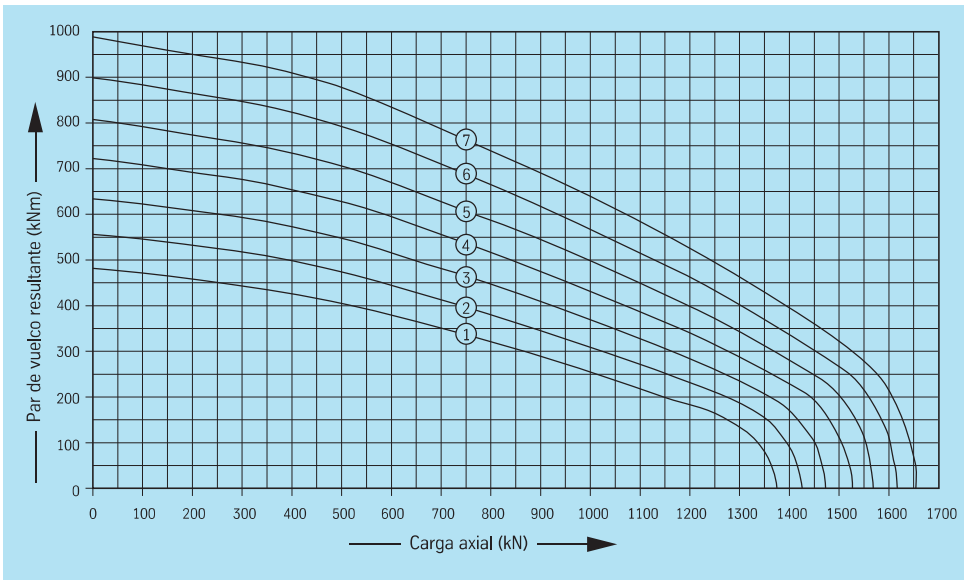
centraje D_a [mm]	U [mm]
953 -0,23	855 –0,23
1053 –0,26	955 –0,23
1153 –0,26	1055 –0,26
1253 –0,31	1155 –0,26
1353 –0,31	1255 –0,31
1453 –0,31	1355 –0,31
1553 –0,31	1455 –0,31

Curvas de carga límite estática

——— pista de rodadura — — — tornillos



Curvas de vida útil · 30 000 giros



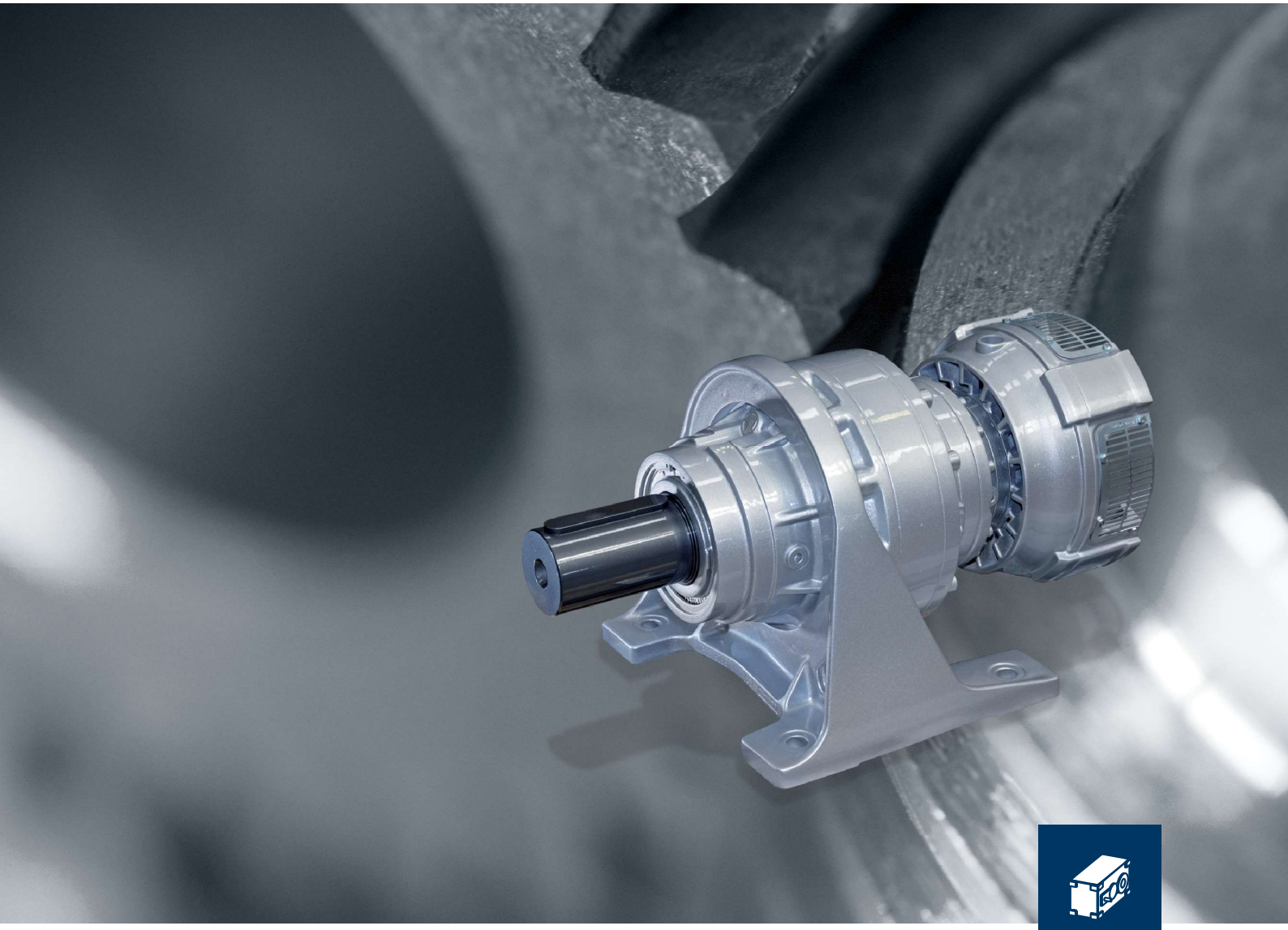
Bonfiglioli

Riduttori

serie 300M

Reductores epicicloidales modulares

IE2-IE3



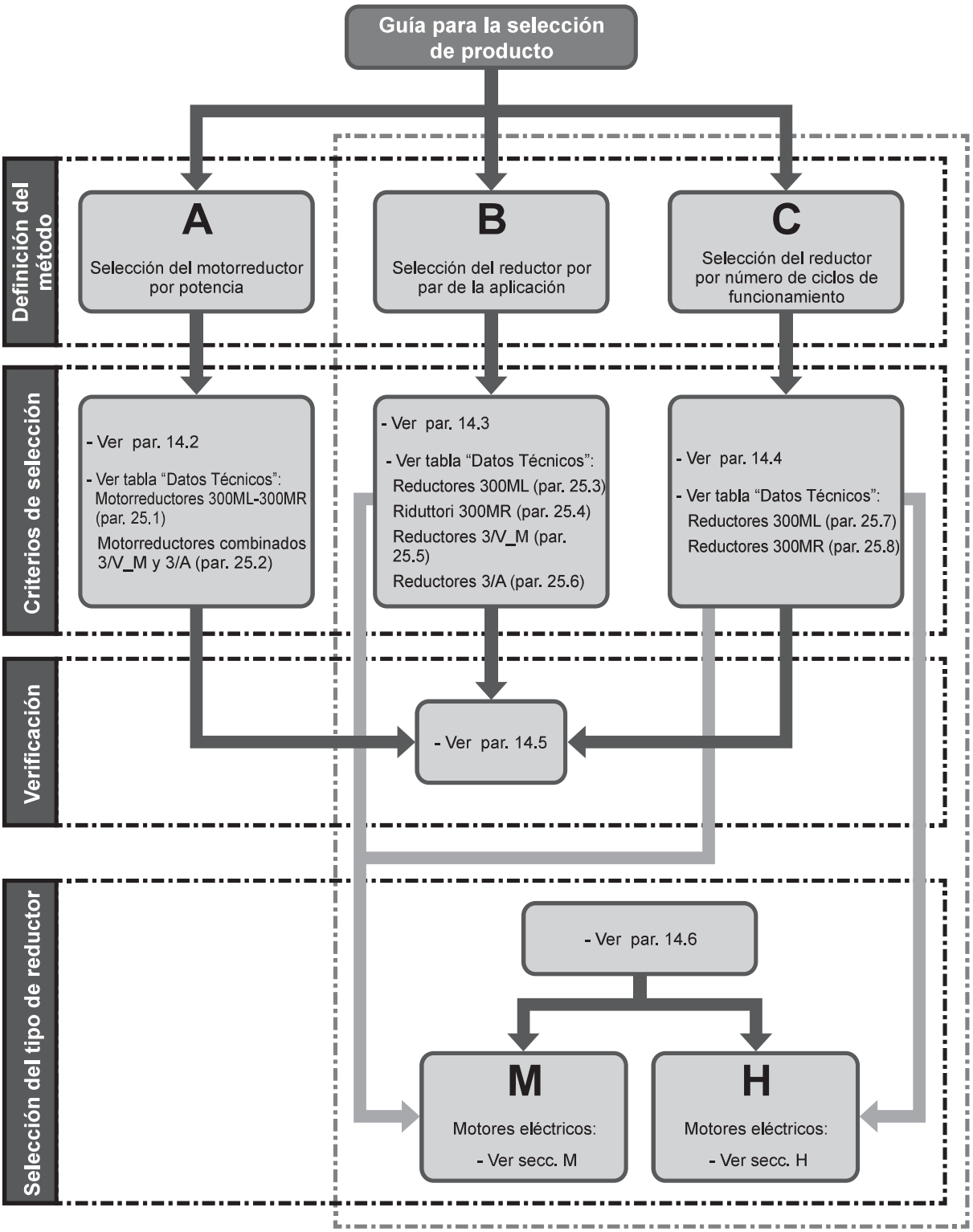
PRODUCT

INCLUDED

Bonfiglioli

Forever Forward

14.1 GUÍA DE SELECCIÓN DE PRODUCTO



N.B.
Los criterios de selección y los datos técnicos indicados en este catálogo no son válidos para todas las aplicaciones, como por ejemplo sistemas de elevación, donde el reductor funciona como órgano de seguridad hacia las personas y/o objetos.
En este caso la selección del reductor debe ser hecha con un criterio específico, y eventualemente en acuerdo a la normativa vigente de seguridad , por lo que es necesario contactar con el Servicio Técnico de BONFIGLIOLI.

14.2 METODO A (Selección de Motoreductor por la Potencia)

En base al tipo de aplicación definir:
a) El factor de servicio requerido f_S' (ver tabla A4);

b) La potencia necesaria en el accionamiento:

$$P_{r1} = \frac{M_{r2} \times n_2}{9550 \times \eta_d} \quad (10)$$

La tabla (A3) muestra los valores indicativos de referencia de rendimiento ηd para varrios tipos de reducción.

c) Disponiendo del valor de potencia P_{r1} previamente calculado y de la velocidad requerida en el eje de salida n_2, consultar la tabla de selección motorreductor identificando la tabla relativa a la potencia P_n normalizada mayor o igual a P_{r1}:

$$P_n \geq P_{r1} \quad (11)$$

Si no se indica lo contrario, la potencia P_n del motor especificado en catálogo hace referencia al servicio continuo S1.
Para los motores utilizados en servicios diferentes del S1, puede ser conveniente indentificar el tipo de servicio previsto con respecto a la Norma CEI 2-3/IEC 60034-1.
En particular, para los servicios de S2 a S8 y para el tamaño de motor igual o inferior a 132, es posible obtener un aumento de la potencia respecto a la prevista para servicio continuo.
En este caso las condiciones a satisfacer serán:

$$P_n = \frac{P_{r1}}{f_m} \quad (12)$$

El factor de aumento f_m es obtenido de la tabla (A5).

(A 5)

	SERVICIO						
	S2			**S3***			**S4-S8**
	Duración del ciclo			Relación de intermitencia			Contactar
	10	**30**	**60**	**25%**	**40%**	**60%**	
f_m	1.35	1.15	1.05	1.25	1.15	1.1	

* De todos modos, la duración del ciclo tendrá que ser igual o inferior a 10 minutos; si fuera superior contactar con nuestra Organización de ventas.

La relación de intermitencia: ver fórmula (25).

Por último seleccione, en relación a la velocidad del eje de salida n_2, el motoreductor que presenta un factor de servicio f_S que ganantice la siguiente condición:

$$f_S \geq f_S' \quad (13)$$

⚠ En caso de configurar la salida **FP**, ver apartado de verificación (Cap. 14.5 - punto g).

14.3 METODO B (Selección de reductor según par de la aplicación)

En base al tipo de aplicación definir:
a) el factor de servicio requerido $\mathbf{f_S'}$ (ver tabla A4);

b) con el valor de par requerido en salida $\mathbf{M_{r2}}$, determinar el par de cálculo;

$$M_{c2} = M_{r2} \times f_S' \quad (14)$$

c) en base a la velocidad del eje lento $\mathbf{n_2}$ y a la de entrada $\mathbf{n_1}$, calcular la relación de trasmisión;

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (15)$$

d) disponiendo del valor de $\mathbf{M_{c2}}$ e **i**, consultar la tabla de datos técnicos relativos a la velocidad de entrada $\mathbf{n_1}$, seleccionar una relación de trasmisión más próxima a la calculada y que asegure a la misma vez la condición;

$$M_{n2} \geq M_{c2} \quad (16)$$

Si al reductor se le aplica un motor elétrico, verificar la aplicación consultando la tabla de las predisposiciones posibles.

⚠ En caso de configuración de salida **FP**, ver el apartado de verificaicón (Cap. 14.5 - punto g).

14.4 METODO C (Selección de reductor para número de ciclos de funcionamiento)

a) Según el tipo de aplicación definir:
- Factor de servicio requerido $\mathbf{f_S'}$ (tabla A4)
- La duración de funcionamiento requerida h
- El tipo de accionamiento hidráulico, eléctrico u otros.

b) Con el valor del par requerido en la salida M_{r2}, determinar el par de cálculo:

$$M_{c2} = M_{r2} \times f_S' \quad (17)$$

c) Con la duración de funcionamiento requerida h y la velocidad de salida n_2, calcular el factor de duración:

$$Fh_2 = (n_2 \times h) \quad (18)$$

d) Calcular la relación de reducción necesaria:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (19)$$

e) Seleccionar el tamaño del reductor que con la relación más cercana a la calculada satisfaga la siguiente condición:

$$M_{c2} \leq M_{n2} \quad (21)$$

$$Fh_2 \leq (n_2 \times h) \quad (20)$$

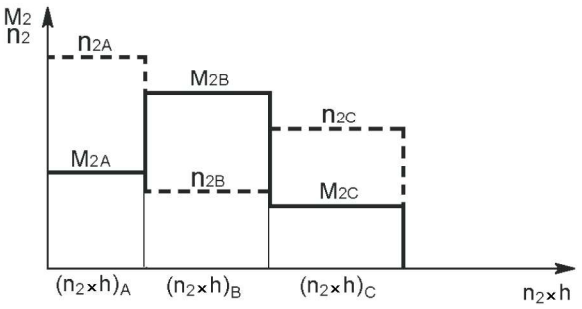
donde M_{n2} y F_{h2} son los valores indicados en las tablas de datos técnicos de cada tamaño de reductor.

En el caso de aplicaciones caracterizadas por la existencia de variaciones notables del par resistente M_{r2} y de la velocidad n_2, puede realizarse una selección previa más aproximada teniendo en cuenta un par resistente equivalente, dado por:

$$M_{r2} = \sqrt[4]{\frac{(n_2 \times h)_A \times M_A^4 + (n_2 \times h)_B \times M_B^4 + (n_2 \times h)_C \times M_C^4 + \ldots}{(n_2 \times h)_A + (n_2 \times h)_B + (n_2 \times h)_C + \ldots}} \quad (22)$$

referido a:

(A 6)

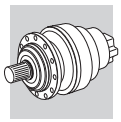


y calculando el factor de duración Fh con:

$$Fh_{calc} = (n_2 \times h)_A + (n_2 \times h)_B + (n_2 \times h)_C + \ldots \quad (23)$$

Seguir después el mismo procedimiento indicado en los apartados d) y e).

En caso de configuración de salida **FP**, ver el apartado de verificaicón (Cap. 14.5 - punto g).



304 L

278

3960 Nm

n_1 min^{-1}		i	n_2 min^{-1}	M_{n2} Nm	P_{n1} kW	P_t kW	P (IEC) -	Rn_2 [N] MC	MZ	HC/PC	HZ/PZ	FZ	$M_{2\,max}$ Nm
500	304L4	702	0.71	3000	0.25	12.0	71 ... 160	27700	31700	53500	63400	24000	7300
	304L4	816	0.61	3960	0.29	12.0	71 ... 160	28300	32400	54700	64800	24000	7300
	304L4	1018	0.49	3960	0.23	12.0	71 ... 160	29300	33400	56400	66900	24000	7300
	304L4	1164	0.43	3000	0.15	12.0	71 ... 160	29800	34100	57500	68200	24000	7300
	304L4	1271	0.39	3960	0.18	12.0	71 ... 160	30200	34500	58200	69000	24000	7300
	304L4	1344	0.37	3710	0.16	12.0	71 ... 160	30400	34800	58700	69600	24000	7300
	304L4	1586	0.32	3960	0.15	12.0	71 ... 160	31200	35600	60100	71200	24000	7300
	304L4	1815	0.28	3000	0.10	12.0	71 ... 160	31800	36300	61300	72600	24000	7300
	304L4	1991	0.25	3740	0.11	12.0	71 ... 160	32200	36800	62100	73600	24000	7300
	304L4	2269	0.22	3000	0.08	12.0	71 ... 160	32800	37500	63300	74000	24000	7300
	304L4	2453	0.20	3000	0.07	12.0	71 ... 160	33200	37900	64000	74000	24000	7300

B

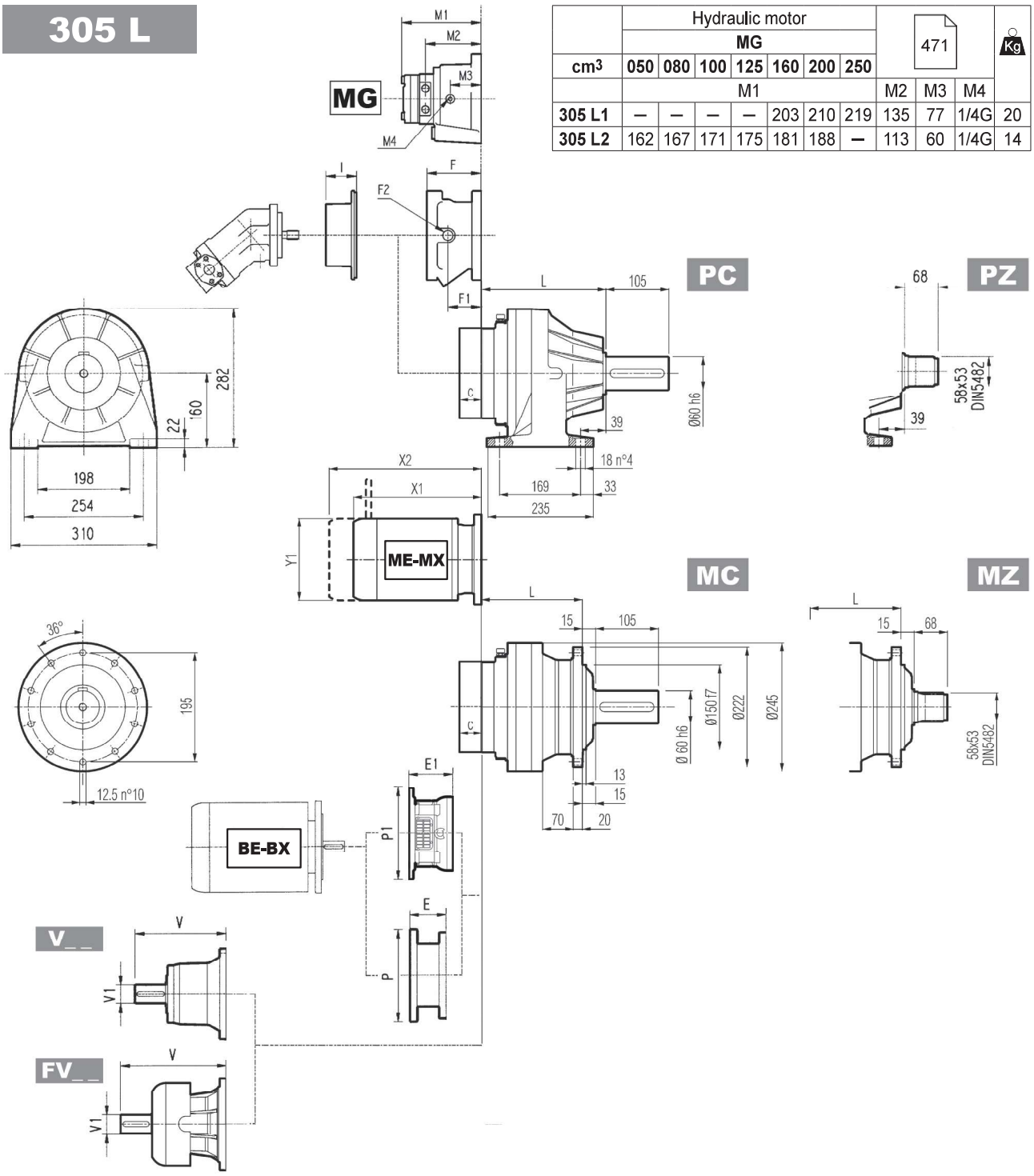
305 L

290

5800 Nm

n_1 min^{-1}		i	n_2 min^{-1}	M_{n2} Nm	P_{n1} kW	P_t kW	P (IEC) -	Rn_2 [N] MC	MZ	HC/PC	HZ/PZ	FZ	$M_{2\,max}$ Nm
1500	305L1	3.60	417	2370	60	13.0	132 ... 200	6060	6920	13200	15700	3210	8800
	305L1	4.25	353	2450	60	13.0	132 ... 200	6400	7320	13900	16500	3400	8800
	305L1	5.33	281	2560	60	13.0	132 ... 200	6910	7890	14900	17600	3660	8800
	305L1	6.20	242	2650	60	13.0	132 ... 200	7260	8300	15600	18500	3850	8800
	305L1	7.50	200	2270	49	13.0	132 ... 200	7740	8840	16500	19500	4100	8800
	305L2	12.5	120	2930	30	9.0	71 ... 160	9180	10500	19200	22800	4870	8800
	305L2	15.3	98	3060	30	9.0	71 ... 160	9820	11200	20400	24200	5210	8800
	305L2	18.1	83	3620	30	9.0	71 ... 160	10400	11900	21500	25500	5510	8800
	305L2	20.8	72	3250	26.1	9.0	71 ... 160	10900	12400	22400	26500	5760	8800
	305L2	22.7	66	3940	29.0	9.0	71 ... 160	11200	12800	23000	27300	5940	8800
	305L2	24.5	61	3830	26.1	9.0	71 ... 160	11500	13100	23500	27900	6090	8800
	305L2	26.4	57	3530	22.3	9.0	71 ... 160	11800	13500	24100	28500	6250	8800
	305L2	30.8	49	4280	23.2	9.0	71 ... 160	12400	14200	25200	29800	6570	8800
	305L2	35.8	42	3560	16.6	9.0	71 ... 160	13000	14900	26300	31200	6910	8800
	305L2	38.4	39	4300	18.7	9.0	71 ... 160	13300	15200	26900	31900	7070	8800
	305L2	44.6	34	3560	13.3	9.0	71 ... 160	14000	16000	28200	33400	7440	8800
	305L2	55.8	26.9	3540	10.6	9.0	71 ... 160	15100	17300	30100	35700	8010	8800
	305L3	53.4	28.1	4000	12.9	7.5	71 ... 160	14900	17000	29700	35200	7900	8800
	305L3	63.1	23.8	4720	12.9	7.5	71 ... 160	15700	18000	31200	37000	8340	8800
	305L3	72.3	20.8	4160	9.9	7.5	71 ... 160	16500	18800	32500	38600	8730	8800
	305L3	77.2	19.4	4820	10.7	7.5	71 ... 160	16800	19200	33200	39300	8930	8800
	305L3	90.2	16.6	4260	8.1	7.5	71 ... 160	17700	20300	34800	41200	9400	8800
	305L3	105	14.4	5030	8.3	7.5	71 ... 160	18600	21300	36300	43100	9880	8800
	305L3	113	13.3	3590	5.5	7.5	71 ... 160	19100	21800	37200	44100	10100	8800
	305L3	124	12.1	3590	5.0	7.5	71 ... 160	19700	22600	38300	45400	10500	8800
	305L3	141	10.6	5180	6.3	7.5	71 ... 160	20600	23500	39800	47200	10900	8800
	305L3	152	9.8	3600	4.1	7.5	71 ... 160	21000	24000	40500	48000	11200	8800
	305L3	164	9.2	4410	4.6	7.5	71 ... 160	21000	24000	40500	48000	11500	8800
	305L3	178	8.5	4420	4.3	7.5	71 ... 160	21000	24000	40500	48000	11800	8800
	305L3	190	7.9	3600	3.3	7.5	71 ... 160	21000	24000	40500	48000	12100	8800
	305L3	220	6.8	4750	3.7	7.5	71 ... 160	21000	24000	40500	48000	12700	8800
	305L3	258	5.8	3600	2.4	7.5	71 ... 160	21000	24000	40500	48000	13300	8800
	305L3	276	5.4	4460	2.8	7.5	71 ... 160	21000	24000	40500	48000	13700	8800
	305L3	321	4.7	3640	1.9	7.5	71 ... 160	21200	24200	40900	48500	14400	8800
	305L3	389	3.9	3170	1.4	7.5	71 ... 160	21800	24900	42000	49800	15300	8800
	305L3	402	3.7	3760	1.6	6.0	71 ... 160	21900	25000	42200	50000	15500	8800
	305L4	413	3.6	4720	2.0	6.0	71 ... 160	22000	25100	42400	50200	15600	8800
	305L4	446	3.4	5490	2.2	6.0	71 ... 160	22200	25400	42900	50800	16000	8800
	305L4	492	3.0	5340	1.9	6.0	71 ... 160	22500	25800	43500	51500	16600	8800
	305L4	556	2.7	5500	1.8	6.0	71 ... 160	22900	26200	44200	52400	17200	8800
	305L4	649	2.3	4510	1.2	6.0	71 ... 160	23400	26800	45200	53600	18200	8800
	305L4	718	2.1	4130	1.0	6.0	71 ... 160	23800	27200	45900	54400	18800	8800
	305L4	816	1.8	5410	1.2	6.0	71 ... 160	24200	27700	46700	55400	19600	8800

305 L

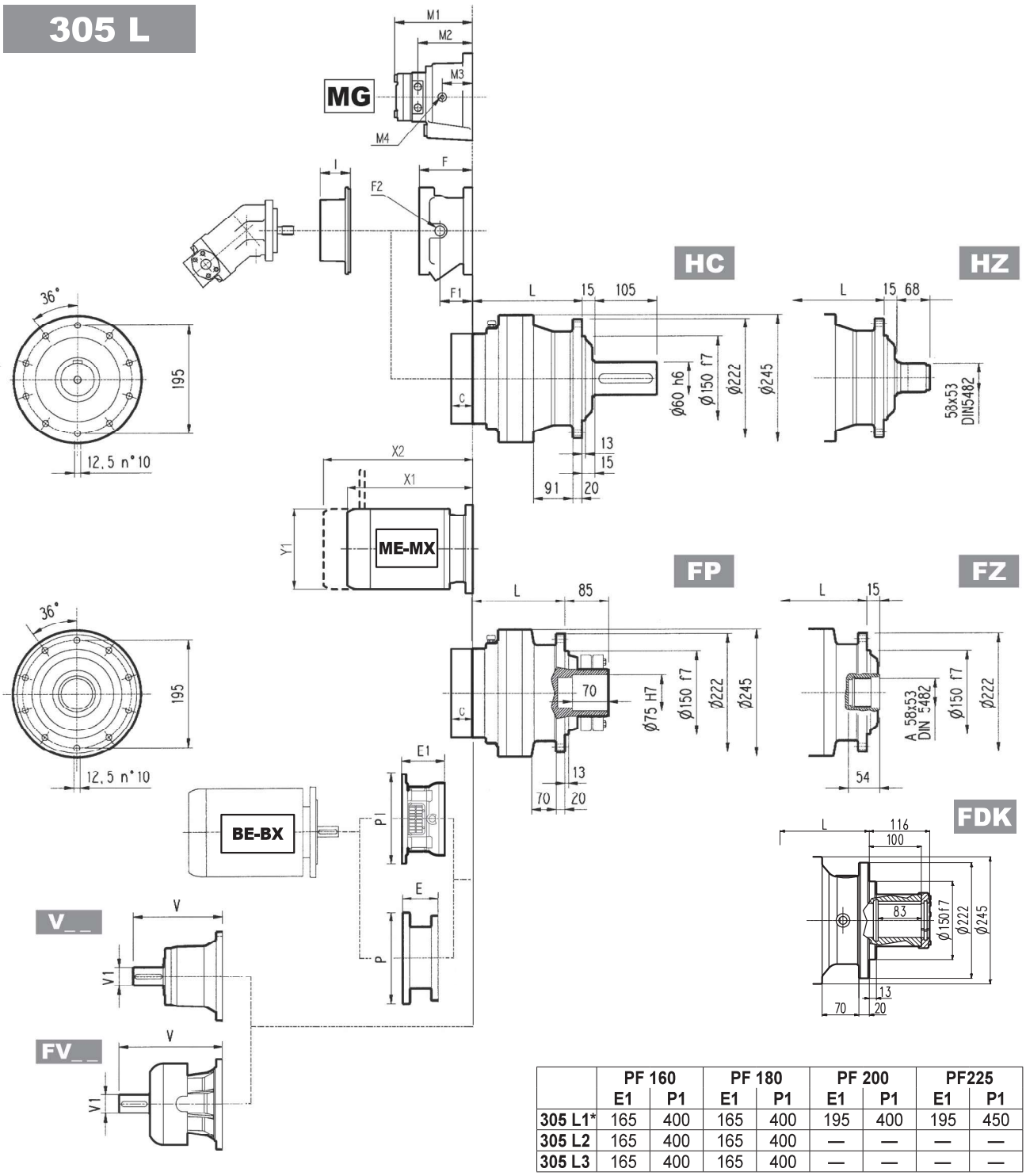


	Hydraulic motor MG							471			Kg
cm³	050	080	100	125	160	200	250				
	M1							M2	M3	M4	
305 L1	—	—	—	—	203	210	219	135	77	1/4G	20
305 L2	162	167	171	175	181	188	—	113	60	1/4G	14

	L				Kg			
	MC - MZ	PC - PZ	HC - HZ	FP - FZ - FDK	MC - MZ	PC - PZ	HC - HZ	FP - FZ - FDK
305 L1	143	183	168	143	36	45	40	36
305 L2	208	248	233	208	43	52	47	43
305 L3	261	301	286	261	47	56	51	47
305 L4	314	354	339	314	51	60	55	51

	V	V1	Kg	V	V1	Kg	V	V1	Kg	V	V1	Kg	C	Input	I	F	F1	F2	Type	Input	Kg
305 L1	239	48	15	—	—	—	276	48	17	—	—	—	37	A		145	95	1/4 G	5	A	16
305 L2	137.5	24	6	158	38	7	—	—	—	—	—	—	37	A		105	65	1/4 G	4	A	10
305 L3	137.5	24	6	158	38	7	—	—	—	—	—	—	37	A	461	105	65	1/4 G	4	A	10
305 L4	137.5	24	6	158	38	7	—	—	—	—	—	—	37	A		105	65	1/4 G	4	A	10

305 L



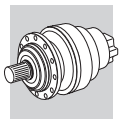
	PF 160		PF 180		PF 200		PF225	
	E1	P1	E1	P1	E1	P1	E1	P1
305 L1*	165	400	165	400	195	400	195	450
305 L2	165	400	165	400	—	—	—	—
305 L3	165	400	165	400	—	—	—	—

FP — M_{2max} = 7500 Nm

(*) Para versiones PC-PZ contactar el Servicio Técnico Bonfiglioli
NOTA: Para la ejecución R contactar el Servicio Técnico Bonfiglioli

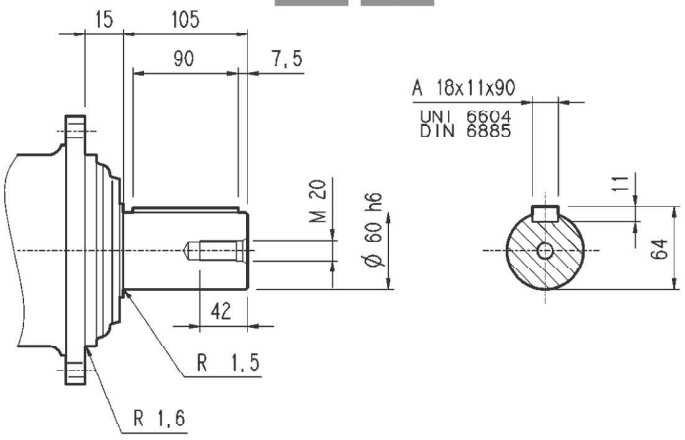
	P71		P80		P90		P100		P112		P132		P160		P180		P200	
	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P
305 L1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	114	300	144	350	144	350	174	400
305 L2	65	160	84	200	84	200	94	250	94	250	114	300	144	350	—	—	—	—
305 L3	65	160	84	200	84	200	94	250	94	250	114	300	144	350	—	—	—	—
305 L4	65	160	84	200	84	200	94	250	94	250	114	300	144	350	—	—	—	—

	S1 + M1			S2 + ME2S/MX2S			S3 + ME3S/MX3S			S3 + ME3L/MX3L			S4 + ME4/MX4			S5 + ME5S/MX5S			S5 + ME5L/MX5L		
	X1	X2	Y1	X1	X2	Y1	X1	X2	Y1	X1	X2	Y1	X1	X2	Y1	X1	X2	Y1	X1	X2	Y1
305 L1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	460	—	258	574	—	310	552	—	310
305 L2	—	—	—	324	—	156	357	—	195	401	—	195	460	—	258	—	—	—	—	—	—
305 L3	253	314	138	324	—	156	357	—	195	401	—	195	460	—	258	—	—	—	—	—	—
305 L4	253	314	138	324	—	156	357	—	195	401	—	195	460	—	258	—	—	—	—	—	—

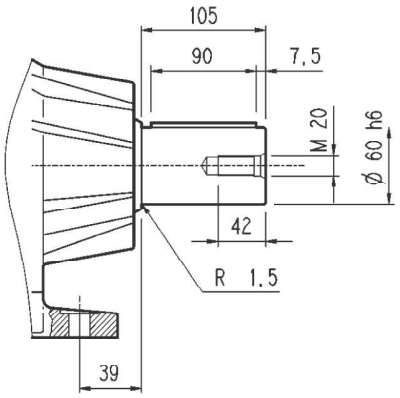


305 L | 305 R | 3/V 05 L3 | 3/A 05 L2

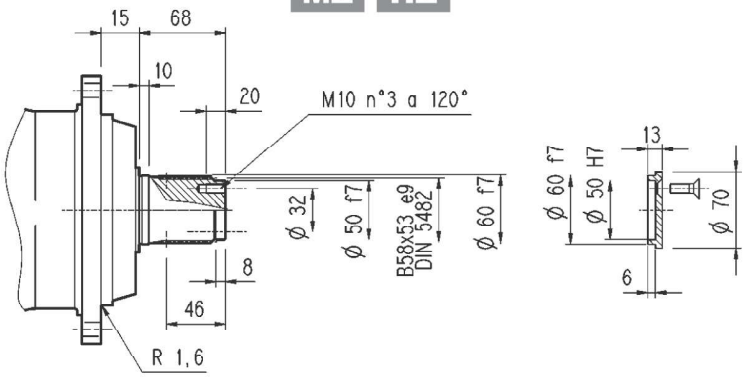
MC HC



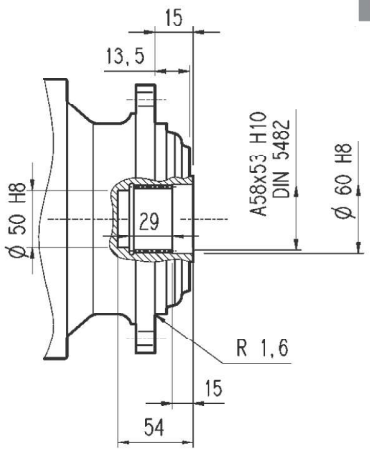
PC



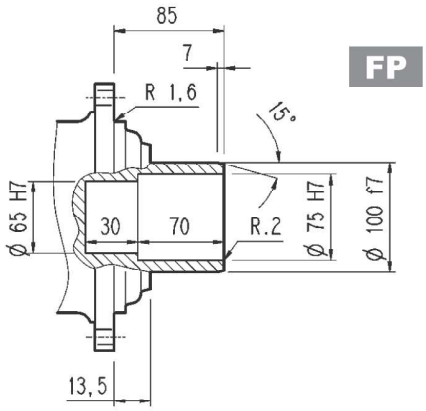
MZ HZ

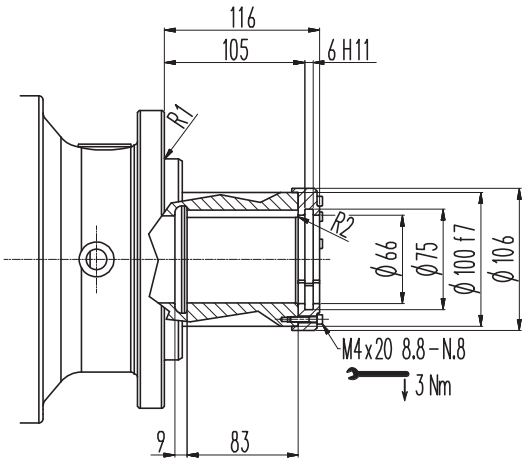


FZ

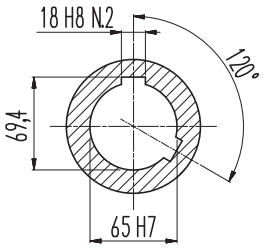


FP





FDK

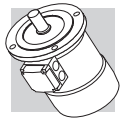


FP	M_{2max} = 7500 Nm

4P — 1500 min^{-1} - S1 — 50 Hz

															freno c.c.						freno c.a.				
															FD						FA				
P_n kW		n min^{-1}	M_n Nm	IE1	η (100%) %	η (75%) %	η (50%) %	cosφ	In 400V A	Is / In	Ms / Mn	Ma / Mn	J_m x 10^{-4} kgm^2	IM B5 ○ Kg	Mod	Mb Nm	Z_o 1/h NB	Z_o 1/h SB	J_m x 10^{-4} kgm^2	IM B5 ○ Kg	Mod	Mb Nm	Z_o 1/h	J_m x 10^{-4} kgm^2	IM B5 ○ Kg
0.06	BN 56A	4	1340	0.43	○	46.8	44.2	41.3	0.65	0.28	2.6	2.3	2.0	1.5	3.1										
0.09	BN 56B	4	1350	0.64	○	51.7	47.6	42.9	0.60	0.42	2.6	2.5	2.4	1.5	3.1										
0.12	BN 63A	4	1350	0.85	○	59.8	56.2	47.0	0.62	0.47	2.6	1.9	1.8	2.0	3.5	FD 02	1.75	10000	13000	2.6	5.2	FA 02	1.75	13000	2.6	5.0
0.18	BN 63B	4	1320	1.30	○	54.8	52.9	52.5	0.67	0.71	2.6	2.2	2.0	2.3	3.9	FD 02	3.5	10000	13000	3.0	5.6	FA 02	3.5	13000	3.0	5.4
0.25	BN 63C	4	1340	1.78	○	65.3	65.0	57.9	0.69	0.80	2.7	2.1	1.9	3.3	5.1	FD 02	3.5	7800	10000	3.9	6.8	FA 02	3.5	10000	3.9	6.6
0.25	BN 71A	4	1380	1.73	○	63.7	62.2	59.1	0.73	0.78	3.3	1.9	1.7	5.8	5.1	FD 03	3.5	7700	11000	6.9	7.8	FA 03	3.5	11000	6.9	7.5
0.37	BN 71B	4	1370	2.6	○	66.8	66.7	63.0	0.76	1.05	3.7	2.0	1.9	6.9	5.9	FD 03	5	6000	9400	8.0	8.6	FA 03	5.0	9400	8.0	8.3
0.55	BN 71C	4	1380	3.8	○	69.0	68.9	68.8	0.74	1.55	4.1	2.3	2.3	9.1	7.3	FD 53	7.5	4300	8700	10.2	10.0	FA 03	7.5	8700	10.2	9.7
0.55	BN 80A	4	1390	3.8	○	72.0	71.3	69.7	0.77	1.43	4.1	2.3	2.0	15	8.2	FD 04	10	4100	8000	16.6	12.1	FA 04	10	8000	16.6	12.0
0.75	BN 80B	4	1400	5.1	•	75.0	74.5	69.3	0.78	1.85	4.9	2.7	2.5	20	9.9	FD 04	15	4100	7800	22	13.8	FA 04	15	7800	22	13.7
1.1	BN 80C	4	1400	7.5	•	75.5	76.2	70.4	0.78	2.7	5.1	2.8	2.5	25	11.3	FD 04	15	2600	5300	27	15.2	FA 04	15	5300	27	15.1
1.1	BN 90S	4	1390	7.6	•	76.5	76.2	72.2	0.77	2.70	4.6	2.6	2.2	21	12.2	FD 14	15	4800	8000	23	16.4	FA 14	15	8000	23	16.3
1.5	BN 90LA	4	1410	10.2	•	78.7	78.5	74.9	0.77	3.6	5.3	2.8	2.4	28	13.6	FD 05	26	3400	6000	32	19.6	FA 05	26	6000	32	20.3
1.85	BN 90LB	4	1390	12.7	•	78.6	78.9	77.2	0.79	4.3	5.1	2.8	2.6	30	15.1	FD 05	26	3200	5900	34	21.1	FA 05	26	5900	34	21.8
2.2	BN 100LA	4	1410	14.9	•	81.1	81.4	79.9	0.75	5.2	4.5	2.2	2.0	40	18	FD 15	40	2600	4700	44	25	FA 15	40	4700	44	25
3	BN 100LB	4	1410	20	•	82.6	83.8	83.7	0.77	6.8	5.0	2.3	2.2	54	22	FD 15	40	2400	4400	58	28	FA 15	40	4400	58	29
4	BN 112M	4	1430	27	•	84.4	84.2	81.6	0.81	8.4	5.6	2.7	2.5	98	30	FD 06S	60	—	1400	107	40	FA 06S	60	2100	107	42
5.5	BN 132S	4	1440	36	•	84.7	84.8	82.5	0.81	11.6	5.5	2.3	2.2	213	44	FD 56	75	—	1050	223	57	FA 06	75	1200	223	58
7.5	BN 132MA	4	1440	50	•	86.0	86.3	85.3	0.81	15.5	5.7	2.5	2.4	270	53	FD 06	100	—	950	280	66	FA 07	100	1000	280	71
9.2	BN 132MB	4	1440	61	•	88.4	88.6	87.5	0.81	18.8	5.9	2.7	2.5	319	59	FD 07	150	—	900	342	75	FA 07	150	900	342	77
11	BN 160MR	4	1440	73	•	87.6	87.8	86.0	0.81	22.4	6.0	2.7	2.5	360	70	FD 07	150	—	850	382	86	FA 07	150	850	382	88
15	BN 160L	4	1460	98	•	88.7	88.5	88.4	0.81	30	6.0	2.3	2.1	650	99	FD 08	200	—	750	725	129	FA 08	200	750	710	128
18.5	BN 180M	4	1460	121	•	89.3	89.5	89.2	0.81	37	6.2	2.6	2.5	790	115	FD 08	250	—	700	865	145	FA 08	250	700	850	144
22	BN 180L	4	1460	144	•	89.9	90.0	90.0	0.80	44	6.4	2.5	2.5	1250	135	FD 09	300	—	400	1450	175					
30	BN 200L	4	1460	196	•	91.4	91.7	91.0	0.80	59	7.1	2.7	2.8	1650	157	FD 09	400	—	300	1850	197					

○ = n.a. • = IE1



1.2 Acoplamientos dentados ESCOGEAR

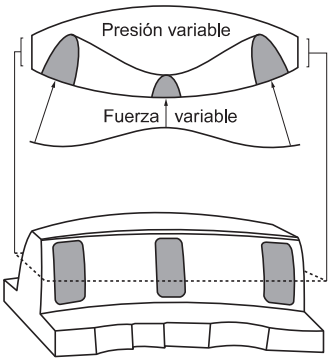
Los acoplamientos dentados o, como se les conoce popularmente, de dientes abombados pertenecen a la familia de los acoplamientos flexibles, ya que son capaces de absorber ciertas desalineaciones.

Esco Transmissions ha conseguido evolucionar este concepto de acoplamientos hasta parámetros hasta ahora impensables en una ejecución estándar gracias a una patente a nivel de abombado del diente. Su tallado, en vez de ser de radio fijo como la mayoría de acoplamientos de mercado, es de radio variable. Esta diferencia de tallados permite a los acoplamientos Escogear trabajar con hasta 1,5° de desalineación sin reducir su capacidad de transmitir par. Recordemos que un acoplamiento de dientes abombados convencional sufre una reducción de hasta un 60% en su capacidad de par en cuanto desalineamos el acoplamiento 1°.

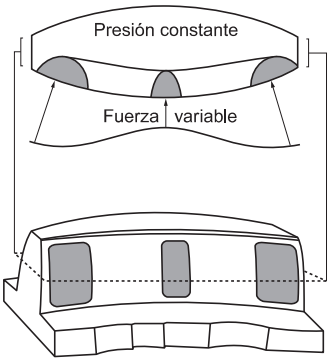
Este valor añadido que nos ofrecen los acoplamientos Escogear frente a un acoplamiento de dientes abombados convencional, nos permitirá entregar la máquina con la seguridad de que, aunque en condiciones accidentales llegue a una desalineación crítica, ésta no sufrirá rotura alguna y seguirá trabajando sin problemas. Esto no quita que debamos instalar el acoplamiento prestando la máxima atención a la alineación de sus ejes.

Esquema comparativo entre ambos tipos de abombado

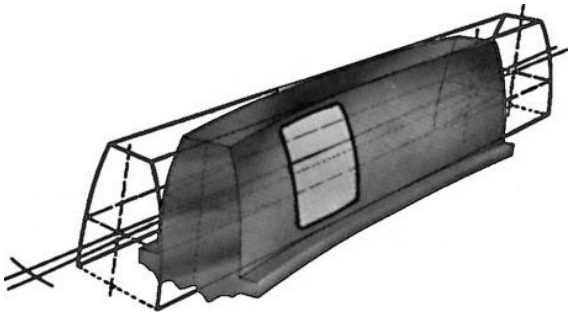
Obsérvese que, en una desalineación crítica, la patente de dentado Multicrown tiene mayor superficie de contacto y, en consecuencia, se generan sobre el diente menores presiones o menor fatiga puntual.



CONVENCIONAL



ESCO MULTICROWN



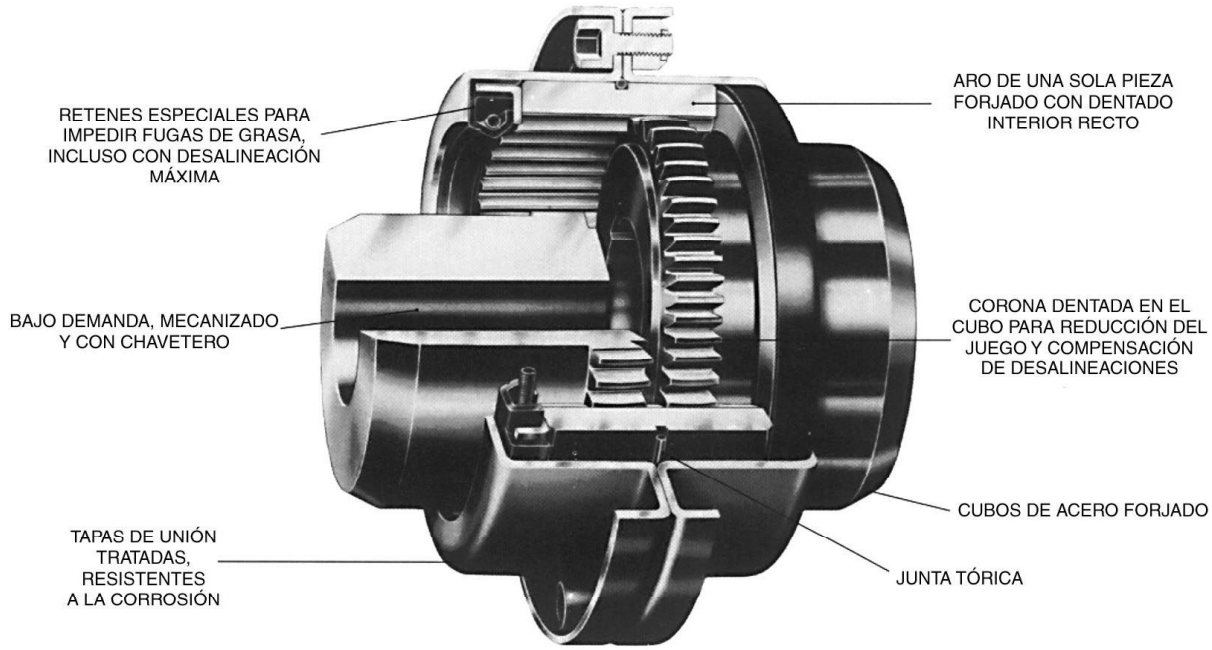
1.2 a Características generales

- Los acoplamientos Escogear se presentan en tres versiones base bien diferenciadas con el fin de satisfacer cualquier necesidad que plantee el mercado (N - C - F).
- Resultan idóneos para trabajar con grandes cargas, incluso a gran velocidad.
- Son capaces de compensar fuertes desalineaciones, incluso de hasta 15°, en ejecuciones especiales.
- Aptos para trabajo en temperaturas ambiente de hasta 120 °C.
- Cubos fabricados en acero laminado tallados por generación (serie F con patente especial en el abombado del diente).
- Tratamientos antioxidación en todos los componentes, incluso en sus tornillos y tuercas.

1.2 b Características específicas

Serie N

Par máximo: hasta 2.000 Nm **Mecanizado máximo: hasta 65 mm**

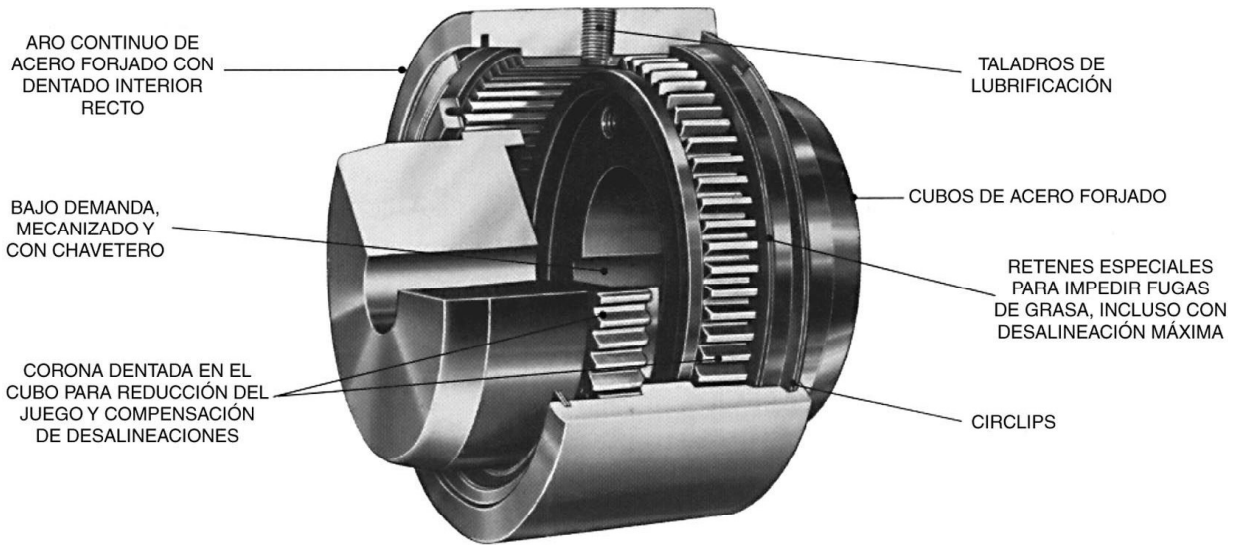


- Se compone básicamente de seis elementos: aro exterior, cubos, tapas embridadas, retenes, junta tórica y tornillos.
- Su campo de aplicación es más reducido que otras series. Efectivamente, el objetivo principal de este acoplamiento es competir en el mercado de los acoplamientos elásticos. Sus principales ventajas frente a éstos son:
  - Tamaños más reducidos a igualdad de capacidad de transmisión de par.
  - Es capaz de admitir hasta 1,5° de desalineación en carga.
  - Su concepto de diseño facilita el trabajo de montaje y desmontaje.

Serie C

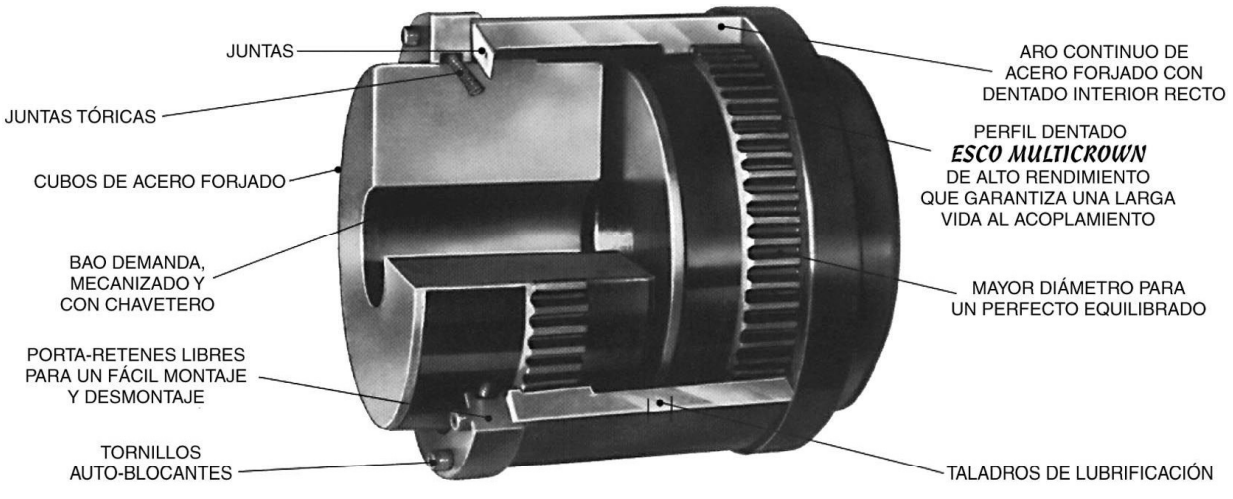
- Se compone básicamente de cuatro elementos: aro exterior, cubos, retenes y anillos elásticos.
- Este acoplamiento podría considerarse como una llave maestra, debido principalmente a su sencillez y grandes prestaciones.
- Está diseñado para satisfacer cualquier necesidad industrial con un tamaño extremadamente reducido sin sacrificar por ello sus prestaciones.
- Se presenta en una amplia gama de posibilidades y versiones, desde grandes alargaderas hasta versiones desembragables por accionamiento externo.
- Es capaz de compensar desalineaciones de entre 1,5° hasta 3° según tamaños. Asimismo, su bajo momento de inercia, lo hace líder en aplicaciones muy concretas.

Par máximo: hasta 8.500 Nm **Mecanizado máximo: hasta 110 mm**



Tamaños desde CST 30 hasta CST 100

Par máximo: hasta 290.000 Nm **Mecanizado máximo: hasta 350 mm**



Tamaños desde CST 120 hasta CST 320

1.2 c Guía de selección

En este apartado determinaremos cómo se debe seleccionar el tamaño más idóneo de acoplamiento en base a las necesidades que plantee la máquina.

1.2 c_1 Capacidad de desalineación

A diferencia de otros acoplamientos, Escogear no sufre reducción alguna en su capacidad de transmitir par por desalineaciones concretas. Por este motivo no encontramos ningún tipo de tabla o gráfico referente a este parámetro y tomaremos como desalineación máxima el valor reflejado en la tabla de selección independientemente del par torsor que deberá transmitir el acoplamiento.

Ejemplo de selección por desalineación crítica:

a) Par a transmitir 280 daNm, par punta 560 daNm y una **desalineación angular de 3°** = FST 70

b) Par a transmitir 280 daNm, par punta 560 daNm y una **desalineación angular de 0,5°** = FST 70

1.2 c_2 Selección

Así pues, para seleccionar el tamaño más idóneo procederemos de la siguiente manera:

a) Determinar el tipo de Escogear cuyo mecanizado máximo sea igual o superior al diámetro del mayor eje que vayamos a acoplar.

b) Verificar la selección en función del par a transmitir y según la fórmula:

$$\text{Par Torsor (Nm)} = \frac{9.550 \times P \times F_U}{n}$$

Siendo:
P = potencia en kW
n = velocidad de giro en r.p.m.
F_u = factor de servicio determinado por el tipo de accionamiento (ver tabla 2F)

El acoplamiento escogido en a) debe tener una capacidad equivalente o superior a la resultante de la fórmula de b); en caso contrario deberemos elegir un tamaño superior.

c) Comprobar que la unión cubo/eje puede transmitir el par determinado. Si no fuera así, seleccionaremos la versión de cubo prolongado.

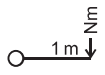
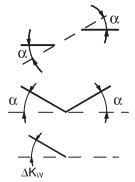
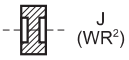
(2F)

APLICACIONES			MÁQUINA MOTRIZ		
			Motores eléctricos, Turbinas	Motores hidráulicos Arrastre por engranajes	Mot. de explosión Mot. eléctricos con arranques frecuentes
MÁQUINA RECEPTORA	CARGAS UNIFORMES	Compresores eléctricos - Bombas y compresores centrífugos - Ventiladores centrífugos y de paletas; ventiladores axiales - Mandos auxiliares de máquinas - herramientas - Cintas transportadoras y cadenas con carga uniforme, escaleras mecánicas - Agitadores de líquidos homogéneos - Llenadoras de botellas.	0,8 hasta 1,25	1 hasta 1,5	1,25 hasta 1,75
	CHOQUES MODERADOS	Compresores de lóbulos (volumétricos) - Ventiladores para minería - Bombas de engranajes y de lóbulos rotativos - Compresores de paletas - Mandos principales de máquina - herramienta - Cintas transportadoras y de cadenas, con carga no uniforme - Transportadores de cangilones y de tornillos sin fin - Elevadores, grúas y cabrestantes - Tambores de arrollamiento de cables bobinadoras - Agitadores de líquidos no homogéneos - Hélices de barco - Molinos de pulpa.	1,25 hasta 1,5	1,5 hasta 1,75	1,75 hasta 2
	CHOQUES IMPORTANTES	Generadores para soldadura - Bombas y compresores de pistones - Máquinas de lavar - Dobladoras, cizallas, prensas de embutición, taladradoras - Descortezadoras (peladoras), calandras, prensas de papel, máquinas de cerámica, hornos para cemento - Molino para minerales y piedras, molinos para caucho - Laminadores - Líneas de alimentación - Trefiladoras, estiradoras y calandras - Material móvil.	1,5 hasta 2	1,75 hasta 2,25	2 hasta 2,5

1.2 c_3 Símbolos y notas de selección

En la tabla (2G) reflejamos todos los significados de lo diferentes símbolos y notas que encontramos a lo largo de esta sección.

(2G)

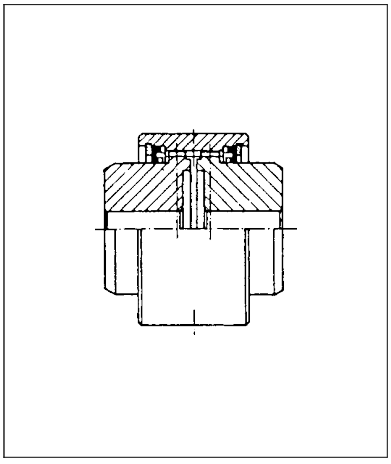
SÍMBOLOS EMPLEADOS	
Ø nominal máx.	MECANIZADO NOMINAL MÁXIMO (mm)
Ø máx.	MECANIZADO MÁXIMO (mm)
Ø mín.	MECANIZADO MÍNIMO (mm)
	PAR MÁXIMO (Nm) Par punta = 2 x par máximo
	VELOCIDAD MÁXIMA (rpm)
	DESALINEACIÓN PARALELA MÁXIMA (mm)
	DESALINEACIÓN ANGULAR MÁXIMA (grados)
	INERCIA (kgm^2)
	PESO (kg)
	CANTIDAD GRASA (dm^3)

Notas para series N - C - F	
1	Chaveta según ISO R 773.
2	Par máximo transmisible por el dentado para la desalineación angular indicada. El par efectivamente transmisible depende de la alineación y del modo de ensamblaje.
3	Velocidades superiores en fabricación especial bajo demanda.
3.1	Para grasa resistente a una aceleración centrífuga de 1.000 g. Ver hoja de mantenimiento IM correspondiente.
3.2	Para grasa resistente a una aceleración centrífuga de 2.000 g. Ver hoja de mantenimiento IM correspondiente.
3.3	Depende de S.
3.4	Para funcionamiento prolongado en posición desconectada, consúltenos.
4	Se entiende con cubos llenos.
4.1	Depende de S.
4.2	Para cubos llenos y S mínimo.
4.3	Por cada 100 mm de distanciador.
4.4	Depende de L y R.
5	Se entiende con cubos premecanizados.
5.1	Depende de S.
5.2	Para cubos premecanizados y S mínimo.
5.3	Por cada 100 mm de distanciador.
5.4	Depende de L y R.
6	Ver hoja de mantenimiento IM correspondiente.
6.1	Depende de S. Valores para S máximo.
7	Bajo demanda. Para S superior, consúltenos.
8	Valores para S mínimo. S máximo depende del par y de la velocidad.
9	G debe mantenerse constante durante el funcionamiento.
10	Para controlar la alineación y la inspección de dentados.

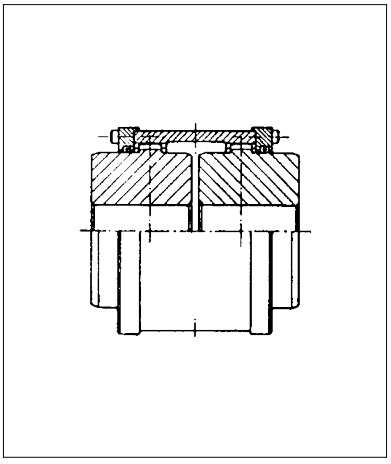
IMPORTANTE:
Tecnotrans pone a su disposición una Oficina Técnica de Aplicación para seleccionar por usted el material más idóneo y económico, capaz de satisfacer de la manera más optima las necesidades que plantee su máquina.

1.2 f Programa de fabricación serie C

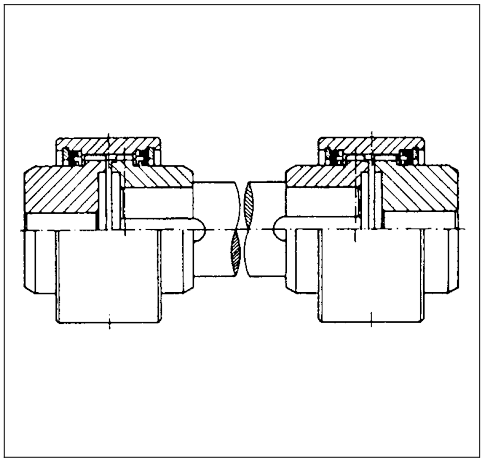
Diferentes Posibilidades:



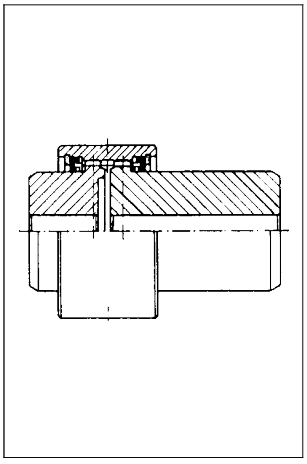
CST
Cubos flotantes “estándar”
Tamaños de 30 a 100



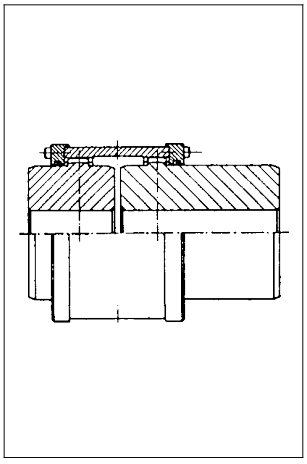
CST…M
Cubos flotantes “estándar”
Tamaños de 120 a 320



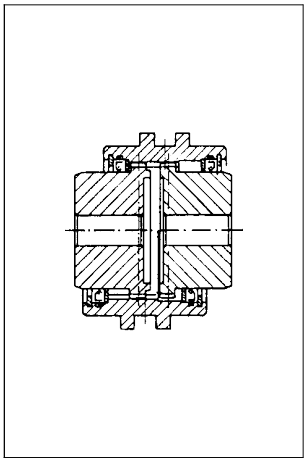
CFS - CFS…M
Cubo flotante y rígido
“alargadera”



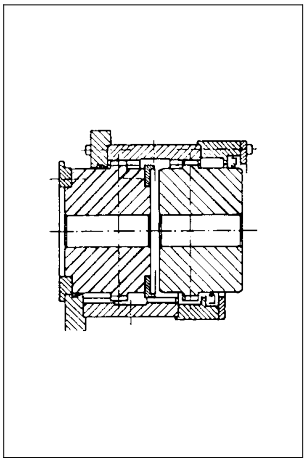
CMM
Cubo prolongado
Tamaños de 30 a 100



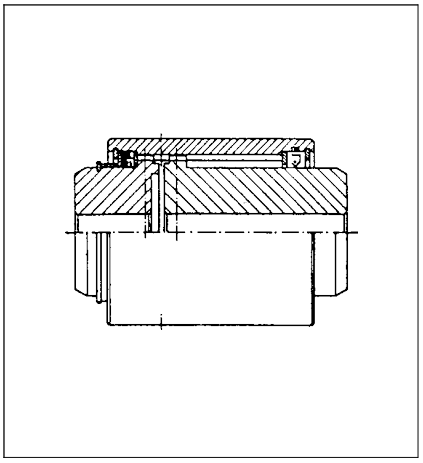
CMM…M
Cubo prolongado
Tamaños de 120 a 320



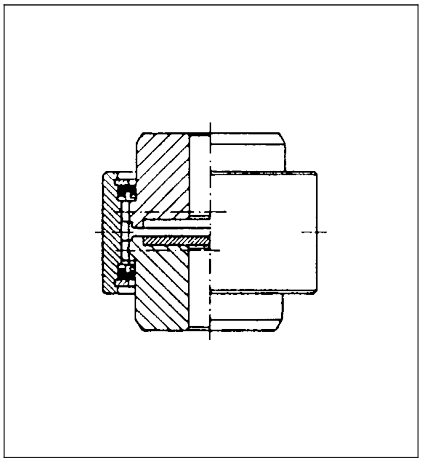
COO
Desembragable
Tamaños de 30 a 100



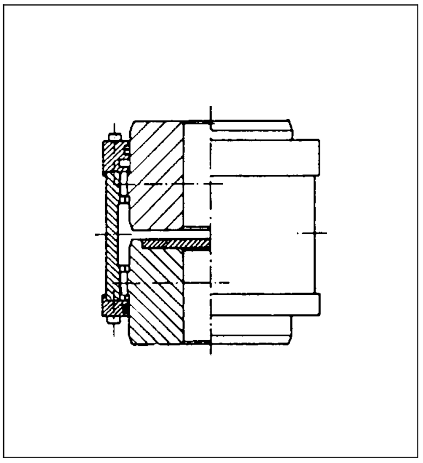
COO…M
Desembragable
Tamaños de 120 a 320



CSH
Cubo deslizante
axialmente

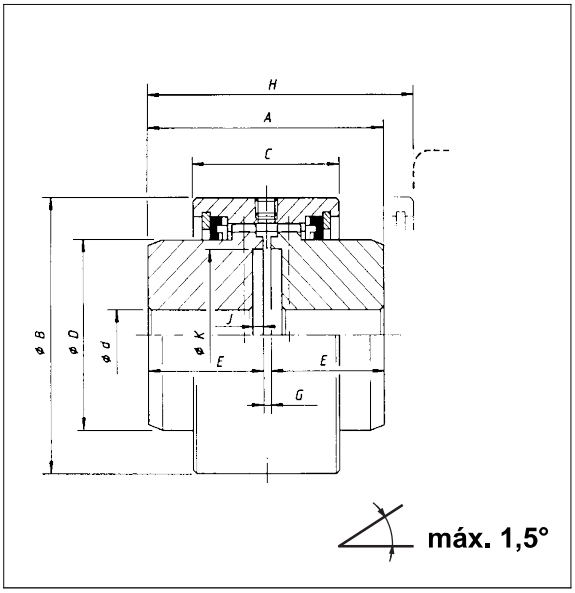


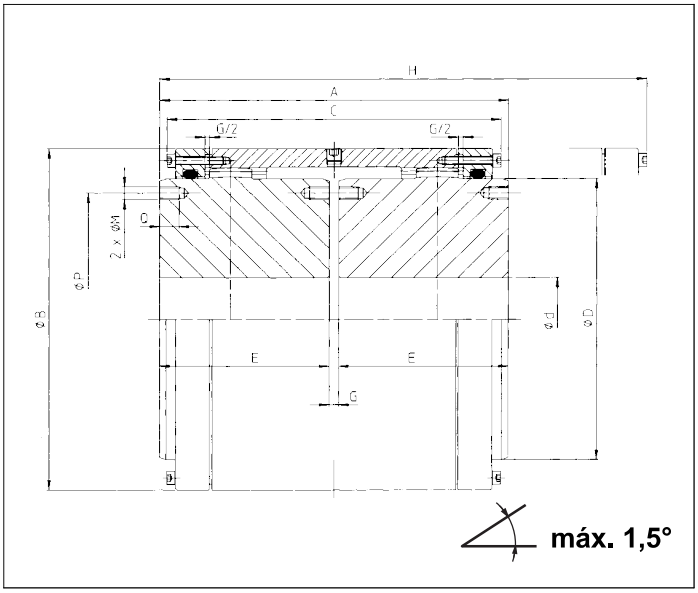
CSV
Trabajo vertical “estándar”
Tamaños de 30 a 100



CSV…M
Trabajo vertical “estándar”
Tamaños de 120 a 320

1.2 g Características técnicas serie C





				Tipo CST						Tipo CST...M							
				30	40	55	65	80	100	110	130	155	175	195	215	240	275
d	Ø nom. máx.	1	mm	32	42	57	70	85	100	110	130	155	175	195	215	240	275
	Ø mín.			0	0	22	25	38	38	0	55	65	80	90	100	120	150
	Ø máx.*			35	42	63	75	90	110	112	132	158	175	198	217	244	290
Nm 1 m	Tn	2	Nm	550	1100	1970	3240	5600	8500	16000	22000	32000	45000	62000	84000	115000	174000
	Tp			1100	2200	3940	6480	11200	17000	32000	44000	64000	90000	124000	168000	230000	348000
mín. máx.		3.1	rpm	5500	5100	4400	4000	3600	3400	3350	3100	2800	2700	2550	2450	2300	2150
		3.2		7750	7200	6200	5600	5100	4800	4700	4350	4000	3800	3600	3450	3300	3050
α α		—	grados	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75	2x 0,75
		—	mm	0,1	0,14	0,14	0,19	0,22	0,23	0,7	0,9	1	1,1	1,2	1,4	1,5	1,7
J (WR²)		4	kgm²	0,002	0,004	0,010	0,022	0,052	0,122	0,159	0,340	0,735	1,25	2,19	3,49	5,33	10,9
		5	kg	2	3,4	6	9,1	15	29	35	51	81	111	153	207	262	398
Grease		6	dm³	0,022	0,036	0,063	0,114	0,201	0,27	0,36	0,52	0,80	0,98	1,51	2,02	2,43	3,29
mm ±	A		mm	80	95	110	120	140	222	185	216	246	278	308	358	388	450
	B		mm	84	95	120	140	168	190	186	216	254	282	317	346	376	436
	C		mm	50	65	68	80	95	102	174	206	227	254	276	319	346	383
	D		mm	50,9	60,4	82,6	100	121	143	151	178	213	235	263	286	316	372
	E		mm	38,5	46	53,5	57	67	108	90	105	120	135	150	175	190	220
	G		mm	3	3	3	6	6	6	5	6	6	8	8	8	8	10
	H	10	mm	96	117	124	146	175	223	313	368	415	468	516	602	657	743
	J		mm	3	5	5	6	6	6	—	—	—	—	—	—	—	—
	K		mm	49	57	76	95	121	140	—	—	—	—	—	—	—	—
	M		mm	—	—	—	—	—	—	—	—	—	M12	M16	M16	M16	M20
	P		mm	—	—	—	—	—	—	—	—	—	205	226	250	276	330
	Q		mm	—	—	—	—	—	—	—	—	—	18	24	24	24	30

(*) Consúltenos.

Rodamientos

Selección del tamaño del rodamiento utilizando la capacidad de carga estática

El tamaño del rodamiento se deberá seleccionar según las capacidades de carga estática C_0 en lugar de la vida útil del rodamiento cuando se produzca alguna de las siguientes condiciones:

- El rodamiento está fijo y está sometido a cargas continuas o intermitentes (de choque).
- El rodamiento efectúa lentos movimientos de oscilación o alineación bajo carga.
- El rodamiento gira bajo carga a velocidades muy bajas ($n < 10$ r. p. m.) y solo se requiere que tenga una vida útil corta. En otras palabras, en este caso, la ecuación de vida para una determinada carga equivalente P ocasionaría una capacidad de carga dinámica básica C requerida tan baja que el rodamiento seleccionado, según la fórmula de la vida útil, estaría seriamente sometido a una sobrecarga durante el servicio.
- El rodamiento gira y tiene que soportar elevadas cargas de choque, además de las cargas de funcionamiento normales.

En todos estos casos, la capacidad de carga admisible para el rodamiento es la carga máxima que el rodamiento puede soportar sin que se produzca una deformación permanente de los elementos rodantes ni de los caminos de rodadura. Habitualmente, la deformación permanente se ocasiona debido a lo siguiente:

- cargas elevadas que actúan sobre el rodamiento mientras se encuentra fijo o realiza movimientos lentos de oscilación;
- cargas de choque elevadas que actúan sobre el rodamiento mientras está girando.

Conforme a las condiciones de funcionamiento y carga, pueden producirse daños tales como superficies aplanadas en los elementos rodantes o indentaciones en los caminos de rodadura. Estas indentaciones pueden distribuirse irregularmente por el camino de rodadura o, incluso, de manera uniforme en posiciones que corresponden a la separación de los elementos rodantes.

Las deformaciones permanentes, generalmente, incrementan los niveles de vibración o ruido, y aumentan la fricción. También es posible que aumente el juego interno o que se produzcan cambios en el ajuste.

Estos cambios perjudicarán en mayor o menor medida el rendimiento del rodamiento según las exigencias de cada aplicación particular. Por lo tanto, es necesario garantizar que no se produzcan deformaciones permanentes o que estas sean muy pequeñas y, para conseguirlo, se deberá seleccionar un rodamiento que tenga una capacidad de carga estática lo suficientemente elevada para satisfacer uno de los siguientes requisitos:

- alta confiabilidad;
- funcionamiento silencioso, como en motores eléctricos;
- funcionamiento sin vibraciones, como en máquinas herramienta;
- momento de fricción constante del rodamiento, como en dispositivos de medición y equipos de pruebas;
- baja fricción de arranque bajo carga, como en grúas.

Carga estática equivalente del rodamiento

Las cargas estáticas que tienen componentes radiales y axiales se deben convertir a una carga estática equivalente del rodamiento. Esta se define como la carga hipotética (radial para un rodamiento radial y axial para un rodamiento axial) que, de ser aplicada, causaría en el rodamiento la misma carga máxima en los elementos rodantes que las cargas reales a las que está sometido el rodamiento. Se obtiene con la siguiente ecuación general:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

donde
P_0 = carga estática equivalente del rodamiento [kN]
F_r = carga radial real del rodamiento (ver a continuación) [kN]
F_a = carga axial real del rodamiento (ver a continuación) [kN]
X_0 = factor de carga radial del rodamiento
Y_0 = factor de carga axial del rodamiento

La información y los datos requeridos para calcular la carga estática equivalente del rodamiento se ofrecen en el capítulo del producto correspondiente.

Al calcular P_0, se deberá utilizar la carga máxima admisible así como sus componentes radiales y axiales (→ **fig. 3**) en la ecuación anterior. Si una carga estática actúa sobre el rodamiento en diferentes sentidos, la magnitud de estos componentes cambia. En estos casos, se deberán utilizar los componentes de la carga con el valor máximo de carga estática equivalente del rodamiento P_0.

Capacidad de carga estática básica requerida

Cuando el tamaño del rodamiento requerido se determina en base a la capacidad de carga estática, se emplea un factor de seguridad s_0, que representa la relación entre la capacidad de carga estática básica C_0 y la carga estática equivalente del rodamiento P_0 para calcular la capacidad de carga estática básica requerida.

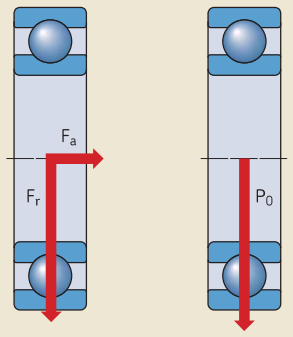
La capacidad de carga estática básica requerida C_0 puede determinarse a partir de lo siguiente:

$$C_0 = s_0 P_0$$

donde
C_0 = capacidad de carga estática básica [kN]
P_0 = carga estática equivalente del rodamiento [kN]
s_0 = factor de seguridad estática

Los valores orientativos para el factor de seguridad estática s_0 basados en la experiencia se enumeran en la **tabla 11**. A temperaturas elevadas, la capacidad de carga estática se reduce. Para obtener más información, comuníquese con el Departamento de Ingeniería de Aplicaciones de SKF.

Fig. 3



Comprobación de la capacidad de carga estática

Para los rodamientos cargados dinámicamente, cuando se conoce la carga estática equivalente del rodamiento P_0, se recomienda comprobar que la capacidad de carga estática sea la adecuada usando lo siguiente:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Si el valor s_0 obtenido es menor que el valor orientativo recomendado (**→ tabla 11**), se deberá seleccionar un rodamiento con una mayor capacidad de carga estática básica.

Tabla 11

Valores orientativos para el factor de seguridad estática s_0

Tipo de funcionamiento	**Rodamientos giratorios** Requisitos de rendimiento (p. ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones)						**Rodamientos fijos**	
	sin importancia		normal		sup.			
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas[1)]	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula, se recomienda utilizar $s_0 \geq 4$.

1) Cuando no se conoce la magnitud de la carga de choque, deben utilizarse valores de s_0 por lo menos iguales a los arriba mencionados. Si se conoce la magnitud de las cargas de choque, se pueden aplicar valores de s_0 menores.

1 Rodamientos rígidos de bolas

Sistema de designación

Prefijos

E2.	Rodamiento energéticamente eficiente SKF
ICOS-	Unidad de rodamiento sellada con aceite
D/W	Acero inoxidable, dimensiones en pulgadas
W	Acero inoxidable, dimensiones métricas

Designación básica

Se indica en el **diagrama 2** (→ **página 43**)

Sufijos

Grupo 1: Diseño interno

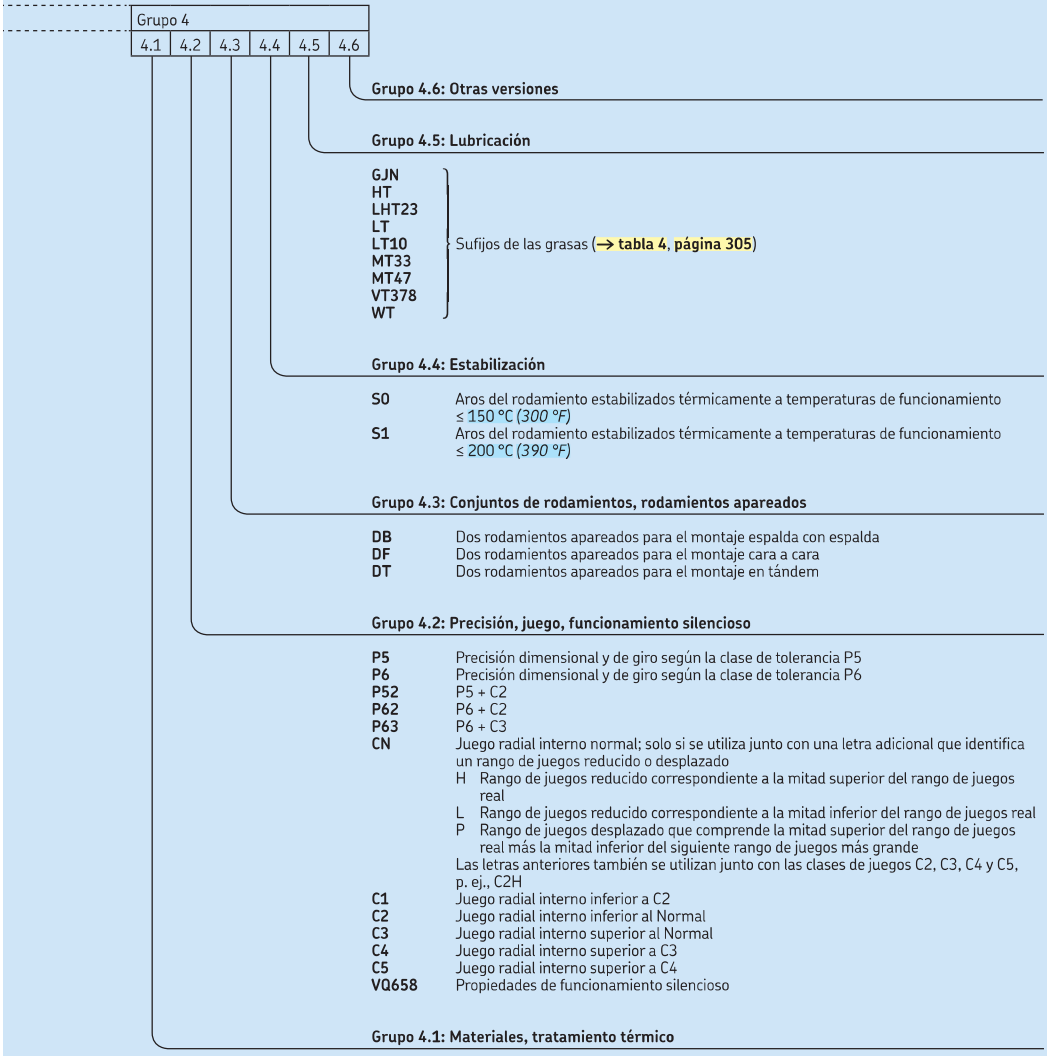
E	Conjunto de bolas reforzadas

Grupo 2: Diseño externo (sellos, ranura para anillo elástico, etc.)

N	Ranura para anillo elástico en el aro exterior
NR	Ranura para anillo elástico en el aro exterior, con anillo elástico correspondiente
N1	Una ranura de fijación (muesca) en una cara lateral del aro exterior
R	Aro exterior con pestaña
-RS1, -2RS1	Sello de contacto, de NBR, en uno o en ambos lados
-RS2, -2RS2	Sello de contacto, de FKM, en uno o en ambos lados
-RSH, -2RSH	Sello de contacto, de NBR, en uno o en ambos lados
-RSL, -2RSL	Sello de baja fricción, de NBR, en uno o en ambos lados
-RZ, -2RZ	Sello no rozante, de NBR, en uno o en ambos lados
-Z, -2Z	Placa de protección en uno o en ambos lados
-ZNR	Placa de protección en un lado, ranura para anillo elástico en el aro exterior, anillo elástico en el lado opuesto de la placa de protección
-2ZNR	Placa de protección en ambos lados, ranura para anillo elástico en el aro exterior, con anillo elástico
-2ZS	Placa de protección en ambos lados, sostenida en posición mediante anillo de retención
X	Dimensiones principales en disconformidad con la serie de dimensiones ISO

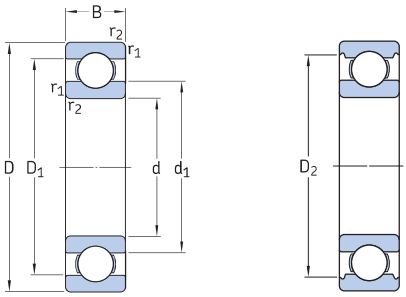
Grupo 3: Diseño de jaula

–	Jaula estampada de acero, centrada respecto de las bolas
M	Jaula mecanizada de latón, centrada respecto de las bolas; los distintos diseños o grados de los materiales se identifican con una cifra a continuación de la M, p. ej., M2
MA(S)	Jaula mecanizada de latón, centrada respecto del aro exterior. La letra S indica una ranura de lubricación en la superficie guía.
MB(S)	Jaula mecanizada de latón, centrada respecto del aro interior. La letra S indica una ranura de lubricación en la superficie guía.
TN9	Jaula de PA66 reforzada con fibra de vidrio, centrada respecto de las bolas
TNH	Jaula de PEEK reforzada con fibra de vidrio, centrada respecto de las bolas
VG1561	Jaula de PA46 reforzada con fibra de vidrio, centrada respecto de las bolas


Grupo 4
4.1
4.2
4.3
4.4
4.5
4.6
Grupo 4.6: Otras versiones
Grupo 4.5: Lubricación
GJN
HT
LHT23
LT
LT10
MT33
MT47
VT378
WT
Sufijos de las grasas (→ tabla 4, página 305)
Grupo 4.4: Estabilización
S0 Aros del rodamiento estabilizados térmicamente a temperaturas de funcionamiento ≤ 150 °C (300 °F)
S1 Aros del rodamiento estabilizados térmicamente a temperaturas de funcionamiento ≤ 200 °C (390 °F)
Grupo 4.3: Conjuntos de rodamientos, rodamientos apareados
DB Dos rodamientos apareados para el montaje espalda con espalda
DF Dos rodamientos apareados para el montaje cara a cara
DT Dos rodamientos apareados para el montaje en tándem
Grupo 4.2: Precisión, juego, funcionamiento silencioso
P5 Precisión dimensional y de giro según la clase de tolerancia P5
P6 Precisión dimensional y de giro según la clase de tolerancia P6
P52 P5 + C2
P62 P6 + C2
P63 P6 + C3
CN Juego radial interno normal; solo si se utiliza junto con una letra adicional que identifica un rango de juegos reducido o desplazado
H Rango de juegos reducido correspondiente a la mitad superior del rango de juegos real
L Rango de juegos reducido correspondiente a la mitad inferior del rango de juegos real
P Rango de juegos desplazado que comprende la mitad superior del rango de juegos real más la mitad inferior del siguiente rango de juegos más grande
Las letras anteriores también se utilizan junto con las clases de juegos C2, C3, C4 y C5, p. ej., C2H
C1 Juego radial interno inferior a C2
C2 Juego radial interno inferior al Normal
C3 Juego radial interno superior al Normal
C4 Juego radial interno superior a C3
C5 Juego radial interno superior a C4
VQ658 Propiedades de funcionamiento silencioso
Grupo 4.1: Materiales, tratamiento térmico

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas

d 60 – 75 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
			dinámica	estática		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
d	D	B	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–
60	78	10	11,9	11,4	0,49	17 000	11 000	0,11	**61812**
	85	13	16,5	14,3	0,6	16 000	10 000	0,2	**61912**
	95	11	20,8	15	0,735	15 000	9 500	0,29	* **16012**
	95	18	30,7	23,2	0,98	15 000	9 500	0,41	* **6012**
	110	22	55,3	36	1,53	13 000	8 000	0,78	* **6212**
	130	31	85,2	52	2,2	11 000	7 000	1,7	* **6312**
	150	35	108	69,5	2,9	10 000	6 300	2,85	**6412**
65	85	10	12,4	12,7	0,54	16 000	10 000	0,13	**61813**
	90	13	17,4	16	0,68	15 000	9 500	0,22	**61913**
	100	11	22,5	19,6	0,83	14 000	9 000	0,3	* **16013**
	100	18	31,9	25	1,06	14 000	9 000	0,44	* **6013**
	120	23	58,5	40,5	1,73	12 000	7 500	1	* **6213**
	140	33	97,5	60	2,5	10 000	6 700	2,1	* **6313**
	160	37	119	78	3,15	9 500	6 000	3,35	**6413**
70	90	10	12,4	13,2	0,56	15 000	9 000	0,14	**61814**
	100	16	23,8	21,2	0,9	14 000	8 500	0,35	**61914**
	110	13	29,1	25	1,06	13 000	8 000	0,44	* **16014**
	110	20	39,7	31	1,32	13 000	8 000	0,61	* **6014**
	125	24	63,7	45	1,9	11 000	7 000	1,1	* **6214**
	150	35	111	68	2,75	9 500	6 300	2,55	* **6314**
	180	42	143	104	3,9	8 500	5 300	4,95	**6414**
75	95	10	12,7	14,3	0,61	14 000	8 500	0,15	**61815**
	105	16	24,2	22,4	0,965	13 000	8 000	0,37	**61915**
	115	13	30,2	27	1,14	12 000	7 500	0,46	* **16015**
	115	20	41,6	33,5	1,43	12 000	7 500	0,65	* **6015**
	130	25	68,9	49	2,04	10 000	6 700	1,2	* **6215**
	160	37	119	76,5	3	9 000	5 600	3,05	* **6315**
	190	45	153	114	4,15	8 000	5 000	5,8	**6415**

* Rodamiento SKF Explorer

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

Título:

Diseño de grúa de columna con pluma giratoria 2 Tn

Planos

Autor: Alejandro González González

Tutor académico: Viana L. Guadalupe Suárez

Fecha: Julio 2018

Índice de Planos

1. Vista explosionada de la grúa

2. Perspectiva de la grúa completa

3. Conjunto Estructura

    3.1 Columna

    3.2 Placa de unión

    3.3 Pluma

    3.4 Placa de anclaje

    3.5 Placa de apoyo

    3.6 Tope de final de carrera

4. Vista de mecanismo de giro explosionado

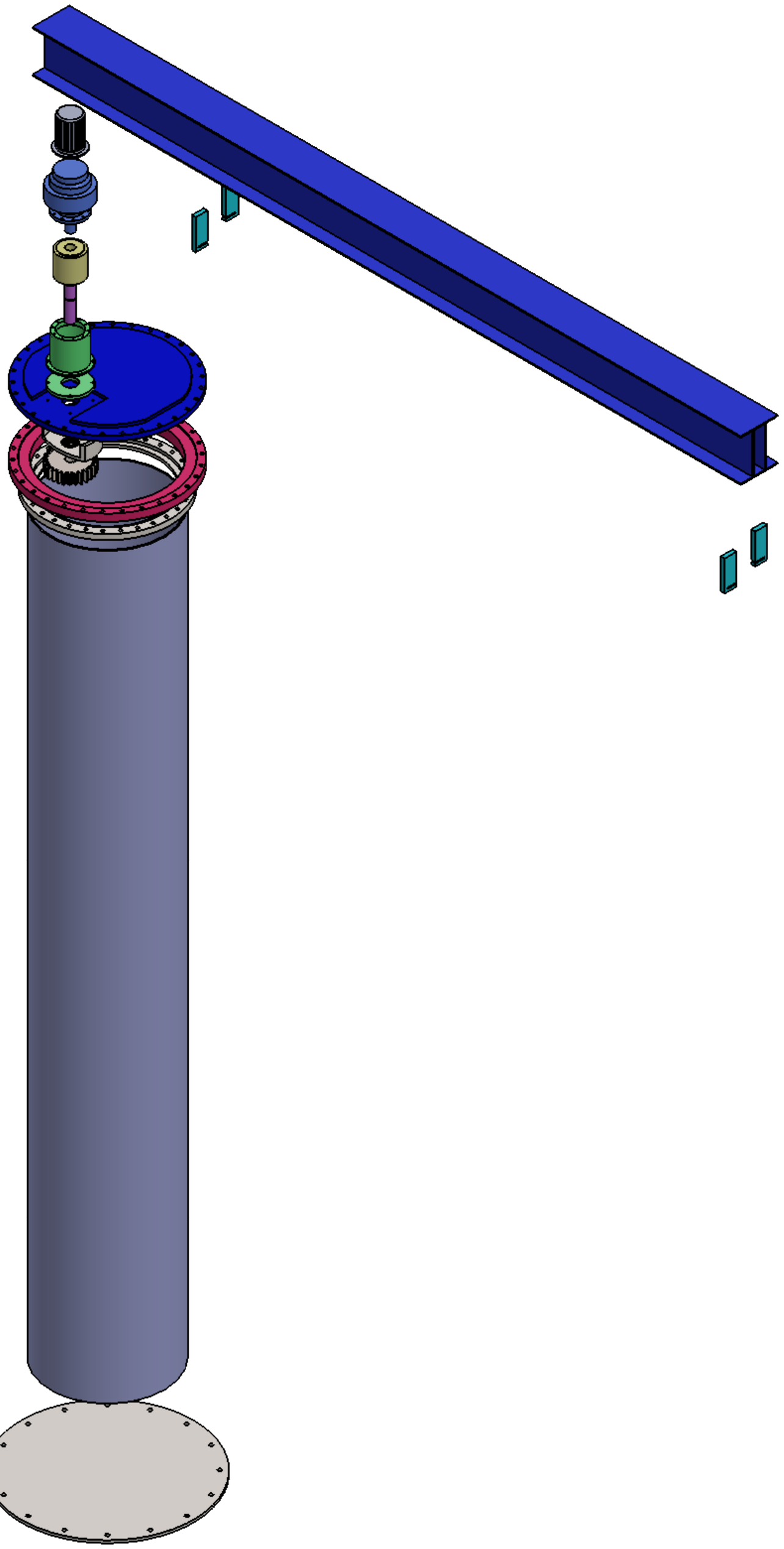
5. Conjunto mecanismo de giro

    5.1 Camisa para acoplamiento

    5.2 Eje de transmisión

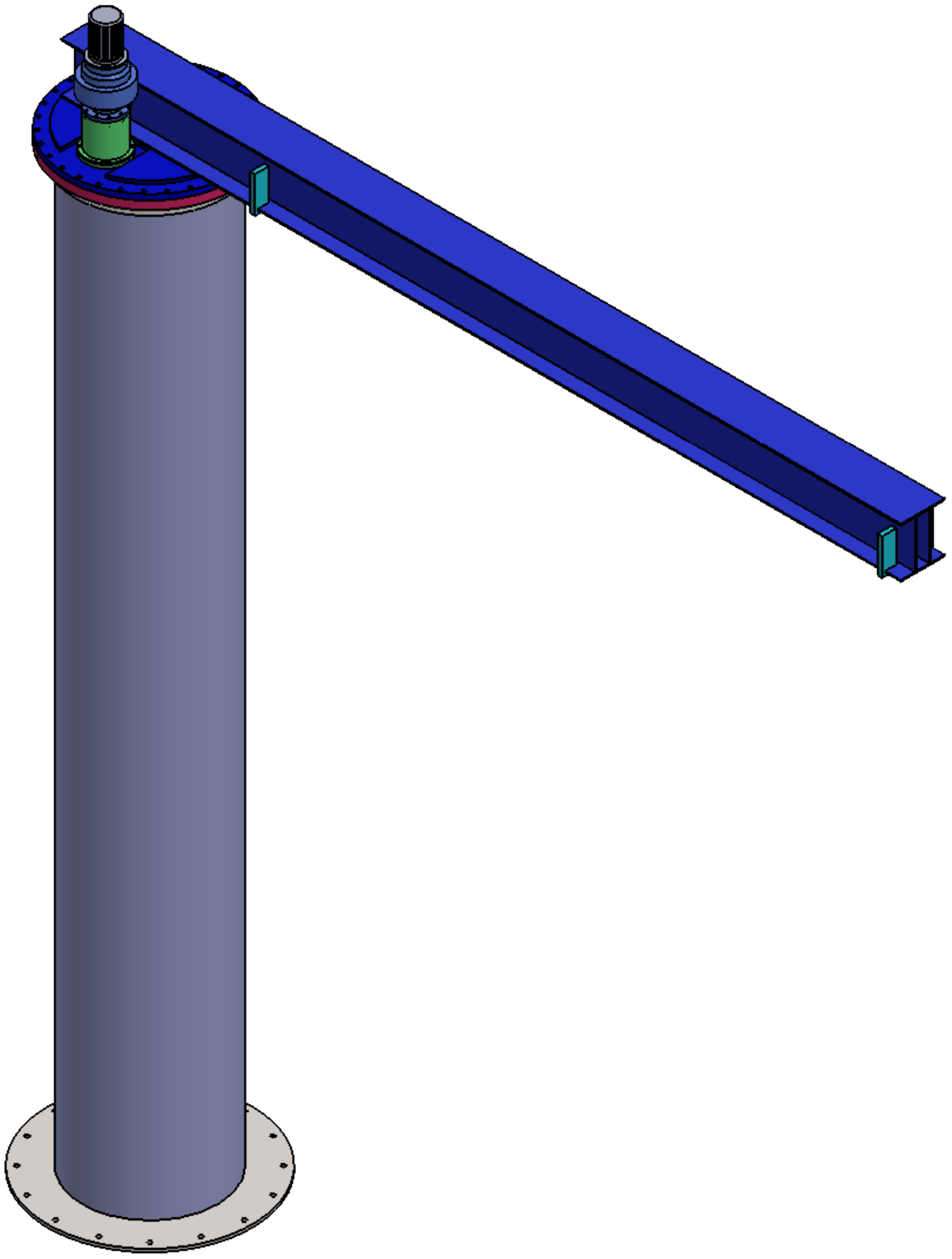
    5.3 Soporte superior para rodamiento de bolas

    5.4 Engranaje



GRÚA PLUMA GIRATORIA 2 Tn

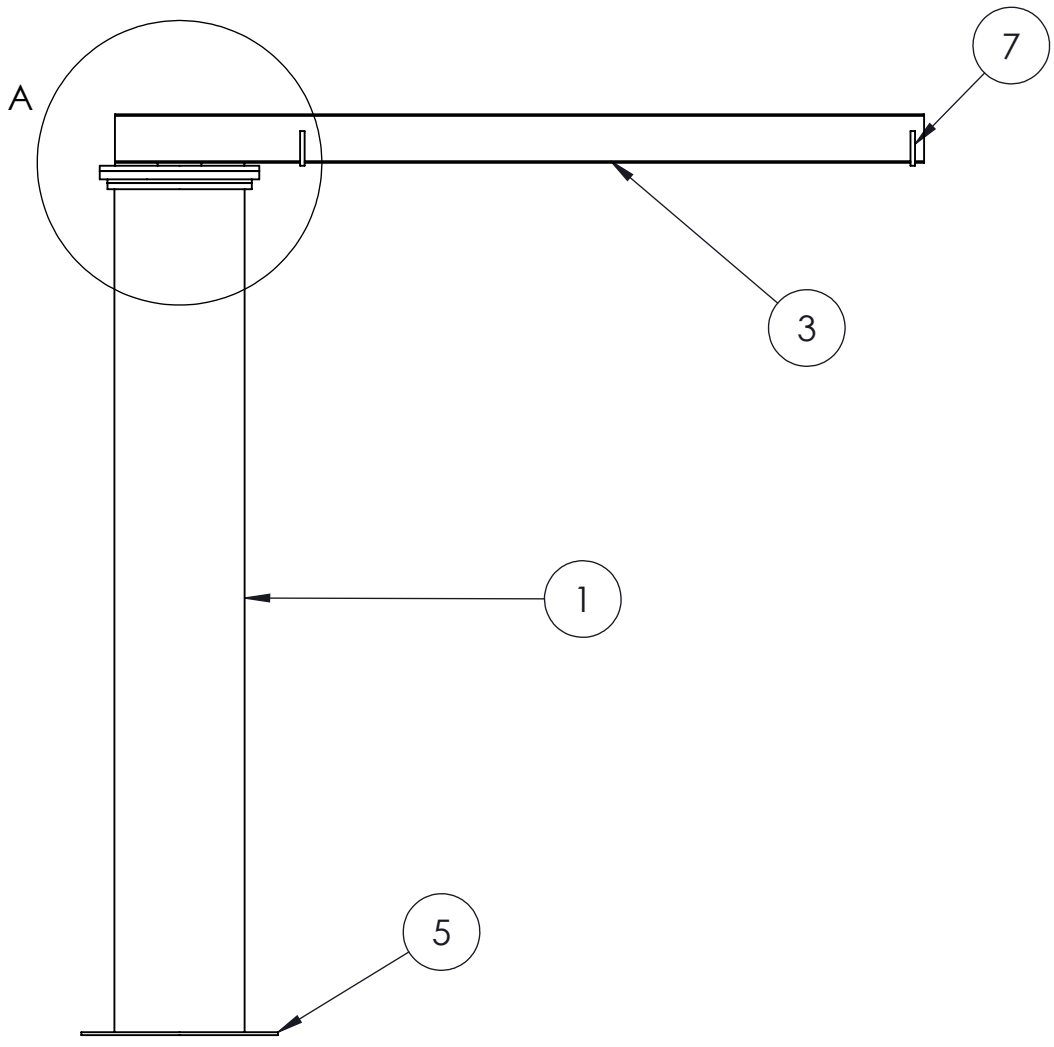
	Fecha	Autor		
Nombre	2017/18	ALEJANDRO	ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		GONZÁLEZ		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:20	VISTA EXPLOSIONADA DE CONJUNTO			Nº P. : 1 Nom.Arch:

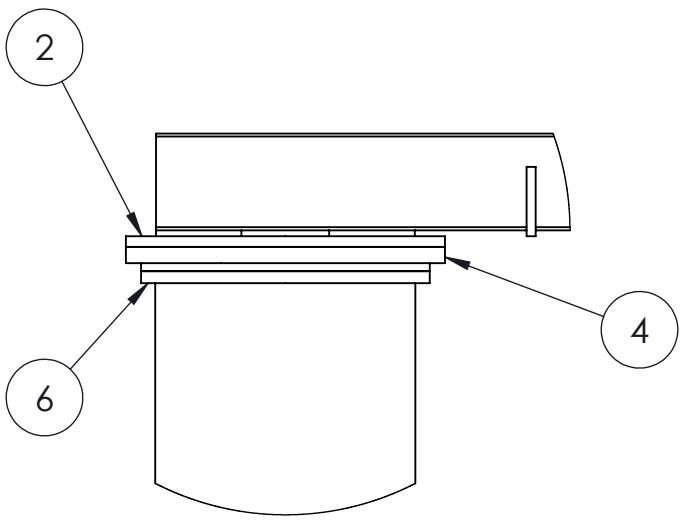


GRÚA PLUMA GIRATORIA 2 Tn

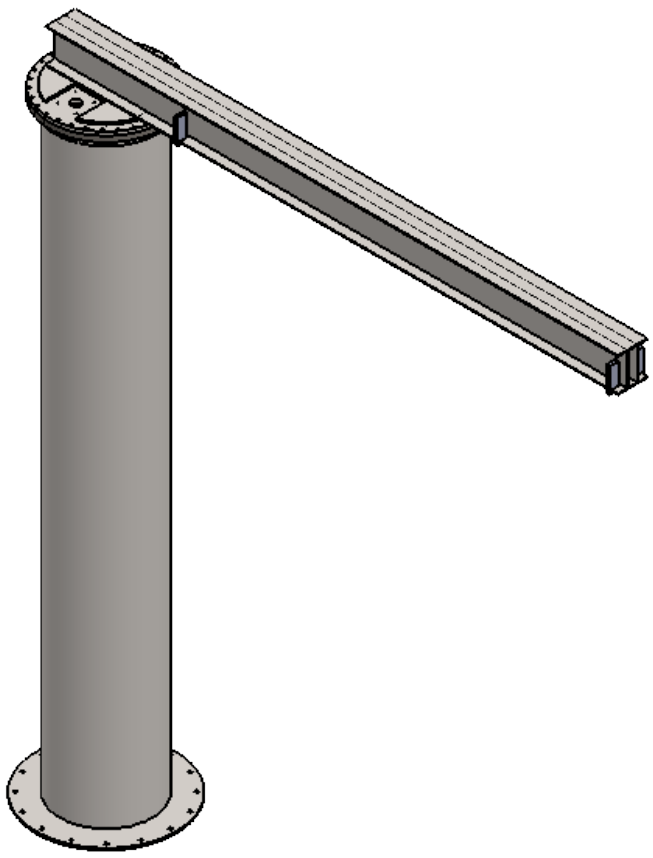
	Fecha	Autor		
Nombre	2017/18	ALEJANDRO	ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		GONZÁLEZ		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

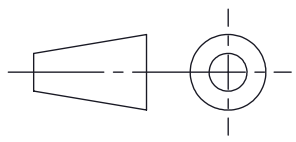
ESCALA: 1:20	VISTA EN PERSPECTIVA DE LA GRÚA	Nº P. : 2 Nom.Arch:





DETALLE A
ESCALA 1 : 25



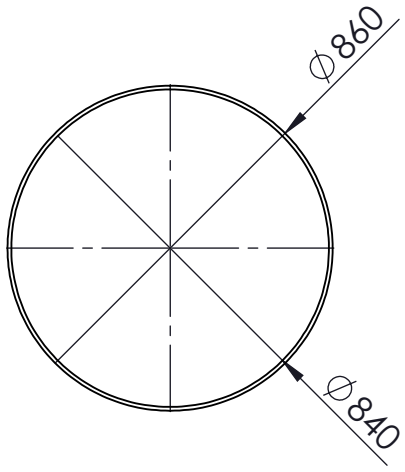


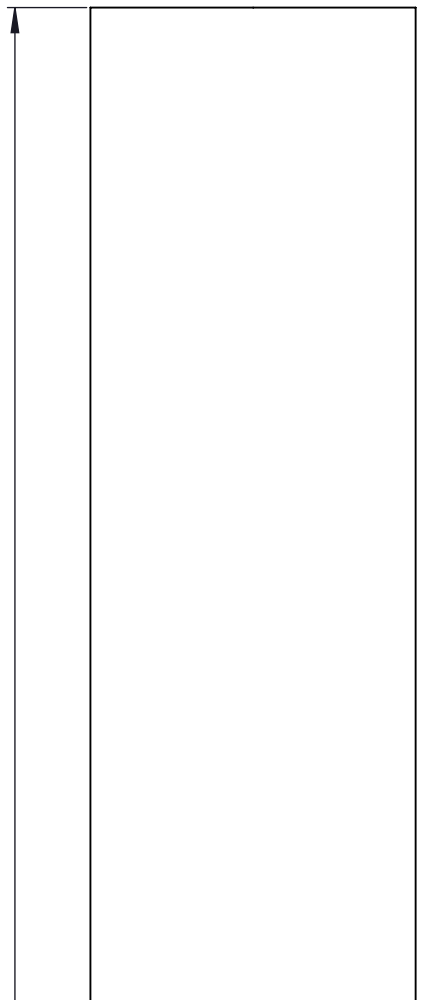
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Columna	1.0044 (S275JR)	1
2	Placa de unión	1.0044 (S275JR)	1
3	Pluma	1.0044 (S275JR)	1
4	Rodamiento de giro		1
5	Placa de anclaje	1.0044 (S275JR)	1
6	Placa de apoyo del rodamiento	1.0044 (S275JR)	1
7	Tope final de carrera	Material <sin especificar>	4

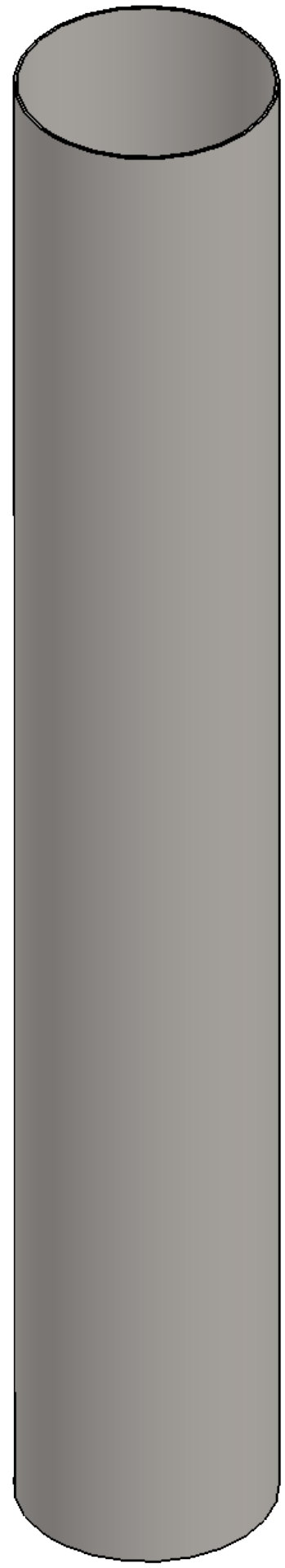
GRÚA PLUMA GIRATORIA 2 Tn

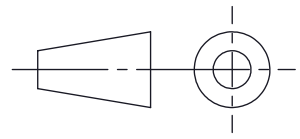
	Fecha	Autor		
Nombre	2017/18	ALEJANDRO	ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		GONZÁLEZ		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

ESCALA: 1:50	PLANO DE CONJUNTO DE ESTRUCTURA	Nº P. : 3.0 Nom.Arch:







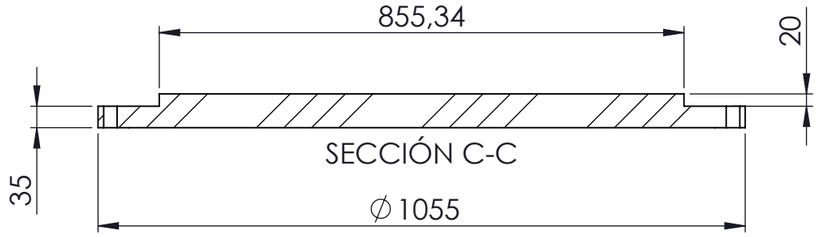


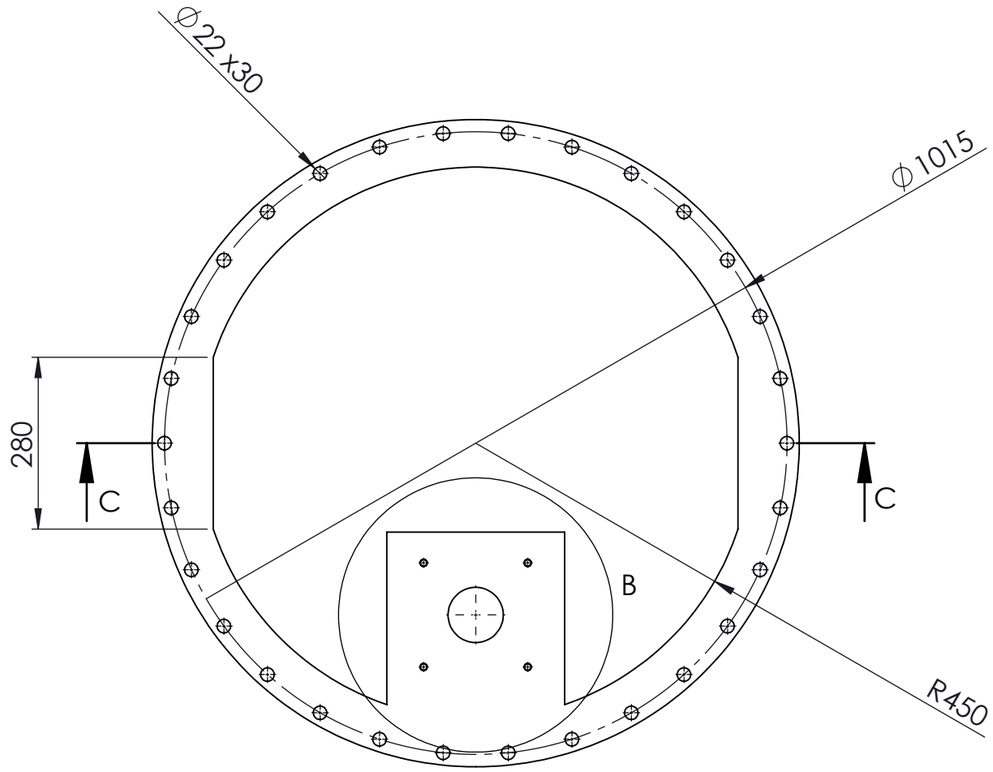
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Columna	1.0044 (S275JR)	1

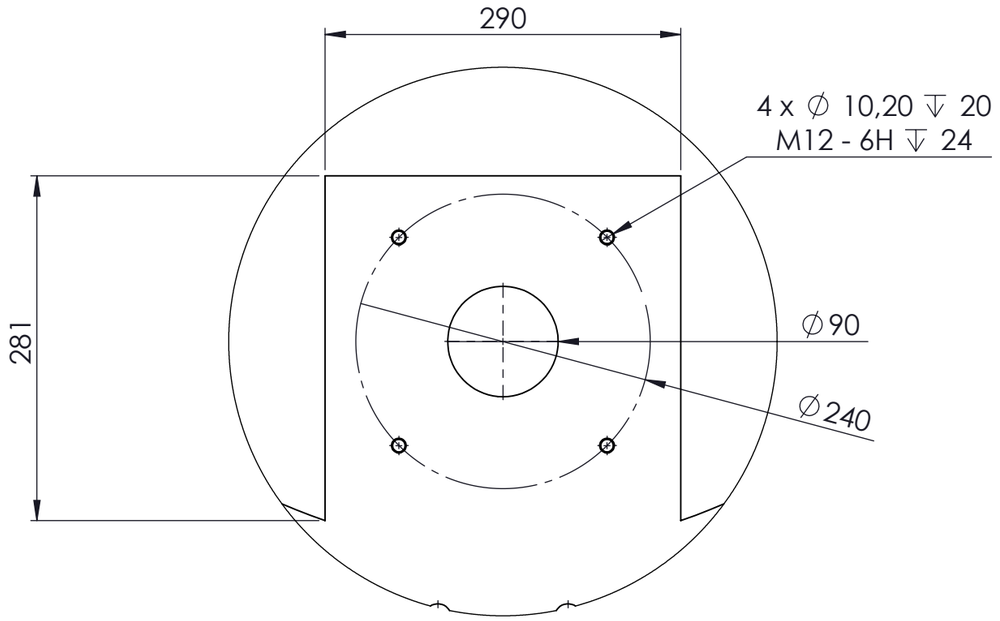
GRÚA PLUMA GIRATORIA 2 Tn

	Fecha	Autor		
Nombre	2017/18	ALEJANDRO	ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		GONZÁLEZ		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

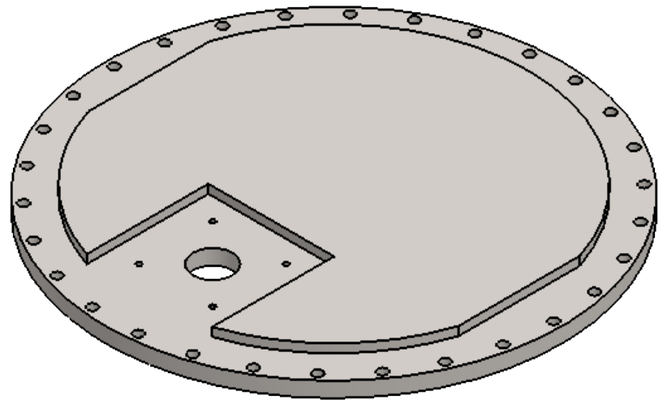
ESCALA:	PLANO DE COLUMNA	Nº P. : 3.1
1:20		Nom.Arch:

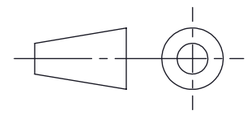






DETALLE B
ESCALA 1 : 5



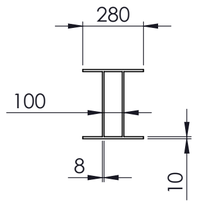


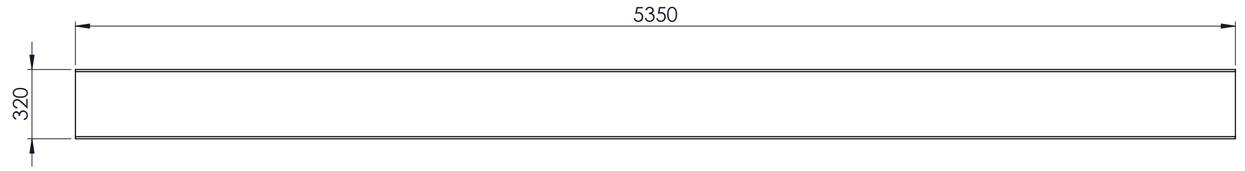
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
2	Placa de unión	1.0044 (S275JR)	1

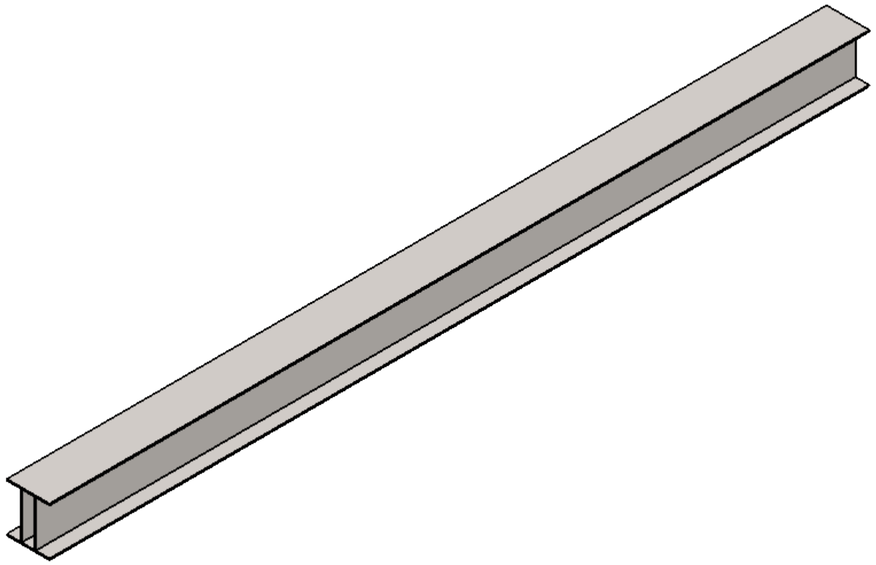
GRÚA PLUMA GIRATORIA 2 Tn

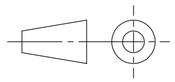
	Fecha	Autor		
Nombre	2017/18	ALEJANDRO	ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		GONZÁLEZ		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

ESCALA:	PLANO DE PLACA DE UNIÓN	Nº P. : 3.2
1:10		Nom.Arch:







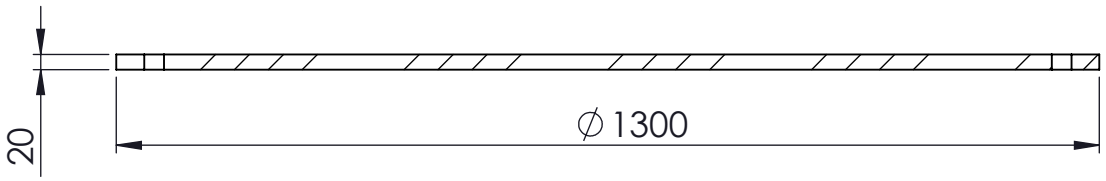


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
3	Pluma	1.0044 (S275JR)	1

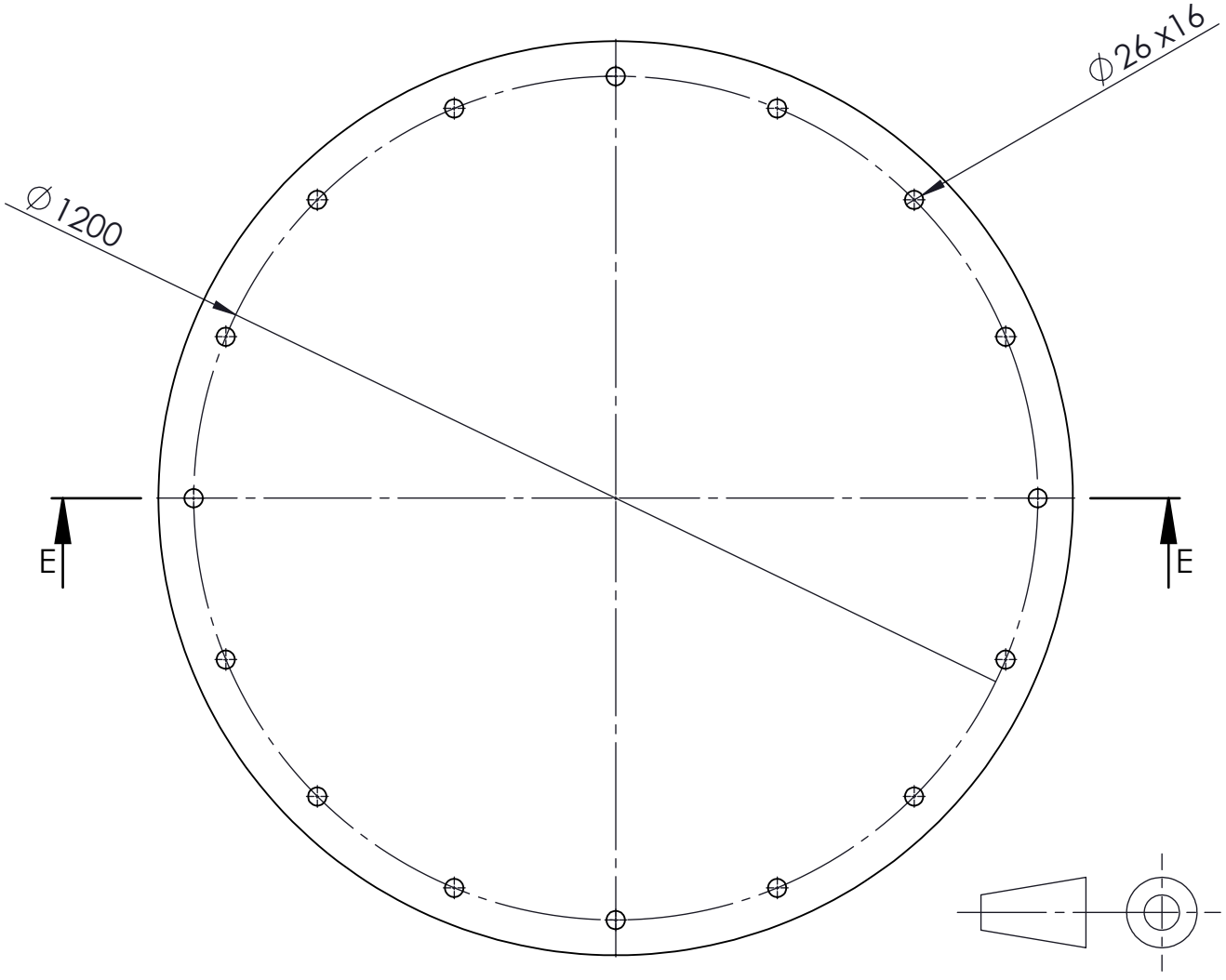
GRÚA PLUMA GIRATORIA 2 Tn

	Fecha	Autor		
Nombre	2017/18	ALEJANDRO	ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		GONZÁLEZ		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

ESCALA:	PLANO DE PLUMA	Nº P. : 3.3
1:20		Nom.Arch:



SECCIÓN E-E
ESCALA 1 : 10

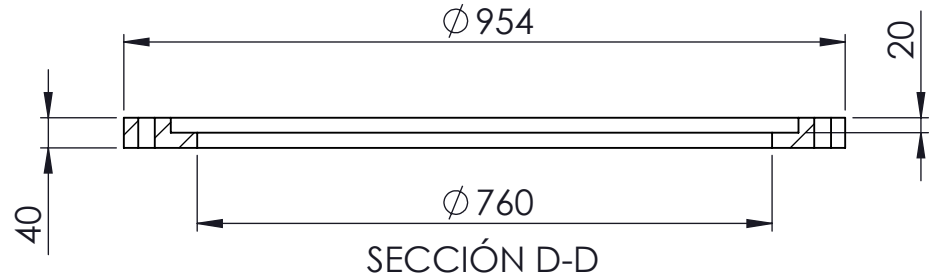


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
5	Placa de anclaje	1.0044 (S275JR)	1

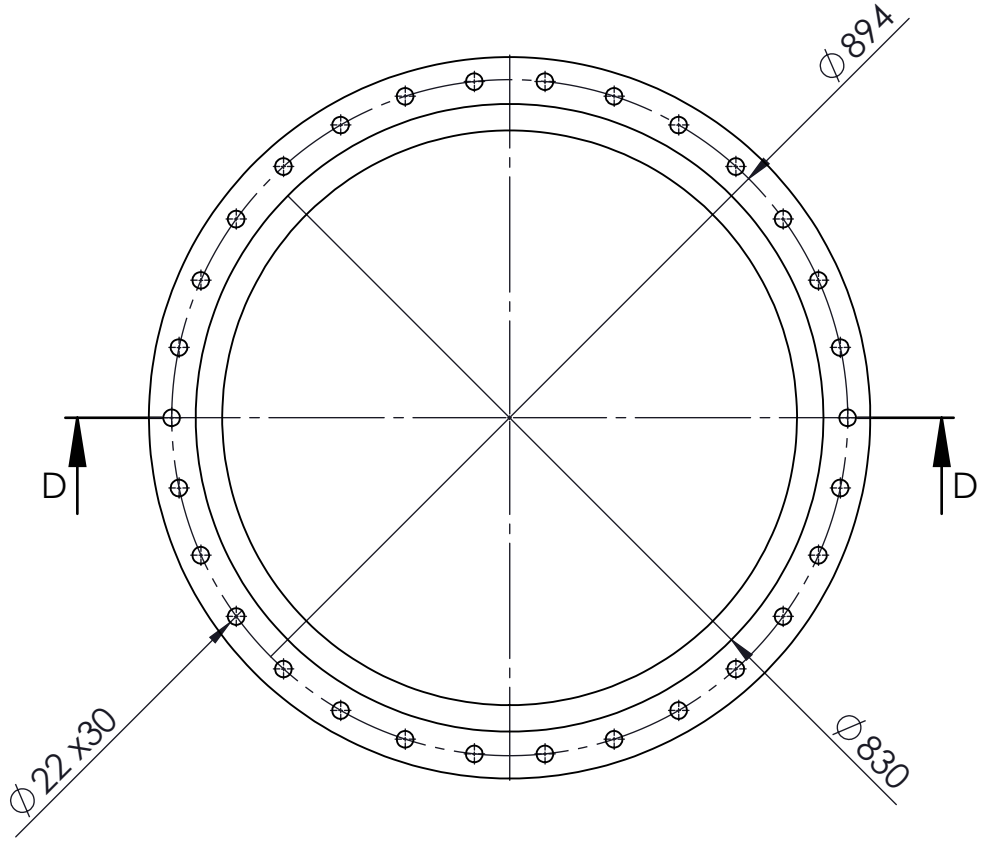
GRÚA PLUMA GIRATORIA 2 Tn

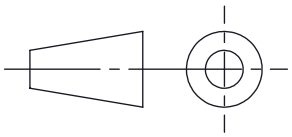
	Fecha	Autor		
Nombre	2017/18	ALEJANDRO	ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		GONZÁLEZ		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

ESCALA:	PLANO DE PLACA DE ANCLAJE	Nº P. : 3.4
1:10		Nom.Arch:



SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 10



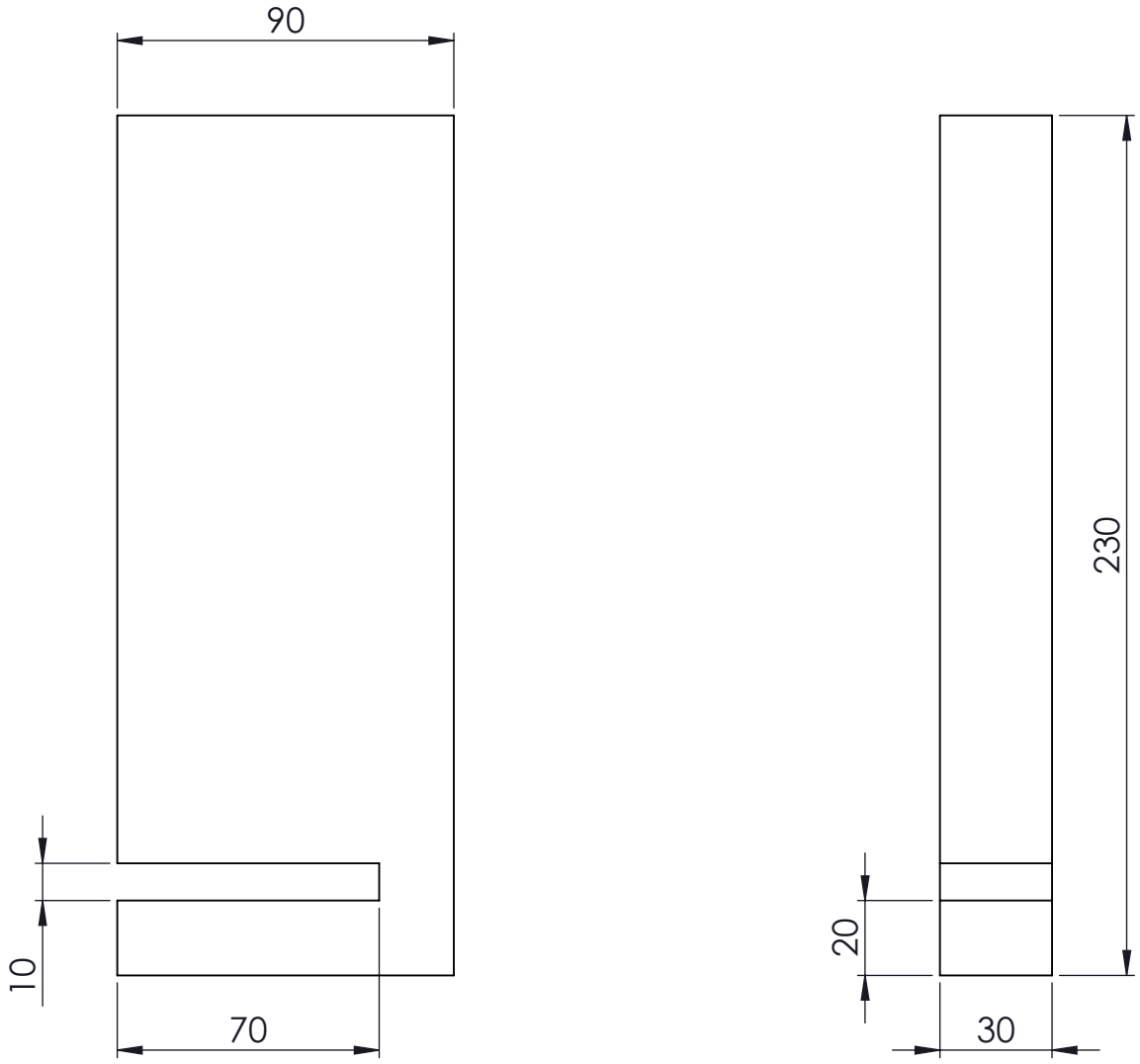


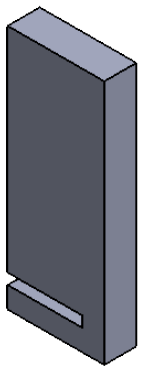
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
6	Placa de apoyo del rodamiento	1.0044 (S275JR)	1

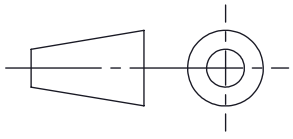
GRÚA PLUMA GIRATORIA 2 Tn

	Fecha	Autor		
Nombre	2017/18	ALEJANDRO	ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		GONZÁLEZ		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

ESCALA:	PLANO DE PLACA DE APOYO PARA RODAMIENTO	Nº P. : 3.5
1:10		Nom.Arch:





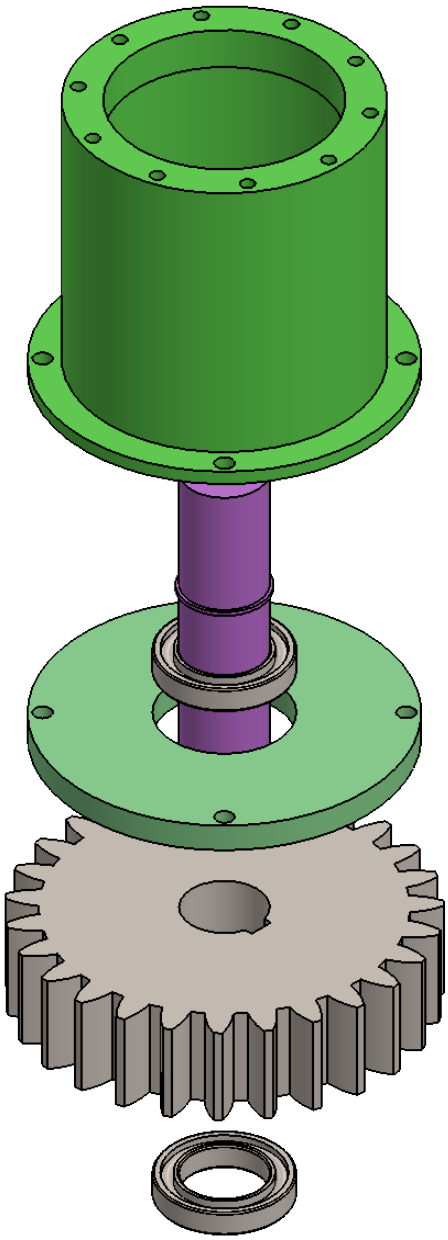


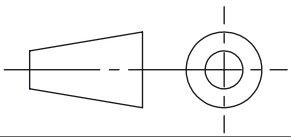
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
7	Tope final de carrera	Material <sin especificar>	1

GRÚA PLUMA GIRATORIA 2 Tn

	Fecha	Autor		
Nombre	2017/18	ALEJANDRO	ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		GONZÁLEZ		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

ESCALA:	PLANO DE TOPE DE FINAL DE CARRERA	Nº P. :3.6
1:2		Nom.Arch:

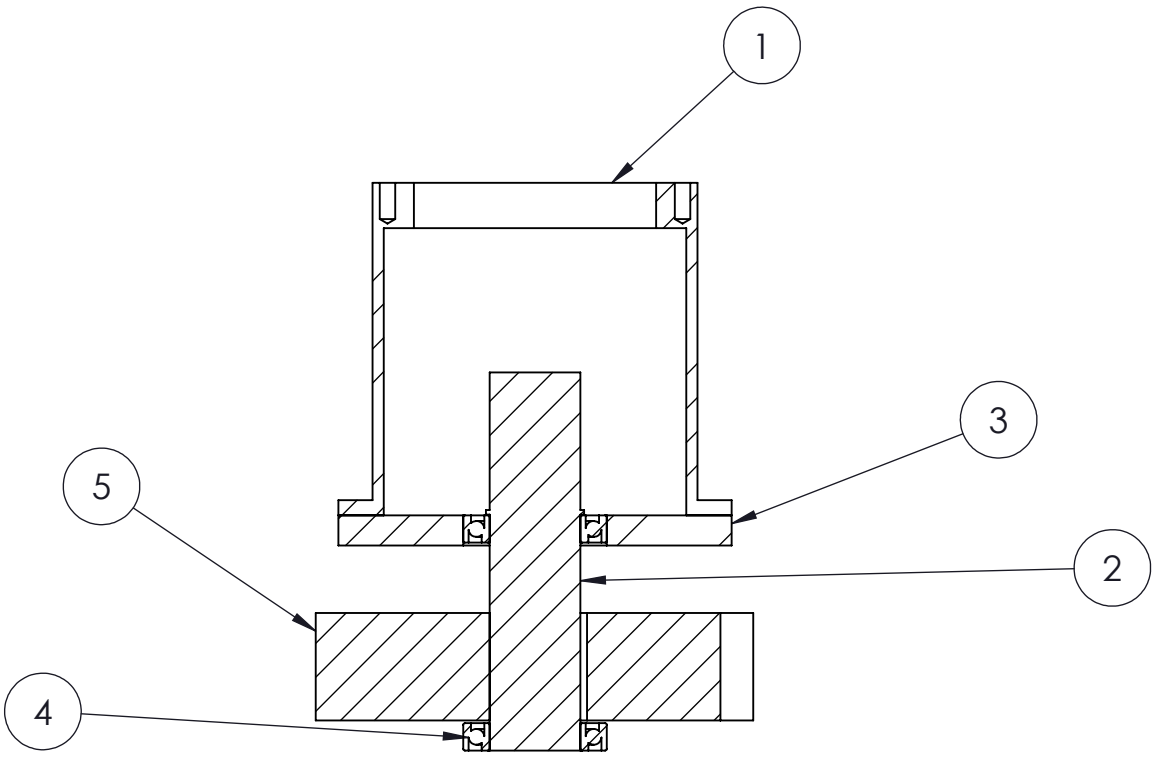




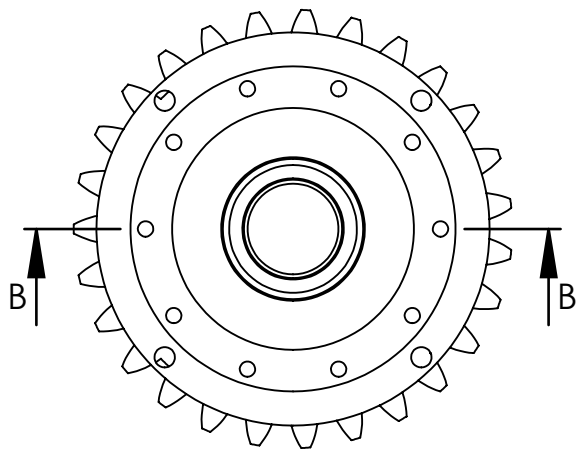
GRÚA PLUMA GIRATORIA 2 Tn

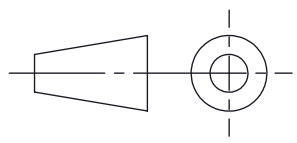
	Fecha	Autor		
Nombre	2017/18	ALEJANDRO	ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		GONZÁLEZ		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

ESCALA: 1:5	VISTA EXPLOSIONADA DE MECANISMO DE GIRO	Nº P. : 4 Nom.Arch:



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 5



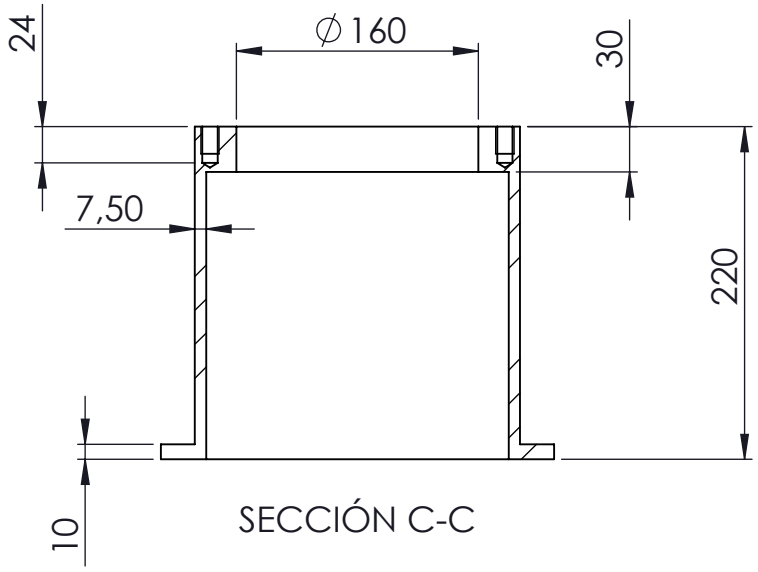


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Camisa para acoplamiento flexible	1.0044 (S275JR)	1
2	Eje de transmisión	ACERO F-1272	1
3	Soporte de rodamiento superior SKF	1.0044 (S275JR)	1
4	RODAMIENTO SKF EXPLORER	-	2
5	ENGRANAJE	ACERO (AGMA A1-A5) CROMO 2.5 % NITRURADO	1

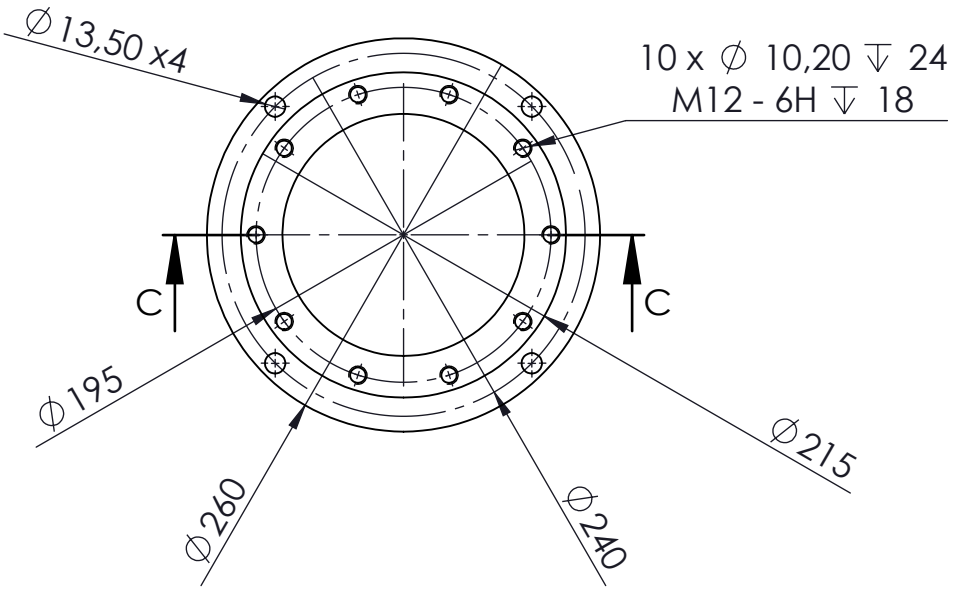
GRÚA PLUMA GIRATORIA 2 Tn

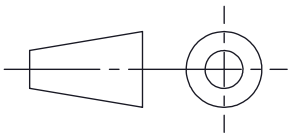
	Fecha	Autor		
Nombre	2017/18	ALEJANDRO	ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		GONZÁLEZ		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

ESCALA:	PLANO DE CONJUNTO MECANISMO DE GIRO	Nº P. : 5
1:5		Nom.Arch:



SECCIÓN C-C



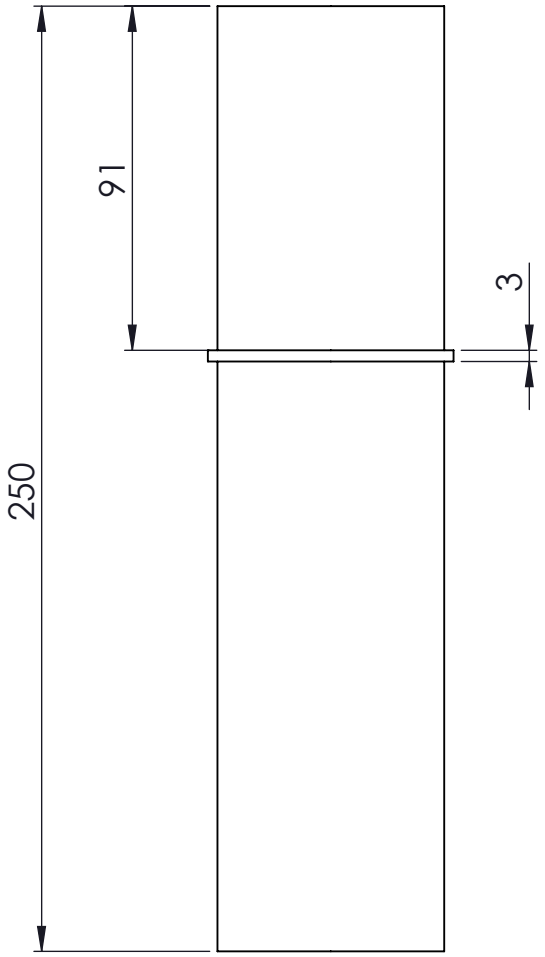


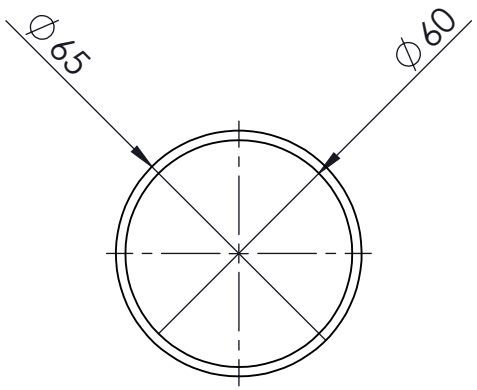
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Camisa para acoplamiento flexible	1.0044 (S275JR)	1

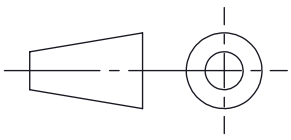
GRÚA PLUMA GIRATORIA 2 Tn

	Fecha	Autor		
Nombre	2017/18	ALEJANDRO	ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		GONZÁLEZ		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

ESCALA:	PLANO DE CAMISA PARA ACOPLAMIENTO FLEXIBLE	Nº P. : 5.1
1:5		Nom.Arch:





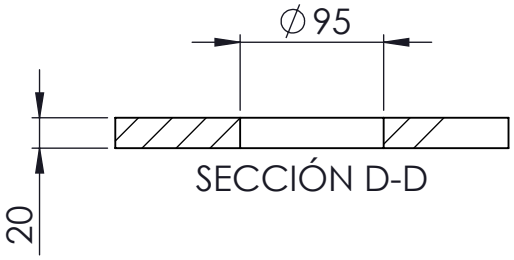


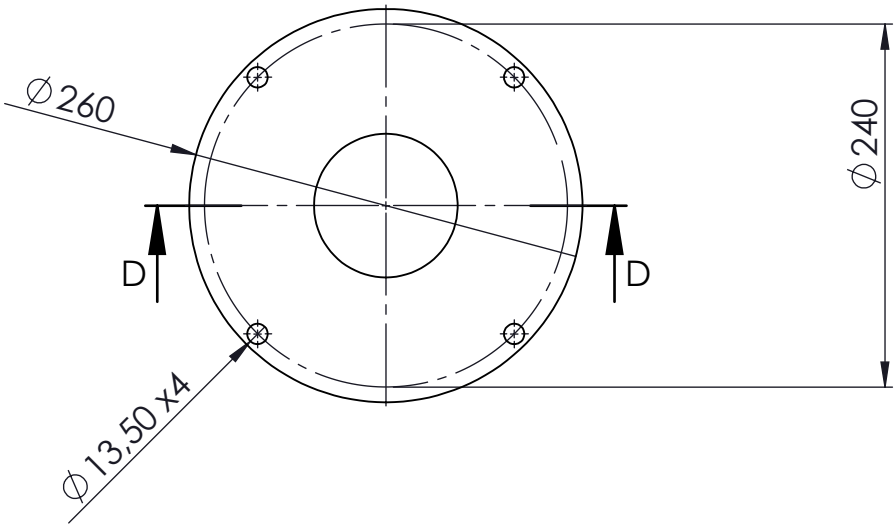
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
2	Eje de transmisión	ACERO F-1272	1

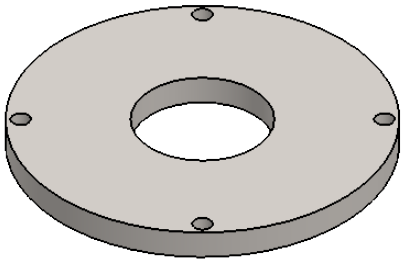
GRÚA PLUMA GIRATORIA 2 Tn

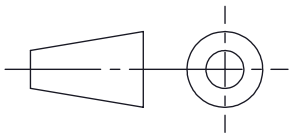
	Fecha	Autor		
Nombre	2017/18	ALEJANDRO	ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		GONZÁLEZ		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

ESCALA:	PLANO DE EJE DE TRANSMISIÓN	Nº P. : 5.2
1:2		Nom.Arch:









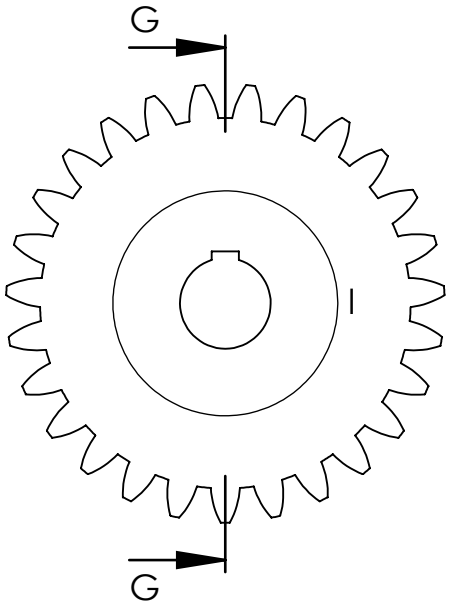
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
3	Soporte de rodamiento superior SKF	1.0044 (S275JR)	1

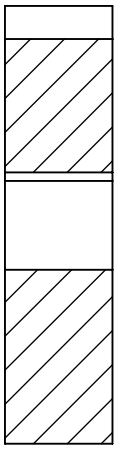
GRÚA PLUMA GIRATORIA 2 Tn

	Fecha	Autor		
Nombre	2017/18	ALEJANDRO	ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		GONZÁLEZ		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

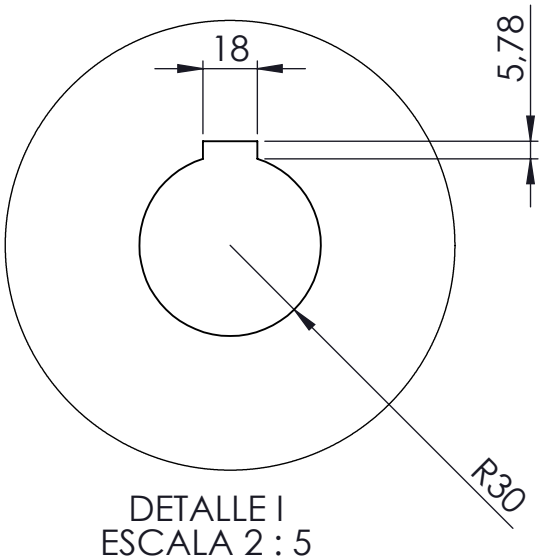
ESCALA:	SOPORTE RODAMIENTO SUPERIOR	Nº P. : 5.3
1:5		Nom.Arch:

Diámetro primitivo	270 mm
Módulo	10
Número de dientes	27
Ángulo de presiónn	20º
Paso diametral	0.1

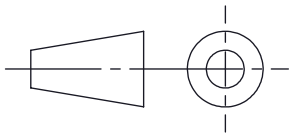




SECCIÓN G-G



DETALLE I
ESCALA 2 : 5



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	Material	CANTIDAD
5	ENGRANAJE	ACERO (AGMA A1-A5) CROMO 2.5 % NITRURADO	1

GRÚA PLUMA GIRATORIA 2 Tn

	Fecha	Autor		
Nombre	2017/18	ALEJANDRO	ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		GONZÁLEZ		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

ESCALA: 1:5	PLANO DE ENGRANAJE	Nº P. : 5.4 Nom.Arch: