



**ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERÍA TÉCNICA
INDUSTRIAL DE BILBAO**



GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2015 / 2016

*GRÚA TORRE DESMONTABLE CON BRAZO HORIZONTAL
GIRATORIO*

DOCUMENTO 3. ANEXOS

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: ASIER

APELLIDOS: CORTADI MORO

FDO.:

FECHA: 27/03/2016

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: ITZIAR

APELLIDOS: MARTIJA LÓPEZ

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

FECHA:

ÍNDICE ANEXOS

3.1. ELEMENTO DE SUSPENSIÓN	11
3.1.1. Tipos de Ganchos.....	11
3.1.2. Dimensiones del gancho según normativa.....	11
3.2. CABLES	13
3.2.1. Estructura transversal de los cables	14
3.2.2. Sistemas de trenzado.....	14
3.2.3. Notación de las estructuras	15
3.2.4. Aceros empleados en la fabricación de los cables	16
3.2.5. Elección de la estructura del cable.....	16
3.2.6. Tendencia al giro	16
3.2.7. Cálculos	16
3.2.7.1. <i>Calculo del cable de elevación.....</i>	<i>17</i>
3.2.7.2. <i>Calculo del cable de traslación.....</i>	<i>18</i>
3.2.8. Recorrido cables	21
3.3. POLEAS	22
3.1. Tamaño global de las poleas	23
3.2. Cálculo de la polea de elevación.....	23
3.3. Cálculo de la polea de traslación.	24
3.4. TAMBOR DE ELEVACIÓN	25
3.4.1. Características generales de los tambores.....	25
3.4.2. Cálculos	25
3.4.3. Distancia entre tambor y poleas	27
3.4.4. Sentido de arrollamiento del cable.....	28
3.4.5. Determinación de espesores de pared	29
3.5. EQUIPO ELÉCTRICO	30
3.5.1. Generalidades.....	30
3.5.4. Freno de fricción mecánico.....	40

3.5.5. Sustentación de los motores.....	41
3.6. RUEDAS Y CARRIL DE RODADURA	44
3.6.1. Ruedas.....	44
3.6.2. Carril de rodadura	46
3.7. CALCULO DEL CONTRAPESO	47
3.7.1. Dimensionamiento	49
3.8. ESTRUCTURA DE LA GRÚA.....	50
3.8.1. Determinación de solicitaciones	50
3.8.1.1. Clasificación de los aparatos de elevación en función del servicio	50
3.8.3. Tipo de solicitaciones	52
3.8.3.1. Solicitaciones principales	52
3.8.3.2. Solicitaciones debidas a movimientos verticales.....	52
3.8.3.3. Solicitaciones debidas a movimientos horizontales.....	53
3.8.3.4. Solicitaciones debidas a efectos climáticos.....	53
3.8.4. Determinación de combinaciones de solicitaciones	57
3.9. CALCULO DE LAS CARGAS DE VIENTO.....	59
3.9.1. Coeficientes por efecto pantalla.....	60
3.9.1.1. Pluma	61
3.9.1.2. Mástil.....	64
3.9.2. Cargas de viento en SAP 2000	66
3.9.2.1. Cargas de viento sobre el brazo.....	66
3.9.2.2. Cargas de viento sobre el mástil.....	66
3.10. ANALISIS DE LA ESTRUCTURA MEDIANTE SAP 2000 V16.	67
3.10.1. Procedimiento de resolución en SAP 2000 V16.....	67
3.10.1.1. Selección de las unidades de trabajo	67
3.10.1.2. Crear la geometría del modelo	68
3.10.1.3. Definir el material.....	70
3.10.1.4. Definir y asignar las secciones a los elementos del modelo.....	71

3.10.1.5. Asignar las condiciones de contorno	75
3.10.1.6. Asignar las cargas.....	76
3.10.1.7. Introducir combinaciones de solicitaciones.....	78
3.10.1.8. Definir el tipo de análisis y correr el programa.	78
3.10.1.9. Análisis de los resultados.....	80
3.10.2. Caso más crítico.....	83
3.10.3. Mástil	87
3.10.3.1. CASO I (Mástil).....	87
3.10.3.1. CASO III: viento perpendicular (Mástil)	89
3.11. SISTEMA DE GIRO	93
3.11.1. Diseño constructivo del rodamiento	94
3.11.2. Cargas sobre el rodamiento.....	95
3.11.2.1. Factores de carga para a selección del rodamiento.....	96
3.11.3. Selección del rodamiento	98
3.11.4. Cálculo de la vida útil del rodamiento	101
3.11.5. Tornillos de fijación.....	101
3.11.6. Piezas unidas al rodamiento.....	104
3.12. DISEÑO Y ANÁLISIS DE LA PIEZA DE UNIÓN BRAZO-MÁSTIL	105
3.12.1. Simulation Mechanical	105
3.12.2. Procedimiento de resolución en SIMULATION MECHANICAL	106
3.12.2.1. Definir el tipo de análisis.....	106
3.12.2.2. Importar la geometría de AUTOCAD y definir las unidades de trabajo	107
3.12.2.3. Determinar las condiciones de mallado y generarlo.....	109
3.12.2.4. Seleccionar el material	111
3.12.2.5. Definir las condiciones de contorno	111
3.12.2.6. Asignar las cargas de trabajo	113
3.12.2.7. Correr el programa y analizar los resultados	115
3.12.3. Conclusiones.....	117

3.13. CARRO DE TRASLACIÓN	118
3.14. CALCULO DEL ENGRANAJE (PIÑÓN)	125
3.14.1. Datos de partida	125
3.14.2. Comprobación del módulo.....	126
3.14.3. Formula de Lewis	126
3.14.4. Ecuación de Hertz.....	129
3.14.5. Corrección de la rueda	132
3.14.6. Medidas del engranaje definitivo.....	132
3.15. ACOPLAMIENTO DE EJES	134
3.15.1. Acoplamiento 1 (eje del motor de elevación).....	135
3.15.1.1. <i>Seleccionar el tipo de configuración.....</i>	<i>135</i>
3.15.1.2. <i>Seleccionar el factor de servicio de la maquina conducida SF_A</i>	<i>135</i>
3.15.1.3. <i>Seleccionar el factor de servicio de la maquina conductora SF_A.....</i>	<i>136</i>
3.15.1.4. <i>Calcular el par</i>	<i>136</i>
3.15.1.5. <i>Elegir el modelo</i>	<i>137</i>
3.15.1.6. <i>Verificar que el acoplamiento cumple con las condiciones de diseño... 137</i>	<i>137</i>
3.15.2. Acoplamiento 2 (eje del motor de traslación).....	138
3.16. CHAVETAS	140
3.16.1. Calculo de la chaveta	140

INDICE FIGURAS

<i>Figura 1. Dimensiones del gancho.....</i>	<i>11</i>
<i>Figura 2. Componentes del cable.....</i>	<i>13</i>
<i>Figura 3. Sistemas de trenzado</i>	<i>15</i>
<i>Figura 4. Sección del cable</i>	<i>15</i>
<i>Figura 5. Cables antigiratorios (INDELI)</i>	<i>18</i>
<i>Figura 6. cables galvanizados (INDELI)</i>	<i>20</i>
<i>Figura 7. Polea de radios.....</i>	<i>22</i>
<i>Figura 8. Dimensiones principales de la polea.....</i>	<i>24</i>
<i>Figura 9. Dimensiones tambor de elevación.....</i>	<i>26</i>
<i>Figura 10. Situación de las poleas y tambores</i>	<i>27</i>
<i>Figura 11. Arrollamiento del cable en el tambor.....</i>	<i>28</i>
<i>Figura 12. Variador de frecuencia.....</i>	<i>30</i>
<i>Figura 13. Esquema variador de frecuencia.....</i>	<i>31</i>
<i>Figura 14. Coeficiente de rozamiento</i>	<i>35</i>
<i>Figura 15. Diseño constructivo de los motores Cotransa.....</i>	<i>36</i>
<i>Figura 16. Pastilla de freno</i>	<i>40</i>
<i>Figura 17. Características rejillas RELESA</i>	<i>42</i>
<i>Figura 18. Medidas a y b de la rejilla.....</i>	<i>42</i>
<i>Figura 19. Medidas h y e de la rejilla</i>	<i>42</i>
<i>Figura 20. Ficha técnica rueda de traslación.....</i>	<i>45</i>
<i>Figura 21. Sección Rueda-carril.....</i>	<i>46</i>
<i>Figura 22. ΣM en el eje del mástil</i>	<i>47</i>
<i>Figura 23. Bloque de hormigón</i>	<i>49</i>
<i>Figura 24. Gráfica del coeficiente dinámico, φ</i>	<i>52</i>
<i>Figura 25. Coeficiente de superficie neta</i>	<i>53</i>

<i>Figura 26. Coeficiente de separación</i>	<i>55</i>
<i>Figura 27. Coeficiente de separación según zonas.....</i>	<i>61</i>
<i>Figura 28. Coeficiente de separación zona verde.....</i>	<i>61</i>
<i>Figura 29. Coeficiente de separación zona roja.....</i>	<i>62</i>
<i>Figura 30. Coeficiente de separación zona azul.....</i>	<i>62</i>
<i>Figura 31. Coeficiente de separación (mástil).....</i>	<i>64</i>
<i>Figura 32. Cargas de viento sobre el brazo (SAP 2000)</i>	<i>66</i>
<i>Figura 33. Cargas de viento sobre el mástil (SAP).....</i>	<i>66</i>
<i>Figura 34. Asignar unidades.....</i>	<i>68</i>
<i>Figura 35. Brazo en Autocad</i>	<i>69</i>
<i>Figura 36. Brazo en Sap 2000.....</i>	<i>70</i>
<i>Figura 37. Definir material.....</i>	<i>70</i>
<i>Figura 38. Importar perfil.....</i>	<i>71</i>
<i>Figura 39. Biblioteca de perfiles de ala ancha (EUROCODIGO)</i>	<i>72</i>
<i>Figura 40. Definir Perfil</i>	<i>73</i>
<i>Figura 41. Tipos de perfiles en el brazo.....</i>	<i>74</i>
<i>Figura 42. Asignación de los perfiles en SAP 2000</i>	<i>74</i>
<i>Figura 43. Restricciones de gdl.....</i>	<i>75</i>
<i>Figura 44. Visualización de apoyos en SAP 2000</i>	<i>76</i>
<i>Figura 45. Define Loads.....</i>	<i>77</i>
<i>Figura 46. Introducir combinaciones.....</i>	<i>78</i>
<i>Figura 47. Analysis options.....</i>	<i>79</i>
<i>Figura 48. Correr analisis</i>	<i>79</i>
<i>Figura 49. Verificación de los elementos que fallan (1).....</i>	<i>81</i>
<i>Figura 50. Verificación de los elementos que fallan (2).....</i>	<i>82</i>
<i>Figura 51. Reacciones en los apoyos en SAP 2000</i>	<i>83</i>

<i>Figura 52. Verificación de los elementos que fallan (3)</i>	84
<i>Figura 53. Verificación de los elementos que fallan (4)</i>	85
<i>Figura 54. Reacciones en los apoyos (2)</i>	86
<i>Figura 55. Cargas sobre el mástil</i>	87
<i>Figura 56. Tipos de perfiles en el mástil</i>	88
<i>Figura 57. Verificación de los elementos que fallan. Mástil</i>	88
<i>Figura 58. Verificación de los elementos que fallan (2). Mástil</i>	89
<i>Figura 59. Verificación de los elementos que fallan (3). Mástil</i>	90
<i>Figura 60. Verificación de los elementos que fallan (4). Mástil</i>	91
<i>Figura 61. Verificación de los elementos que fallan. Mástil</i>	92
<i>Figura 62. Corona de giro</i>	93
<i>Figura 63. Rodamiento de giro</i>	93
<i>Figura 64. Rodamiento serie KD 320</i>	94
<i>Figura 65. Cargas sobre rodamiento</i>	96
<i>Figura 66. Sección característica de la serie KD 320</i>	99
<i>Figura 67. Curva de carga limite estática</i>	99
<i>Figura 68. Curva de vida útil</i>	100
<i>Figura 69. Curva de carga limite estática 2</i>	102
<i>Figura 70. Carga axial "asentada"</i>	103
<i>Figura 71. carga axial "suspendida"</i>	103
<i>Figura 72. Fuerzas de tensado y momentos de apriete para tornillos con rosca normal métrica DIN 13, para $\mu_G = \mu_K = 0,14$.</i>	104
<i>Figura 73. Viga circular</i>	104
<i>Figura 74. Definir el tipo de análisis en SIMULATION MECHANICAL</i>	106
<i>Figura 75. Importación de la pieza</i>	107
<i>Figura 76. Unidades de trabajo en S.M.</i>	108

<i>Figura 77. Visualización de la pieza en S.M.</i>	108
<i>Figura 78. Model Mesh Settings</i>	109
<i>Figura 79. Pieza mallada</i>	110
<i>Figura 80. Meshing results</i>	110
<i>Figura 81. Selección del material</i>	111
<i>Figura 82. Condiciones de contorno</i>	112
<i>Figura 83. Asignar cargas</i>	113
<i>Figura 84. Fuerzas puntuales en S.M</i>	114
<i>Figura 85. Asignar momentos</i>	114
<i>Figura 86. Momentos en S.M</i>	115
<i>Figura 87. Deformada de la pieza</i>	116
<i>Figura 88. Valores de desplazamiento</i>	116
<i>Figura 89. Tensión equivalente de V.M.</i>	117
<i>Figura 90. Croquis del carro de traslación</i>	118
<i>Figura 91. forma de la pieza en U.</i>	119
<i>Figura 92. Reacciones en las piezas</i>	120
<i>Figura 93. Pieza U definitiva en S.M</i>	121
<i>Figura 94. longitud del eje (no apoyado)</i>	122
<i>Figura 95. Dimensiones del eje</i>	122
<i>Figura 96. Diagrama de momentos</i>	123
<i>Figura 97. Grafica Concentración de tensiones</i>	123
<i>Figura 98. Medidas del engranaje</i>	132
<i>Figura 99. Acoplamiento CC-E</i>	135
<i>Figura 100. Desalineación</i>	137
<i>Figura 101. Dimensiones de la chaveta y chavetero en función del Øeje</i>	141
<i>Figura 102. Chaveta y chavetero (eje del motor de rotación)</i>	142

<i>Figura 103. Chaveta y chavetero (eje del motor de elevación)</i>	<i>142</i>
<i>Figura 104. Chaveta y chavetero (eje del motor de traslación)</i>	<i>143</i>
<i>Figura 105. Propiedades mecánicas acero C45K</i>	<i>143</i>
<i>Figura 106. Fallo de la chaveta</i>	<i>144</i>

INDICE TABLAS

<i>Tabla 1. Dimensiones del gancho</i>	<i>12</i>
<i>Tabla 2. Coeficientes de seguridad del cable.....</i>	<i>17</i>
<i>Tabla 3. Características del cable de elevación.....</i>	<i>18</i>
<i>Tabla 4. Características del cable de traslación.....</i>	<i>20</i>
<i>Tabla 5. Dimensiones polea de elevación</i>	<i>23</i>
<i>Tabla 6. Dimensiones polea de traslación</i>	<i>24</i>
<i>Tabla 7. Dimensiones tambor de elevación</i>	<i>26</i>
<i>Tabla 8. Espesor de pared de tambor</i>	<i>29</i>
<i>Tabla 9. Características motor de elevación</i>	<i>36</i>
<i>Tabla 10. Dimensiones motor de elevación</i>	<i>37</i>
<i>Tabla 11. Características motor de traslación.....</i>	<i>37</i>
<i>Tabla 12. Dimensiones motor de traslación.....</i>	<i>38</i>
<i>Tabla 13. Características motor de rotación</i>	<i>39</i>
<i>Tabla 14. Dimensiones motor de rotación</i>	<i>39</i>
<i>Tabla 15. Dimensiones y Pesos del carril tipo Llantón.</i>	<i>46</i>
<i>Tabla 16. Definición de la vida del mecanismo</i>	<i>51</i>
<i>Tabla 17. Estado de carga.....</i>	<i>51</i>
<i>Tabla 18. Vida del mecanismo</i>	<i>51</i>
<i>Tabla 19. Aceleración en función de la velocidad</i>	<i>53</i>
<i>Tabla 20. Valores de presión del viento.....</i>	<i>54</i>

<i>Tabla 21. Coeficiente por efecto pantalla.</i>	<i>55</i>
<i>Tabla 22. Fuerza del viento en función del tipo de grúa.....</i>	<i>56</i>
<i>Tabla 23. Tipo de grúa</i>	<i>57</i>
<i>Tabla 24. Coeficientes de seguridad M</i>	<i>58</i>
<i>Tabla 25. Coeficiente por efecto pantalla</i>	<i>64</i>
<i>Tabla 26. Cargas sobre la pluma</i>	<i>77</i>
<i>Tabla 27. Reacciones en los apoyos. CASO I</i>	<i>95</i>
<i>Tabla 28. Reacciones en los apoyos. CASO III: viento perpendicular a la pluma.....</i>	<i>95</i>
<i>Tabla 29. Factores de carga para la selección del rodamiento.....</i>	<i>97</i>
<i>Tabla 30. Dimensiones y características principales del rodamiento</i>	<i>98</i>
<i>Tabla 31. Datos del engranaje</i>	<i>126</i>
<i>Tabla 32. Factor de Lewis.....</i>	<i>128</i>
<i>Tabla 33. Valores de la tensión adm ($m > 4$ mm).....</i>	<i>129</i>
<i>Tabla 34. Presión admisible de rodadura para 5000 horas de servicio.....</i>	<i>130</i>
<i>Tabla 35. Valores orientativos de la duración requerida en horas</i>	<i>131</i>
<i>Tabla 36. Valores para modificar la presión admisible.....</i>	<i>131</i>
<i>Tabla 37. Factor SFA.....</i>	<i>135</i>
<i>Tabla 38. Factor SF_D.....</i>	<i>136</i>
<i>Tabla 39. Elección del modelo</i>	<i>137</i>
<i>Tabla 40. Factor SFA (2)</i>	<i>138</i>
<i>Tabla 41. Elección del modelo (2)</i>	<i>138</i>
<i>Tabla 42. Dimensiones de la chaveta y chavetero en función del Øeje</i>	<i>141</i>
<i>Tabla 43. Chavetas normalizadas de la empresa OPAC.</i>	<i>146</i>

3.1. ELEMENTO DE SUSPENSIÓN

Estos elementos tienen como misión fundamental enclavar la carga a elevar con el aparato de elevación. En las grúas torre el elemento de suspensión que se utiliza es el gancho.

Para poder diseñar este tipo de elemento actualmente hay una normativa que define su cálculo. También hay tablas para poder realizar la elección de este según la carga que se sujetará a él.

3.1.1. Tipos de Ganchos

Entre los diferentes tipos de gancho (Gancho simple, Gancho doble, Gancho giratorio...) se utilizará el gancho simple con gatillo de seguridad (para que la eslinga no pueda soltarse y dejar caer la carga).

Estos ganchos se fabrican en acero pobre en carbono mediante una operación de forja o estampación.

3.1.2. Dimensiones del gancho según normativa

El gancho seleccionado cumple la normativa DIN 689. A continuación se muestran las dimensiones del gancho:

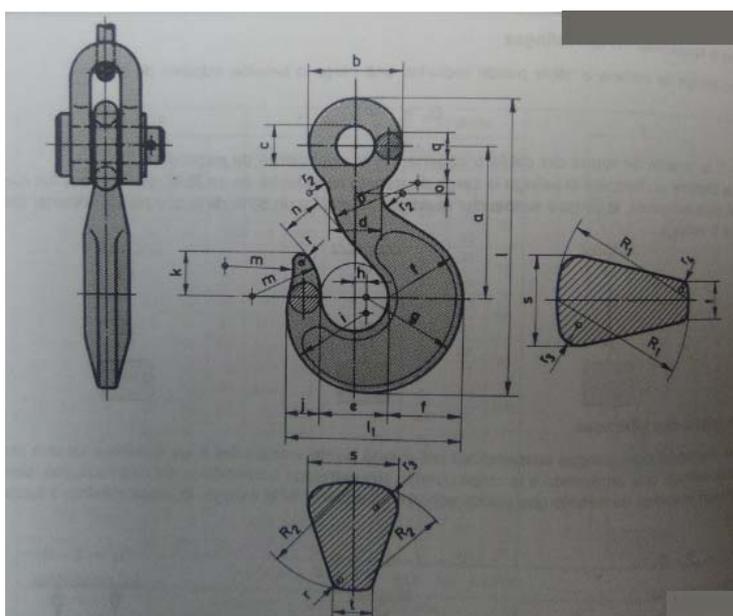


Figura 1. Dimensiones del gancho

En función de la carga útil se definen las siguientes dimensiones (según norma DIN 689):

Tabla 1. Dimensiones del gancho

Valores	Carga útil(kg)			
	1600	2500	4000	5000
a	133	167	211	236
b	52,5	65,5	82	92
c	20,5	25,5	32	36
d	32	40	50	56
e	50	62	79	88
f	42,5	53,5	67,5	75
g	62	77,5	98	109
h	5,5	7	9	10
i	54,5	68,5	86,5	96,5
j	23,5	29,5	37	41,5
k	28,5	29,5	37	41,5
l	185,5	233	294	329
l₁	116,5	146	184,5	205,5
m	45	57	72	80
n	39	49	62	69
o	5	6,4	8	9
p	48	60	76	85
q	16	20	25	28
s	28	35	44,5	49,5
t	11,5	14,5	18,5	20,5
R₁	42,5	53,5	67,5	75
R₂	36,5	46	58	65
r₁	6,5	8	10,5	11,5
r₂	13	16	20,5	23
r₃	5	6,5	8	9
r₄	2,5	3	4	4,5
Peso	1,25	2,5	5	7

Las dimensiones del gancho serán las correspondientes a la carga útil de 2500kg, que es la carga máxima que podrá transportar la grúa, cuando el alcance no supere los 30 metros.

3.2. CABLES

Los cables son una parte principal de la grúa, ya que son los elementos que proporcionan movimiento tanto al carro (movimiento de traslación) como al Gancho (movimiento de elevación)

Un cable metálico es un elemento constituido por alambres agrupados formando cordones, que a su vez se enrollan sobre un alma formando un conjunto apto para resistir esfuerzos de tracción.

Los elementos que los componen son:

- Alambres: generalmente de acero trefilado al horno, con carga de rotura a tracción entre 1200 y 1800 MPa.
- Almas: son núcleos en torno a los cuales se enrollan los alambres y los cordones. Suelen ser metálicas, textiles (cañamo, algodón).
- Cordones: Son las estructuras más simples que podemos constituir con alambres y almas: se forman trenzando los alambres, bien sobre un alma o incluso sin alma.
- Cabos: son agrupaciones de varios cordones en torno a un alma secundaria utilizados para formar otras estructuras.

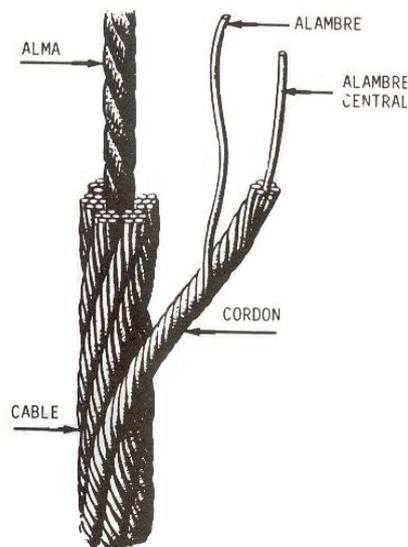


Figura 2. Componentes del cable

3.2.1. Estructura transversal de los cables

Atendiendo a su complejidad, podemos dividirlos en formados por: un solo cordón (monocordes); varios cordones (cables de cordones); varios cables (cables de cabo).

Los cables de cordones son los más utilizados en la práctica. El número de cordones oscila entre 3 y 8, siendo el más común 6 por ser bastante redondo y con buena superficie de apoyo. Además se obtiene una buena flexibilidad, pero aparecen problemas de aplastamiento del alma.

3.2.2. Sistemas de trenzado

La forma de trenzado de los cables es muy importante ya que determina en gran parte las características y su comportamiento. La forma de trenzado se caracteriza por la dirección o sentido a la que se juntan los cables.

Sí su trenzado se realiza siguiendo la dirección de las agujas del reloj, se obtiene un trenzado de torsión derecha, y si se realiza al contrario de las agujas del reloj, se obtiene un trenzado de torsión izquierda.

Según el sentido de torsión de los alambres en los cordones y el de los cordones en los cables se tiene:

- *Z/s* Cruzado derecha: Los cordones se arrollan a derechas y los alambres de cada cordón a izquierdas.
- *Z/z* Lang derecha: Los cordones se arrollan a derechas y los alambres de cada cordón a derechas.
- *S/z* Cruzado izquierda: Los cordones se arrollan a izquierdas y los alambres de cada cordón a derechas.
- *S/s* Lang izquierda: Los cordones se arrollan a izquierdas y los alambres de cada cordón a izquierdas.

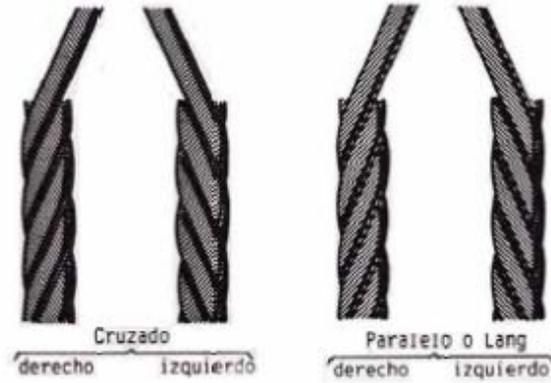


Figura 3. Sistemas de trenzado

El torcido cruzado suele ser el más utilizado por tener mayor resistencia estructural y una menor tendencia a retorcerse.

3.2.3. Notación de las estructuras

Constituida por tres cifras, las dos primeras separadas por el signo "x" y las dos últimas por el signo "+".

1º- nº de cordones del cables

2º-nº de alambres de los cordones

3º-nº de almas del cable

Ejemplo: 6 x 19 +1

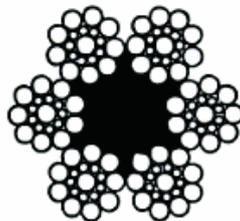


Figura 4. Sección del cable

3.2.4. Aceros empleados en la fabricación de los cables

Se parte del "fermaniche" de acero Siemens Martin o de Horno Eléctrico con contenido en carbono entre 0,3 a 0,8 %, 0,3% de Si y 0,8% de Mg.

3.2.5. Elección de la estructura del cable

Antes de dimensionar el cable a utilizar hay que seleccionar la estructura más adecuada para su función.

Para el cable que utilizaremos en la elevación hemos elegido un cable antigiratorio de alma metálica

3.2.6. Tendencia al giro

Los cables debido a su construcción enrollada, tienen tendencia a girar en sentido contrario a este enrollamiento al suspender una carga de ellos.

Para evitar esta tendencia, se construyen cables antigiratorios en los que las capas de cordones se cablean en sentido contrario.

3.2.7. Cálculos

Los cálculos de los cables se realizan según las recomendaciones realizadas en el libro "Maquinas: Prontuario:Técnicas, Maquinas, Herramientas" de N. Larburu.

Según la aplicación de los cables, considerando cargas y servicio, tenemos tres grupos:

- Grupo I → cables sometidos a cargas parciales y servicio poco frecuente.
- Grupo II → cables sometidos a cargas totales y servicio normal.
- Grupo III → cables sometidos a cargas totales y servicio frecuente.

A cada grupo le corresponde un coeficiente de seguridad s a la rotura de los cables y un coeficiente k :

Tabla 2. Coeficientes de seguridad del cable

Grupo	s	k
I	6-7	0,32-0,34
II	7-8	0,34-0,36
III	8-10	0,36-0,39

En nuestro caso sería el Grupo II, es decir que tendrá un coeficiente $s=7-8$ y un coeficiente $k= 0.34-0.36$, porque suponemos que la grúa trabajará con una carga próxima a la total. Finalmente se tomará $s = 7$ y $k = 0.34$, ya que la grúa también se aproxima al grupo I, por tener un servicio poco frecuente.

El diámetro del cable se obtiene con la siguiente fórmula:

$$d \approx k \cdot \sqrt{T}$$

Para saber la carga de rotura del cable, tenemos la siguiente fórmula:

$$T_r = T \cdot s$$

3.2.7.1. Cálculo del cable de elevación

En primer lugar necesitamos el valor de T, que es la carga total o tracción máxima a la que está sometida el cable, que son 2500kg.

$$d \approx 0,34 \cdot \sqrt{2500} = 17mm$$

$$T_r = 2500 \cdot 7 = 17500kg$$

Con los datos obtenidos y sabiendo que se va utilizar un cable de acero antigiratorio con alma metálica vamos a él catálogo de INDELI y seleccionamos el cable que se ajuste a nuestras necesidades.

CABLE DE CONSTRUCCION ANTIGIRATORIO: 19 x 7 - 19 x 19



19 x 7



19 x 7



19 x 19

Construcción del cordón: 1+6

Diám. nom.	Peso		180 kg/mm ²				200 kg/mm ²	
	AT	AA	AT	AA	AA	AA	AA	
mm	kg/100m	kg/100m	kN	kgf	kN	kgf	kN	kgf
5	9,5	10	14,1	1430	14,5	1480	-	-
6	13,8	14,5	20,3	2060	20,9	2130	-	-
8	24,8	25,7	36,1	3670	37,2	3780	-	-
9,5	34,5	36,3	50,9	5190	52,4	5340	57,82	5900
11	46,3	48,6	68,2	6940	70,3	7150	77,42	7900
13	64,7	64,7	95,3	9690	98,1	9980	108,78	11100
14	75	75	111	11200	114	11600	126,42	12900
16	98	103	144	14700	149	15100	164,64	16800
19	138	145	204	20800	209	21300	232,26	23700
22	185	195	273	27800	281	28600	311,64	31800
24	220	231	325	33000	335	34000	435,12	44400
26	259	272	381	38800	393	39900	503,72	51400
28	300	315	442	45000	455	46300	658,56	67200

Figura 5. Cables antigiratorios (INDELI)

El cable escogido cumple las siguientes características:

Tabla 3. Características del cable de elevación

Características del cable de elevación	
Diámetro nominal del cable	19
Tipo de construcción del cable	Antigiratorio
Tipo de alma	Metálica
Resistencia (kg/mm ²)	180
Resistencia (kgf)	21300
Peso cable (kg/100m)	145
Nomenclatura	19x7x+1

3.2.7.2. Calculo del cable de traslación

Para calcular el cable de traslación, al igual que con el de elevación, tenemos que determinar la fuerza máxima a la que podrá someterse el cable. Dicha fuerza es F_r .

- F_r es la Fuerza de rozamiento, cuyo valor es:

$$F_r = \mu \cdot m$$

μ tiene un valor de 0,19 que es el valor correspondiente al coeficiente de rozamiento de deslizamiento entre superficies de acero-hierro

NOTA: las ruedas son de hierro y el carril de rodadura de acero

- m es la carga total que tendrá que mover el cable de traslación. Será la suma de la carga útil, el cable de suspensión, el gancho, la polea y el carro de traslación

$$m_{\text{carga útil}} = 2500 \text{ kg}; m_{\text{cable}} \approx 80 \text{ kg}; m_{\text{gancho}} = 2,5 \text{ kg}; m_{\text{polea}} \approx 20 \text{ kg};$$

$$m_{\text{carro}} \approx 90 \text{ kg}$$

$$m_{\text{total}} \approx 2700 \text{ kg}$$

Conociendo todos los datos volvemos a la ecuación inicial y calculamos el valor de la fuerza F .

$$F = 0,19 \cdot 2700 = 513 \text{ kg}$$

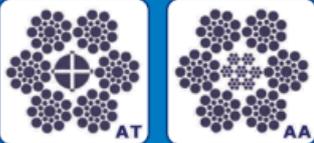
Los cálculos de los cables de traslación también se realizan según las recomendaciones realizadas en el libro "Maquinas: Prontuario: Técnicas, Maquinas, Herramientas" de N. Larburu. Recordamos que solo habrá un cable de traslación, por tanto $T = 513 \text{ kg}$

$$d \approx 0,34 \cdot \sqrt{513} = 7,7 \text{ mm}$$

$$T_r = 513 \cdot 7 = 3591 \text{ kg}$$

Con estos datos vamos al catalogo de INDELI y seleccionamos el cable que se ajuste a nuestras necesidades.

CABLE DE CONSTRUCCION PARA USO GENERAL: 6 x 19S - 6 x 25F



6 x 19S
Construcción del cordón:
1+9+9



6 x 25F
Construcción del cordón:
1+6/6+12

Diám. nom. mm	Peso		180 kg/mm ²				200 kg/mm ²			
	AT	AA	AT	AA	AT	AA	AT	AA		
	kg/100m	kg/100m	kN	kgf	kN	kgf	kN	kgf	kN	kgf
8	24,3	26,7	38,3	3890	41,3	4200	42,3	4300	45,7	4700
9,5	34,2	37,8	53,9	5500	58,2	5940	66,1	6700	71,4	7300
11	46	50,6	72,3	7360	78,1	7950	79,9	8100	86,4	8800
13	64,3	70,7	101	10300	109	11100	112	11400	121	12300
14	74,5	82	117	11900	127	12900	130	13300	140	14300
16	97,3	107	153	15600	165	16800	169	17200	183	18700
19	137	151	216	21900	233	23700	239	24400	258	26300
22	184	202	289	29400	312	31800	320	32600	346	35300
24	219	241	344	35000	372	37800	381	38900	411	41900
26	257	283	404	41100	436	44400	447	45600	483	49300
28	298	328	459	47700	506	51500	518	52800	560	57100
32	389	428	612	52200	661	67200	677	69000	731	74600
34	439	483	691	70500	746	76100	810	82600	875	89200
36	493	542	775	78800	837	85100	857	87400	925	94300
38	549	604	864	88100	933	95100	954	97300	1030	105000

Figura 6. cables galvanizados (INDELI)

El cable escogido cumple las siguientes características:

Tabla 4. Características del cable de traslación

Características del cable de traslación	
Diámetro nominal del cable	8
Tipo de construcción del cable	Galvanizado
Tipo de alma	Metálica
Resistencia (kg/mm ²)	180
Resistencia (kgf)	4200
Peso cable (kg/100m)	26,7
Nomenclatura	19x6+1

3.2.8. Recorrido cables

El cable del sistema de elevación debe tener una longitud de 105 metros para que el gancho pueda llegar a coger la carga que hay en el suelo cuando la polea de traslación se encuentra en el alcance máximo, pero además le daremos un 10% más que irá arrollado en el tambor de elevación. En total la longitud del cable de elevación será de 115 metros.

El cable del sistema de traslación tendrá una longitud de 48,62 m.

3.3. POLEAS

La función principal de las poleas es cambiar la dirección y sentido de los cables, para así poder llegar a su destino y transmitir el movimiento con más suavidad.

Existen dos tipos de poleas, las de radios y las de alma central. En nuestra grúa torre utilizaremos poleas de radios, puesto que ejercen menos resistencia al viento si están en una posición perpendicular a la dirección del viento. Los ejes son de rodamientos, ya que estos ejercen menos resistencia al iniciar el movimiento y mejores prestaciones que los ejes de bronce (cojinetes).

A continuación se muestra la representación de una polea así como sus partes:

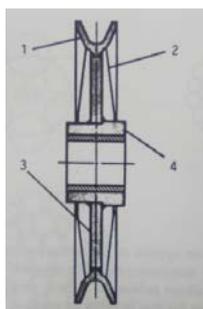
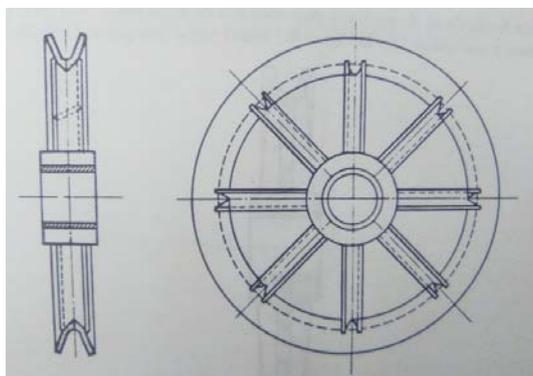


Figura 7. Polea de radios

- 1. Llanta
- 2. Radios
- 3. Alma
- 4. Cubo

3.1. Tamaño global de las poleas

El tamaño de las poleas dependerá del diámetro del cable que se va a utilizar, de esta manera para cada cable tenemos un tamaño mínimo aconsejable de polea, ya que si este tamaño es inferior al aconsejable la vida del cable disminuye.

Aparte del tamaño de la polea también se aconseja unas medidas de la garganta, ya que si las medidas son inferiores el cable puede tener problemas de acuñamiento y si son superiores el cable entrará holgado y tendrá problemas de aplastamiento.

3.2. Cálculo de la polea de elevación.

Para realizar el cálculo de la polea de traslación se hace mediante la recomendación del libro "Maquinas: Prontuario: Técnicas, Maquinas, Herramientas" de N. Larburu.

El diámetro de las polea de elevación se obtiene con la siguiente fórmula:

$$D \approx s \cdot \sqrt{T} = 7 \cdot \sqrt{2575} = 355 \text{ mm}$$

(el valor de "s" se calcula en el apartado de los cables)

Si miramos en las tablas (del mismo libro) y buscamos el diámetro normalizado ($d_f = 400 \text{ mm}$) nos dan las siguientes características. Como se puede observar el diámetro del cable esta dentro de los valores que se muestran.

Tabla 5. Dimensiones polea de elevación

GARGANTA				CUERPO			COJINETE			
Cable	r	a		h	Diámetros		Eje	Diámetros		Long.
d		Fund.	Acero		d_f	d_e	d_1	d_1	d_2	l
16-22	12	60	55	30	400	460	40-100	68	78	90

NOTA: el peso de la polea es 20 kg

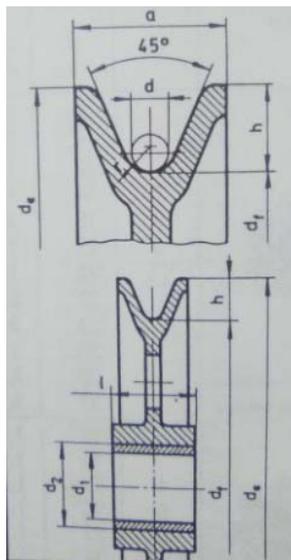


Figura 8. Dimensiones principales de la polea

3.3. Cálculo de la polea de traslación.

El cálculo de la polea de traslación lo haremos de igual forma que para la polea de elevación. En el sistema de traslación utilizaremos 2 poleas del mismo tamaño, una colocada al principio de la pluma y otra al final tal y como se puede ver en el plano GT-2.1

El diámetro de la polea de traslación será:

$$D \approx s \cdot \sqrt{T} = 7 \cdot \sqrt{513} = 158 \text{ mm}$$

Buscamos en las tablas (del mismo libro) el diámetro normalizado ($d_f = 200$ mm) y obtenemos las siguientes medidas. Como se puede observar el diámetro del cable esta dentro de los valores que se muestran (al igual que antes).

Tabla 6. Dimensiones polea de traslación

GARGANTA				CUERPO			COJINETE			
Cable d	r	a		h	Diámetros		Eje	Diámetros		Long.
		Fund.	Acero		d _f	d _e	d ₁	d ₁	d ₂	l
8-10	5,4	36	32	20	200	240	20-50	40	50	60

3.4. TAMBOR DE ELEVACIÓN

La función de los tambores de cables es la de recoger el cable sobrante en cada una de las acciones que realiza la grúa (traslación y elevación).

La clasificación de los tambores utilizados son:

- De una sola capa de cable: el cable se arrolla directamente sobre el tambor.
- De varias capas de cable: el cable aparte de arrollarse directamente sobre el tambor, también se arrolla sobre el mismo, en capas sucesivas.

3.4.1. Características generales de los tambores

Los tambores se fabrican generalmente, bien en fundición de hierro, de acero fundido, o en construcción de acero soldado. En nuestra grúa torre el tambor será de chapa de acero soldada.

El movimiento del tambor se realiza directamente mediante los motor-reductores acoplados a uno de sus lados.

Los Tambores también suelen tener una garganta para el mejor guiado y apoyo del cable sobre él.

3.4.2. Cálculos

Al igual que los cables y las poleas, el tambor se calculará mediante la recomendación de "Maquinas: Prontuario: Técnicas, Maquinas, Herramientas" de N. Larburu.

El diámetro del tambor, de la misma forma que las poleas, se calcula:

$$D \approx s \cdot \sqrt{T} = 7 \cdot \sqrt{2575} = 355mm$$

Miramos en las tablas y buscamos el diámetro normalizado y cogemos los valores correspondientes al diámetro del cable. Como se puede apreciar la carga que aguanta son 3000 kg. Puesto que es mayor de 2500 kg. no implica más que un ligero sobredimensionamiento.

Tabla 7. Dimensiones tambor de elevación

ESPIRAL			ESPESOR e SEGÚN LA CARGA		
Cable d	Tambor		Carga en kg.	Diámetro d_f del tambor	
	b	p		400	
19	2,5	22	3000	11-16	

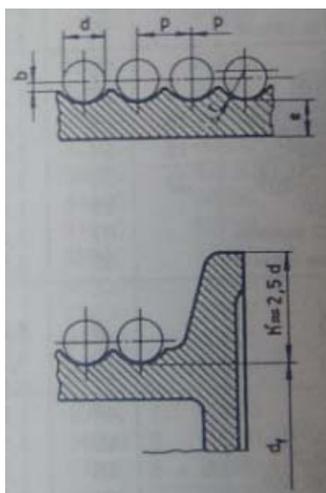


Figura 9. Dimensiones tambor de elevación

Para determinar la longitud del tambor tenemos que determinar el tipo de tambor que es y conocer la longitud del cable de elevación. La longitud del cable ya la tenemos en el apartado de los cables y es 117 m. En cuanto al tipo de tambor, la mejor opción será utilizar uno de varias capas de cable puesto que este es muy largo.

Procedemos al cálculo:

$$\text{longitud del tambor} = \text{n}^\circ \text{ de espiras} \cdot \text{paso} = 32 \cdot 22 = 704 \text{ mm}$$

$$\text{n}^\circ \text{ de espiras} = \text{longitud del cable} / \text{n}^\circ \text{ de capas} \cdot \text{longitud de una espira}$$

*he creído conveniente enrollar el cable en un máximo de 3 capas.

$$\text{n}^\circ \text{ de espiras} = \frac{117000\text{mm}}{3 \cdot 1256.63\text{mm}} = 31.03 = 32 \text{ espiras}$$

$$\text{Longitud de una espira} = \pi \cdot \text{diámetro del tambor} = \pi \cdot 400 = 1256.63 \text{ mm}$$

Podemos concluir que la longitud del tambor será de 704 mm, lo cual está bastante bien puesto que tenemos un ancho de hasta 2 metros para situarlo en la contrapluma.

3.4.3. Distancia entre tambor y poleas

Para alargar la vida del cable y que trabaje en buenas condiciones es conveniente asegurarnos que los cables que van desde el tambor hasta la polea no formen un ángulo muy grande con el plano longitudinal de la polea. Para los tambores utilizados en la grúa torre (tambores acanalados), se recomienda que este ángulo no supere los 10°.

A continuación se muestra un croquis de la situación de las poleas y el tambor en la grúa.

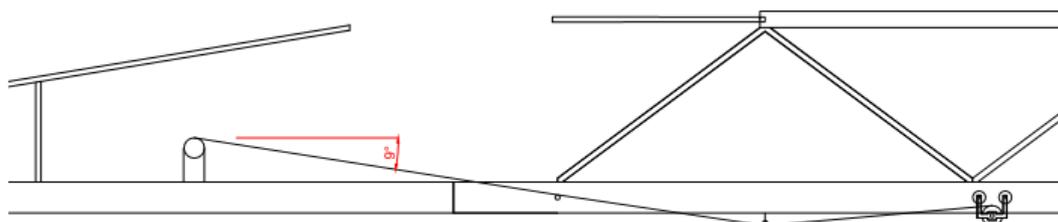


Figura 10. Situación de las poleas y tambores

El tambor está situado en la contrapluma. El cable de elevación sale del tambor hacia la polea estabilizadora, entre los que hay una distancia de 7,5 m y tal como se recomienda el ángulo de ataque es inferior a 6°. De dicha polea el cable se dirige a la polea de elevación que soporta el carro (el carro se mueve prácticamente por toda la pluma quitando los primeros metros en los que nunca va a resultar necesario)

Por otro lado tenemos las poleas de traslación entre las que hay una distancia de 25,575 m.

3.4.4. Sentido de arrollamiento del cable

Es importante comprobar el sentido de enrollamiento del cable, ya que según el sentido que ha tenido este cable en su fabricación, tendrán un sentido u otro de enrollado sobre el tambor. Esto se muestra en la figura siguiente:

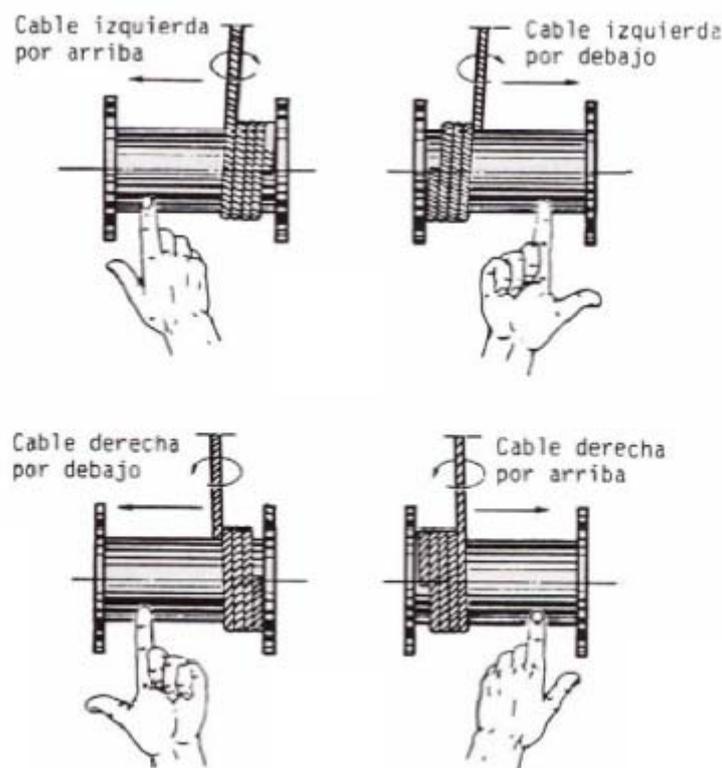


Figura 11. Arrollamiento del cable en el tambor

Para los cables con cableado a la derecha se emplea la mano izquierda, y para los cableados a la izquierda la mano derecha. Ambas manos se colocan con la palma hacia abajo si el cable se enrolla o desenrolla por arriba del tambor, y con la palma si el cable se enrolla o desenrolla por debajo.

El sentido de enrollamiento del cable viene señalado por el dedo pulgar de la mano que se emplea, en dirección dedo meñique a dedo pulgar.

3.4.5. Determinación de espesores de pared

Se ha aplicado el método de los elementos finitos para la determinación de espesores de pared de diferentes tambores en función de la tensión de trabajo del material.

Se han confeccionado unas tablas que para una tensión de trabajo determinada, dan el espesor de la pared, en función del diámetro del tambor y la carga

Tabla 8. Espesor de pared de tambor

S(kg)	DIÁMETROS (mm)							
	250	300	400	500	600	700	800	1000
500	3	3						
1000	4	4						
1500		5	5					
2000		6	6					
2500			7	6				
3000			7	7				
4000				8				
5000				9	9			
6000					10	10		
7000					11	11		
8000						12		
9000							12	12
10000							13	13

$s = 160 \text{ MPa}$

Dado que los valores de esta tabla corresponden a una tensión de trabajo del cable inferior a la nuestra estamos sobredimensionando ligeramente el cable.

3.5. EQUIPO ELÉCTRICO

3.5.1. Generalidades

La energía eléctrica es la más empleada en el accionamiento de maquinas de elevación. En dichas maquinas cada accionamiento eléctrico se corresponde con un movimiento.

Los motores eléctricos empleados en maquinas de elevación son, en su mayoría, trifásicos de anillos rozantes. La utilización de estos motores se debe a su elevado rendimiento, su escaso mantenimiento y baja contaminación. Aunque en algunos casos también se emplean motores de corriente continua.

Dado que los motores moverán cargas variables necesitamos regular la potencia del motor. Para conseguirlo se utiliza un variador de frecuencia.

Un variador de frecuencia es un sistema para controlar la velocidad rotacional de un motor de corriente alterna por medio del control de la frecuencia de alimentación suministrada al motor. Un variador de frecuencia es un caso especial de un variador de velocidad y se conocen también como drivers.



Figura 12. Variador de frecuencia

En definitiva, estos dispositivos entregan voltaje y frecuencia variable conforme a la necesidad del motor y la carga a él conectada. Para tal efecto, toma la alimentación eléctrica de la red (esta tiene voltaje y frecuencia fija) la transforma en un voltaje continuo (Rectificador + Filtro) y luego lo transforma en voltaje alterno trifásico de magnitud y frecuencia variable por medio de un Inversor. Contando sólo con esta última etapa (Inversor) es posible también alimentar estos motores a partir de un suministro de corriente continua (por ejemplo baterías). También se puede contar con un rectificador monofásico de modo que se podría alimentar un motor trifásico a partir de una fuente de alimentación monofásica.

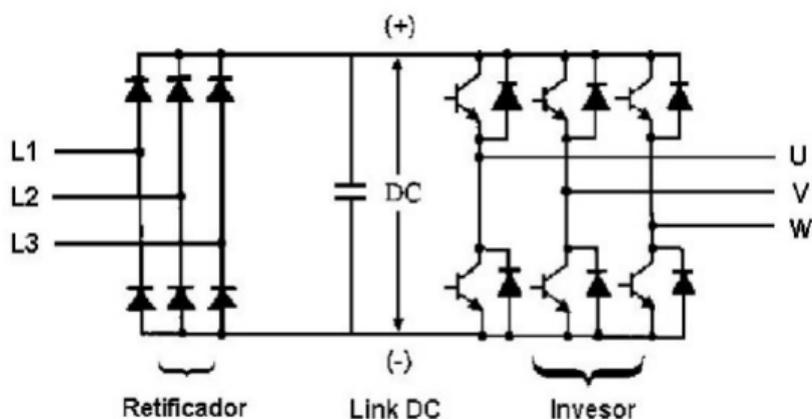


Figura 13. Esquema variador de frecuencia

Por otro lado nos interesa poder modificar la velocidad de giro del eje del motor, ya que cuando trabaja sin carga es posible hacer el movimiento más rápido que si estuviese trabajando con carga.

3.5.2. Cálculo de la potencia necesaria

En este apartado se calculará el par necesario para el accionamiento para posteriormente poder hallar la potencia.

- **Par en el eje**

$$M_{\text{eje}} = F \cdot \varnothing_{\text{eje}}/2$$

- **Potencia necesaria en el motor**

$$P = \frac{M_{\text{eje}} \cdot w}{\eta_{\text{mecanico}}} \quad (w \rightarrow v = w \cdot r)$$

NOTA: el η_{mecanico} se debe a diferentes factores como pérdidas por rozamiento, efecto joule... Tiene un valor estimado de 0,85

A continuación se calculará la potencia que requieren cada uno de los motores de la grúa-torre:

- **Motor de elevación**

Para obtener el par en el eje lo primero es obtener la fuerza F que produce el par y que es igual a la suma del peso del cable de elevación (100 m), el elemento de suspensión y la carga más la fuerza que aparece debida a la aceleración.

$$F_w = 2500 + 153,7 + 2,5 = 2656,2 \text{ kg} = 26057,32 \text{ N}$$

$$F_a = 2656,2 \cdot 0,3 = 796,86 \text{ N}$$

$$F_{\text{total}} \approx 26855 \text{ N}$$

Con el valor de F obtenido ya podemos calcular el par en el eje.

$$M_{\text{eje}} = 26855 \cdot 400/2 = 5371000 \text{ Nmm}$$

Por último será necesario calcular la velocidad angular del tambor para hacer lo propio con la potencia.

$$v = w \cdot r \quad (v = 40 \text{ m/min} = \frac{2}{3} \text{ m/s})$$

$$\frac{2}{3} = w \cdot 0,2 \rightarrow w = \frac{10}{3} \text{ rad/s}$$

$$w = \frac{10}{3} \text{ rad/s} = 31,83 \text{ rpm}$$

$$P = \frac{5371(\text{Nm}) \cdot 10/3}{0,85} \approx 21 \text{ kW} \approx 28,5 \text{ HP}$$

- **Motor de traslación**

De forma análoga al motor de elevación se calcula el de traslación.

$$F_w = 513 \text{ kg} = 5032,5 \text{ N}$$

$$F_a = 5032,5 \cdot 0,4 = 2013 \text{ N}$$

$$F_{\text{total}} \approx 7045,5 \text{ N}$$

- Par en el eje:

$$M_{\text{eje}} = 7045,5 \cdot 200/2 = 704550 \text{ Nmm}$$

- Potencia en el eje

$$v = w \cdot r \quad (v = 60 \text{ m/min} = 1 \text{ m/s})$$

$$1 = w \cdot 0,2 \rightarrow w = 5 \text{ rad/s}$$

$$w = 5 \text{ rad/s} = 47,74 \text{ rpm}$$

$$P = \frac{704(\text{Nm}) \cdot 5}{0,85} \approx 4,15 \text{ kW} \approx 5,65 \text{ HP}$$

- **Motor de rotación**

En el motor de rotación, el par en el eje resultante es la suma de otros dos pares:

NOTA: se detalla únicamente la obtención del par más crítico (CASO III: viento perpendicular)

- Momento torsor, $\sum M_z$, debido principalmente al viento transversal y hallado en la Tabla 28
- Par de rozamiento de arranque (originado por inercias y rozamientos al iniciar el movimiento), el cual se calcula a partir de la ecuación sugerida en el catalogo del fabricante del rodamiento:

$$M_r = \mu/2 \cdot (4,4 \cdot M_k + F_a \cdot D_L + 2,2 \cdot F_r \cdot D_L \cdot 1,73)$$

Donde:

M_k , F_a y F_r corresponden al par de vuelco, fuerza axial y fuerza radial respectivamente y se obtienen de las Tablas 27 y 28.

D_L es el diámetro de rodadura y es igual a 1044 mm (Tabla 30)

μ es el coeficiente de rozamiento, el cual depende del tipo rodamiento (KD 320) y es aportado por el fabricante del mismo.

$\mu = 0,008$	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

Figura 14. Coeficiente de rozamiento μ

Resolviendo la ecuación:

$$M_r = 0,004/2 \cdot (4,4 \cdot 193 + 0,12 \cdot 1,044 + 2,2 \cdot 0,04 \cdot 1,044 \cdot 1,73) \\ = 1,74 \text{ kNm}$$

Luego el par total a transmitir será:

$$M_t = \sum M_z + M_r = 3,9 + 1,74 = 5,64 \text{ kNm}$$

Finalmente, la potencia en el eje para una velocidad de giro de $\frac{1}{2}$ rad/s:

$$P = \frac{5640(\text{Nm}) \cdot 1/2}{0,85} \approx 3,317 \text{ kW} = 4,5 \text{ HP}$$

$$\frac{1}{2} \text{ rad/s} = 4,77 \text{ rpm}$$

NOTA: se ha tenido en cuenta que la velocidad con la que gira el brazo depende de la relación de transmisión, i , entre el engranaje y la corona

3.5.3. Elección en catalogo del motor

Hemos escogido motores de la empresa CONTRANSA y los modelos seleccionados son los siguientes:

- **Motor de elevación**

Tabla 9. Características motor de elevación

Motor de elevación	
Modelo	MR 31 140-180L
Potencia kW	22
rpm min ⁻¹	36,6
Par Nm	5660
fs	0,85
i	39,3

NOTA: El Factor de Servicio se expresa como un multiplicador el cual se aplica a la potencia de placa del motor, para indicar la carga que puede llevar en condiciones nominales de servicio. Significa que el motor puede ser sobrecargado continuamente si el mismo es alimentado a voltaje y frecuencia nominal, y sin provocar daños.

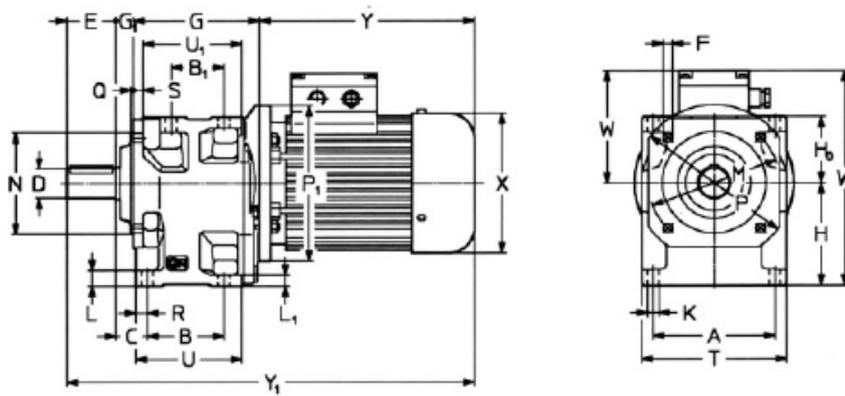


Figura 15. Diseño constructivo de los motores Cotransa.

Tabla 10. Dimensiones motor de elevación

Dimensiones (mm)			
A	297	M Ø	300
B	218	N Ø	250
B₁	169	P Ø	350
C	59	R	26,5
D Ø	80	S	19
E	130	T	345
F Ø	18	U	282
G	315	U₁	263
G₁	30	P₁ Ø	250
H	250	X Ø	207
H₀	160	Y	343
K	22	Y₁	818
L	35	W	164
L₁	25	W₁	410
Masa (kg)		148	

- **Motor de traslación**

Tabla 11. Características motor de traslación

Motor de traslación	
Modelo	MR 21 125-132M
Potencia kW	7,5
rpm min ⁻¹	99
Par Nm	710
fs	3,55
i	14,1

Tabla 12. Dimensiones motor de traslación

Dimensiones (mm)			
A	297	M Ø	300
B	200	N Ø	250
B₁	151	P Ø	350
C	59	R	26,5
D Ø	60	S	19
E	105	T	345
F Ø	18	U	264
G	297	U₁	245
G₁	30	P₁ Ø	250
H	236	X Ø	207
H₀	160	Y	343
K	22	Y₁	775
L	35	W	164
L₁	25	W₁	400
Masa (kg)		135	

- **Motor de rotación**

Tabla 13. Características motor de rotación

Motor de rotación	
Modelo	MR 31 180-132M
Potencia kW	5,5
rpm min ⁻¹	7,31
Par Nm	6890
fs	1,25
i	123

Tabla 14. Dimensiones motor de rotación

Dimensiones (mm)			
A	373	M Ø	400
B	275	N Ø	350
B₁	216	P Ø	450
C	68,5	R	31,5
D Ø	100	S	22
E	165	T	430
F Ø	22	U	351
G	391	U₁	329
G₁	34	P₁ Ø	300
H	315	X Ø	260
H₀	200	Y	402
K	27	Y₁	992
L	42	W	196
L₁	30	W₁	515
Masa (kg)		278	

3.5.4. Freno de fricción mecánico

Tal y como se explica en la memoria del proyecto tenemos un frenado dinámico por inyección de CC, con el que se consigue frenar el eje de los motores pero es necesario un freno de fricción mecánico para mantener frenada la carga una vez que se frena el eje.

Para el cálculo del freno nos hemos basado en las recomendaciones dadas en libro GRÚAS de A. Miravete y E. Larrodé.

Se parte del par máximo desarrollado por el motor eléctrico. El freno debe ser capaz de detener el movimiento venciendo el par del motor y la inercia de la carga (frenada de emergencia). También debe equilibrar el par debido al peso de la carga (inmovilización de la carga)

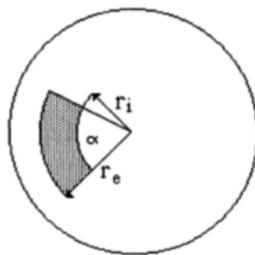
El momento de frenado debe ser mayor o igual que el momento de fuerza que genera el motor multiplicado por un coeficiente K.

$$M_{\text{frenado}} \geq M_{\text{motor}} \cdot K \quad (K = 2 \div 2,5 \text{ para motores de elevación})$$

$$M_{\text{frenado}} \geq 5371000\text{Nmm} \cdot 2 = 1074200\text{Nmm}$$

La fórmula empleada para calcular el par de frenado es:

$$M_{\text{freno}} = \frac{2}{3} \cdot \alpha \cdot \text{tg} \Psi \cdot p \cdot (r_e^3 - r_i^3)$$



$$\frac{\pi}{4} < \alpha < \frac{\pi}{2}$$

$$\text{tg } \psi = 0,3$$

$$p = 1 \text{ MPa}$$

$$150 < r_e, r_i < 350 \text{ (mm)}$$

Figura 16. Pastilla de freno

El ángulo α que abarcará la pastilla será de 90° (el máximo), el radio interior $r_i = 42.5\text{mm}$ (ligeramente mayor al radio del eje del motor de elevación). Definidos estos valores se puede hallar el radio exterior con la formula dada:

$$10742000 = \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot 0,3 \cdot 1 \cdot (r_e^3 - 42.5^3) \rightarrow r_e = 324,8 \approx 325\text{mm}.$$

NOTA: el freno se suelda al eje del motor. Ver plano GT-10

3.5.5. Sustentación de los motores

Los motores de elevación y traslación situados en la contrapluma y pluma respectivamente, requieren de un suelo, apoyado sobre las vigas principales del conjunto pluma-contrapluma, que soporte su peso y el de la polea-tambor que llevan acoplado.

Se ha considerado utilizar un entramado de rejillas electrosoldadas. Dicho entramado lo seleccionamos de catalogo, en concreto de la empresa RELESA.

Tendremos un entramado diferente por cada motor ya que son pesos diferentes:

- **Motor de traslación:**

$$\text{Peso}_{\text{total}} = \text{Peso}_{\text{motor}} + \text{Peso}_{\text{polea}} = 135 + 10 = 145 \text{ kg}$$

NOTA: consideramos que el peso se distribuye uniformemente sobre el entramado

La superficie será de $2000 \times 400 \text{ mm}^2$, siendo las medidas correspondientes a la distancia entre apoyos y a la anchura (T) del motor respectivamente.

Por lo tanto la carga que debe aguantar el entramado de rejillas será:

$$\frac{1425,5 \cdot N}{0,8 \cdot m^2} = 1,77 \frac{kN}{m^2}$$

Con este valor entramos en la tabla proporcionada por RELESA y buscamos para una distancia entre apoyos de 2000 mm el primer valor de carga que cumple. A continuación se muestra la tabla:

MALLA a x b (mm)		34 x 23		34 x 38		34 x 76		34 x 100				
Portante	h x e (mm)	20 x 2	20 x 3	25 x 2	25 x 3	30 x 2	30 x 3	35 x 2	35 x 3	40 x 2	40 x 3	50 x 3
DISTANCIA ENTRE APOYOS (mm) <i>luz libre</i>	L	Carga uniformemente repartida (kN/m ²)										
	500	20,24	30,37	31,63	47,45	45,55	68,32	62,00	93,00	80,98	121,46	189,79
	600	*14,11	21,16	22,04	33,06	31,74	47,61	43,20	64,80	56,42	84,64	132,24
	700	9,36	*14,04	16,25	24,37	23,40	35,09	31,84	47,77	41,59	62,39	97,48
	800	6,29	9,44	*12,29	18,43	17,97	26,96	24,46	36,69	31,95	47,93	74,89
	900	4,93	6,65	7,70	*11,54	13,30	19,95	19,39	29,09	25,33	37,99	59,37
	1000	3,24	4,86	6,33	7,60	* 8,75	13,13	13,90	20,85	20,59	30,88	48,25
	1100	2,44	3,33	4,77	6,51	7,50	* 9,00	* 9,53	14,29	14,22	21,33	40,01
	1200	1,89	2,83	3,69	5,53	6,37	7,97	8,44	10,12	10,07	15,11	33,73
	1300	1,49	2,24	2,91	4,37	5,03	7,55	7,99	* 7,37	* 7,34	11,01	21,50
	1400	1,20	1,80	2,34	3,51	4,04	6,06	6,42	6,87	6,84	8,21	16,03
	1500	0,98	1,46	1,91	2,86	3,30	4,94	5,23	7,85	7,81	* 6,25	12,21
	1600	0,81	1,21	1,58	2,37	2,72	4,09	4,33	6,49	6,46	6,05	9,46
	1700	0,68	1,01	1,32	1,98	2,28	3,42	3,62	5,43	5,40	8,10	7,45
	1800	0,57	0,86	1,11	1,67	1,93	2,89	3,06	4,59	4,57	6,85	* 5,94
	1900	0,49	0,73	0,95	1,43	1,64	2,46	2,61	3,91	3,89	5,84	6,00
	2000	0,42	0,63	0,82	1,23	1,41	2,12	2,24	3,37	3,35	5,02	9,81
Peso propio (Kg/M ²)		14,50	19,60	17,30	23,55	19,90	27,55	22,65	31,50	25,35	35,55	43,60

Figura 17. Características rejillas RELESA

NOTA: el peso propio corresponde a la malla 34 x 38 (a =34; b = 38)

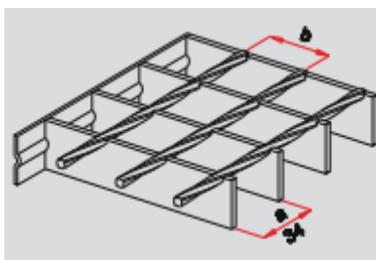


Figura 18. Medidas a y b de la rejilla

Como se puede observar el primer entramado que cumple se tiene un peso propio de 27,55 kg/m², el cual se reparte entre las vigas principales. Además nos dice las dimensiones h y e de la rejilla.

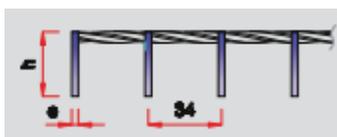


Figura 19. Medidas h y e de la rejilla

- **Motor de elevación:**

$$\text{Peso}_{\text{total}} = \text{Peso}_{\text{motor}} + \text{Peso}_{\text{tambor}} + \text{Peso}_{\text{cable}} = 148 + 140 + 150 \approx 440\text{kg}$$

La superficie será de $2000 \times 500 \text{ mm}^2$, siendo las medidas correspondientes a la distancia entre apoyos y al diámetro total del tambor ($d_f + 2 \cdot K = 495 \text{ m}$) respectivamente.

Por lo tanto la carga que debe aguantar el entramado de rejillas será:

$$\frac{4316,4}{1} \cdot \frac{N}{m^2} = 4,317 \frac{kN}{m^2}$$

Volvemos a la tabla anterior y obtenemos que el primer entramado que cumple tiene un peso propio de $35,55 \text{ kg/m}^2$.

3.6. RUEDAS Y CARRIL DE RODADURA

3.6.1. Ruedas

El carro de traslación va dotado de unas ruedas para facilitar el movimiento de traslación. Estas ruedas las hemos seleccionado directamente de catálogo. En concreto de la empresa AFO, la cual se dedica exclusivamente a la fabricación y distribución tanto de ruedas domésticas como industriales, para todo tipo de aplicaciones.

Además en dicho catálogo, se da una pauta con los criterios a seguir para la correcta elección de las ruedas como la capacidad de carga, que se comenta a continuación.

- **Capacidad de carga**

$$A = \frac{B + C}{D} \times F$$

A = capacidad de carga requerida de la rueda

B = Peso del aparato de transporte

C = carga máxima

D = nº ruedas

F = factor de seguridad

El factor de seguridad *F* indica la variación de las condiciones normales de aplicación. Pisos en buen estado, velocidad recomendada, carga repartida correctamente, con desplazamiento recto y temperatura ambiente según las recomendaciones de + 10° C hasta + 30° C, se consideran condiciones estándar y en raros casos hay que aplicar el parámetro de seguridad.

Las capacidades de carga expresadas en el catálogo están basadas en los principios extraídos de las normas UNE EN 12527 y ISO 2175

Con estos datos procedemos a calcular la capacidad de carga que tendrán que aguantar las ruedas de traslación:

$$A = \frac{108 + 2656}{4} \times 1 = 691 \text{ kg}$$

$$B = m_{\text{estructura}} + m_{\text{polea}} = 88 + 20 = 108$$

$$C = m_{\text{cargamax}} + F_{\text{viento}} + m_{\text{gancho}} + m_{\text{cableelev}} = 2500 + 73.5 + 2.5 + 80 = 2656$$

Con la carga resultante miramos en el catalogo y seleccionamos la rueda que más se ajuste. En este caso hemos seleccionado una rueda de hierro de la serie 1065 H FE. La rueda consiste en un monobloque de hierro fundido con grandes nervios radiales con rodamiento de cojinete liso para facilitar el giro de la rueda alrededor de su eje (es aconsejable su lubricación para aumentar su duración)



Figura 20. Ficha técnica rueda de traslación

NOTA: la simbología que aparece está basada en las terminologías de la norma UNE EN 12526

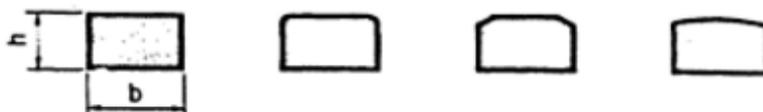
Mirando la ficha técnica se puede comprobar que la carga que soporta la rueda son 700 kg > 691 kg requeridos. El diámetro sera de 125 mm y la anchura de la rueda de 44 mm, por tanto tendremos que diseñar el carril de rodadura con esa medida. También nos dice la ficha que el diámetro del eje debe ser de 15 mm.

3.6.2. Carril de rodadura

La gran parte de los aparatos de elevación utilizan carriles metálicos. Existen diferentes tipos de carriles. Entre ellos se elegirá el carril tipo *Llantón*, los cuales son carriles ordinarios que se emplean frecuentemente sobre los caminos de rodadura implementados sobre perfiles laminados o vigas cajón. Se suministran rectangulares, con las esquinas superiores redondeadas o achaflanadas, con superficie bombeada. En la siguiente tabla se muestran las dimensiones y pesos de este tipo de carril.

Tabla 15. Dimensiones y Pesos del carril tipo *Llantón*

bh (mm)	50.30	50.40	60.30	60.40
Pesos (daN/m)	11,8	15,7	14,1	18,8



El carril debe cumplir las siguientes características:

- Permitir una fácil rodadura del elemento rodante.
- Conformar un perfil equilibrado
- Presentar un valor adecuado de inercia.

Se ha escogido un perfil rectangular con una anchura de 50 mm y una altura de 30 mm.

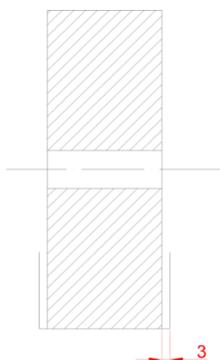


Figura 21. Sección Rueda-carril

3.7. CALCULO DEL CONTRAPESO

El dimensionamiento del contrapeso se lleva a cabo teniendo en cuenta dos factores. En primer lugar se busca que el contrapeso equilibre el momento que produce la carga sobre el mástil cuando esta se encuentra en el alcance máximo (situación más crítica), pero también se debe tener en cuenta que cuando la grúa esta fuera de servicio no tiene carga alguna. Por tanto podemos decir que tenemos dos situaciones críticas:

1. Grúa no eleva carga.
2. Grúa eleva carga

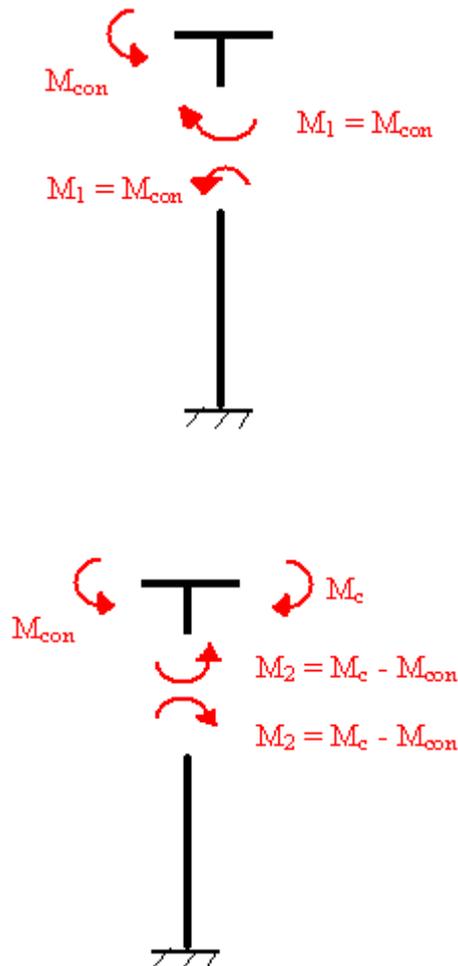


Figura 22. $\sum M$ en el eje del mástil

NOTA: a medida que disminuye el alcance de la carga el momento que aparece en el mástil será siempre menor que el momento M_2 .

Para que el momento máximo que aparezca en el mástil sea el mismo en cualquiera de los dos casos más desfavorables se igualan M_1 y M_2 .

NOTA: no nos interesa el sentido de los momentos sino su valor absoluto.

$$M_1 = M_2 \rightarrow M_{con} = M_c - M_{con} \rightarrow 2 \cdot M_{con} = M_c \rightarrow 2 \cdot Q_{con} \cdot 8,5 = Q_c \cdot 28,5$$

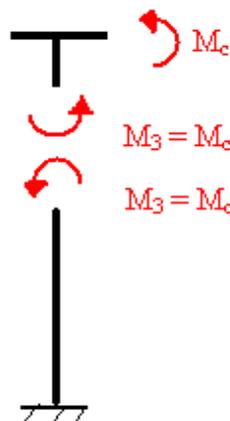
$$\text{Si despejamos } Q_{con} \rightarrow Q_{con} = \frac{28,5}{17} Q_c$$

El valor de la carga total, Q_c es aproximadamente 27000 N:

Peso del carro + Peso del eje	=	857 N
Peso del cable	=	1137,96 N
Peso de la polea	=	196,2 N
Peso de la carga	=	24525 N
Peso de las ruedas (estimado)	=	294,3 N
Peso total	≈	27000 N

$$\text{Por tanto } Q_{con} = \frac{28,5}{17} \cdot 27000 \text{ N} = 45264 \text{ N} = 4615 \text{ kg}$$

Por último se comprueba que una torre con contrapeso genera un momento menor en el mástil para cualquier situación que una que no tiene.



$$M_3 = 27000 \text{ N} \cdot 28,5 \text{ m} = 769500 \text{ Nm}$$

$$M_1 = M_2 = 45264 \text{ N} \cdot 8,5 \text{ m} = 384744 \text{ Nm}$$

Como podemos apreciar el momento M_3 es prácticamente el doble que M_1 y M_2 .

3.7.1. Dimensionamiento

Conociendo la masa que requiere el contrapeso se puede calcular el volumen de hormigón que necesitamos sabiendo que la densidad del mismo es $\rho_h = 2200 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow 2200 = \frac{4615}{V} \rightarrow V = 2,1 \text{ m}^3$$

Las dimensiones del bloque pueden ajustarse con libertad siempre que el volumen final sea igual al obtenido y con la condición de que encaje en la contrapluma. Las medidas del bloque, que finalmente le hemos dado, se pueden ver en el apartado de planos. A continuación se muestra como quedaría este insertado en la contrapluma.

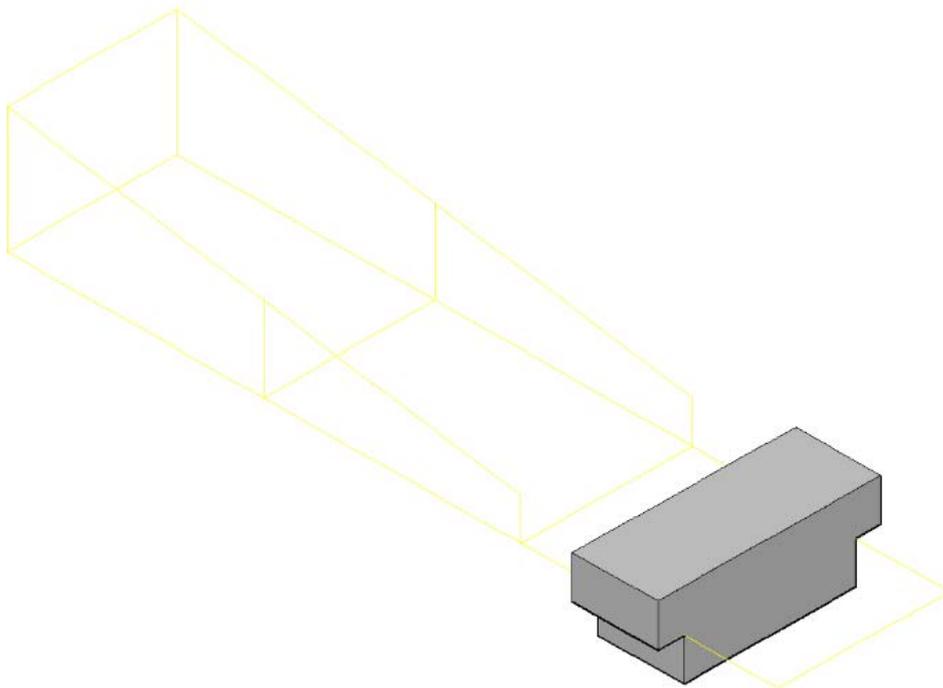


Figura 23. Bloque de hormigón

3.8. ESTRUCTURA DE LA GRÚA

Se entiende por estructura de un aparato de elevación, el conjunto de elementos resistentes del mismo, que tienen por objeto absorber los esfuerzos generados por las diferentes solicitaciones, y transmitirlos a la estructura fija.

La constitución de la estructura de un aparato de elevación ha variado de forma notable a lo largo de los últimos años. Hasta hace varias décadas, era frecuente observar estructuras conformadas por celosías. Los perfiles estaban unidos mediante remaches y las vigas tomaban elevadas dimensiones para conseguir los momentos de inercia necesarios.

El progresivo conocimiento de las técnicas de soldadura generó un cambio notable en la filosofía de las estructuras de los aparatos de elevación: La clásica estructura de grandes dimensiones conformada por celosías de perfiles remachados era sustituida por modernas y esbeltas vigas formadas por placas metálicas electrosoldadas. Con este nuevo estilo de construcción se conseguía disminuir el costo global de la estructura debido fundamentalmente a la mayor sencillez del proceso de fabricación

3.8.1. Determinación de solicitaciones

Las solicitaciones existentes sobre una estructura de un aparato de elevación se van a calcular mediante la normativa de la FEM.

3.8.1.1. Clasificación de los aparatos de elevación en función del servicio

Para la aplicación de la norma, los aparatos están clasificados en diferentes grupos en función del servicio.

Los dos factores que se consideran para determinar el grupo son la vida del mecanismo y el estado de carga.

- **Vida del mecanismo**

La vida del mecanismo representa el número de horas de funcionamiento real que estimamos va a tener el mecanismo a lo largo de su servicio. En la tabla de abajo se definen 7 grupos.

Tabla 16. Definición de la vida del mecanismo

Grupo	A	B	C	D	E	F	G
Vida en horas	800	1600	3200	6300	12500	25000	50000

- **Estado de carga**

El estado de carga representa en qué medida, el aparato levanta la carga máxima o solamente una carga reducida. Esta idea está caracterizado por un espectro de cargas, indicando el número de ciclos para los cuales el aparato es capaz de levantar una cierta fracción de la carga máxima.

En la práctica se consideran cuatro estados convencionales, caracterizadas por el valor k:

Tabla 17. Estado de carga

Estado de Carga	Servicio	Factor k
1	Frecuencia muy reducida de la carga máxima	0,125
2	Frecuencia reducida de la carga máxima	0,250
3	Frecuencia mixta de cargas	0,500
4	Frecuencia elevada de la carga máxima	1,000

A partir de la vida del mecanismo y del estado de cargas, los aparatos se clasifican en seis grupos según la FEM siguiendo la tabla ...

Tabla 18. Vida del mecanismo

		Vida del Mecanismo						
		A	B	C	D	E	F	G
Estado de Carga	1			M3	M4	M5	M6	M7
	2		M3	M4	M5	M6	M	M8
	3	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
	4	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8

3.8.3. Tipo de solicitaciones

3.8.3.1. Solicitaciones principales (dentro de tipo de solicitaciones)

- Solicitaciones debidas a la carga de servicio, S_L , supuesta en el caso más desfavorable.
- Solicitaciones debidas al peso propio, S_G .

3.8.3.2. Solicitaciones debidas a movimientos verticales.

Estas solicitaciones provienen de la manipulación de la carga de servicio, aceleraciones o deceleraciones sobre el movimiento de elevación.

Se tienen en cuenta, multiplicando la carga de servicio por un factor denominado "coeficiente dinámico", ψ .

El coeficiente dinámico se puede calcular con la siguiente grafica, en función de la velocidad de elevación en m/s y del coeficiente ξ :

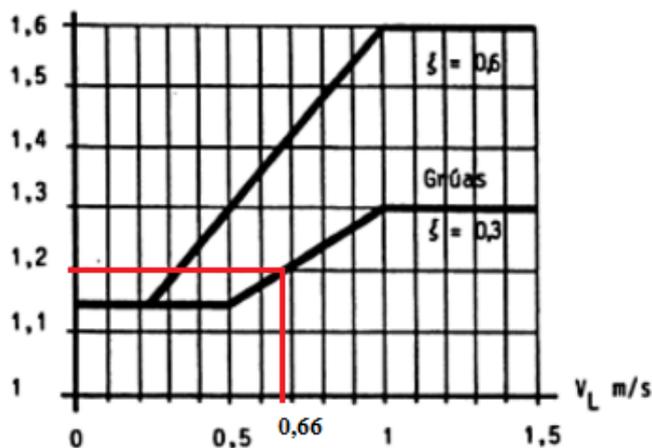


Figura 24. Grafica del coeficiente dinámico, ψ

NOTA: el coeficiente ξ tiene un valor de 0,6 para puente-grúa y pórticos y de 0,3 para grúas.

3.8.3.3. Solicitaciones debidas a movimientos horizontales.

Se calcula el esfuerzo horizontal aplicado en las ruedas motoras (paralelamente al raíl de rodadura).

El valor de la aceleración o deceleración es función de la velocidad a obtener, del tiempo de aceleración o deceleración y de las condiciones

Tabla 19. Aceleración en función de la velocidad

Velocidad a obtener m/s	(a) Velocidad lenta y velocidad media con larga carrera		(b) Velocidad media y rápida (aplicaciones corrientes)		(c) Velocidad rápida con fuertes aceleraciones	
	Tiempo de acelerac. s	Aceleración m/s ²	Tiempo de acelerac. s	Aceleración m/s ²	Tiempo de acelerac. s	Aceleración m/s ²
4,00			8,0	0,50	6	0,67
3,15			7,1	0,44	5,4	0,58
2,5			6,3	0,39	4,8	0,52
2	9,1	0,22	5,6	0,35	4,2	0,47
1,60	8,3	0,19	5,0	0,32	3,7	0,43
1,00	6,6	0,15	4,0	0,25	3,0	0,39
0,63	5,2	0,12	3,2	0,19		
0,40	4,1	0,098	2,5	0,16		
0,25	3,2	0,078				
0,16	2,5	0,064				

Conociendo la aceleración y sabiendo que la fuerza se repartirá entre las cuatro ruedas del carrito de traslación obtenemos el esfuerzo horizontal aplicado en cada una de las ruedas:

$$S_H = \frac{m}{4} \cdot a$$

3.8.3.4. Solicitaciones debidas a efectos climáticos.

Las sollicitaciones debidas a los efectos climáticos son las resultantes de la acción del viento, sobrecarga de nieve y variaciones de temperatura.

1. Acción del viento

Se debe resaltar que todos los cálculos relacionados con el viento son aproximados, debido a su propia naturaleza. Sin embargo es necesario tenerlos en cuenta y si se les da un tratamiento matemático adecuado, los resultados que se obtienen serán mucho más aproximados y útiles

Los valores de presión de viento, S_w , los hemos obtenido de la tabla... Dicha tabla tiene en cuenta dos condiciones del viento, que serán viento de servicio y viento fuera de servicio (explicado en la memoria descriptiva).

Tabla 20. Valores de presión del viento

Altura del elemento por encima del suelo (m)	Viento limite de servicio		Viento en tempestad	
	Velocidad (m/s)	Presión (kg/m ²)	Velocidad (m/s)	Presión (kg/m ²)
0 a 20	20	25	36	80
20 a 100			42	110

NOTA: para el viento en tempestad se tiene en cuenta el aumento de presión con la altura.

- **Coefficiente multiplicador por efecto pantalla**

Cuando tenemos elementos/barras paralelas y colocadas de tal manera que se abrigan mutuamente, el viento no ejerce la misma presión sobre todas las barras. El valor de la presión va disminuyendo sobre los marcos posteriores al primero que recibe la acción del viento.

Este efecto se tiene en cuenta multiplicando la acción del viento (sobre el elemento abrigado) por un coeficiente denominado coeficiente por efecto pantalla. El cual se halla tabulado en la UNE EN 58-113.

Tabla 21. Coeficiente por efecto pantalla.

Coeficiente de separación a/b	Coeficiente de superficie neta A/A _e					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
0,5	0,75	0,4	0,32	0,21	0,15	0,1
1,0	0,92	0,75	0,59	0,43	0,25	0,1
2,0	0,96	0,8	0,63	0,5	0,33	0,2
4,0	1	0,88	0,76	0,66	0,55	0,45
5,0	1	0,95	0,88	0,81	0,75	0,68
6,0	1	1	1	1	1	1

Este parámetro está relacionado con la forma y la distancia entre los objetos, es decir, depende del coeficiente de separación y el coeficiente de superficie neta:

➤ **Coeficiente de superficie neta**

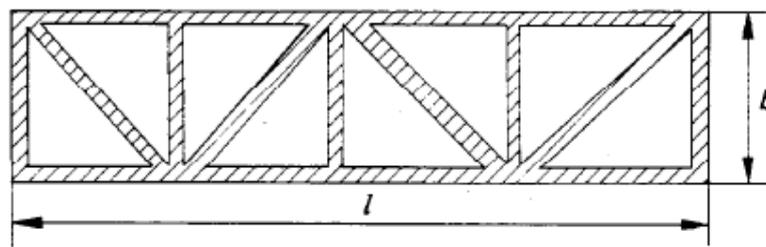


Figura 25. Coeficiente de superficie neta

$$\text{Coeficiente de superficie neta} = \frac{A}{A_e} = \frac{A_{\text{rayada}}}{b \times l}$$

NOTA: que este coeficiente depende del área de los elementos implica hacer un predimensionamiento de la estructura sin considerar el viento.

➤ **Coeficiente de separación**

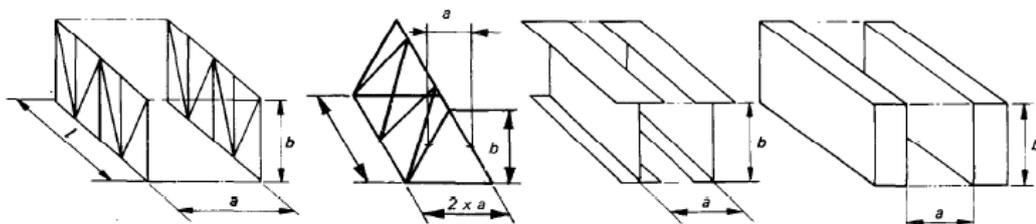


Figura 26. Coeficiente de separación

$$\text{Coeficiente de separación} = \frac{a}{b}$$

- **Presión del viento sobre objetos**

Al igual que con las barras que componen la estructura también es necesario tener en cuenta las acciones del viento sobre la carga móvil en servicio y el contrapeso, según la norma UNE 58-113-85. El apartado 4 de dicha norma nos aporta varias formas de considerar la acción del viento sobre la carga, y son las siguientes:

- Método de reducción de la carga útil, basado en la velocidad del viento, la superficie de la carga y un coeficiente de forma.
- Una velocidad límite del viento en servicio para las cargas que tengan una superficie superior a un valor determinado.
- Calculando la fuerza del viento correspondiente a los parámetros de la carga en función de las dimensiones y de la forma. La acción del viento sobre la carga se calcula en cuanto a su valor mínimo como sigue:

Tabla 22. Fuerza del viento en función del tipo de grúa

	Grúas tipo a)	Grúas tipo b)	Grúas tipo c)
f =	0,015mg kN	0,03mg kN	0,06mg kN

en donde,

f es la fuerza ejercida por el viento sobre la carga móvil en servicio.

g es la aceleración de la gravedad, igual a 9,8 m/s².

m es la masa, en toneladas, de la carga móvil en servicio.

*El tipo de grúa nos lo indica la tabla 23.

Sera este método el que utilizemos para calcular la fuerza del viento sobre la carga y el contrapeso.

Tabla 23. Tipo de grúa

Tipo de grúa a)	Grúas fácilmente protegibles contra la acción del viento
Tipo de grúa b)	Todos los tipos de grúas que se instalen al aire libre
Tipo de grúa c)	Grúas de tipo portuario

Nuestra grúa será la de tipo b), por tanto las fuerzas ejercidas por el viento sobre la carga y el contrapeso serán:

$$F_{V_{\text{carga}}} = 0,03 \cdot m \cdot g = 0,03 \cdot 2,5 \cdot 9,81 = 0,735 \text{ kN} = 75 \text{ kg}$$

$$F_{V_{\text{contrapeso}}} = 0,03 \cdot m \cdot g = 0,03 \cdot 4,615 \cdot 9,81 = 1,35 \text{ kN} = 135 \text{ kg}$$

Cuando una grúa está concebida para elevar cargas de dimensiones y forma determinadas, con exclusión de cualquier otro tipo de carga, la acción del viento sobre la carga móvil deberá ser calculada en función de las dimensiones y de la forma en cuestión.

2. Sobrecarga de nieve

No se tienen en cuenta sobrecargas de nieve en el cálculo de grúas-torre.

3. Variaciones de temperatura

Las solicitaciones debidas a variación de temperatura solo se consideran en determinadas ubicaciones donde se producen cambios bruscos de temperatura en el mismo día.

3.8.4. Determinación de combinaciones de solicitaciones

Se distinguen tres posibles casos:

- **CASO I: APARATO EN SERVICIO SIN VIENTO**

$$[M \cdot (S_G + \psi S_L + S_H)] \cdot C_s$$

C_s , es el coeficiente de seguridad de valor 1,5.

M es un coeficiente variable con el grupo al que pertenece el aparato. Se obtiene de la tabla ...

NOTA: con esta combinación sin viento obtenemos el primer dimensionamiento de los perfiles, que nos servirá para los otros dos casos.

Tabla 24. Coeficientes de seguridad M

Grupo	M3	M4	M5	M6	M7	M8
M	1	1	1	1,06	1,12	1,2

- **CASO II: APARATO EN SERVICIO CON VIENTO**

$$[M \cdot (S_G + \psi S_L + S_H) + S_W] \cdot C_s$$

En este caso $C_s = 1,3$

- **CASO III: VIENTO EN TEMPESTAD**

$$(S_G + S_{W_{max}}) \cdot C_s$$

En este caso $C_s = 1,1$

3.9. CALCULO DE LAS CARGAS DE VIENTO

En este apartado vamos a calcular los valores de presión de viento sobre cada uno de los elementos de la estructura, ya que dichos valores cambian en función del tamaño del perfil (área expuesta al viento) y además, también pueden llevar ligados un coeficiente por efecto pantalla.

Nos centraremos en los valores de presión de viento obtenidos para el CASO III (viento perpendicular a la pluma) dado que se trata de la situación de viento más desfavorable.

En primer lugar partimos del valor de la presión del viento en kg/m^2 que nos lo da la tabla 20 (se coge el valor correspondiente a viento máximo). Seguidamente pasamos de kg/m^2 a N/mm^2 (N, mm son las unidades que hemos definido en el SAP):

- Presión del viento para una altura < 20 m

$$80 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \cdot \frac{9,81\text{N}}{1\text{kg}} \cdot \frac{1\text{m}^2}{10^6 \text{mm}^2} = 1,08 \cdot 10^{-3} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- Presión del viento para una altura < 20 m

$$110 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \cdot \frac{9,81\text{N}}{1\text{kg}} \cdot \frac{1\text{m}^2}{10^6 \text{mm}^2} = 1,08 \cdot 10^{-3} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Ahora tenemos que pasar el valor de la carga sobre superficie a lineal para poder introducir la carga en el programa. El valor de la carga distribuida se obtiene multiplicando por la altura/anchura/diámetro del perfil:

- Altura < 20 m

- Perfiles de sección hueca cuadrada

$$125 \times 125 \rightarrow 7,85 \cdot 10^{-3} \text{N/mm}^2 \cdot 125 \text{ mm} = 0,1 \text{ N/mm}$$

- Perfiles de sección hueca circular

$$\text{Ø}50 \rightarrow 7,85 \cdot 10^{-3} \text{N/mm}^2 \cdot 50 \text{ mm} = 0,04 \text{ N/mm}$$

- Altura < 20 m
 - Perfiles IPE
 - IPE 160 → $1,08 \cdot 10^{-3} \text{ N/mm}^2 \cdot 160 \text{ mm} = 0,173 \text{ N/mm}$
 - IPE 240 → $1,08 \cdot 10^{-3} \text{ N/mm}^2 \cdot 240 \text{ mm} = 0,26 \text{ N/mm}$
 - IPE 300 → $1,08 \cdot 10^{-3} \text{ N/mm}^2 \cdot 300 \text{ mm} = 0,32 \text{ N/mm}$

 - Perfil de sección hueca circular
 - Ø50 → $1,08 \cdot 10^{-3} \text{ N/mm}^2 \cdot 50 \text{ mm} = 0,054 \text{ N/mm}$
 - Ø60 → $1,08 \cdot 10^{-3} \text{ N/mm}^2 \cdot 60 \text{ mm} = 0,065 \text{ N/mm}$
 - Ø80 → $1,08 \cdot 10^{-3} \text{ N/mm}^2 \cdot 80 \text{ mm} = 0,087 \text{ N/mm}$
 - Ø100 → $1,08 \cdot 10^{-3} \text{ N/mm}^2 \cdot 100 \text{ mm} = 0,11 \text{ N/mm}$
 - Ø200 → $1,08 \cdot 10^{-3} \text{ N/mm}^2 \cdot 50 \text{ mm} = 0,22 \text{ N/mm}$

 - Perfil de sección hueca cuadrada
 - 75x75 → $1,08 \cdot 10^{-3} \text{ N/mm}^2 \cdot 75 \text{ mm} = 0,08 \text{ N/mm}$
 - 100x100 → $1,08 \cdot 10^{-3} \text{ N/mm}^2 \cdot 100 \text{ mm} = 0,11 \text{ N/mm}$

Tal y como hemos comentado algunos perfiles tienen una carga de viento multiplicada por el coeficiente de efecto pantalla, el cual se calcula en el siguiente apartado.

3.9.1. Coeficientes por efecto pantalla

En este apartado nos vamos a centrar en la obtención de los coeficientes por efecto pantalla, al igual que antes, del CASO III (viento perpendicular a la pluma).

Como se ha comentado con anterioridad los coeficientes por efecto pantalla se obtienen en función de otros dos coeficientes, el coeficiente de superficie neta y el coeficiente de separación.

Se han estudiado la pluma y el mástil por separado.

3.9.1.1. Pluma

En primer lugar, empezaremos calculando el coeficiente de separación. Debido a las diferentes estructuras que nos encontramos en el brazo de la pluma, vamos a distinguir tres zonas a las que les corresponderá un coeficiente de forma diferente. Dichas zonas se representan con diferentes colores en la siguiente imagen:

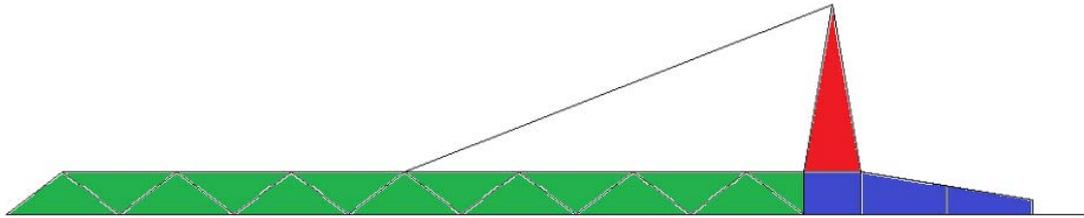


Figura 27. Coeficiente de separación según zonas

- Zona verde

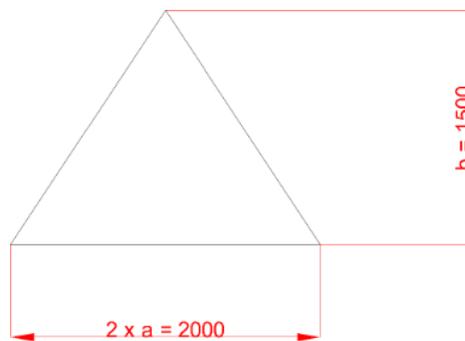


Figura 28. Coeficiente de separación zona verde

$$\text{coeficiente de separación} = \frac{a}{b} = \frac{1000}{1500} = \frac{2}{3} = 0,66$$

- **Zona roja**



Figura 29. Coeficiente de separación zona roja

$$\text{coeficiente de separación} = \frac{a}{b} = \frac{1000}{6000} = 0,16$$

NOTA: como el valor de 0,16 no aparece en la tabla cogeremos 0,5 que es el valor mínimo.

- **Zona azul**

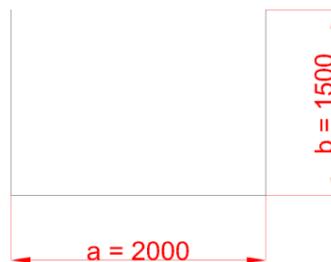


Figura 30. Coeficiente de separación zona azul

$$\text{coeficiente de separación} = \frac{a}{b} = \frac{2000}{1500} = 1,33$$

Ahora para calcular los coeficientes de superficie neta necesitamos conocer el tamaño de los perfiles, que los hemos hallado con el CASO I (aparato sin viento).

El dimensionamiento de los perfiles obtenido en el CASO I puede o no, ser el dimensionamiento definitivo. Pero en cualquier caso nos sirve para empezar a estudiar el aparato con viento.

Si los perfiles que tenemos fallan, se cambian y se calcula de nuevo el coeficiente de superficie neta. Además también cambiará el valor de la fuerza del viento ya que este actúa sobre mayor área.

Al igual que con el coeficiente de separación, se distinguen 3 zonas (zona verde, roja y azul):

- **Zona verde**

$$\frac{A}{A_e} = \frac{13 \cdot 2,5 \cdot 0,6 + 0,24 \cdot 28 + 0,2 \cdot 1,5 + 0,16 \cdot 26 + 2,5 \cdot 0,06}{40,5 + 0,24 \cdot 28 + 0,2 \cdot 1,5 + 0,16 \cdot 26 + 2,5 \cdot 0,06} = \frac{13,28}{51,83} = 0,25$$

- **Zona roja**

$$\frac{A}{A_e} = \frac{0,6 \cdot 2 + 12,2 \cdot 0,2}{0,06 \cdot 2 + 12,2 \cdot 0,2 + 6} = \frac{2,56}{8,56} = 0,3$$

- **Zona azul**

$$\frac{A}{A_e} = \frac{3 \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,06 + 8 \cdot 0,24 + 1 \cdot 0,05 + 6 \cdot 0,05 + 0,5 \cdot 0,08}{2 \cdot 1,5 + 6 \cdot 0,5 + 3 + 3,03} = \frac{3,03}{12,03} = 0,25$$

Una vez hallados los coeficientes de separación y de superficie neta, entramos en la tabla proporcionada por la UNE 58-113 y obtenemos los coeficientes por efecto pantalla.

NOTA: será necesario interpolar para obtener los coeficientes exactos

Tabla 25. Coeficiente por efecto pantalla

Coeficiente de separación	Coeficiente de superficie neta						
	0,1	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6
0,5	0,75	0,4	0,36	0,32	0,21	0,15	0,1
0,66			0,46				
1	0,92	0,75	0,67	0,59	0,43	0,25	0,1
1,33			0,68				
2	0,96	0,8	0,71	0,63	0,5	0,33	0,2
4	1	0,88		0,76	0,66	0,55	0,45
5	1	0,95		0,88	0,81	0,75	0,68
6	1	1		1	1	1	1

3.9.1.2. Mástil

En el mástil no se distinguen diferentes zonas o estructuras, es igual en sus 60 metros de altura. Por tanto tenemos solo un coeficiente de separación y un coeficiente de superficie neta:

- **Coeficiente de separación**



Figura 31. Coeficiente de separación (mástil)

$$\text{coeficiente de separación} = \frac{a}{b} = \frac{1060}{2000} \approx 0,5$$

- **Coefficiente de superficie neta**

$$\frac{A}{A_e} = \frac{[(30 \cdot 2263 + 1060 + 120000)]}{60000 \cdot 1060} = \frac{9447500}{63600000} \approx 0,15$$

El coeficiente por efecto pantalla lo sacamos otra vez de la tabla 25 Al igual que antes es necesario interpolar, dado que el coeficiente de superficie neta (A/A_e) no se refleja en la tabla (esta entre 0,1 y 0,2).

$$\frac{0,2 - 0,15}{0,4 - x} = \frac{0,2 - 0,1}{0,4 - 0,75} \rightarrow x = 0,575$$

Después de realizar la simulación en SAP 2000 y realizar los cambios de perfil pertinentes, es necesario volver a calcular el coeficiente de superficie neta, ya que al cambiar este también lo hará el coeficiente por efecto pantalla.

- **Coefficiente de superficie neta**

$$\frac{A}{A_e} = \frac{30 \cdot 2263 \cdot 50 + 1060 \cdot 50 + 40000 \cdot 75 + 40000 \cdot 100 + 40000 \cdot 125}{60000 \cdot 1060} = \frac{15447500}{63600000} \approx 0,24$$

El coeficiente de superficie neta ahora tiene un valor de 0,24 mientras antes era de 0,15, por tanto el nuevo coeficiente por efecto pantalla será 0,37 (interpolando).

NOTA: en el caso del brazo, aunque cambian algunos perfiles después de realizar la simulación, el coeficiente de superficie neta apenas varia. Es por ello que antes no se ha indicado

3.9.2. Cargas de viento en SAP 2000

3.9.2.1. Cargas de viento sobre el brazo

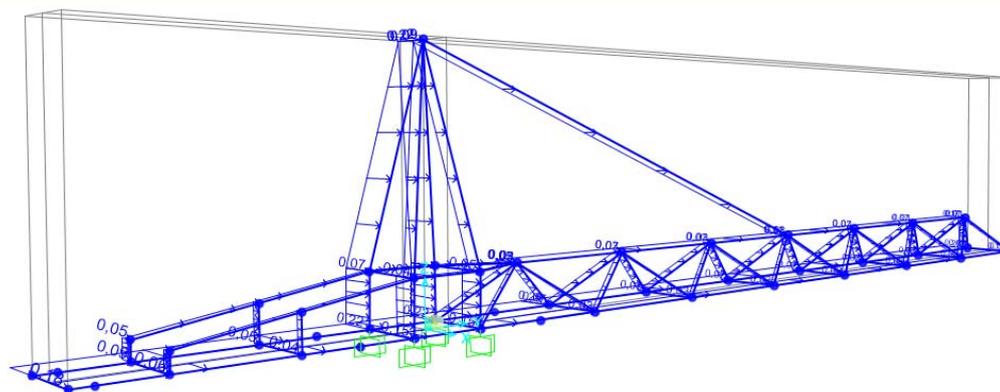


Figura 32. Cargas de viento sobre el brazo (SAP 2000)

3.9.2.2. Cargas de viento sobre el mástil

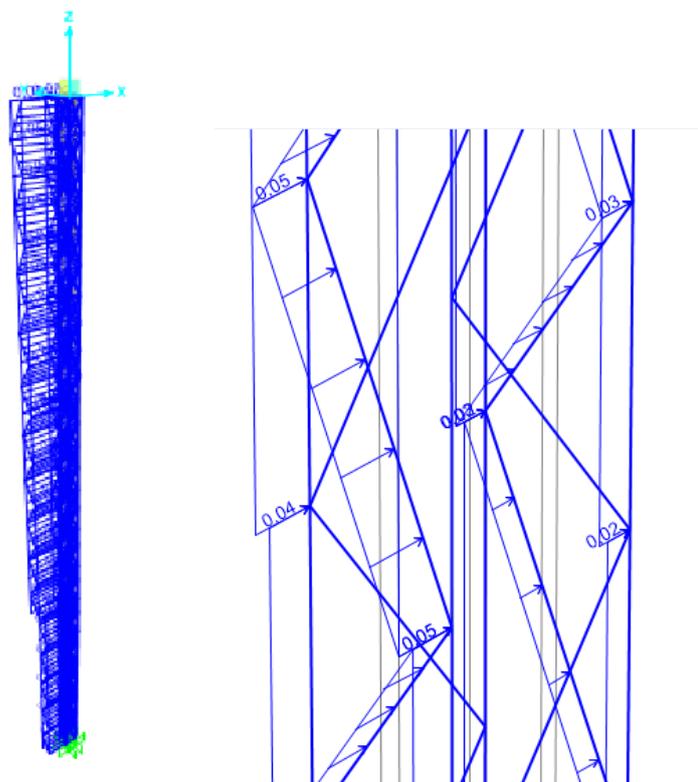


Figura 33. Cargas de viento sobre el mástil (SAP)

3.10. ANALISIS DE LA ESTRUCTURA MEDIANTE SAP 2000 V16.

Este software se trata de un programa de elementos finitos, preparado para realizar, de forma totalmente integrada, la modelación, análisis y dimensionamiento de casi cualquier tipo de estructura.

Conocido por la flexibilidad en el tipo de estructuras que permite analizar, por su poder de cálculo y por la fiabilidad de los resultados, SAP2000 es la herramienta de trabajo diaria para varios ingenieros. La versatilidad en modelar estructuras, permite su utilización en el dimensionamiento de puentes, edificios, estadios, presas, estructuras industriales, estructuras marítimas y todo tipo de infraestructura que necesite ser analizada y dimensionada.

Este programa permite definir automáticamente pesos propios, asignar secciones y materiales, así como realizar cálculos estructurales de acero basados en varias normas como AISC o EUROCODIGO, entre otras.

3.10.1. Procedimiento de resolución en SAP 2000 V16.

El procedimiento de resolución es muy similar a la mayoría de programas de análisis estructural. Este procedimiento consta de las siguientes etapas:

1. Elegir las unidades de trabajo
2. Crear la geometría del modelo
3. Definir el material
4. Definir y asignar las secciones a los elementos del modelo
5. Asignar las condiciones de contorno
6. Definir las cargas de trabajo
7. Introducir combinaciones de solicitaciones
8. Definir el tipo de análisis y correr el programa
9. Análisis los resultados

3.10.1.1. Selección de las unidades de trabajo

Aunque parezca algo banal es imprescindible seleccionar las unidades de trabajo adecuadas. Puesto que si no podemos obtener resultados discordantes con los reales.

Las unidades que hemos escogido en este proyecto son N y mm como unidades de fuerza y longitud respectivamente.

A pesar de que las unidades se pueden modificar durante el desarrollo del diseño es preferible hacerlo al comienzo del mismo.

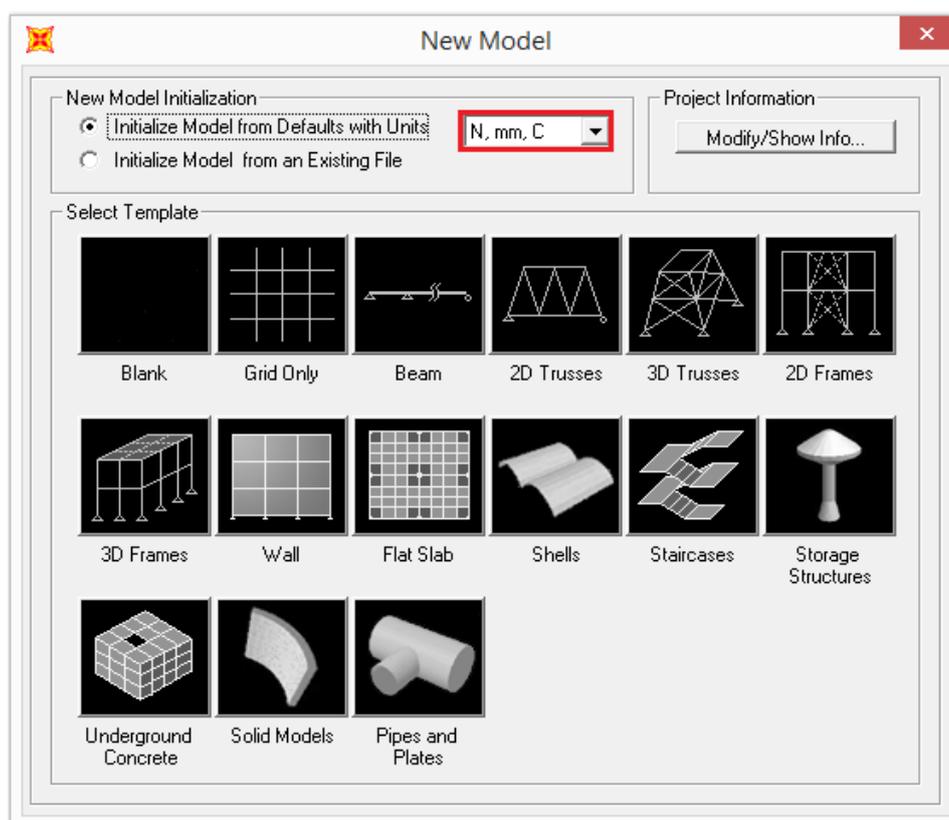


Figura 34. Asignar unidades

La imagen de arriba corresponde a la ventana que nos aparece en SAP 2000 cuando empezamos un nuevo modelo. El recuadro en rojo representa las unidades de trabajo a elegir por el usuario.

3.10.1.2. Crear la geometría del modelo

En cuanto a la geometría del modelo, SAP 2000 nos ofrece tres posibilidades. Una opción sería crear la geometría completamente desde cero (seleccionar Blank en la ventana de arriba), por otro lado también tenemos la opción de partir de una geometría preliminar y modificarla para que se ajuste a la que se desea. Por último tenemos una

opción que consiste en importar la geometría desde AUTOCAD. Es esta última opción por la que nos hemos decidido.

NOTA: la torre se estudia en 2 partes (brazo y torre). A modo de ejemplo se explica detalladamente el brazo que será la primera parte a estudiar.

La geometría del brazo (pluma-contrapluma) es la que se muestra a continuación.

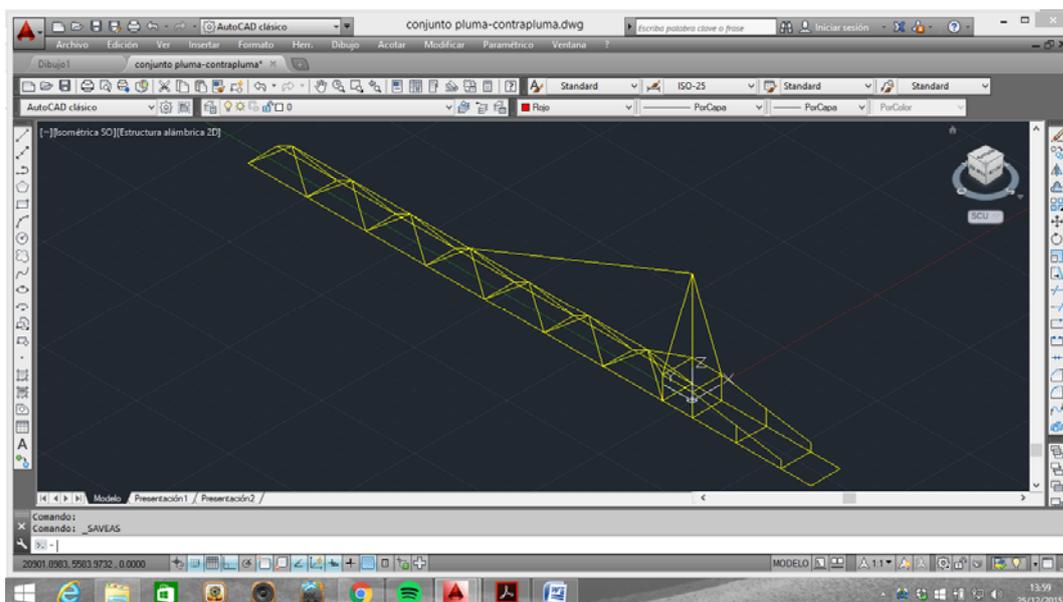
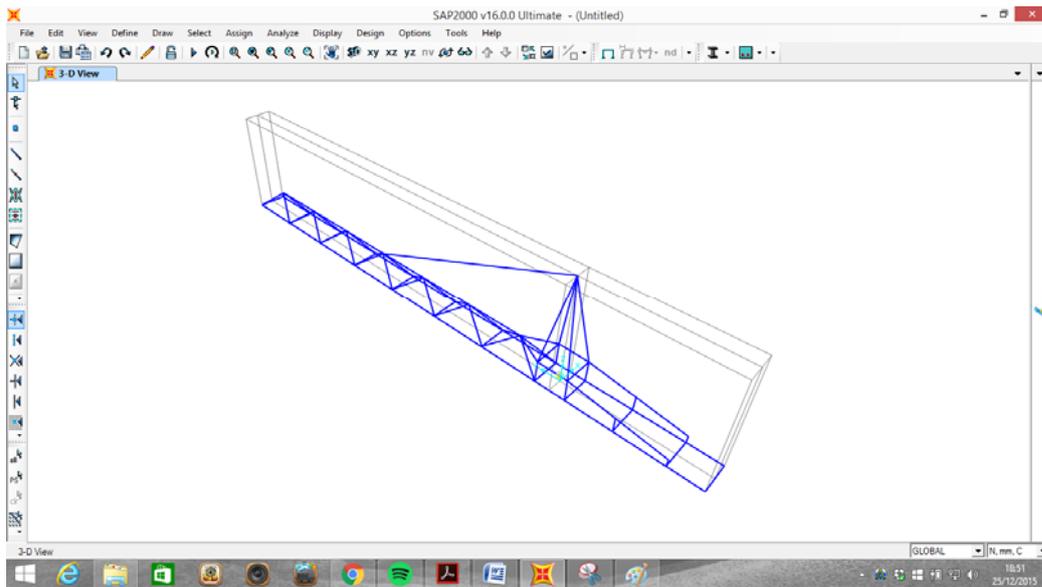


Figura 35. Brazo en Autocad

Para poder importar la geometría desde AUTOCAD es necesario guardar el archivo como un archivo DXF. Además también es fundamental que los ejes estén centrados para que el modelo no aparezca girado y/o mal posicionado.

Entonces desde el menú File-import-AutoCAD.dxf file importamos la geometría al SAP 2000, la cual se puede apreciar en la siguiente imagen:



Figura

36. Brazo en Sap 2000

3.10.1.3. Definir el material

En esta etapa se definen los materiales de los elementos que se van a utilizar. SAP 2000 permite trabajar con diferentes tipos de acero, hormigón o madera. En este caso utilizaremos un único acero y es el S275 el que seleccionamos desde el menú Define-Materials.

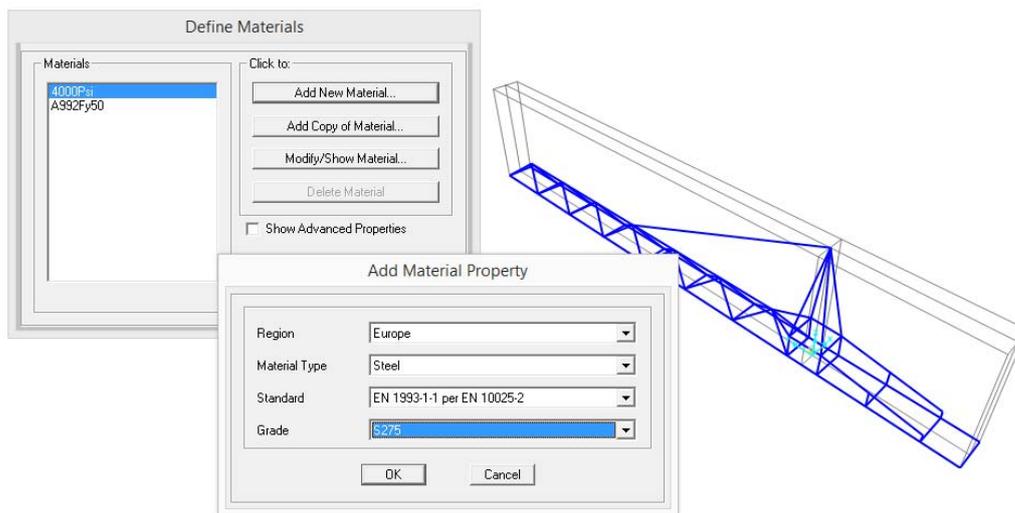


Figura 37. Definir material

3.10.1.4. Definir y asignar las secciones a los elementos del modelo

En el mercado existen una gran variedad de perfiles y SAP 2000 dispone prácticamente de todos ellos (clasificados de acuerdo a la norma según la cual han sido fabricados). Para el brazo se usaran dos perfiles diferentes, el perfil IPE para las vigas principales y un perfil de sección hueca circular para el resto de elementos.

Estos perfiles se importan de la biblioteca del programa. Y dado que no sabemos cuál es el perfil adecuado para cada elemento del brazo, se importara el perfil más pequeño. Resultará ser un proceso iterativo, puesto que tendremos que ir probando distintos tamaños hasta dar con el correcto.

En la siguiente hoja se muestra la selección de un perfil. Desde el menú Define-Section Properties-Frame Properties llegamos a la siguiente ventana. Si seleccionamos el botón encuadrado en rojo nos aparecen los diferentes tipos de perfil que podemos elegir.

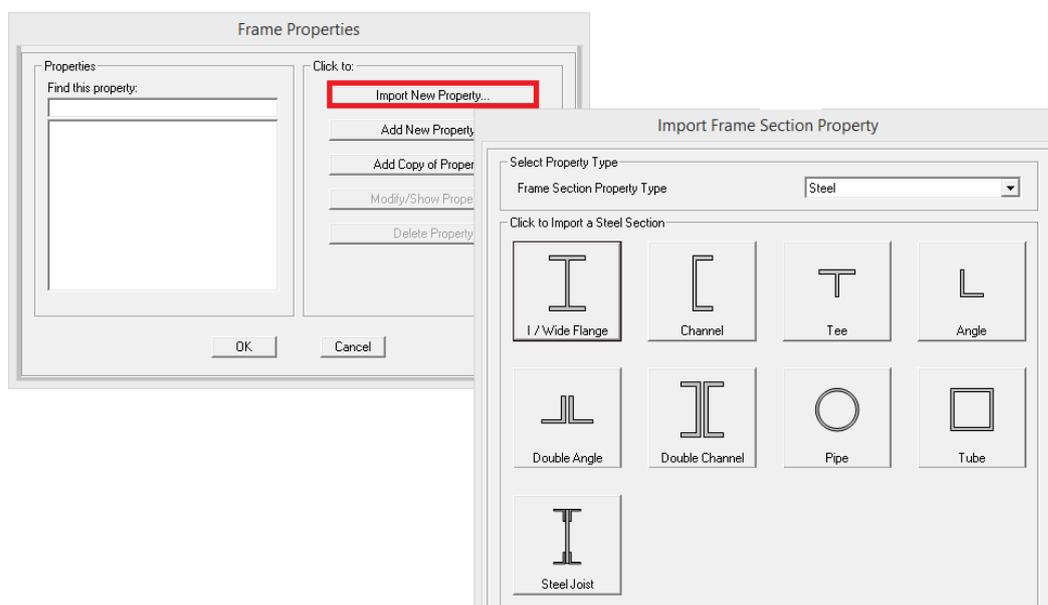


Figura 38. Importar perfil

Si como ejemplo elegimos un perfil de ala ancha o de doble T nos sale otra ventana con todos los modelos y tamaños de dicho perfil (según código).

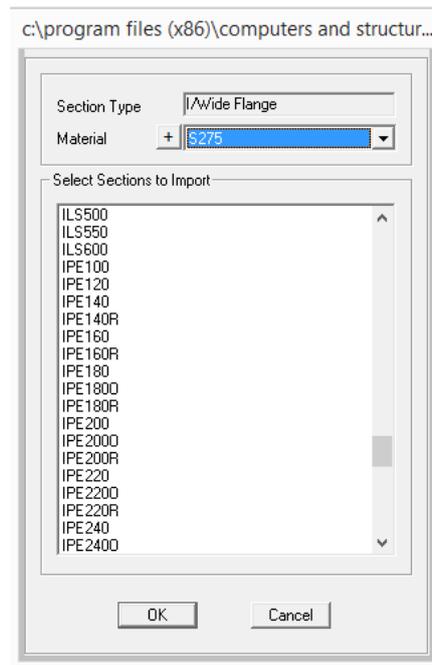
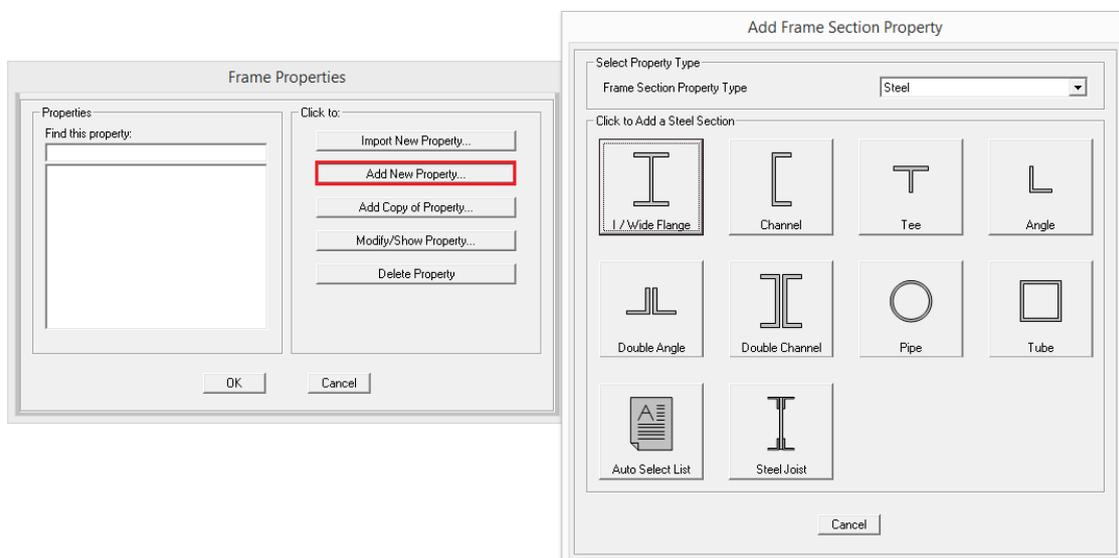


Figura 39. Biblioteca de perfiles de ala ancha (EUROCODIGO)

También podemos definir/modificar un perfil con las dimensiones que deseemos seleccionando el botón encuadrado en rojo.



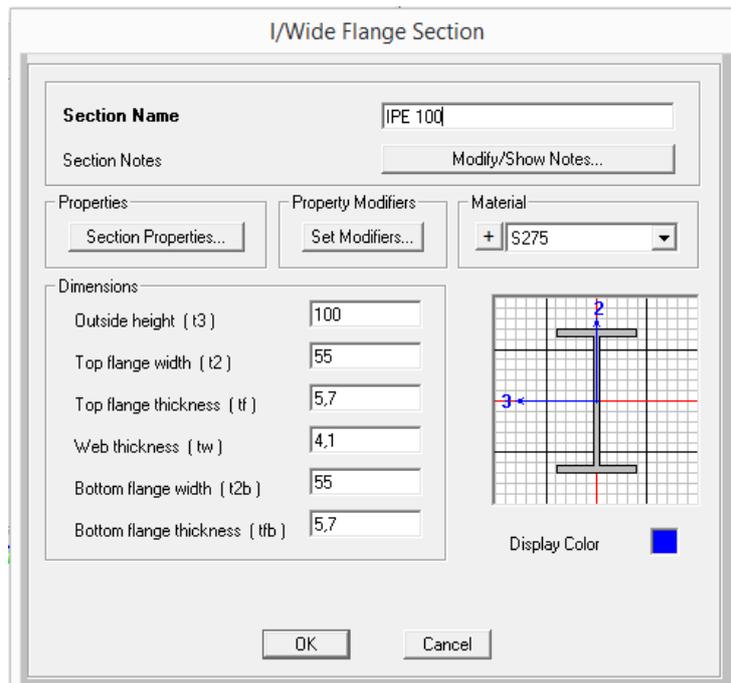


Figura 40. Definir Perfil

NOTA: no olvidar seleccionar el material definido anteriormente

Una vez definidos los perfiles ya podemos asignarlos a las barras (Assign-Frames-Frames sections).

A continuación se muestra un croquis del brazo donde las barras en rojo son las dimensionadas con perfil IPE mientras que el resto de barras lo hacen con un perfil de sección hueca circular.

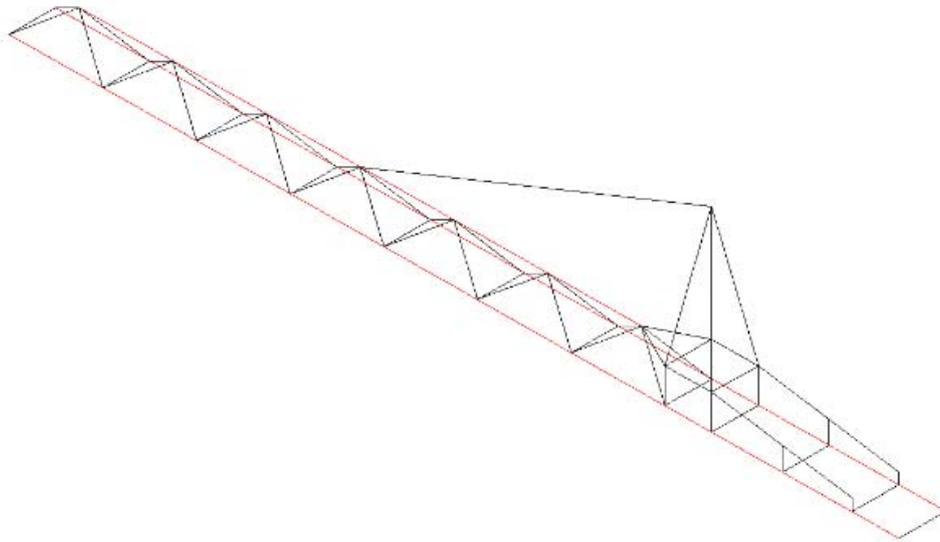


Figura 41. Tipos de perfiles en el brazo

En el programa se muestra así:

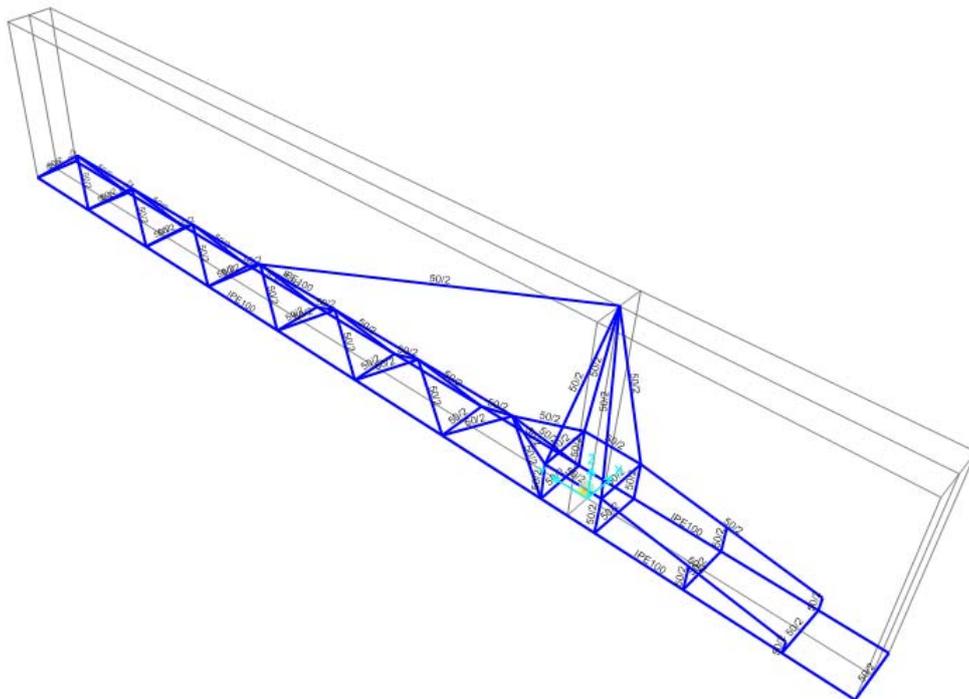


Figura 42. Asignación de los perfiles en SAP 2000

3.10.1.5. Asignar las condiciones de contorno

En esta etapa simplemente asignamos las restricciones de grados de libertad en los apoyos. Aunque realmente no hay apoyos suponemos los cuatro puntos de unión del brazo con la torre como tales (realmente son juntas de unión), donde las reacciones resultantes nos servirán para calcular el rodamiento de giro y el mástil de la grúa.

Cada junta (nudo rígido) tiene un total de seis grados de libertad, o sea, que puede deformarse o desplazarse de seis maneras: traslación X, Y y Z; rotación alrededor de los ejes X, Y y Z. Por tanto habrá que restringir cada gdl. Las restricciones son aplicadas de acuerdo al sistema de coordenadas local, cuyas direcciones son 1,2,3 correspondiente a los ejes X, Y y Z respectivamente.

Las restricciones son asignadas a las juntas desde el menu Assign-Join Restraints:



Figura 43. Restricciones de gdl

El programa utiliza triángulos/rectángulos verdes para indicar el tipo de apoyo siendo los apoyos articulados representados por triángulos y los rígidos por rectángulos.

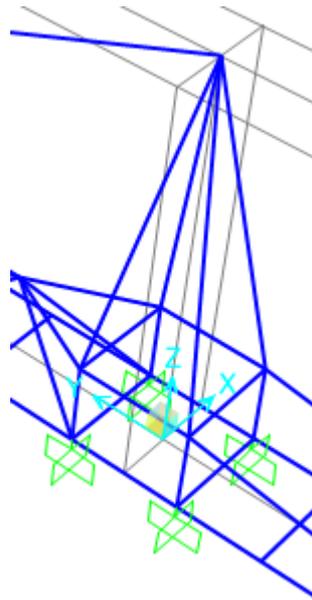


Figura 44. Visualización de apoyos en SAP 2000

3.10.1.6. Asignar las cargas

En esta fase se procede a asignar las cargas aplicadas sobre la estructura. Es muy importante introducir las cargas correctamente y que las unidades se correspondan con las que se establecieron en el inicio del programa.

Las carga pueden ser puntuales (fuerzas y momentos) o distribuidas. En este caso todas las cargas son puntuales exceptuando el peso del carril, que será una distribuida.

Antes de introducirlas tenemos que nombrarlas. Para ello vamos al menú Define-Load Patterns y nos aparece la siguiente ventana:

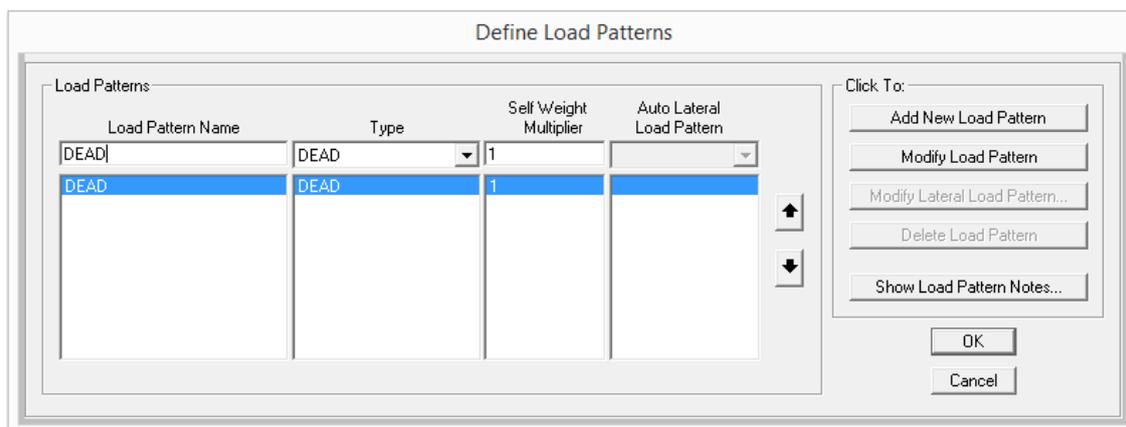


Figura 45. Define Loads

Como se puede comprobar aparece por defecto la carga muerta (peso de los elementos) puesto que el programa lo tiene en cuenta, aunque el proyectista tiene la opción de desactivarlo (se cambia el valor 1 del Self Weight Multiplier por un 0). Por tanto solo será necesario introducir el resto de cargas, que son básicamente los pesos de los motores, el contrapeso, el carril de rodadura, la carga horizontal y la carga de servicio.

Los valores de las cargas son aplicados en los elementos donde corresponden mediante el menú Assign-Joint Loads si la carga es puntual o Assign-Frame Loads si es distribuida. A continuación se presentan los valores de cada una de las cargas así como su ubicación.

Tabla 26. Cargas sobre la pluma

Cargas	Ubicación	tipo de carga	Valor
Peso motor elevación + tambor + rejilla	contrapluma	puntual	4665,15 N
Peso motor de traslación + polea + rejilla	pluma	puntual	1638,7 N
Peso carril de rodadura	pluma	distribuida	0,116 N/mm
Peso contrapeso	contrapluma	puntual	45273,15 N
Carga de servicio	pluma	puntual	26700 N
Carga horizontal	pluma	puntual	1080 N

3.10.1.7. Introducir combinaciones de solicitaciones

Por ultimo en esta fase habrá que meter las combinaciones de carga más desfavorables. Las combinaciones de carga se establecen desde el menú Define-Load combinations. Analizando el CASO I tenemos que los coeficientes son:

Para los elementos estructurales y componentes que forman parte de la grúa (S_G) el coeficiente de mayoración es $M \cdot C_S = 1,5 \cdot 1,2 = 1,8$. Para la carga de servicio (S_L) es $M \cdot C_S \cdot \psi = 2,16$. El de la carga horizontal, S_H tendrá el mismo valor que S_G

NOTA: el CASO I es $[M \cdot (S_G + \psi S_L + S_H)] \cdot C_S$

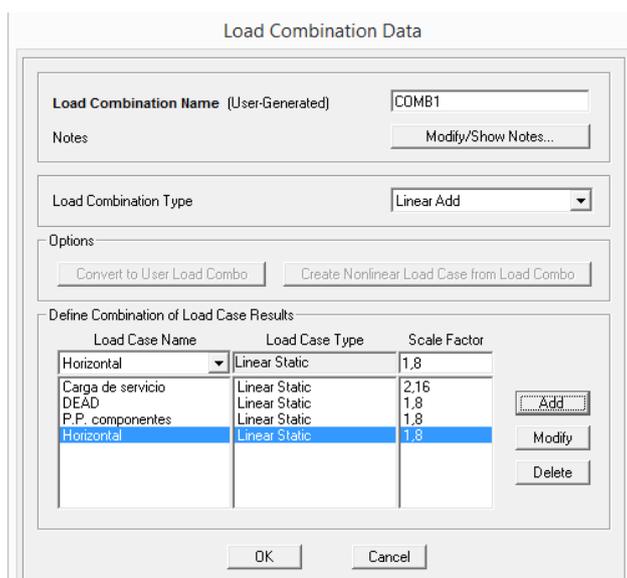


Figura 46. Introducir combinaciones

3.10.1.8. Definir el tipo de análisis y correr el programa.

Antes de correr el programa es imprescindible definir si se trata de una estructura de nudos articulados o nudos rígidos. Para ello simplemente vamos al menú Analyze-Set analysis options y seleccionamos la opción Space Frame, ya que la grúa torre se trata de una estructura de nudos rígidos.

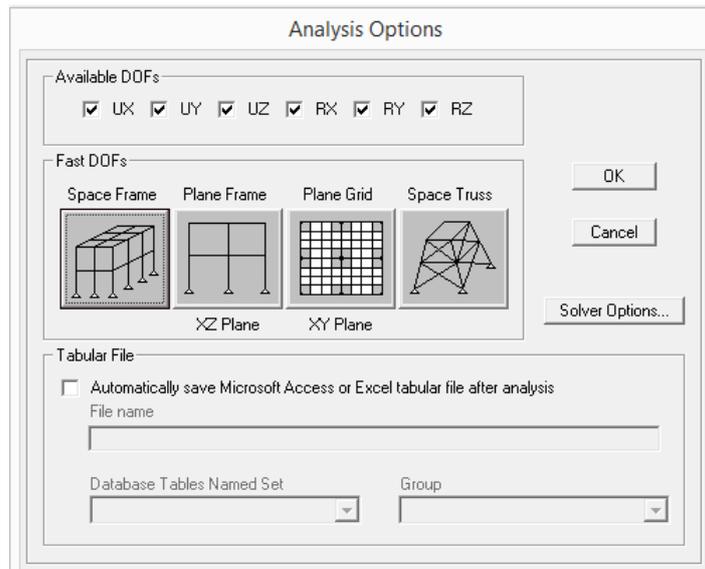


Figura 47. Analysis options

Llegado a este punto, ya podemos correr el programa. Pinchamos en Analyze-Run Analysis y vemos la siguiente ventana:

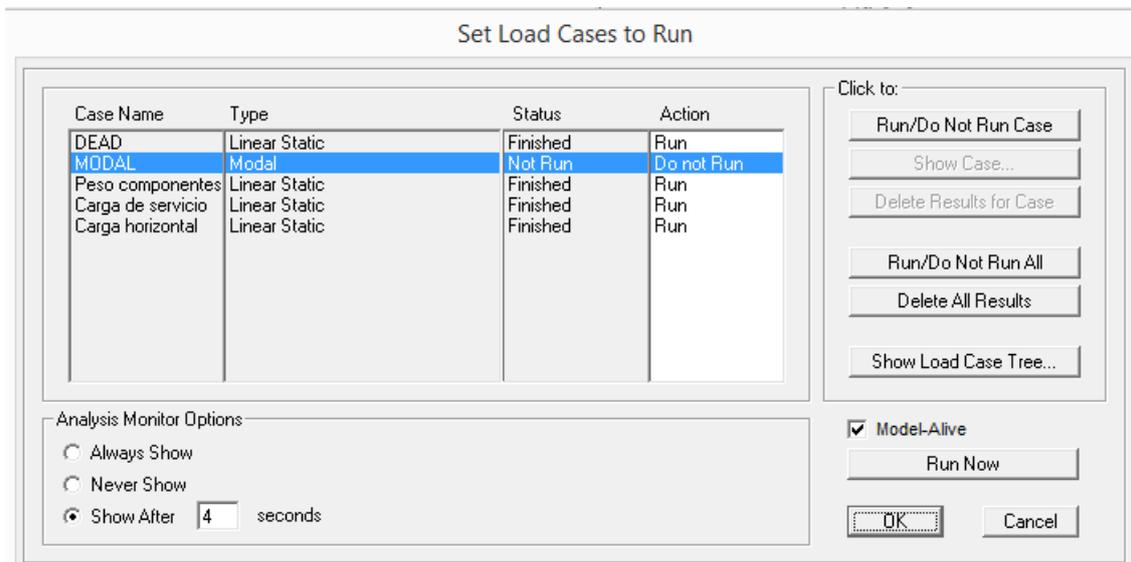


Figura 48. Correr analisis

Como no nos interesa calcular el estado de carga MODAL, que aparece por defecto, le indicamos al programa que no lo ejecute (Do Not Run Case). Finalmente clicamos en el botón Run Now y el programa ejecuta automáticamente el análisis.

3.10.1.9. Análisis de los resultados

Los resultados obtenidos por el programa se pueden visualizar de varias formas, las cuales se comentan a continuación.

- **Figura deformada:** una vez que concluye el análisis, el programa de manera inmediata presenta en pantalla la deformada del modelo. Aunque no lo hace en dimensiones reales podemos hacernos una idea de los efectos de las cargas aplicadas sobre los elementos.
- **Diagrama de esfuerzos:** a través del menú Display-Show Forces/Stresses-Frames aparece una ventana en la que se puede escoger el estado o combinación de carga de la cual se desea visualizar los resultados. Se muestran entonces, sobre los elementos, los diagramas correspondientes a las fuerzas axiales y momentos.
- SAP 2000 también es capaz de indicarnos los elementos que podrían fallar debido a los esfuerzos que soportan. Esto es a través de la opción Design-Steel Frame Design-Star design/Check of Structure, la cual inicia un proceso de verificación de los elementos que conforman la estructura. Al finalizar esta etapa el programa muestra el esfuerzo (en %) que está soportando cada elemento usando una gama de colores.

Es esta última forma la que nos resulta más interesante a la hora de dimensionar la estructura ya que nos ahorramos muchos cálculos y tiempo.

La imagen que mostramos abajo corresponde al mencionado proceso de verificación.

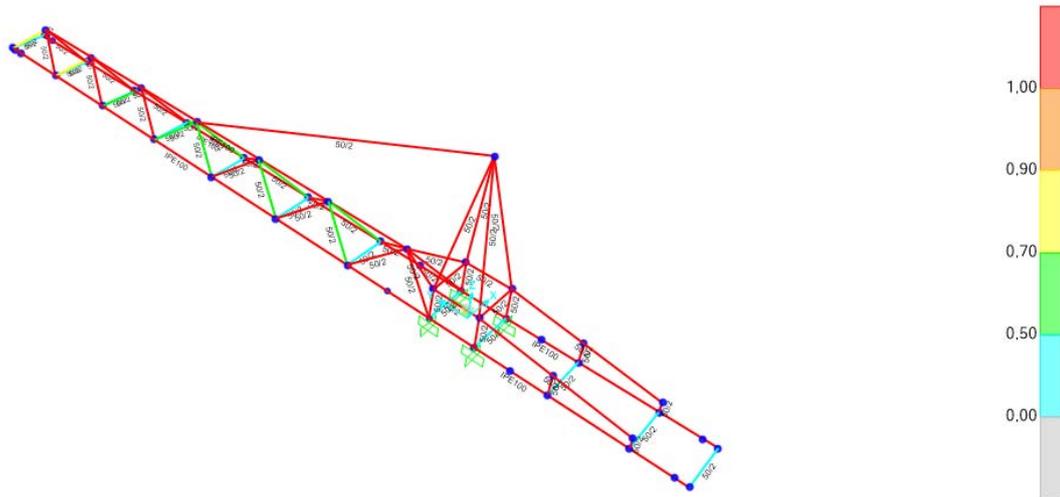


Figura 49. Verificación de los elementos que fallan (1)

Como se puede observar la mayoría de los elementos están en rojo, lo que significa (si nos fijamos en la gama de colores que está a la derecha) que están trabajando por encima del 100%, por lo que corren el riesgo de romperse.

Dado que hemos seleccionado de inicio los perfiles menos robustos, tiene sentido que haya tantos elementos sobreesforzados, puesto que tenemos cargas muy grandes. Por ello tenemos que aumentar dichos perfiles de manera progresiva hasta dar con los perfiles adecuados, evitando por una parte que quede sobredimensionado y por otra sobreesforzado.

NOTA: lo ideal es que los perfiles estén trabajando entre el 70-90 % (color amarillo)

Después de hacer un sinnúmero de variaciones y cambios de perfil se ha obtenido el siguiente resultado.

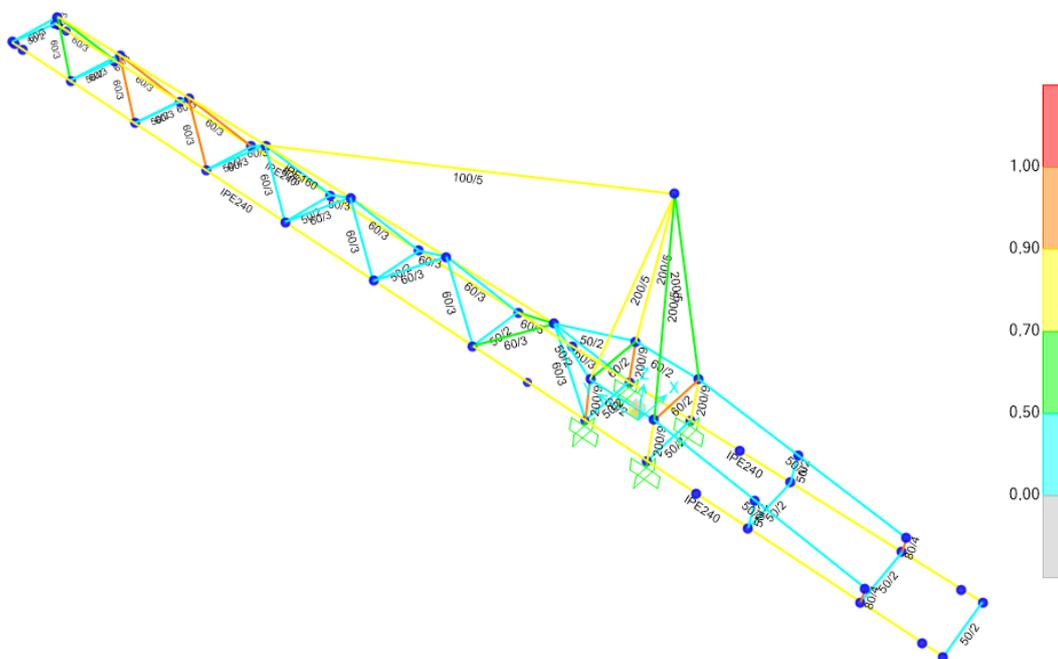


Figura 50. Verificación de los elementos que fallan (2)

Ahora ya no se ven elementos en rojo por lo que la estructura es segura para el CASO I. Sin embargo se pueden observar varios elementos en azul lo que nos indica que están sobredimensionados. Muchos de ellos son elementos de arriostramiento que no soportan apenas carga. Además la mayoría tienen asignado el perfil más pequeño.

Una vez obtenidos los perfiles podemos calcular los coeficientes del viento (Acción del viento) para estudiar el CASO II y el CASO III.

Aunque no se ha comentado antes, SAP 2000 también nos da las reacciones en los apoyos, lo cual es muy útil para calcular tanto el mástil como el rodamiento de giro.

Para visualizar las reacciones simplemente vamos al menú display>Show Forces/Stresses-Joint:

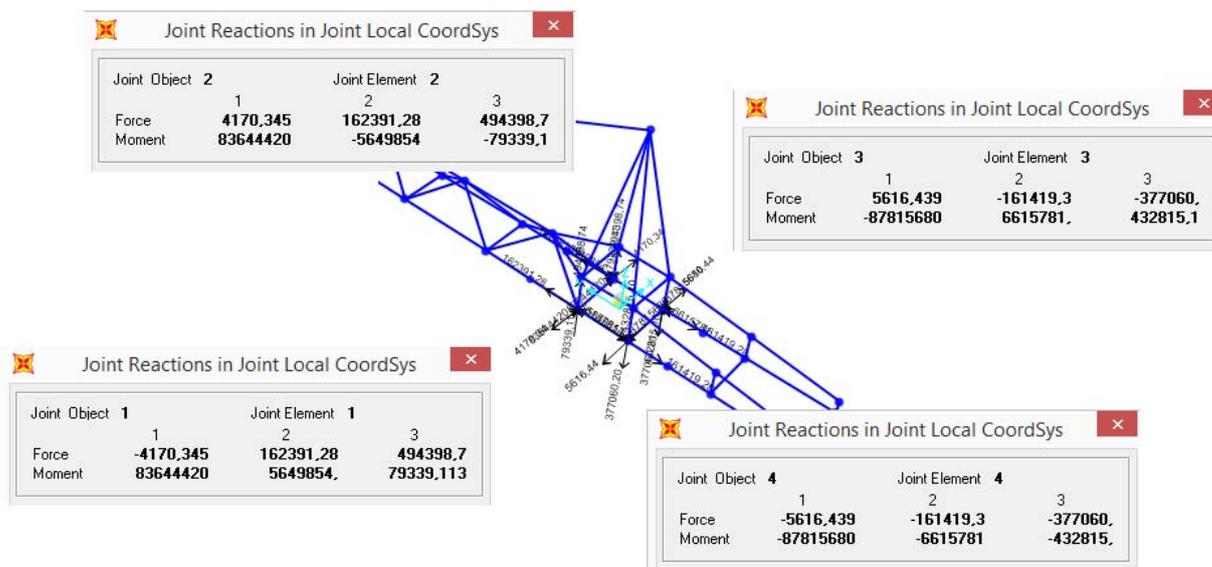


Figura 51. Reacciones en los apoyos en SAP 2000

El resto de casos (CASO II y CASO III. Tanto con viento perpendicular como paralelo a la pluma para ambos casos) se ha estudiado de igual manera.

3.10.2. Caso más crítico

El CASO III con viento perpendicular a la pluma ha resultado ser el caso más crítico por lo que se comentará a continuación como ha sido su estudio.

Para este caso no se tiene en cuenta la carga de servicio pero si la carga de viento y además el coeficiente de seguridad que mayor las cargas es menor con respecto al CASO I.

Sabiendo esto nos centramos directamente en los resultados obtenidos por el programa.

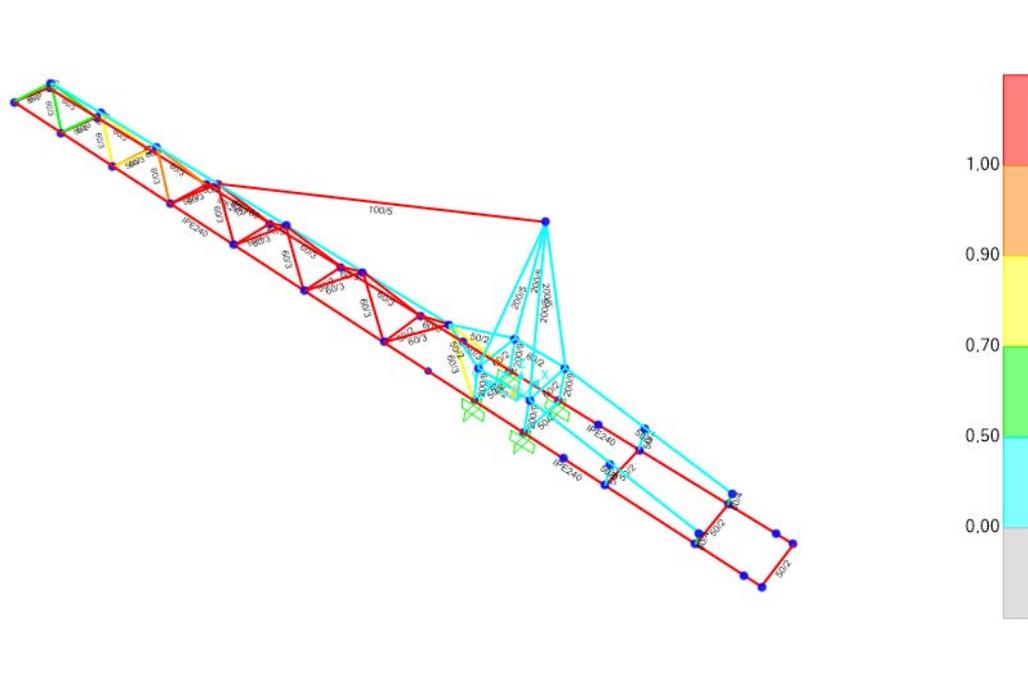


Figura 52. Verificación de los elementos que fallan (3)

Partiendo de los perfiles obtenidos como validos en el CASO I, podemos comprobar que números elementos rompen para las solicitaciones introducidas en el caso III.

También se aprecia que las barras de la torreta apenas trabajan. Sin embargo no se pueden modificar ya que para el CASO I si que lo hacen. Por otro lado debido al viento lateral se observa que las barras de arriostamiento ahora si que están trabajando.

Como hemos hecho para el CASO I, se van probando perfiles más robustos hasta dar con los adecuados, sin que la estructura quede sobreesforzada o sobredimensionada. Por tanto después un sinnúmero de variaciones y cambios de perfil se obtiene el siguiente resultado:

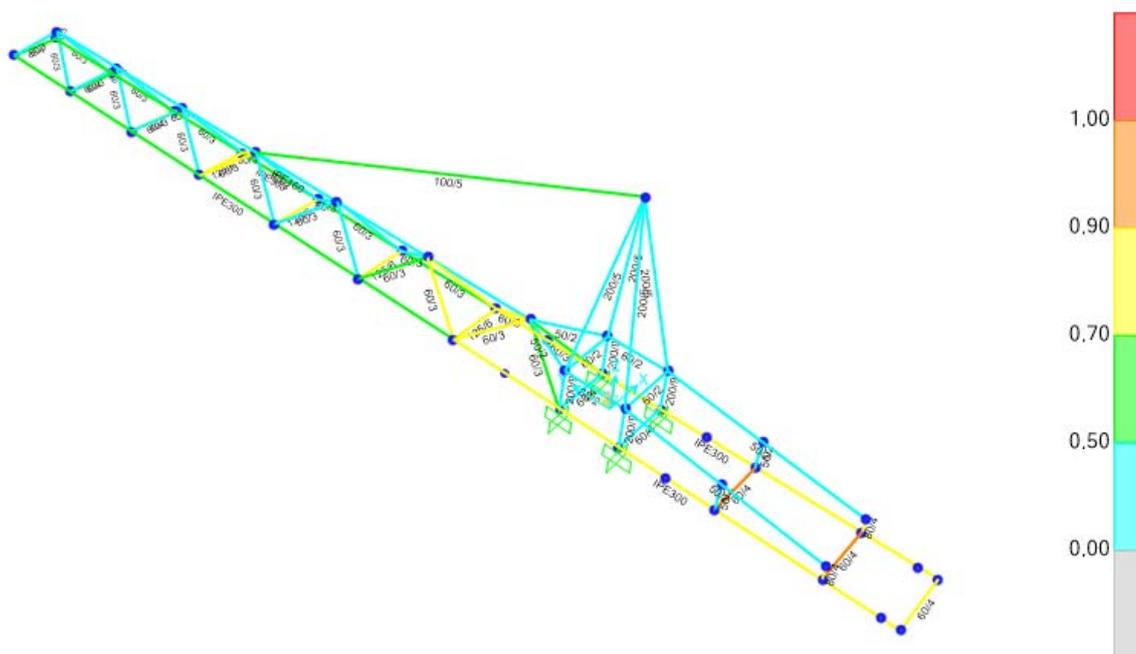
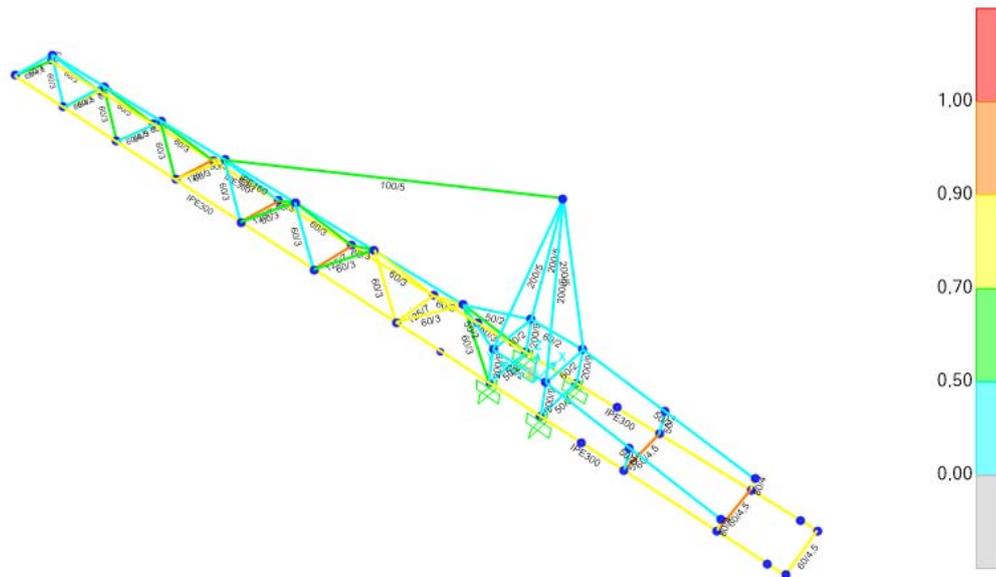


Figura 53. Verificación de los elementos que fallan (4)

Aunque muchas de las diagonales aparecen ahora en azul (cuando antes estaban en rojo) no se han aumentado de perfil. Pero al aumentar otras barras a las que están conectadas las diagonales, el esfuerzo se reparte de forma diferente.

Se recuerda que después de modificar los perfiles de las vigas principales (IPE 240 a IPE 300) la presión del viento sobre ellos es mayor al aumentar la altura del perfil, por lo que se cambia dicha carga y se vuelve a analizar para comprobar que cumple. No es necesario hacer lo mismo con las barras de arriostramiento ya que las cubren del viento las vigas principales.

NOTA: el coeficiente de separación también puede variar alguna decima pero se considera despreciable.



Se puede apreciar que, aunque no ha sido necesario volver a cambiar algún perfil, hay algún elemento que soporta mayor esfuerzo como alguna viga principal (pasa de verde a amarillo)

Las reacciones en los apoyos, necesarias para calcular el mástil y el rodamiento de giro, son las siguientes:

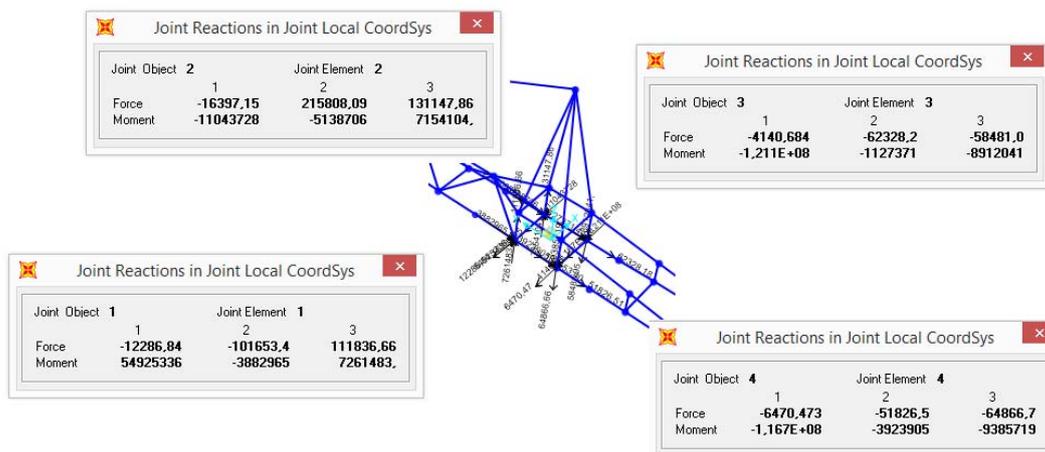


Figura 54. Reacciones en los apoyos (2)

3.10.3. Mástil

La estructura del mástil se calcula de igual manera que el brazo. Por tanto, empezamos calculando el CASO I, de manera que obtenemos unos perfiles iniciales, y posteriormente, el CASO III (viento perpendicular).

En dicho calculo las reacciones obtenidas en los apoyos del brazo se introducen en los puntos correspondientes del mástil.

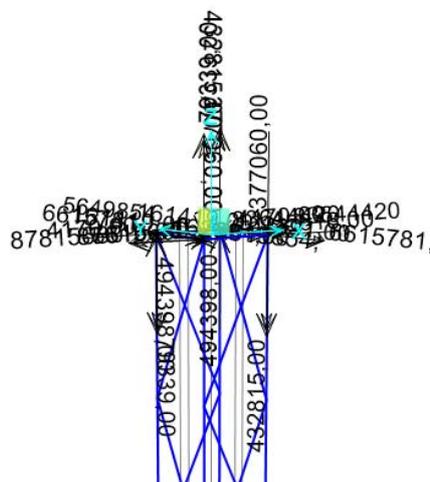


Figura 55. Cargas sobre el mástil

Para el CASO I, únicamente habría que considerar las cargas del peso propio de los elementos y las reacciones mencionadas. Mientras que en el CASO III hay que sumarle la carga de viento.

Es importante remarcar que a la hora de definir la combinación de carga, hay que recordar que las reacciones ya están mayoradas por lo que no hay que añadirles un coeficiente de mayoración.

3.10.3.1. CASO I (Mástil)

Después de importar la geometría y definir el material, se selecciona el tipo de perfil para cada elemento. Se ha creído conveniente utilizar perfiles de sección hueca cuadrada para los pilares del mástil y perfiles de sección hueca circular para las barras de arriostramiento

A continuación se muestra un croquis del mástil donde las barras en rojo son los pilares y el resto son elementos de arriostramiento.



Figura 56. Tipos de perfiles en el mástil

Sabiendo esto pasamos directamente a analizar los resultados obtenidos por el programa.

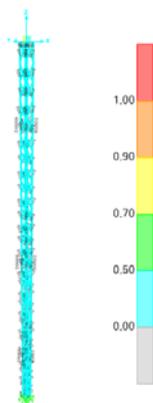


Figura 57. Verificación de los elementos que fallan. Mástil

Tal y como se puede observar (para los perfiles del tipo sección hueca circular y sección hueca cuadrada más pequeños) ningún elemento está sobreesforzado por lo que no es necesario realizar cambio de perfil alguno. Por tanto pasamos a estudiar el CASO III con los mismo perfiles.

3.10.3.1. CASO III: viento perpendicular (Mástil)

El resultado obtenido es el siguiente:

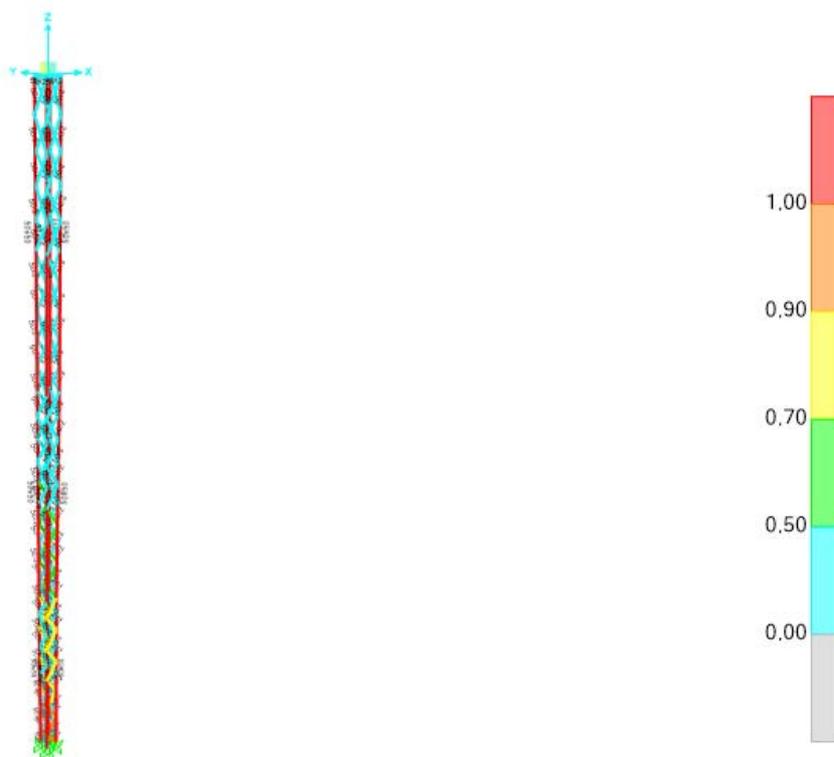


Figura 58. Verificación de los elementos que fallan (2). Mástil

Como se puede ver todos los pilares fallan o están sobreesforzados, por lo que habrá que realizar los cambios de sección pertinentes hasta dar con el elemento que no falle pero que tampoco este sobredimensionado.

Después de llevar a cabo dichos cambios el resultado obtenido es el que se puede ver a continuación:

NOTA: los 20 primeros metros de los pilares son un de un perfil mayor a los 20 siguientes metros. Y a su vez estos son de un perfil mayor a los 20 últimos metros de los pilares. Esto es porque a medida que nos acercamos al suelo se soporta más esfuerzo.

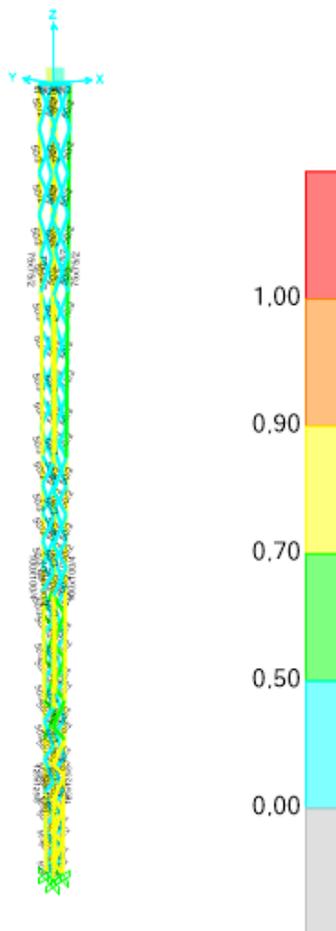


Figura 59. Verificación de los elementos que fallan (3). Mástil

Ahora con los nuevos perfiles todos los elementos son validos, sin embargo, habrá que volver a introducir las cargas de viento debido a que las nuevas barras tienen un área de exposición al viento mayor.

NOTA: el coeficiente por efecto pantalla también cambia, fruto de la modificación de los perfiles.

Una vez reintroducido las cargas de viento el resultado obtenido es el siguiente:

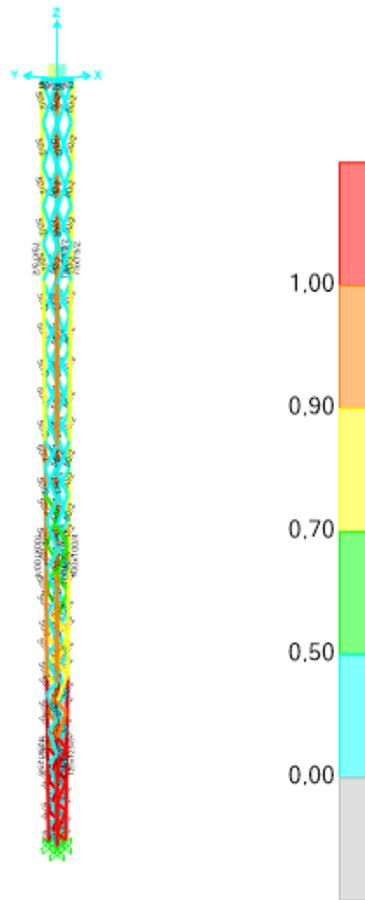


Figura 60. Verificación de los elementos que fallan (4). Mástil

Al modificar la carga de viento algunos de los perfiles fallan. Sobre todo las barras de arriostramiento (paralelas al viento) y los pilares más cercanos al suelo. Como lo hacen por muy poco ha sido suficiente con aumentarles el espesor 1 milímetro. De esta forma ya no será necesario volver a introducir las cargas de viento, puesto que el área expuesta al viento no cambia ni tampoco el coeficiente por efecto pantalla.

Por tanto el resultado final es el siguiente:

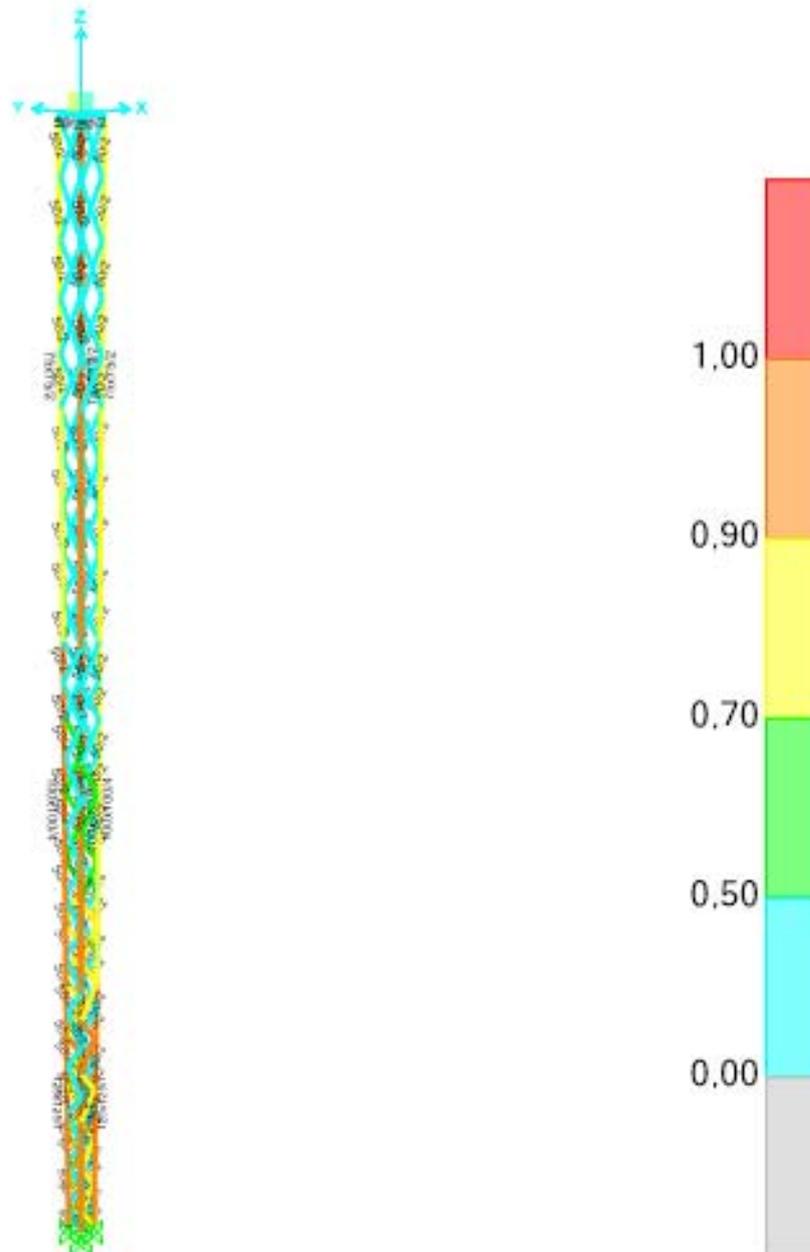


Figura 61. Verificación de los elementos que fallan. Mástil

3.11. SISTEMA DE GIRO

El giro del conjunto pluma-contrapluma se consigue gracias a un sistema conformado por los siguientes elementos: corona y piñón de giro, rodamiento de giro y un motorreductor.

La corona de giro es una rueda dentada. El dentado puede ser exterior o interior, pero en nuestro caso hemos optado por un dentado interior, ya que de esta forma el motor y los engranajes quedan en el interior de la torre de forma que están más protegidos del ambiente exterior.



Figura 62. Corona de giro

El aro interior está fijo a la parte móvil de la grúa y el exterior lo estará a la parte fija de la misma, es decir, estarán unidos al conjunto pluma-contrapluma y al mástil respectivamente.

Los rodamientos, también denominados cojinetes de rodadura, sirven de soporte a ejes o elementos giratorios (en este caso), en los que la carga se transmite a través de elementos rodantes (bolas o rodillos)



Figura 63. Rodamiento de giro

De entre todos los fabricantes de rodamientos hemos escogido la marca ROTHE ERDE, la cual aparte de diseñar y fabricar grandes rodamientos capaces de soportar la transmisión simultánea de esfuerzos axiales, radiales y de los pares de vuelco resultantes, también los fabrica junto con la corona. De esta manera conseguimos ahorrarnos tiempo y dinero.

Por último tendremos un motorreductor el cual tendrá acoplado un piñón de giro que transmitirá el movimiento a la corona de giro.

3.11.1. Diseño constructivo del rodamiento

En el catálogo de *Rothe Erde* existen varios diseños constructivos de rodamientos de gran diámetro los cuales están prediseñados para diferentes campos de aplicación.

Entre todos ellos se encuentran las series KD 320, KD 600, RD 800 y RD 900, que son adecuadas para técnicas de elevación. Finalmente, se ha optado por seleccionar un rodamiento de la serie KD 320 (Uniones giratorias de bolas axiales dobles).



Figura 64. Rodamiento serie KD 320

3.11.2. Cargas sobre el rodamiento

Las cargas que actúan sobre el rodamiento son la fuerza axial, la fuerza radial y el par resultante. Estos valores corresponden a las reacciones en los apoyos que nos ha dado el programa SAP 2000 cuando hemos estudiado el brazo de la torre.

La fuerza axial es la fuerza resultante en la dirección del eje z, $\sum F_z$; la fuerza radial es la resultante de $\sqrt{(\sum F_x)^2 + (\sum F_y)^2}$; y el par de vuelco es el mayor de los momentos $\sum M_x$ o $\sum M_y$.

Se va a comparar a continuación los valores obtenidos en el CASO I y el CASO III por ser los más desfavorables.

Tabla 27. Reacciones en los apoyos. CASO I

Punto	Dirección de la fuerza			Dirección del momento		
	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
1	-4170,345	162391,28	494398,37	83644420	5649854	793339,113
2	4170,345	162391,28	494398,37	83644420	-5649854	-79339,1
3	5616,439	-161419,3	-377060	-87815680	6615781	432815,1
4	-5616,439	-161419,3	-377060	-87815680	-6615781	-432815
\sum	0	1943,96	234676,74	-8342520	0	714000,113

Tabla 28. Reacciones en los apoyos. CASO III: viento perpendicular a la pluma

Punto	Dirección de la fuerza			Dirección del momento		
	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
1	-12286,84	-101653,4	111836,66	54925336	-382965	7261483
2	-16397,15	215808,09	131147,06	-11043728	-5138706	7154104
3	-4140,684	-62328,2	-58481	-121100000	-1127371	-8912041
4	-6470,473	-51826,5	-64866,7	-116700000	-3923905	-9385719
\sum	-39295,147	-0,01	119636,02	-193918392	-10572947	-3882173

Observando las tablas vemos que la fuerza axial máxima corresponde al valor obtenido en el CASO I, mientras que la fuerza radial y par de vuelco máximo son mayores para el CASO III.

Por tanto las cargas sobre el rodamiento son:

- $F_a = 234676,74 \text{ N}$
- $F_r = 39295,147 \text{ N}$
- $M_k = 193918392 \text{ Nmm}$

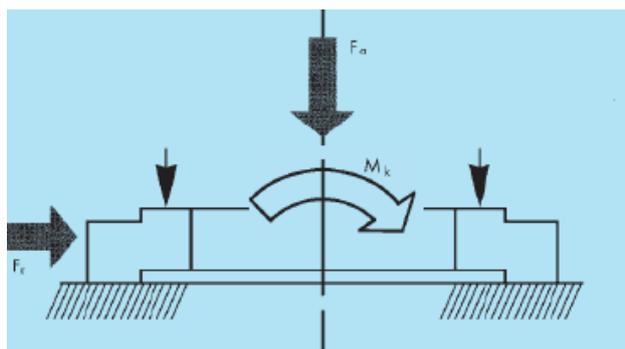


Figura 65. Cargas sobre rodamiento

Para la selección del rodamiento adecuado Rothe Erde proporciona las curvas de carga límite y de vida útil de cada rodamiento, por tanto, se ha de elegir con el que cumpla con las condiciones de carga de la grúa y con las especificaciones impuestas por el tamaño, en este caso, del mástil.

3.11.2.1. Factores de carga para a selección del rodamiento

Las cargas recientemente calculadas se han de multiplicar por los factores de carga antes de proceder a la selección del rodamiento. Dichos factores se indican en la tabla 29 para los diferentes casos de aplicación.

- **Capacidad de carga estática.**

Las cargas obtenidas se multiplican por un factor f_{stat} correspondiente al caso de aplicación en cuestión. El producto F_a' o M_k' debe quedar situado por debajo de la curva de carga límite estática del rodamiento seleccionado.

En este caso en concreto, y considerando la aplicación de grúa giratoria (gancho), $f_{stat} = 1,25$

• **Vida útil.**

La carga de servicio multiplicada por el factor f_L se pasa correspondientemente a la curva de vida útil del rodamiento. Para una aplicación de grúa giratoria con gancho, el factor de servicio es $f_L = 1,15$ correspondiente a una vida útil, giros a plena carga, de 45.000.

Tabla 29. Factores de carga para la selección del rodamiento

Casos de aplicación	f_{ca}	f_L	Vida útil, giros a plena carga	
Grúa flotante (gancho)	1,10	1,0	30.000	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_{ca} , 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.
Grúa sobre vehículo (gancho)				
Grúa de a bordo (cuchara)				
Mesa giratoria de soldadura				
Plato giratorio (servicio continuo)				
Grúa torre giro superior giro en base	1,25	$M_{se} \leq 0,5 M_k$	1,0	30.000
		$0,5 M_k \leq M_{se} \leq 0,8 M_k$	1,15	45.000
		$M_{se} > 0,8 M_k$	1,25	60.000
			1,0	30.000
Grúa giratoria (gancho)				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_{se} = par de vuelco antagónico sin carga. M_k = par de vuelco con carga y máxima longitud de brazo. **) Para aquellos casos de aplicación que requieren un dimensionado con $f_{ca} = 1,45$ 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.
Grúa de astillero				
Transportador giratorio (gancho)	1,15		45.000	
Cargador/descargador de buques				
Grúa de acera		1,5	100.000	
Grúa sobre vehículo (servicio de cuchara y en general aplicaciones con gran frecuencia de movimiento de cargas)		1,45**	150.000	
Grúa giratoria (cuchara/mín)				
Transportador giratorio (cuchara/mín)				
Puente grúa (cuchara/mín)				
Grúa flotante (cuchara/mín)				
Mecanismo principal de giro de rotapalas		2,15	300.000	
Retro-cargadores				
Apladores				
Cintas transportadoras en voladizo				
Grúa off-shore	Dimensionado según norma especial			
Grúa de ferrocarril	1,10	Para estos casos de aplicación observar la nota adjunta.		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 rotapalas.
Grúa de a bordo (gancho)	1,00			
Apladores				
Cintas transportadoras en voladizo				
Cintas transportadoras móviles	1,10			
Excavadora de cable/cucharas de amastre	1,25			
Pala oscilante				
Excavadora hidráulica: con rodamiento tipo KD 320	1,25			
Con otros tipos de rodamientos				
Excavadora hidráulica hasta 1,5 m ³	1,45			
Con más de 1,5 m ³	Dimensionado según norma especial			
Carros para cucharas de colada	1,75			

3.11.3. Selección del rodamiento

Una vez llegado a este punto, que ya conocemos todos los requisitos que va a requerir el rodamiento, procedemos a seleccionar el rodamiento comprobando que se cumplen dichos requisitos.

El rodamiento que hemos seleccionado finalmente corresponde, como ya se ha dicho antes, a la serie KD 320, cuyas dimensiones y características principales son las siguientes:

Tabla 30. Dimensiones y características principales del rodamiento

Dimensiones y características principales del rodamiento		
Peso		154 kg
Diámetro exterior	D_a	1161 mm
Diámetro interior	D_i	960 mm
Altura total	H	90 mm
Diámetro círculo taladros exterior	L_a	1134 mm
Diámetro círculo taladros interior	L_i	1040 mm
Cantidad taladros por círculo	n	36
Diámetro del taladro	B	17,5 mm
Medida del tornillo	M	16 mm
Cantidad de engrasadores	n_1	2
Diámetro	O	1044 mm
Diámetro	U	1069 mm
Altura del aro	H_1	66 mm
Altura del aro	H_2	78 mm
Separación abajo aros exterior/interior	H_u	12 mm
Separación arriba aros exterior/interior	H_o	24 mm
Diámetro primitivo	d	980 mm
Módulo	m	10 mm
Cantidad de dientes	z	98
Altura diente	b	55 mm
Profundidad de roscado	T	35 mm
Diámetro rebaje diente abajo	Z_u	1010 mm
Rebaje diente	H_u	11 mm
Fuerza tangencial admisible normal		31,1 kN
Fuerza tangencial máxima		62,2 kN
Curva		28

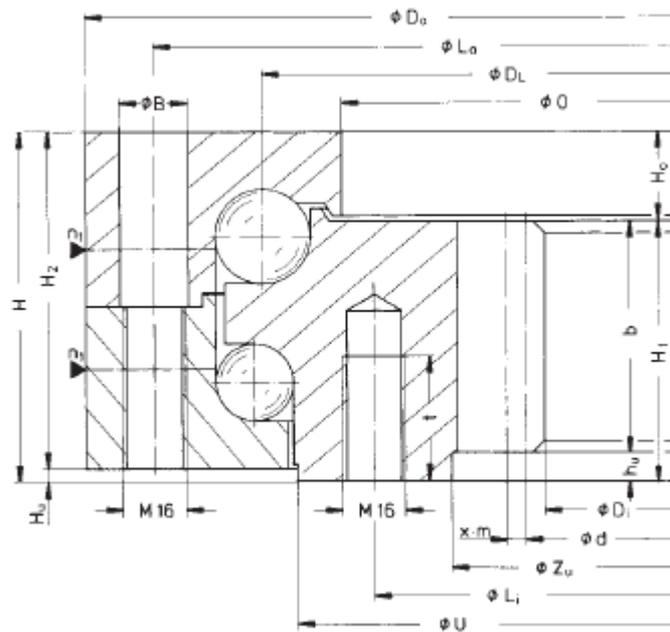


Figura 66. Sección característica de la serie KD 320

3.11.3.1. Verificación de la validez de la elección

A continuación se muestran las graficas correspondientes a las curvas de carga límite estática y vida útil para demostrar la validez del rodamiento.

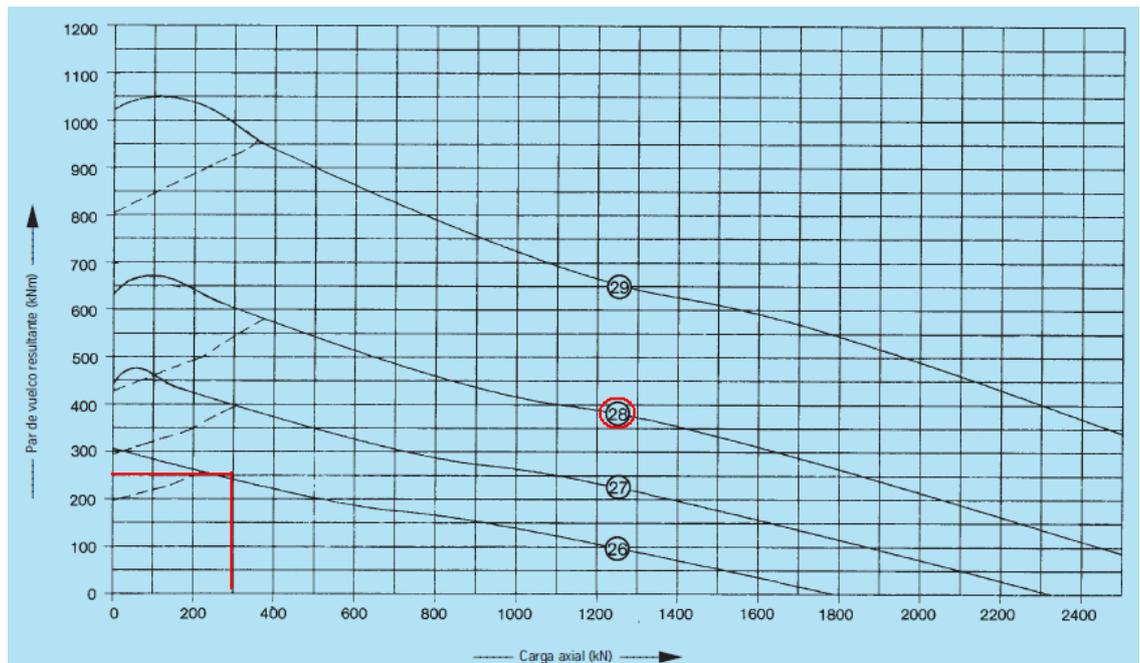


Figura 67. Curva de carga límite estática

En la grafica, las abscisas son la carga axial F_a' y las ordenadas el par de vuelco M_k' , cuyo valor se calcula como hemos mencionado en el apartado 3.11.2.1.

$$F_a' = f_{stat} \cdot F_a \approx 300000 \text{ N}$$

$$M_k' \approx 240000 \text{ Nm}$$

NOTA: aunque se podría seleccionar el rodamiento correspondiente a la curva 27, no lo hacemos porque no cumple las dimensiones que requiere el mástil.

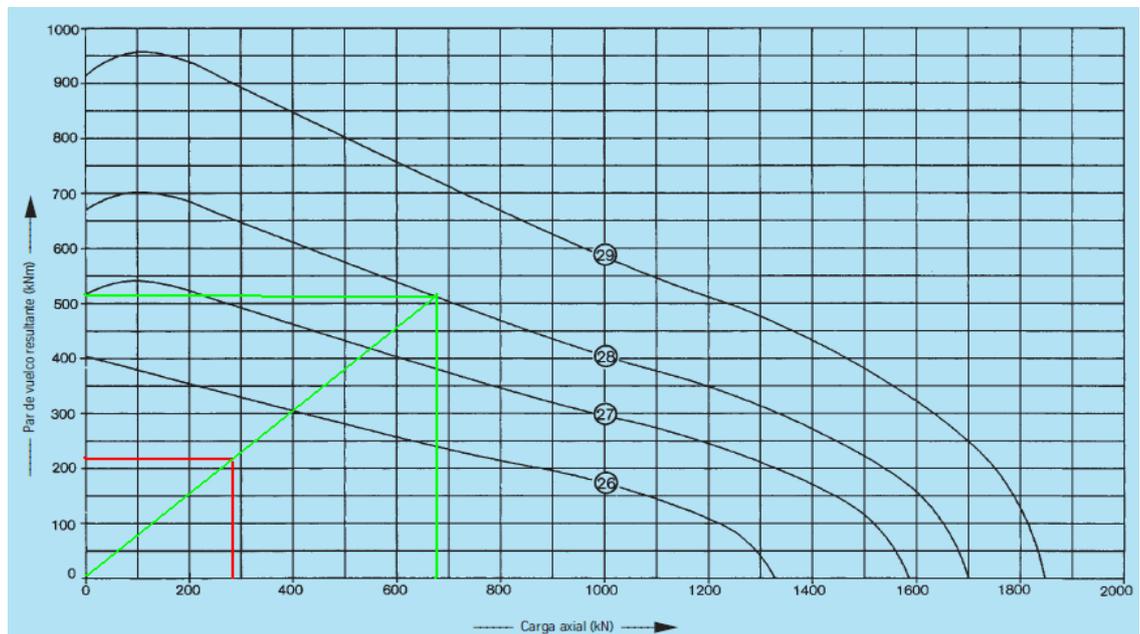


Figura 68. Curva de vida útil

NOTA: las curvas se basan en una vida útil de 30000 giros a plena carga.

Los valores de la carga axial (F_a'') y el par de vuelco (M_k'') son:

$$F_a'' = f_L \cdot F_a \approx 270000 \text{ N}$$

$$M_k'' \approx 225000 \text{ Nm}$$

Se puede comprobar que la curva 28, correspondiente al rodamiento seleccionado, queda por encima del valor hallado en las dos graficas, por tanto, es válida.

3.11.4. Cálculo de la vida útil del rodamiento

Las curvas de la grafica de la figura 68 corresponden a una vida útil de 30000 giros, pero dado que la coordenada obtenida no es un punto de la curva del rodamiento seleccionado, este tendrá una vida distinta.

La vida útil del rodamiento se puede hallar en la misma gráfica. Si se prolonga la línea que une el origen de coordenadas y el punto que indica el caso concreto de carga hasta la curva de rodamiento elegido, se obtienen las cargas máximas para las que esta diseñado.

Con los valores de las coordenadas del nuevo punto sobre la curva se determina el nuevo coeficiente de de vida útil:

$$f_L = \frac{F_{ao}}{F_a} = \frac{M_{ko}}{M_k} = \frac{675}{270} = 2,5$$

La vida útil del rodamiento se calcula con la siguiente expresión:

$$G = (f_L)^p \cdot 30000$$
$$G = (2,5)^3 \cdot 30000 = 468750 \text{ giros}$$

NOTA: p es un coeficiente cuyo valor es igual a 3 para los rodamientos de bolas y 10/3 para los cilíndricos.

3.11.5. Tornillos de fijación

La unión de los tornillos tiene una influencia considerable sobre la vida útil del rodamiento de grandes dimensiones. Es por ello que se hace necesario que los tornillos de fijación se encuentren suficientemente dimensionados y cuidadosamente pretensados.

Para verificar si el número de tornillos y la calidad propuestos por el fabricante para el rodamiento seleccionado son los apropiados, se emplean los valores elegidos como cargas máximas y se sitúa en el gráfico. Si se encuentra por debajo de la curva límite discontinua del rodamiento elegido, resulta válido

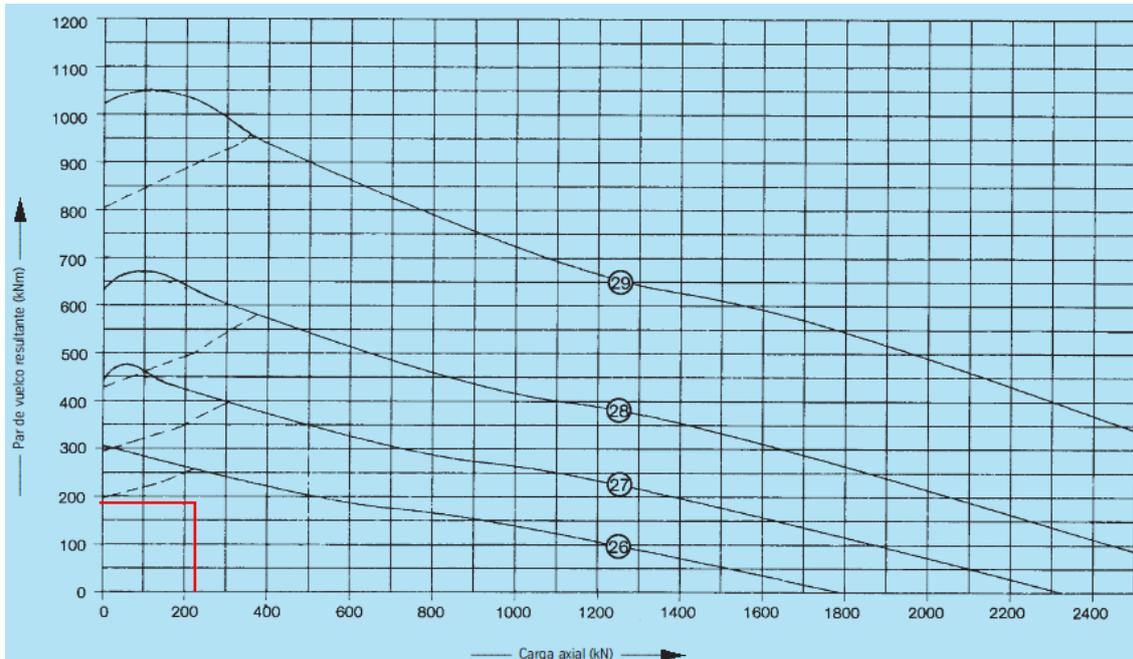


Figura 69. Curva de carga límite estática 2

Según el fabricante *Rothe Erde*, los tornillos deben de cumplir una serie de requisitos:

- 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.

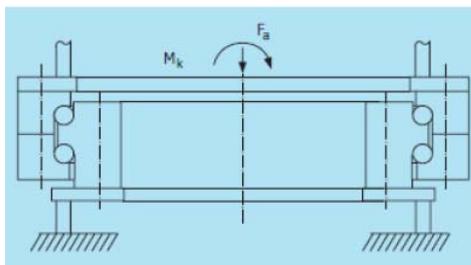


Figura 70. Carga axial "asentada"

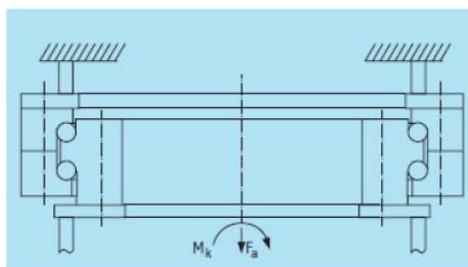


Figura 71. carga axial "suspendida"

- Los tornillos están distribuidos de forma equidistante sobre los círculos de taladro.
- Tanto el rodamiento de grandes dimensiones como también las estructuras de apoyo son de acero.
- El apoyo debe realizarse sobre superficies rectificadas, nunca revestidas con resina fundida solidificada.
- La longitud de apriete de los tornillos l_k es como mínimo cinco veces el diámetro del tornillo en aquellos rodamientos que disponen de una sección maciza en los aros y de al menos tres veces el diámetro en los aros perfilados.
- En la parte de los tornillos sometida a carga debe haber al menos seis hilos de roscas libres

Respecto al momento de apriete, este depende de muchos factores, particularmente del coeficiente de fricción en la rosca, así como en el apoyo de cabeza y tuerca.

Según las tablas de momentos de apriete de tornillos de rosca métrica aportadas por *Rothe Erde*, el par de apriete con llave dinamométrica de los tornillos de M16 y calidad 10.9, para un coeficiente de fricción medio de $\mu_G = \mu_K = 0,14$, es de 279 N·m..

Clase de sujeción según DIN/ISO 898			8.8	10.9	12.9						
Limite de elasticidad $R_{p0,2}$ N/mm ²			640 para \leq M 16 660 para $>$ M 16	940	1100						
rosca métrica ISO DIN 13	área tensionada	área del núcleo	fuerza de tensado	con atomillador dinamo métrico hidráulico o eléctrico M_A	con llave dinamo métrica M_A' - ^a	fuerza de tensado	con atomillador dinamo métrico hidráulico o eléctrico M_A	con llave dinamo métrica M_A' - ^a	fuerza de tensado	con atomillador dinamo métrico hidráulico o eléctrico M_A	con llave dinamo métrica M_A' - ^a
	A_5 mm ²	A_3 mm ²	F_W N	M_A Nm	M_A' Nm	F_W N	M_A Nm	M_A' Nm	F_W N	M_A Nm	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 medición del alargamiento del tornillo		480000	a determinar mediante la medición del alargamiento del tornillo		560000	a determinar mediante la medición del alargamiento del tornillo	
M 36	817	759	395000			560000			660000		
M 39	976	913	475000			670000			790000		
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		

Figura 72. Fuerzas de tensado y momentos de apriete para tornillos con rosca normal métrica DIN 13, para $\mu_G = \mu_K = 0,14$.

3.11.6. Piezas unidas al rodamiento

Para la unión del brazo con el rodamiento se ha requerido diseñar y calcular una pieza sobre la que se apoyen las vigas principales del brazo y transmita las cargas al rodamiento. El diseño y cálculo de la pieza se realiza en el siguiente apartado.

Por otro lado, la parte fija del gran rodamiento se fija a una viga circular, también fabricada específicamente para la grúa, que se inserta en los pilares del mástil.

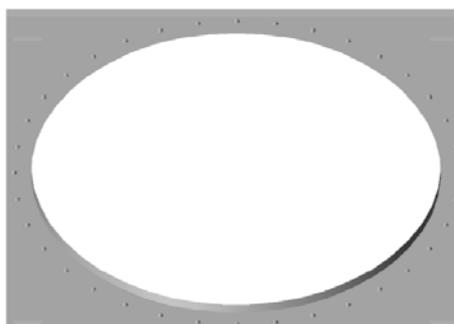


Figura 73. Viga circular

NOTA: se pueden ver representadas en el apartado de planos tanto la viga circular como la pieza de unión brazo-mástil.

3.12. DISEÑO Y ANÁLISIS DE LA PIEZA DE UNIÓN BRAZO-MÁSTIL

En la unión del mástil con el brazo, surge la necesidad de diseñar una pieza que sea capaz de soportar las cargas del brazo y transmitir las al mástil.

La forma y dimensiones que tomará dicha pieza tiene que ser la adecuada para poder atornillarse al rodamiento de giro, por la parte de abajo, y que permita que las vigas principales del brazo se puedan apoyar sobre la parte de arriba.

Para que esto sea posible se ha diseñado una pieza circular de revolución que tiene mayor diámetro por arriba que por abajo, dado que las vigas del brazo tiene una anchura mayor que el mástil.

La solución que finalmente se ha adoptado se puede observar en el apartado de planos. Esta solución también cumple con las condiciones de carga. Para estudiar su comportamiento se ha recurrido a un programa de elementos finitos, el SIMULATION MECHANICAL.

NOTA: No es válido para el estudio de sólidos el programa SAP 2000. Ya que este solo permite estudiar el comportamiento de elementos metálicos predeterminados (perfiles IPE, HEB, ...)

3.12.1. Simulation Mechanical

SIMULATION MECHANICAL es un software de elementos finitos de AUTODESK, que permite predecir cómo se comportará un determinado producto en un entorno real.

Se trata de un programa fácil de utilizar, que para aquellos usuarios que hayan trabajado con otro software de este tipo (como ANSYS) resulta sencillo de manejar, debido a su intuitiva interfaz.

Además también debe mencionarse su rapidez y precisión a la hora de obtener los resultados, lo que nos ayuda a prever el rendimiento de la pieza y optimizar su diseño.

3.12.2. Procedimiento de resolución en SIMULATION MECHANICAL

El procedimiento de resolución es muy similar a la mayoría de programas de elementos finitos. Este procedimiento consta de las siguientes etapas:

10. Definir el tipo de análisis
11. Importar la geometría de AUTOCAD y definir las unidades de trabajo
12. Determinar las condiciones de mallado y generarlo
13. Seleccionar el material
14. Definir las condiciones de contorno
15. Asignar las cargas de trabajo
16. Correr el programa y analizar los resultados

3.12.2.1. Definir el tipo de análisis

Lo primero que debemos de hacer es definir el tipo de análisis. Según empezamos un nuevo modelo nos aparece una ventana como la de abajo, donde encuadrado en rojo se puede ver el tipo de análisis que hemos seleccionado.

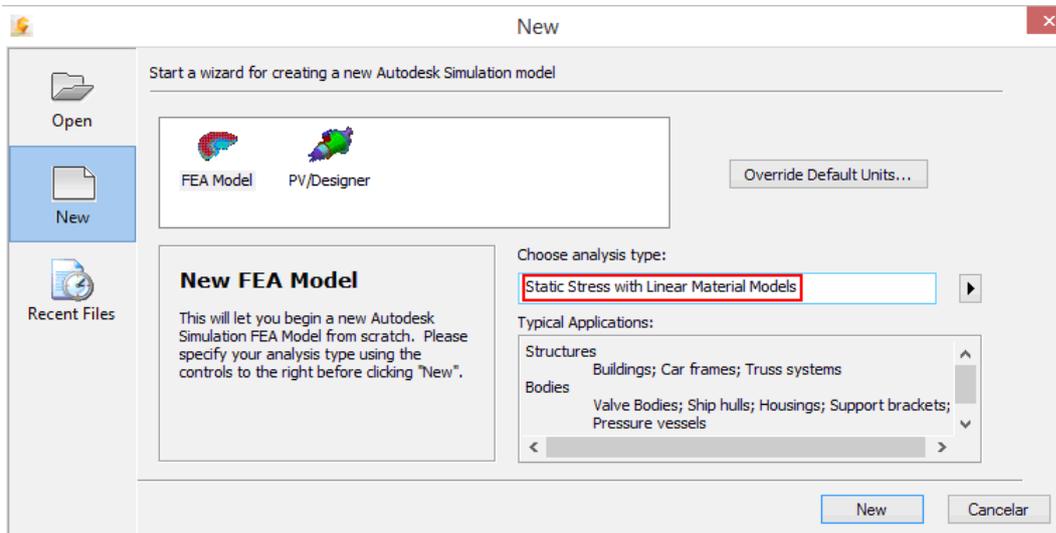


Figura 74. Definir el tipo de análisis en SIMULATION MECHANICAL

Static Stress with Linear Material Models, permite el estudio de la tensión y el desplazamiento de la pieza que resultan de las cargas estáticas. Este tipo de análisis a menudo es suficiente para las situaciones en las que se conocen las cargas y se considera que actúan de manera constante.

3.12.2.2. Importar la geometría de AUTOCAD y definir las unidades de trabajo

La geometría de la pieza, al igual que en SAP 2000, puede realizarse con el propio software o bien importarla de AUTOCAD. Siendo esta última la opción más recurrida.

Para importar la pieza no es necesario guardar el archivo de CAD con otra extensión, como hacíamos en SAP 2000. S.M. al ser un programa de AUTODESK, es capaz de leer archivos dwg. Por tanto la pieza se importará directamente.

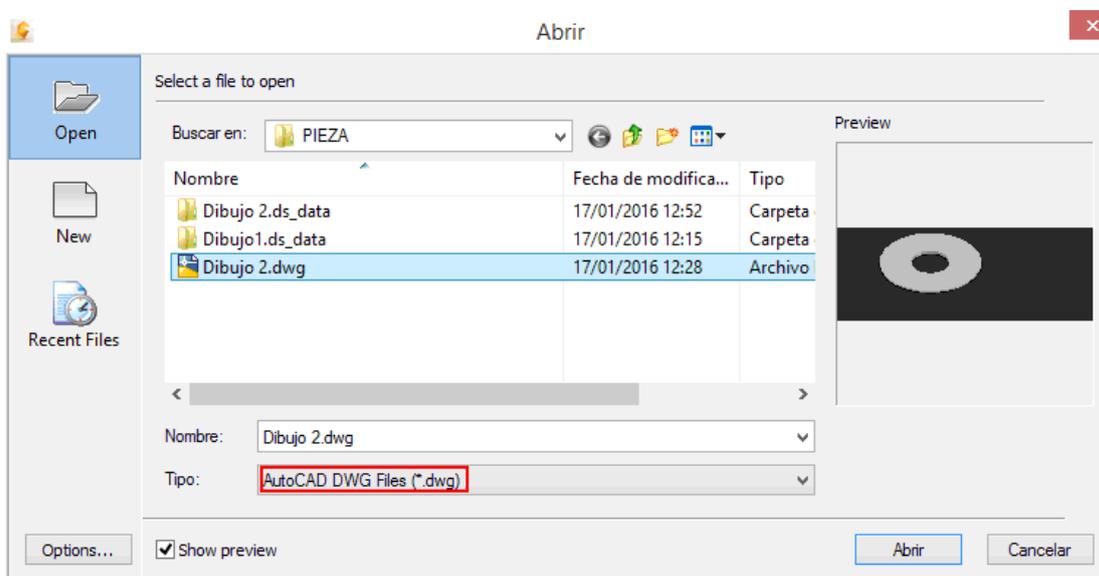


Figura 75. Importación de la pieza

Tal y como se puede observar en la ventana de arriba, es suficiente con seleccionar el tipo de archivo que deseamos abrir. Por tanto, se selecciona *.dwg (encuadrado en rojo) y nos aparecen inmediatamente todos los archivos CAD que tengamos.

Unos segundos después de abrir el archivo correspondiente a la pieza de estudio (tiempo que tarda en reconocer y adaptar la geometría de la pieza), sale automáticamente una ventana, donde podemos definir las unidades de trabajo.

Como no puede ser de otra forma seguiremos trabajando con las mismas unidades que anteriormente en SAP 2000 y en el resto del proyecto. No será la unidad de fuerza y mm para longitud.

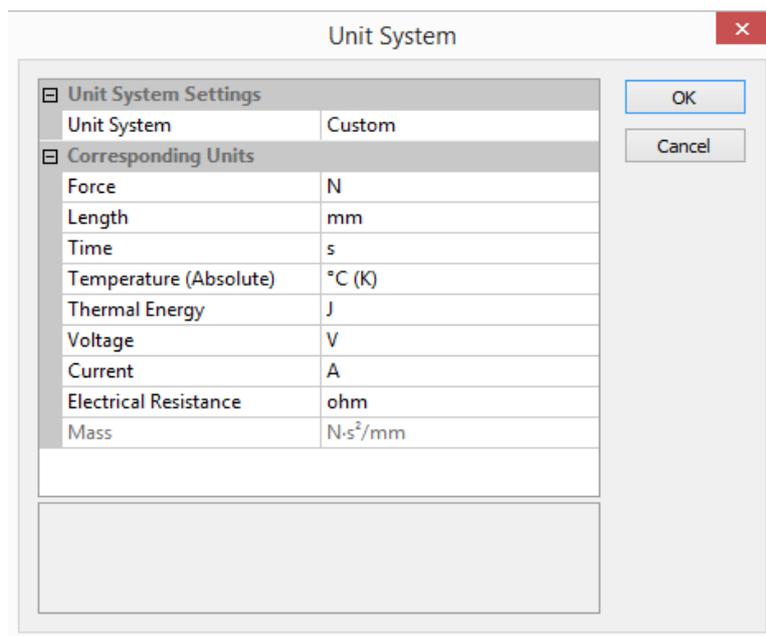


Figura 76. Unidades de trabajo en S.M.

Nada más definir las unidades de trabajo visualizamos la pieza en el programa.

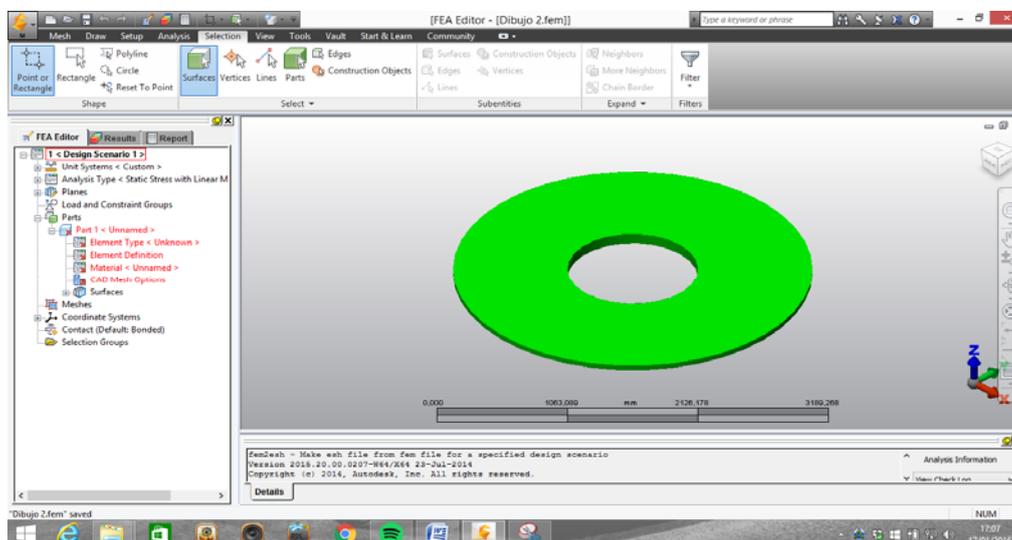


Figura 77. Visualización de la pieza en S.M.

3.12.2.3. Determinar las condiciones de mallado y generarlo

En este apartado se va a explicar el mallado de la pieza y los recursos que ofrece S.M. para ello.

El programa da la opción de realizar una malla de elementos finitos personalizada o generar una automática, asignando el mismo la geometría de los elementos que formen el mallado.

Nuestra intención es diseñar una pieza que soporte los esfuerzos requeridos sin estar sobredimensionada, pero en cualquier caso no es necesario excesiva precisión en los resultados, por lo que se ha optado por un mallado automático, mucho más rápido y sencillo.

Para generar el mallado automático, primero se deben determinar las condiciones del mismo desde el menú Mesh-Set meshing conditions. Simplemente definiremos el tamaño de malla, que no es necesario que sea muy fino porque como hemos comentado no se requiere elevada precisión en los resultados. Además también se especifica el tipo de pieza que estamos tratando. En este caso es un sólido.

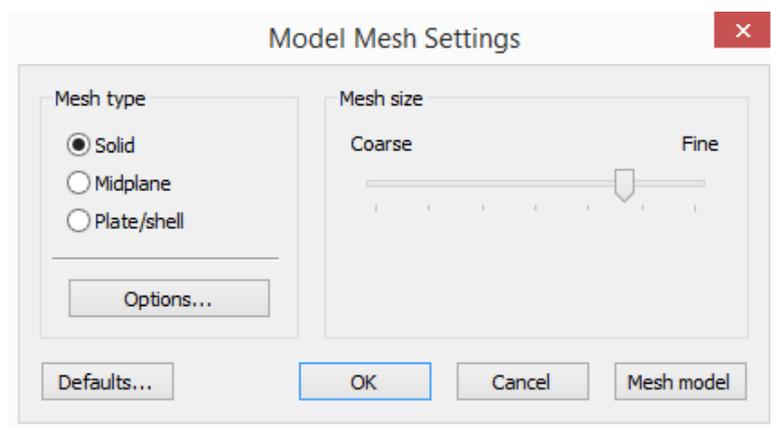


Figura 78. Model Mesh Settings

Una vez se establecen estas condiciones procedemos a generar el mallado. Para dicha tarea vamos al menú Mesh y clicamos Generate Mesh. En función de como se haya definido el mallado tardará mas o menos tiempo.

A continuación se muestra como ha quedado la pieza mallada.

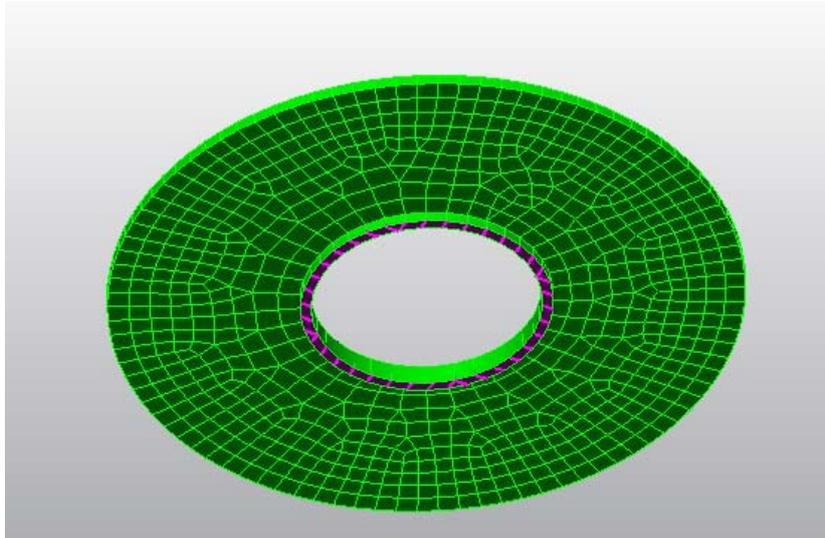


Figura 79. Pieza mallada

Tras finalizar el mallado, el programa le da opción al usuario de visualizar los datos resultantes sobre el mismo (como tamaño final de mallado y los elementos creados).

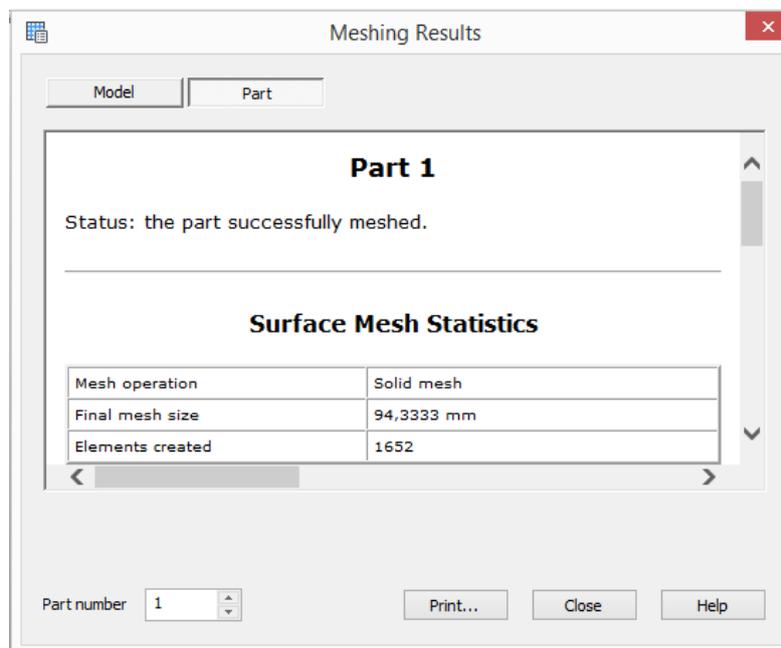


Figura 80. Meshing results

3.12.2.4. Seleccionar el material

En este punto se selecciona el material con el que se fabricará la pieza. Desde el menú FEA Editor-Materials podemos elegir entre una gran variedad de materiales como hormigón, aluminio, latón, acero,... Dado que la estructura de la grúa se construirá en acero, haremos lo propio con la pieza. Dentro del acero hay muchos tipos con diferentes aleaciones.

Finalmente hemos optado por un acero AISI 1010, el cual tiene una tensión de fluencia de 292 MPa.

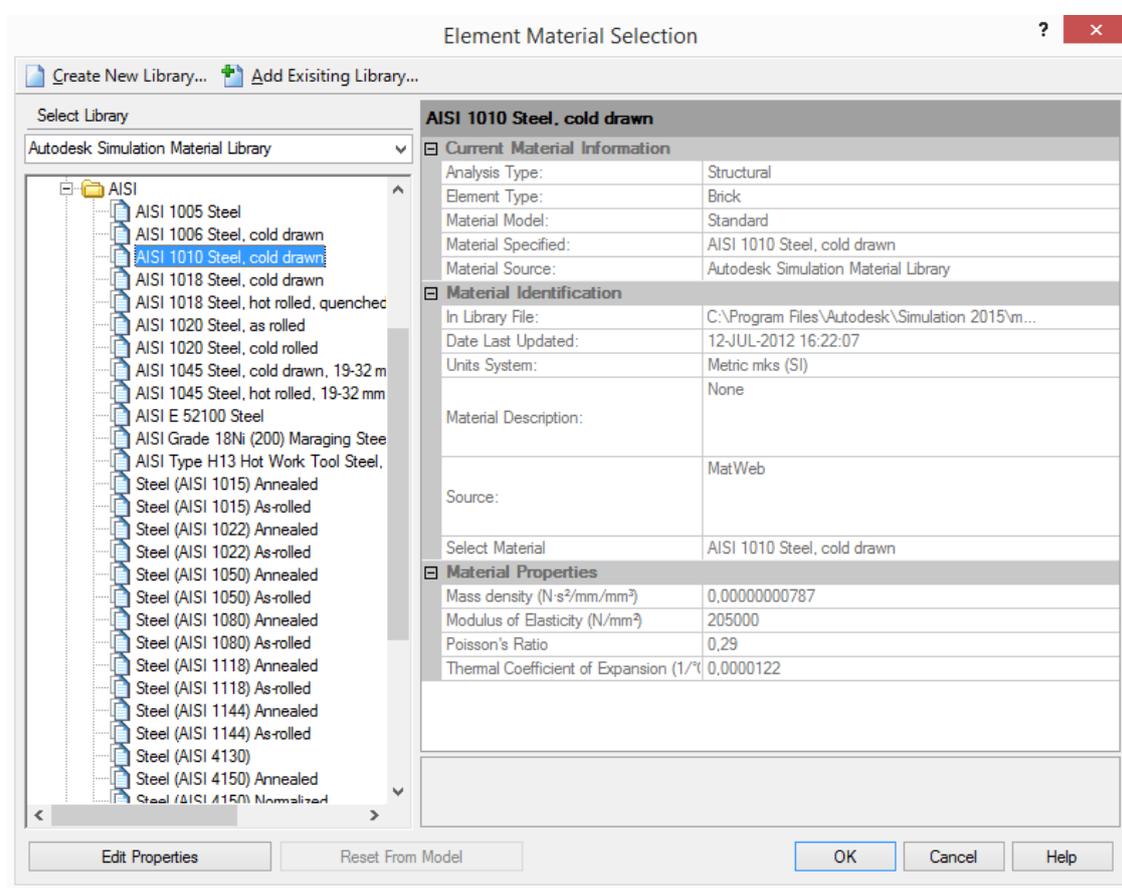


Figura 81. Selección del material

3.12.2.5. Definir las condiciones de contorno

Con la pieza ya modelizada, es hora de definir las condiciones de contorno y posteriormente asignar las cargas que le corresponden.

La pieza esta fijada mediante tornillos al rodamiento de giro y dado que se considera una unión rigida habrá que restringir el movimiento tanto de traslación como de rotación en los tres ejes.

Para dicho proposito seleccionamos la cara que se une al rodamiento y desde el menú Setup-General Constraint restringimos los seis gdl que tenemos de forma que se impide cualquier desplazamiento o deformación.

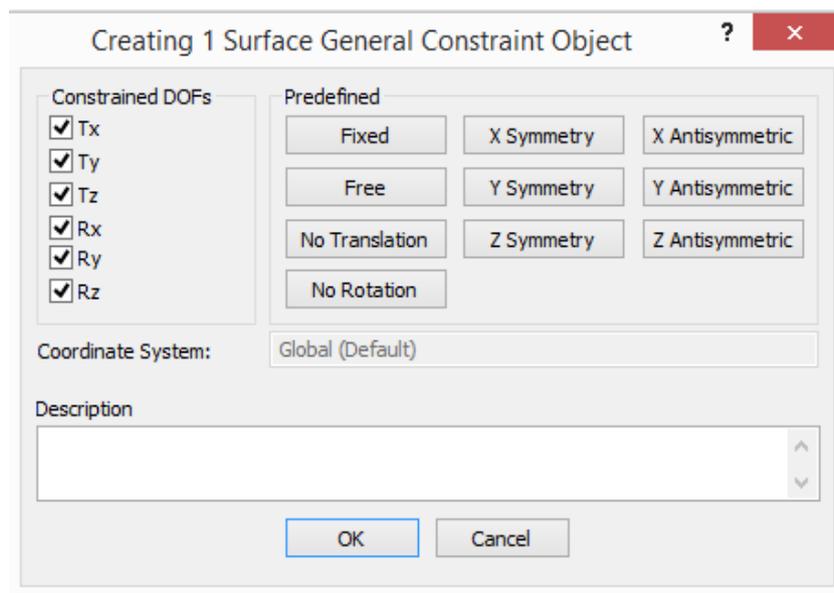
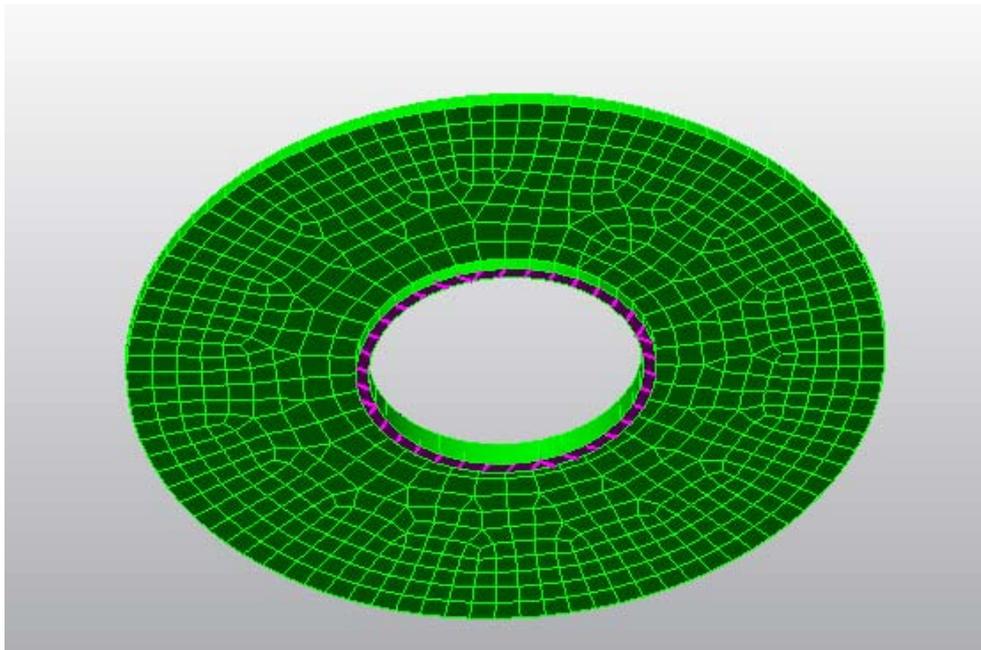


Figura 82. Condiciones de contorno

3.12.2.6. Asignar las cargas de trabajo

Por ultimo, antes de correr el programa asignamos las cargas que debe soportar la pieza. Dichas cargas son las que hemos obtenido en los apoyos del brazo cuando se ha analizado este con el programa SAP 2000.

Desde el menú Setup-Remote Force se puede introducir una carga puntual definiendo las coordenadas del punto de aplicación de la misma y la dirección en la que actúa.

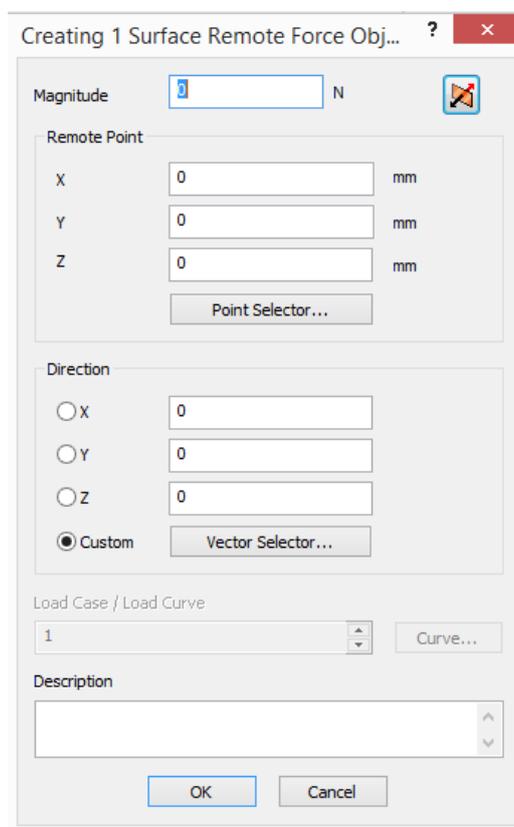


Figura 83. Asignar cargas

Habrá un total de 12 fuerzas a definir. Dado que son cuatro puntos de apoyo y tenemos reacciones en x,y,z. Cabe mencionar que realmente no son cuatro puntos de apoyo, sino que son 2 tramos de las vigas principales los que se apoyan sobre la pieza.

A continuación se muestra como quedan definidas las fuerzas puntuales en el programa.

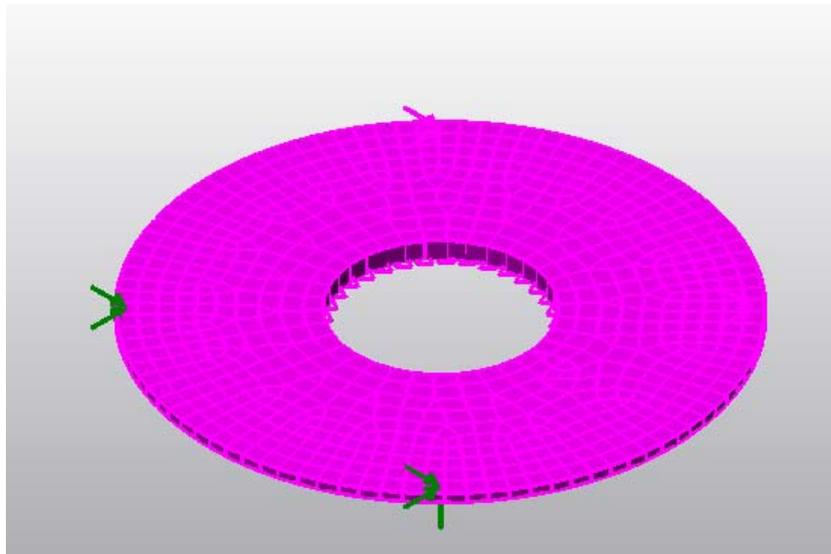


Figura 84. Fuerzas puntuales en S.M

Los momentos que actúan sobre la pieza se definen desde el menú Setup-moment. Ahora, al contrario que con las fuerzas, se define el momento global en cada una de las direcciones x,y,z ($\sum M_i$)

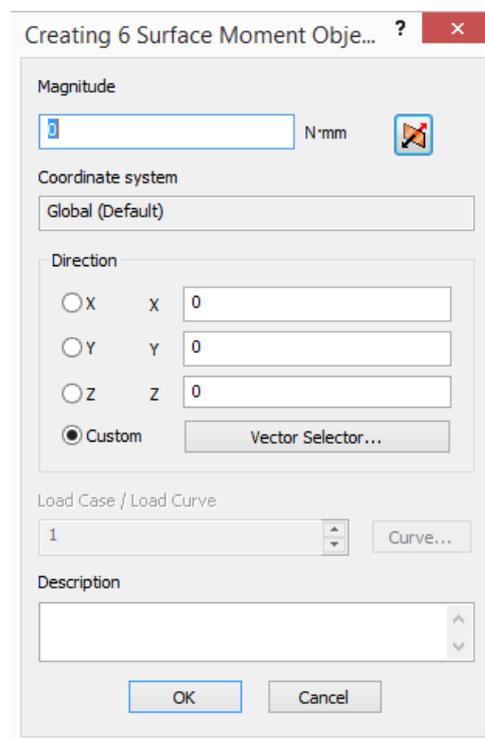


Figura 85. Asignar momentos

En la imagen de abajo se puede apreciar como quedan definidos los momentos ΣM_x , ΣM_y y ΣM_z .

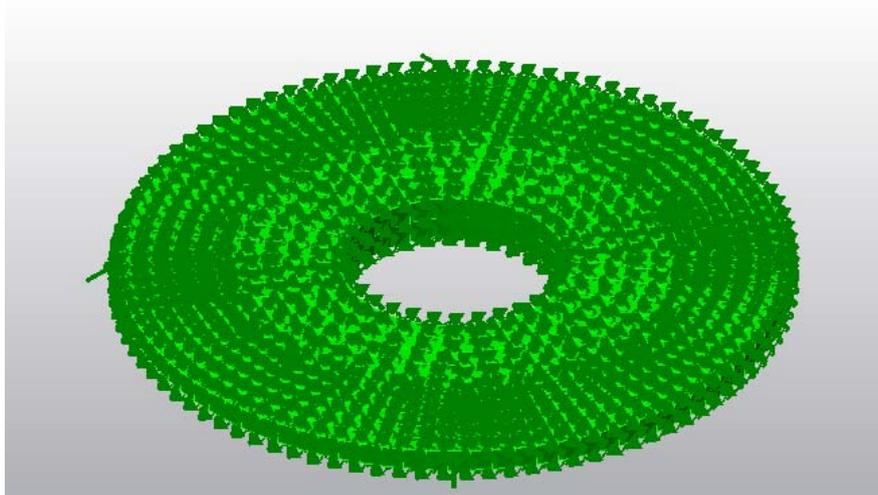


Figura 86. Momentos en S.M

3.12.2.7. Correr el programa y analizar los resultados

En la ultima fase correremos el programa y obtenemos los resultados para la pieza diseñada. El tiempo que tarde el programa en resolver los calculos es función de varios factores, pero fundamentalmente depende del mallado.

Aunque se han realizado varios diseños se mostrará el que finalmente nos ha resultado valido y optimo para nuestras necesidades.

Además para el modelo definitivo se presentará unicamente los resultados del caso más desfavorable, el CASO I: aparato sin viento. Aunque resulte extraño que haya sido esta la situación más crítica, debido al menor par de vuelco y carga radial, esta al tener mayor carga axial puede hacer soportar mayor tensión a la pieza.

La ejecución del programa se lleva a cabo desde el menú Analysis-run simulation.

Los resultados que aporta S.M. después de los calculos son:

- **Deformada de la pieza**

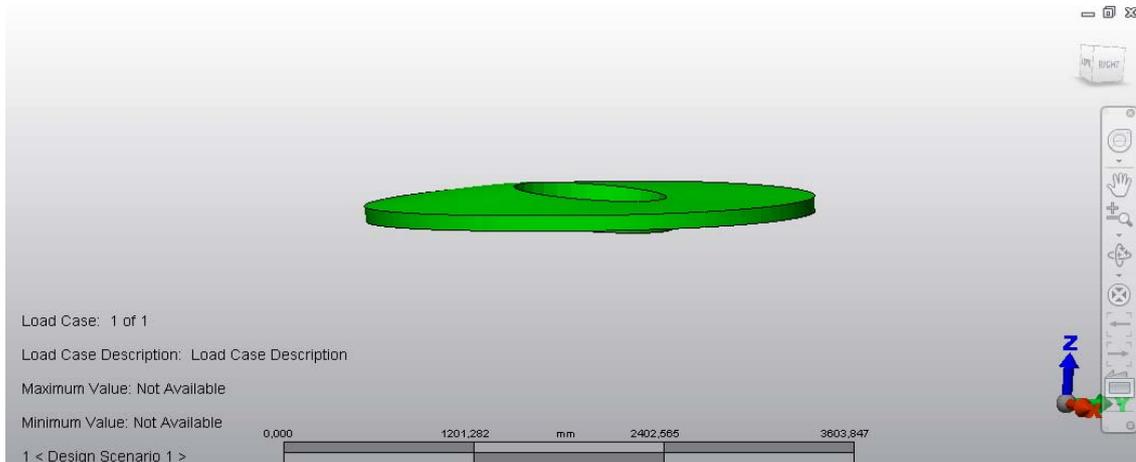


Figura 87. Deformada de la pieza

La deformada de la pieza nos da una idea de cómo se deforma la pieza como consecuencia de las cargas que actúan sobre la misma

- **Valores de desplazamiento**

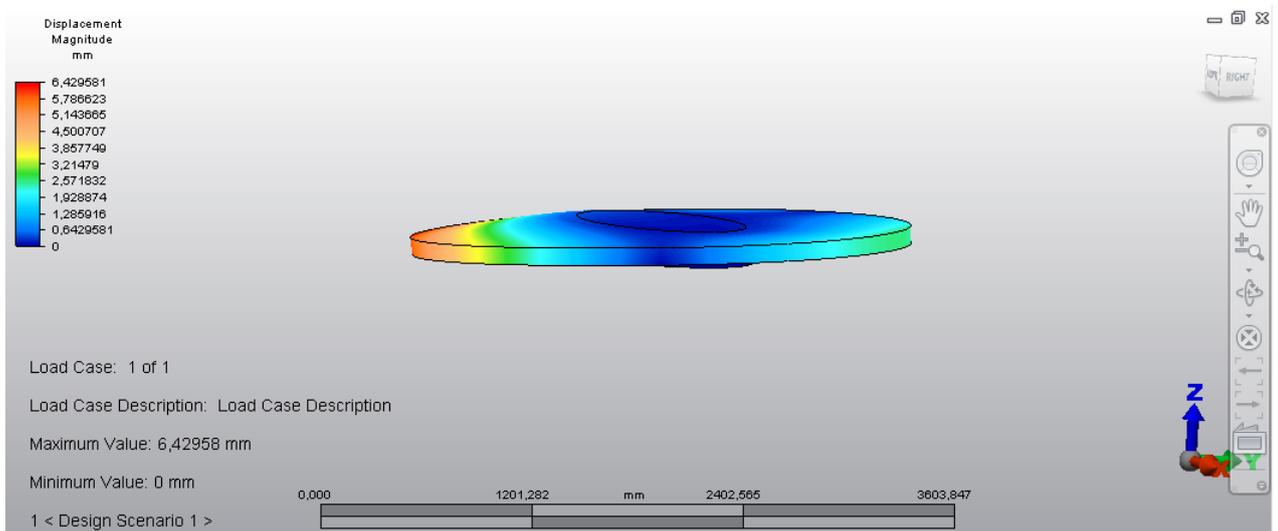


Figura 88. Valores de desplazamiento

Este resultado es el mismo que el anterior pero con valores numéricos. Mediante una gama de colores se reconoce con facilidad donde se dan las mayores y menores deformaciones. La deformación máxima será de 6,42 mm, que no es excesiva.

- **Tensión equivalente de V.M.**

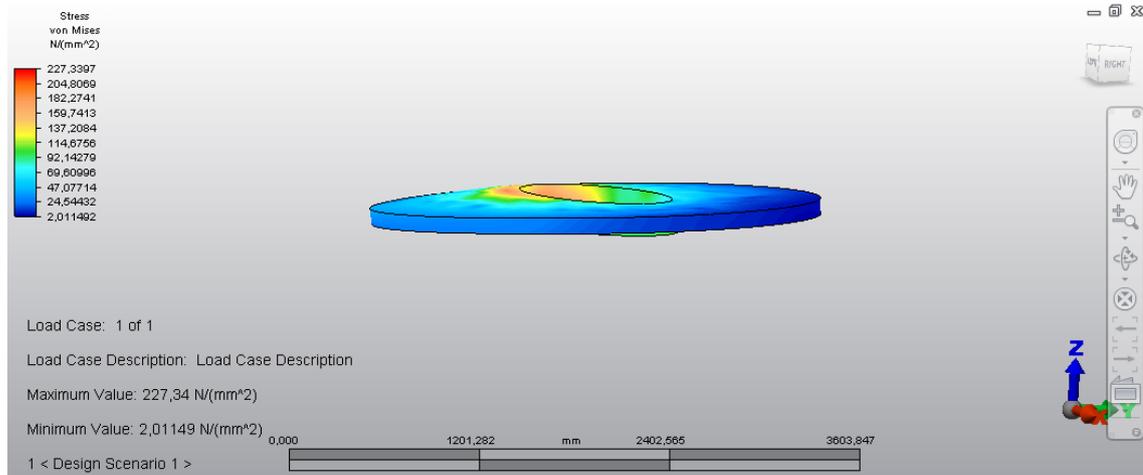


Figura 89. Tensión equivalente de V.M.

Este es el resultado que realmente determina si la pieza es válida o no. Se puede ver que la tensión máxima que soporta la pieza es de 227 MPa. Por tanto si esta es menor que el límite de fluencia del material que hemos seleccionado, la pieza será la adecuada. Si no es así se pueden producir procesos de deformación permanente en la pieza e incluso su rotura.

3.12.3. Conclusiones

Dado que la tensión de fluencia del acero AISI 1010 es 292 MPa > 227 MPa (tensión máxima) la pieza no fallará.

Por otro lado también se puede decir que la pieza está bien diseñada ya que tampoco está muy sobredimensionada.

3.13. CARRO DE TRASLACIÓN

Es la pequeña estructura, que permitirá mover la carga a lo largo de la pluma a través de unos carriles. En el carro se alojará la polea que guiará el cable de elevación de manera que permite subir o bajar dicha carga.

El carro se desplaza con movimiento rectilíneo por la pluma a través de un carril tipo *Llantón*. Para realizar su movimiento va dotado de 4 ruedas, y el movimiento viene dado por el motor que estará instalado en la pluma y actúa sobre el sistema de poleas provocando el movimiento de los cables de traslación y por consiguiente el del carro.

Dado que resulta complicado encontrar en el mercado un carrito que se ajuste a nuestras necesidades, hemos decidido diseñar uno específico para esta grúa. A continuación mostramos un croquis inicial del mismo.

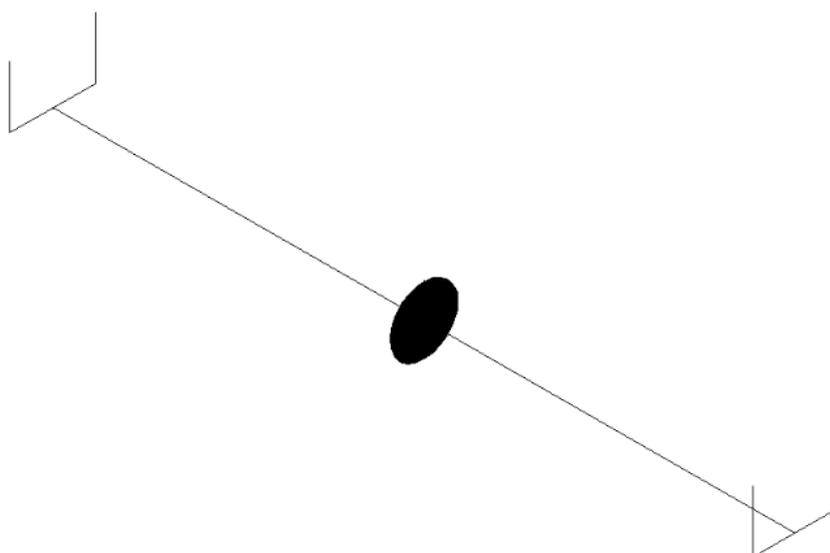


Figura 90. Croquis del carro de traslación

Como se puede ver no se trata de una estructura complicada. Está formada por un eje, el cual soporta la polea y la carga correspondiente en el centro del mismo y además, está unido en sus extremos a una pieza en forma de U. Esta pieza en forma de U a su vez se une a las ruedas de traslación y es así como logramos el movimiento de la carga a lo largo de la pluma.

NOTA: se recuerda que las ruedas se desplazan por la viga carril soldada a el ala del perfil IPE 300 (viga principal).

Empezaremos con el estudio y diseño de la pieza en U. Esta pieza necesitará dos agujeros pasantes para atornillarla a las ruedas y otro para el eje. No se hará la unión mediante soldadura ya que nos interesa que esta sea articulada.

Los dos primeros agujeros serán de 15 mm (= Ø eje de las ruedas seleccionadas). En cuanto al agujero pasante para el eje, hay que tener en cuenta que la polea que va colocada en el centro de dicho eje tiene un diámetro, d_f , de 68 mm. Por tanto para que el cambio de sección en el eje no sea muy grande y para que la pieza no quede muy ancha por la parte de abajo y estrecha en los laterales le hemos dado un diámetro de 40 mm.

Por tanto la forma que se le ha dado finalmente es la que se muestra abajo:

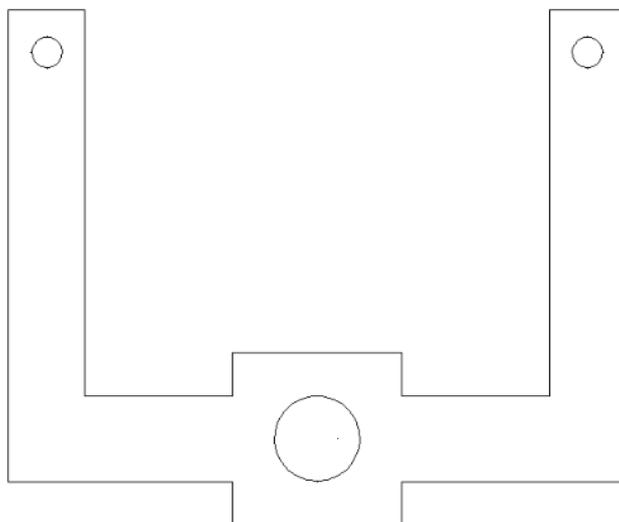


Figura 91. forma de la pieza en U

NOTA: las dimensiones de la pieza y los detalles de la misma se pueden ver en el apartado de planos.

A pesar de todo, el agujero de 40 mm resulta ser muy grande respecto al de 15 mm, por ello en sus alrededores se aumenta la sección. Así conseguimos que absorba mejor los esfuerzos en esa zona.

Para conocer el comportamiento de la pieza y hallar el espesor adecuado utilizaremos un programa de análisis por elementos finitos, SIMULATION MECHANICAL de AUTODESK.

Se han ido introduciendo en el programa modelos con diferentes espesores hasta que hemos dado con uno con el que la pieza no falla.

Para que el programa pueda resolver los cálculos, será necesario definir el mallado, las condiciones de contorno (en los agujeros de 15 mm de Ø, donde se conecta la pieza a las ruedas, se restringe el movimiento en z e y) y asignar las cargas.

NOTA: en el apartado anterior se explica detalladamente como es el proceso de mallado, definición de las condiciones de contorno y asignación de cargas.

La carga que deberá soportar la pieza será la mitad de la carga total que aguanta el eje.

$$m_{\text{polea}} \approx 20 \text{ kg}; m_{\text{gancho}} = 2,5 \text{ kg}; m_{\text{cable}} \approx 80 \text{ kg}; m_{\text{carga}} = 2500 \text{ kg}$$

$$m_{\text{total}} \approx 2602,5 \text{ kg} \rightarrow P_{\text{total}} = 2602,5 \text{ kg} \cdot \frac{9,81 \text{ N}}{1 \text{ kg}} = 25530 \text{ N}$$

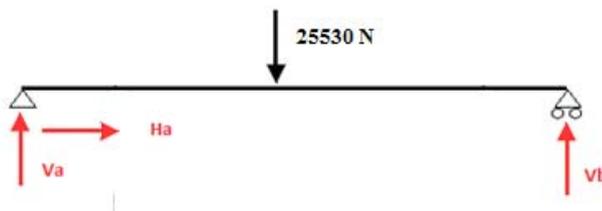


Figura 92. Reacciones en las piezas

$$v_a = v_b = \frac{25530}{2} = 12765 \text{ N}$$

12765 N es la carga que soporta la pieza en U. Estará aplicada en el agujero de 40 mm, donde se apoya el eje.

A continuación se muestran los resultados obtenidos.

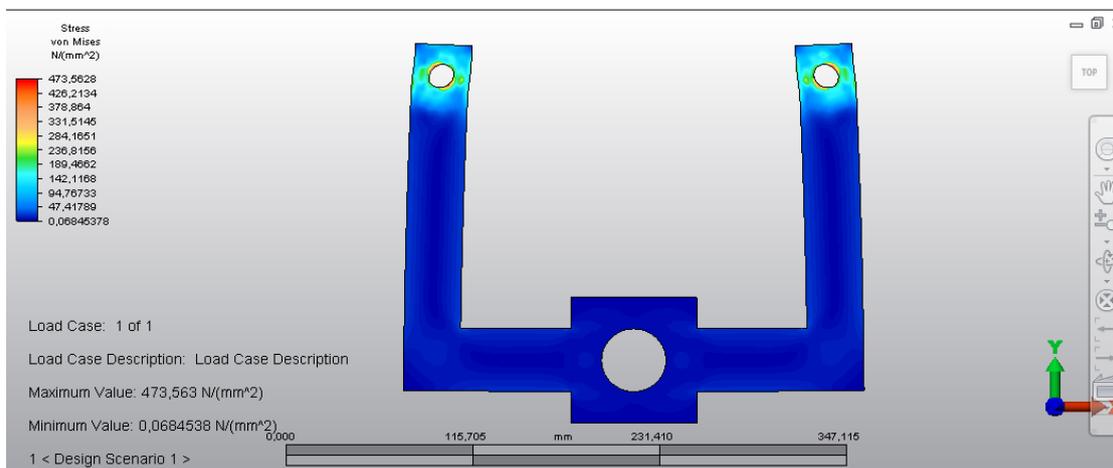


Figura 93. Pieza U definitiva en S.M

Se aprecia que las tensiones máximas se dan en los agujeros de 15 mm. Se puede decir que son lógicos los resultados, ya que estos puntos tienen asignadas restricciones de movimiento y es por eso que las tensiones son mayores. En cualquier caso para un acero AISI 1070, que será con el cual se fabrique la pieza, la tensión de fluencia es de 535,4 MPa, y esta es mayor que la máxima de la pieza (473 MPa). Por tanto podemos decir que la pieza no fallará.

Para concluir el diseño y cálculo del carrito de traslación estudiaremos el eje que soporta la polea de elevación y el peso que recae sobre ella. El eje se tratará de un eje a medida, ya que tendrá diferentes secciones. En el centro, donde se encaja la polea, se requiere un $\varnothing = 68$ mm, mientras que el diámetro en los extremos será igual al diámetro del agujero grande de la pieza diseñada anteriormente ($\varnothing = 40$ mm).

Dichos cambios de sección implicarán una concentración de tensiones que habrá que tener en cuenta.

El eje se calculará a mano, es decir, sin el apoyo de ningún software, dado que no resulta muy complicado estudiarlo a pesar de las concentraciones de tensiones que aparecerán. El cálculo se basará en los apuntes de Diseño de Maquinas.

Además de los diámetros de las diferentes secciones del eje, también conocemos la longitud total del mismo $L_T = 2162$ mm. Esta distancia es igual a la anchura de la pluma más una pequeña holgura para que la pieza "en U" del carro no roce con la propia viga.



Figura 94. longitud del eje (no apoyado)

Si en el cambio de sección tomamos un radio de acuerdo $r = 9$ mm:

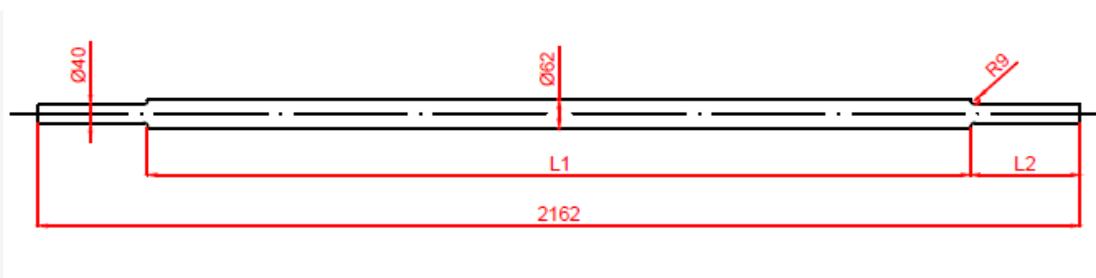


Figura 95. Dimensiones del eje

A continuación calcularemos las medidas $L1$ y $L2$, así como el material en el cual se debe fabricar dicho eje para que no se produzca la rotura del mismo.

Volviendo al diagrama de fuerzas que actúan sobre el eje podemos hallar el diagrama de momentos, en el cual se representan los puntos con más riesgo de rotura.

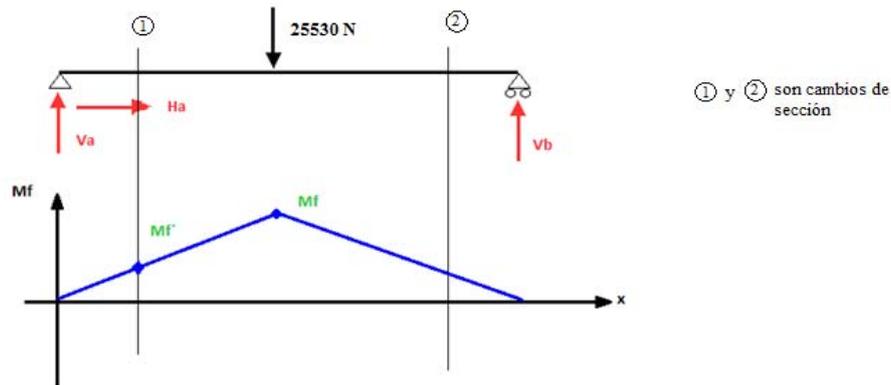


Figura 96. Diagrama de momentos

Los valores de las reacciones ya están calculados, por lo que podemos obtener los momentos M_f y M_f' . Y con el valor de los momentos procederemos a calcular las tensiones.

$$M_f = 12765 \text{ N} \cdot \frac{2162}{2} \text{ mm} = 13850025 \text{ Nmm}$$

$$M_f' = 12765 \text{ N} \cdot L_2 \text{ mm} = 12765L_2 \text{ Nmm}$$

El valor de la tensión en el cambio de sección se multiplica por el coeficiente K_t (factor de concentración de tensiones), de manera que $\sigma_{\max} = K_t \cdot \sigma_{\text{nom}}$. Dicho coeficiente se obtiene con la siguiente grafica:

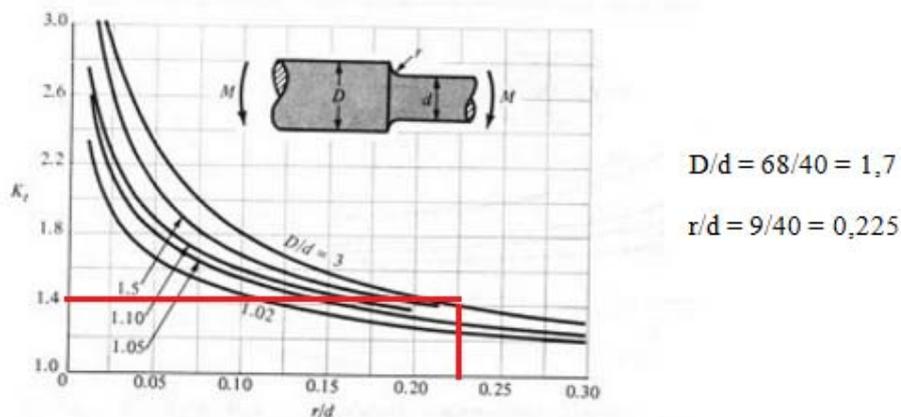


Figura 97. Grafica Concentración de tensiones

Comenzaremos calculando la tensión en el centro del eje, para determinar el material en el que se construirá el eje y posteriormente, se calculará la $L2_{max}$ que podrá tener el eje para que no falle (en función de dicho material).

$$Tf = \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = \frac{1385002534}{\frac{1}{64} \cdot \pi \cdot 68^4} = 448,66 \text{ MPa}$$

Para que no se produzca la rotura del eje, debemos utilizar un acero cuya $\sigma_{yp} \geq 448,66 \text{ MPa}$, por tanto se ha creído conveniente fabricar el eje con un acero AISI 1055 con un esfuerzo de fluencia $\sigma_{yp} = 449,1 \text{ MPa}$ (el mismo que antes).

Para finalizar hallamos $L2_{max}$:

$$Tf = k_i \cdot \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = 1,4 \cdot \frac{12765L2 \cdot 20}{\frac{1}{64} \cdot \pi \cdot 40^4} \leq 586,4 \text{ MPa} \rightarrow L2 \leq 206,16 \text{ mm}$$

Las dimensiones definitivas del eje son, redondeando:

$$L1 = 1770 \text{ mm}$$

$$L2 = 196 \text{ mm}$$

NOTA: En el apartado de planos se puede ver el eje detallado.

3.13.1. Peso del carrito de traslación

NOTA: se ha tomado como $\rho_{acero} = 7850$

P_{eje}	45,5 kg
$P_{pieza \text{ en } U}$	2 x 5,9 kg
$P_{resto \text{ de } elementos}$	29,59 kg
P_{total}	86,89 kg

NOTA: el resto de elementos son las tuercas, arandelas, ruedas...

3.14. CALCULO DEL ENGRANAJE (PIÑÓN)

Para transmitir el movimiento a la corona de giro habrá que diseñar y fabricar un engranaje que engrane adecuadamente con el dentado interior de dicha corona. Además también se debe tener en cuenta que el engranaje debe encajar en el eje del motorreductor.

Como los dientes de la corona son rectos, el piñón también se fabricará como un engranaje de dientes rectos.

3.14.1. Datos de partida

La relación de transmisión máxima entre un par de engranajes está comprendida entre 1 y 5 ($1 < i < 5$). Si tomamos un valor $i = 2$.

$$i = \frac{w_2}{w_1} = \frac{w_{\text{piñon}}}{w_{\text{corona}}} \rightarrow w_{\text{corona}} = \frac{w_{\text{piñon}}}{i} = \frac{0,76}{2} = 0,38 \text{ rad/s}$$

NOTA: se toma la velocidad máxima a la que puede girar el motor (0,76 rad/s).

Si partimos de que $i = \frac{w_{\text{piñon}}}{w_{\text{corona}}} = \frac{R_{\text{corona}}}{R_{\text{piñon}}}$ y $R = \frac{m \cdot z}{2}$ podemos calcular el radio y

los dientes del piñón.

El número de dientes de la corona z_{corona} lo facilita el fabricante del rodamiento, al igual que el diámetro primitivo (ver Tabla 30).

$$z_{\text{corona}} = 98$$

$$\varnothing_{\text{primitivo}} = 980 \text{ mm}$$

$$R_{\text{piñon}} = \frac{R_{\text{corona}}}{i} = \frac{\frac{\varnothing_{\text{primitivo}}}{2}}{2} = 245 \text{ mm}$$

El número de dientes del piñón es válido, ya que $Z_{\text{piñón}} = 49 > 14$ dientes por lo que no existe posibilidad de interferencias

El engranaje del piñón tiene la misma longitud de diente (b) y el mismo modulo (m) que la corona, datos que también suministra el fabricante del rodamiento (ver Tabla 30).

$$b = H_1 = 66 \text{ mm}$$

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

Los datos obtenidos del engranaje se pueden ver en la tabla de abajo.

Tabla 31. Datos del engranaje

Datos del engranaje	
w	0,76 rad/s
R	245 mm
z	49
b	66 mm
m	10 mm

3.14.2. Comprobación del módulo

Para que el engranaje este correctamente diseñado se comprueba que se cumplan los siguientes criterios: criterio de la flexión (formula de Lewis) y la ecuación de Hertz (fallo superficial).

3.14.3. Formula de Lewis

La fórmula de Lewis se basa en el cálculo de la tensión en el diente del engranaje, analizando dicho diente como una viga empotrada sometida a la fuerza entre dientes.

Pese a su simplicidad, esta ecuación es útil aún hoy día para un cálculo preliminar del módulo, incluso es suficiente en aquellos casos en los que no se requiera una elevada precisión.

$$\sigma[\text{kg/cm}^2] \geq \frac{F_t[\text{kg}]}{\psi \cdot m^2[\text{cm}^2] \cdot Y}$$

F_t es la fuerza tangencial

Ψ el factor guiado

Y es el factor de Lewis

σ es la tensión admisible

- F_t se puede hallar en función de la potencia.

$$P = T \cdot w = F \cdot R \cdot w \rightarrow F[\text{N}] = \frac{P[\text{W}]}{R[\text{m}] \cdot w \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]}$$

$$F = \frac{5640 \cdot 0,76}{0,76 \cdot 0,245} = 23020,4 \text{ N} = 2346,6 \text{ kg/cm}^2$$

- Ψ , depende de la longitud del diente de la corona (b).

$$b = \Psi \cdot m \rightarrow \Psi = \frac{b}{m} = \frac{66}{10} = 6,6$$

- El valor de Y se encuentra tabulado y depende del número de dientes del engranaje.

Tabla 32. Factor de Lewis

número de dientes	Y	número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

El factor de Lewis correspondiente a 49 dientes, no aparece en la tabla, por tanto es necesario interpolar.

$$\frac{50 - 43}{0,409 - 0,397} = \frac{50 - 49}{0,409 - x} \rightarrow x = 0,407$$

Volviendo a la formula de Lewis:

$$\sigma \geq \frac{2346,6}{6,6 \cdot 1^2 \cdot 0,407} = 873,5 \text{ kg/cm}^2 = 85,6 \text{ MPa}$$

Podemos concluir que para que no se produzca la rotura del diente, necesitamos que el material con el cual se fabrique el engranaje debe tener una tensión admisible mayor a 85,6 MPa.

Tabla 33. Valores de la tensión σ_{adm} ($m > 4$ mm)

MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA O RESISTENCIA MÍNIMA	TENSIÓN ADMISIBLE σ_{adm} (Mpa)	
			Recto, Helicoidal y Doble helicoidal	Cónico
Acero	Normalizado	140 BHN	130 - 172	76
	Temple y revenido	180 BHN	172 - 227	96
	Temple y revenido	300 BHN	248 - 323	131
	Temple y revenido	450 BHN	303 - 406	172
	Carburizado	55 Rc	375 - 447	189
	Carburizado	60 Rc	413 - 482	207
	Temple por inducción o a la llama. Patrón de dureza 1*	54 Rc	310 - 375	
	Patrón de dureza 1*	54 Rc en la superficie	151	93
	AISI 4140 Nitrurado	53Rc en la superficie y 300 BHN en el núcleo	254 - 289	138
Hierro fundido				
AGMA Grado 20			34	19
AGMA Grado 30		175 BHN	58	32
AGMA Grado 40		200 BHN	89	48
Fundición nodular				
ASTM Grado 60-40-18	Recocido		103	55
ASTM Grado 80-55-06			137	76
ASTM Grado 100-70-03	Normalizado		179	96
ASTM Grado 120-90-02	Templado y revenido		206	127
Bronce				
AGMA 2e (10%-12% Tin)		275,8 Mpa	39	21
Aleación bronce - aluminio				
ASTM B-148-52				
Alloy 9C-H.T.		620,1 Mpa	162	83

Una fundición nodular ASTM Grado 60-40-18 (A-536), es un material adecuado con el que fabricar el engranaje.

3.14.4. Ecuación de Hertz

Los fallos superficiales son causados por las tensiones generadas por el contacto entre dientes. Si los engranajes fueran geoméricamente perfectos y completamente rígidos el contacto se daría sobre una línea, al no ser así en la práctica el contacto se da sobre una superficie, produciéndose el "desgaste" del diente.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot (i - 1)}{K_{adm} \cdot \psi \cdot \sin \alpha \cdot i \cdot \cos \alpha \cdot z_1^2}}$$

T es el par torsor

K_{adm} es la presión admisible

α es el ángulo de presión

- El par torsor máximo ya se calculo en el apartado de motores y es
 $T = 5640 \text{ Nm} = 57512 \text{ kgcm}$
- El ángulo de presión se encuentra normalizado y tiene un valor de 20°
- El valor de K_{adm} depende de la dureza y el coeficiente de elasticidad del material de las ruedas, y del número de ciclos que debe soportar (duración prevista). Su valor esta tabulado.

Tabla 34. Presión admisible de rodadura para 5000 horas de servicio

Piñón o rueda de		Dureza Brinell DB (kg/mm ²)	Revoluciones/minuto del piñón o rueda										K_{min}
			10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	
Fundición	GG-18	170	32	24	19	15	11	8,8	7,7	-	-	-	3,5
	GG-26	220	60	44	35	28	21	16,5	14,4	13	11,5	-	7
Acero moldeado	GS o St 42	125	35	26	20	16	12	9,5	8,3	7,5	6,6	5,6	4,3
	St 50	155	53	39	31	25	18	14	12,5	11,5	10	8,5	5,3
Acero al carbono	St 60	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11,0	6,7
	St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18,5	15,5	9,0
	Acero al Mn 80-95 kg/mm ²	230	-	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
Acero aleado	Acero al Mn 90-105 kg/mm ²	260	-	-	89	70	52	41	36	33	28	24	30
	Acero templado	450	-	-	-	210	155	120	105	95	83	70	60
	Acero cement. templado	600	-	-	-	370	270	215	190	170	150	125	80

Para un hierro fundido con una dureza de 170 BHN y una velocidad angular de 7,31 rpm el valor de la presión de rodadura para 5.000 horas de servicio será de $33,43 \text{ kg/cm}^2$ (interpolando)

Las horas de servicio mínimo del piñón se obtienen de la Tabla 35.

Tabla 35. Valores orientativos de la duración requerida en horas

APLICACIÓN	DURACIÓN REQUERIDA (EN H)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automóviles	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales y transmisiones de usos múltiples	8000-15000
Motores eléctricos y maquinaria industrial en general	20000-30000
Bombas y compresores	40000-60000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24h/día	100000-200000

Al tratarse de maquinaria industrial el engranaje se debe de diseñar como mínimo para 30.000 horas de servicio por lo que el valor de la presión de rodadura debe ser modificado. Se ajusta el valor de K_{adm} multiplicando por el coeficiente φ .

Tabla 36. Valores para modificar la presión admisible

Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000
φ	3,2	2,5	2	1,6	1,25	1	0,8	0,5	0,4	0,32

Para 30000 horas de servicio dicho coeficiente se obtiene interpolando, $\varphi = 0,6$.

Por tanto la presión de rodadura admisible es:

$$K_{adm} = 0,6 \cdot 33,43 = 20,05 \text{ kg/cm}^2$$

El resto de datos son conocidos, por tanto si sustituimos en la formula:

$$1 \text{ cm} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 57512 \cdot (2 - 1)}{20,05 \cdot 6,6 \cdot \sin 20 \cdot 2 \cdot \cos 20 \cdot 49^2}} = 0,82 \text{ cm} \rightarrow \text{se cumple}$$

3.14.5. Corrección de la rueda

Hay que comprobar si se la empresa Rothe Erde ha desplazado la herramienta de tallado en la fabricación del engranaje del rodamiento lo que obligaría a desplazar también la máquina de tallado en la fabricación del engranaje del piñón, para ello se observa la Tabla 30 donde se encuentran las características del rodamiento proporcionado por la empresa Rothe Erde.

Como no sufre corrección alguna ($x \cdot m = 0$), no habrá que tenerla en cuenta a la hora de dimensionar el piñón ni tampoco será necesario comprobar el apuntamiento.

3.14.6. Medidas del engranaje definitivo

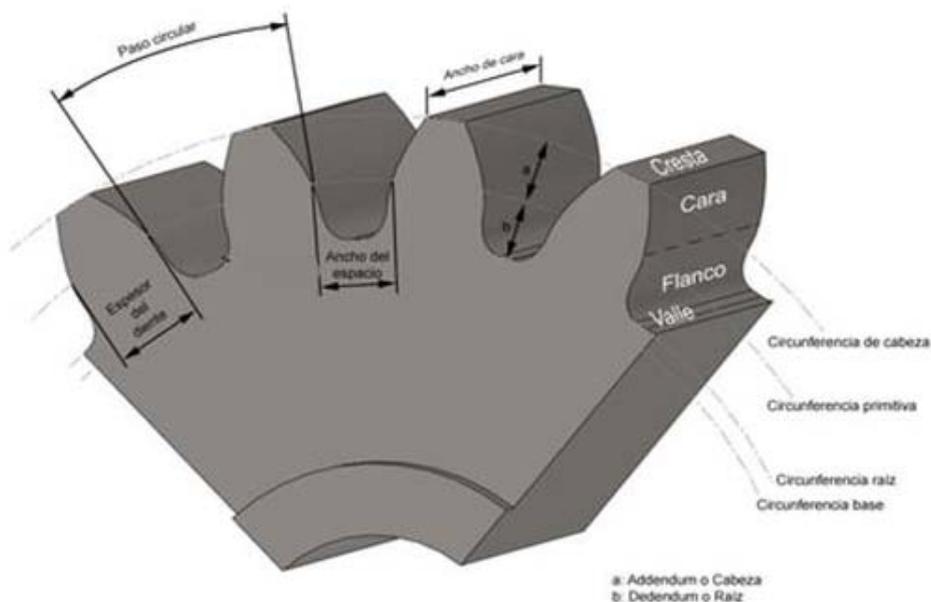


Figura 98. Medidas del engranaje

1. Radio primitivo

$$R = \frac{m \cdot z}{2} = \frac{10 \cdot 49}{2} = 245 \text{ mm}$$

2. Radio de cabeza

$$R_c = R + m + x \cdot m = 245 + 10 + 0 = 255 \text{ mm}$$

3. Radio de pie o de fondo

$$R_f = R - m - j + x \cdot m = 245 - 10 - 0,25 \cdot 10 + 0 = 235,5 \text{ mm}$$

NOTA: j es el juego radial, el cual esta normalizado

4. Addendum (altura de cabeza)

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

5. Dedendum (altura de fondo)

$$h_f = m + j = 10 + 0,25 \cdot 10 = 12,5 \text{ mm}$$

6. Altura del diente

$$h = h_c + h_f = 10 + 12,5 = 22,5$$

7. Espesor

$$s = \frac{m \cdot \pi}{2} = \frac{10 \cdot \pi}{2} = 15,7 \text{ mm}$$

8. Hueco

$$e = s = 15,7 \text{ mm}$$

9. Longitud del diente

$$b = \Psi \cdot m = 6,6 \cdot 10 = 66$$

10. Paso circular

$$P_c = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_{\text{piñon}}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 245}{49} = 31,41 \text{ mm}$$

3.15. ACOPLAMIENTO DE EJES

En algunas ocasiones los ejes de los motores no son suficientemente largos y/o no tienen el diámetro requerido (para encajar con el elemento al que transmite el movimiento) por lo que aparece la necesidad de utilizar un acoplamiento unido a otro eje diseñado y fabricado con las dimensiones adecuadas.

NOTA: estos ejes se pueden verse en el apartado de planos.

Los acoplamientos son elementos de máquinas que permiten comunicar el movimiento entre dos ejes en línea recta con dirección paralela, inclinada o en planos diferentes.

El fundamento principal del acoplamiento es transmitir permanentemente el par requerido desde el eje motor al eje conducido y al mismo tiempo compensar el desalineamiento angular o paralelo o una combinación de ambos.

El acoplamiento seleccionado para transmitir el par de giro entre el eje del motor y el eje del tambor, es un acoplamiento flexible de láminas Lamidisc® proporcionado por la empresa Jaure.

Se selecciona este tipo de acoplamiento ya que no necesita lubricación y el mantenimiento es mínimo. Permite su inspección sin necesidad de ser desmontado así como comprobar la desalineación de las máquinas observando la condición de las láminas. Además sus partes no son susceptibles a la rotura por desgaste y tiene una alta resistencia a ambientes abrasivos.

Para elegir el acoplamiento adecuado, Jaure indica en su catálogo los pasos que deben seguirse:

1. Seleccionar el tipo de configuración
2. Seleccionar el factor de servicio de la maquina accionada o conducida SF_A
3. Seleccionar el factor de servicio de la maquina motriz o conductora SF_D
4. Calcular el par
5. Elegir el modelo
6. Verificar que el acoplamiento cumple con las condiciones de diseño

3.15.1. Acoplamiento 1 (eje del motor de elevación)

3.15.1.1. Seleccionar el tipo de configuración

Entre los distintos tipos de configuración de acoplamientos se ha considerado el modelo CC-E (Configuración de cubos invertidos con espaciador en 2 mitades) como el más conveniente.

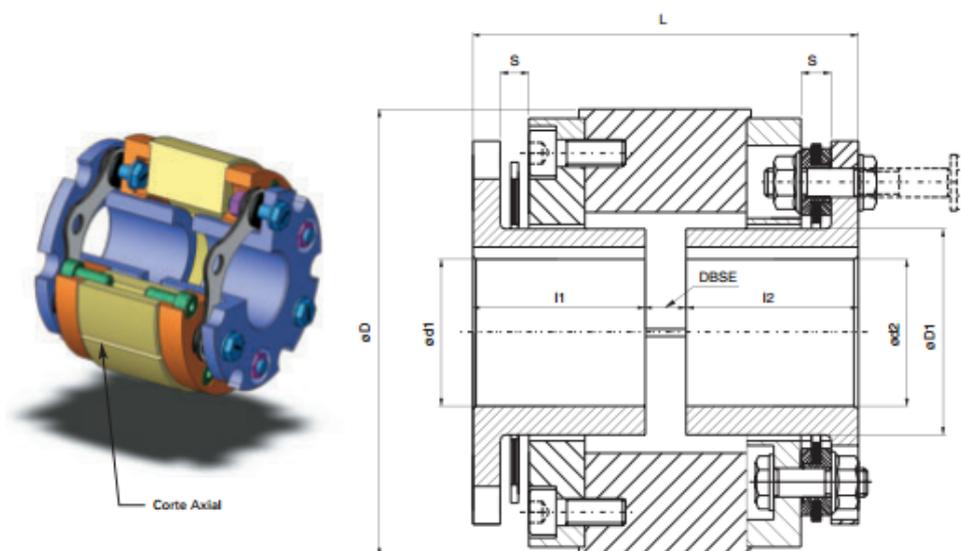


Figura 99. Acoplamiento CC-E

3.15.1.2. Seleccionar el factor de servicio de la máquina conducida SF_A

El coeficiente SF_A , esta tabulado en función del tipo de máquina. El tambor de elevación se puede considerar como un cabestrante.

Tabla 37. Factor SF_A

CINTAS TRANSPORTADORAS, CABESTRANTES Y ELEVADORES	
Cintas transportadoras:	
con carga uniforme	1.25
con carga no uniforme	1.5
Cinta de mov. Alternativo	3.0
Cabestrantes:	
Media carga	2.5
Carga severa o pesadas	3.0
Elevadores:	
Centrífugos y por gravedad	1.25

NOTA: Dado que la carga de servicio es pequeña (comparado con otros sistemas de elevación) tomamos $SF_A = 2$.

3.15.1.3. Seleccionar el factor de servicio de la maquina conductora SF_A

Al tratarse de un motor eléctrico, el coeficiente de servicio SF_D no es necesario tenerlo en cuenta ($SF_D = 0$).

Tabla 38. Factor SF_D

Equipo motriz	SF_D
Multi-cilindro	
8 o más	0.5
6	1.0
4 o 5	1.5
menos de 4	Consultar a Jaure
Motores con velocidad variable	0.8
Motores eléctricos y turbinas	0

Una vez conocemos ambos factores, podemos calcular el factor de servicio combinado SF , resultante de la suma de SF_A y SF_D .

$$SF = SF_A + SF_D = 2$$

3.15.1.4. Calcular el par

Según la empresa suministradora el par requerido por el acoplamiento se calcula con la siguiente expresión:

$$PAR = \frac{9550 \cdot P(\text{kW}) \cdot SF}{n(\text{rpm})} = \frac{9550 \cdot 21 \cdot 2}{31,83} = 12601 \text{ Nm}$$

3.15.1.5. Elegir el modelo

Tabla 39. Elección del modelo

Tipo de Acoplamiento CC-E Tamaño	PAR NOMINAL Nm.	PAR DE PICO Nm.	MAX. 1) VELOCIDAD r.p.m.	DIMENSIONES (mm.)								Inercia J kgm ²	Peso kg.	Desalin. Axial s/ zKa mm.	Desalin. Ang. s/ zKw grados
				d1-d2 z) max.	D	D1	I1-I2	DBSE min.z)	L min.	Fs)	S				
90-6	240	480	11600	34	106	47	40	9	89	30	7,5	0,006	4,3	1,5	1,5°
110-6	575	1150	9500	42	128	59	50	10	110	45	8,4	0,016	7,5	2,1	
132-6	1100	2200	7900	53	149	74	60	10	130	45	8,4	0,037	11	2,6	
158-6	2000	4000	6600	63	175	88	70	12	152	55	11,2	0,08	19	3,1	
185-6	3300	6600	5600	71	199	100	80	15	175	65	14,0	0,16	29	3,7	
202-6	4600	9200	5150	81	218	113	90	17	197	78	15,5	0,26	38	3,8	1°
228-6	7000	14000	4550	91	247	127	100	19	219	85	17,5	0,48	57	4,2	
255-6	10200	20400	4100	99	278	139	115	21	251	100	19,5	0,88	84	4,7	
278-6	14200	28400	3750	111	298	155	125	22	272	105	21,2	1,27	104	5,2	
302-6	20000	40000	3450	121	331	170	135	26	296	115	24,4	2,10	139	5,7	

El acoplamiento elegido deberá tener una capacidad de transmisión de par igual o superior a la calculada en el apartado anterior.

$$14200 \text{ Nm} > 12601 \text{ Nm} \checkmark$$

3.15.1.6. Verificar que el acoplamiento cumple con las condiciones de diseño

Se debe comprobar que la velocidad de giro del eje, así como los diámetros de los ejes están por debajo de los valores máximos permitidos por el modelo.

$$31,83 \text{ rpm} < 3750 \text{ rpm} \checkmark$$

$$80 \text{ mm} < 111 \text{ mm} \checkmark$$

Durante el montaje se debe comprobar que la desalineación del acoplamiento no exceda de la máxima permitida, que en este caso es 1°.

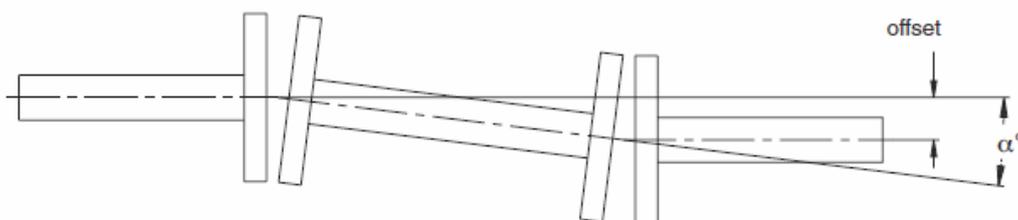


Figura 100. Desalineación

3.15.2. Acoplamiento 2 (eje del motor de traslación)

NOTA: La selección de este acoplamiento sigue los mismos pasos que el anterior. Como además es el mismo tipo de acoplamiento y algunos datos se mantienen se hará una breve explicación de la selección del mismo, haciendo hincapié en los apartados que si cambian.

Las poleas de traslación se pueden considerar como una cinta transportadora, por tanto el factor de servicio SF_A será:

Tabla 40. Factor SF_A (2)

CINTAS TRANSPORTADORAS, CABESTRANTES Y ELEVADORES	
<u>Cintas transportadoras:</u>	
con carga uniforme	1.25
con carga no uniforme	1.5
Cinta de mov. Alternativo	3.0
<u>Cabestrantes:</u>	
Media carga	2.5
Carga severa o pesadas	3.0
<u>Elevadores:</u>	
Centrífugos y por gravedad	1.25

El coeficiente combinado $SF = 1,5$. Por tanto el par será:

$$P = \frac{9550 \cdot 4,15 \cdot 1,5}{47,74} = 1245,26 \text{ Nm}$$

Tabla 41. Elección del modelo (2)

Tipo de Acoplamiento CC-E Tamaño	PAR NOMINAL Nm.	PAR DE PICO Nm.	MAX. 1) VELOCIDAD r.p.m.	DIMENSIONES (mm.)								4) Inercia J kgm ²	4) Peso kg.	Desalin. Axial 5) ±Ka mm.	Desalin. Ang. 5) ±Kw grados
				d1-d2 2) max.	D	D1	I1-I2	DBSE min.3)	L min.	F6)	S				
90-6	240	480	11600	34	106	47	40	9	89	30	7,5	0,006	4,3	1,5	1,5°
110-6	575	1150	9500	42	128	59	50	10	110	45	8,4	0,016	7,5	2,1	
132-6	1100	2200	7900	53	149	74	60	10	130	45	8,4	0,037	11	2,6	
158-6	2000	4000	6600	63	175	88	70	12	152	55	11,2	0,08	19	3,1	
185-6	3300	6600	5600	71	199	100	80	15	175	65	14,0	0,16	29	3,7	
202-6	4600	9200	5150	81	218	113	90	17	197	78	15,5	0,26	38	3,8	1°
228-6	7000	14000	4550	91	247	127	100	19	219	85	17,5	0,48	57	4,2	
255-6	10200	20400	4100	99	278	139	115	21	251	100	19,5	0,88	84	4,7	
278-6	14200	28400	3750	111	298	155	125	22	272	105	21,2	1,27	104	5,2	
302-6	20000	40000	3450	121	331	170	135	26	296	115	24,4	2,10	139	5,7	

2000 Nm > 1245,26 Nm ✓

6600 rpm > 47,74 rpm ✓

63 mm > 60 mm ✓

Durante el montaje se debe comprobar que la desalineación del acoplamiento no exceda de la máxima permitida, que en este caso es 1,5°.

Las chavetas de los ejes se calculan en el apartado siguiente.

3.16. CHAVETAS

Para fijar la unión de los ejes con el acoplamiento, así como la unión del engranaje con el eje del motor de rotación usamos chavetas.

Una chaveta es una pieza de sección rectangular o cuadrada que se inserta entre dos elementos que deben ser solidarios entre sí para transmitir potencia y evitar que se produzcan deslizamientos de una pieza sobre la otra.

El hueco que se mecaniza en las piezas acopladas para insertar las chavetas se llama chavetero. La chaveta tiene que estar muy bien ajustada y carecer de juego que pudiese desgastarla o romperla por cizallamiento.

En total necesitaremos 5 chavetas. Dos de ellas, para fijar el eje del motor de elevación y el eje del tambor, con el acoplamiento correspondiente. Otras dos chavetas para hacer lo propio con el eje del motor y la polea de traslación. La última chaveta, fija el engranaje con el eje del motor de rotación.

NOTA: las poleas quedan fijadas a los ejes mediante una junta de estanqueidad, por lo que no requieren ni chaveta ni chavetero.

3.16.1. Cálculo de la chaveta

En primer lugar calcularemos la fuerza que actúa sobre la chaveta para posteriormente estudiar si se produce o no el fallo de la misma en función dicha fuerza.

Se supone, de forma simplificada, que sobre la chaveta actúa una fuerza tal que:

$$F_{chaveta} = \frac{2 \cdot T}{D}$$

$$\text{Eje del motor de traslación} \rightarrow F_{chaveta} = \frac{2 \cdot 704}{60 \cdot 10^{-3}} = 23466,66 \text{ N}$$

$$\text{Eje del motor de elevación} \rightarrow F_{chaveta} = \frac{2 \cdot 5371}{80 \cdot 10^{-3}} = 134275 \text{ N}$$

$$\text{Eje del motor de rotación} \rightarrow F_{\text{chaveta}} = \frac{2 \cdot 5640}{100 \cdot 10^{-3}} = 112800 \text{ N}$$

El fabricante de motores nos proporciona el eje de salida ya mecanizado.

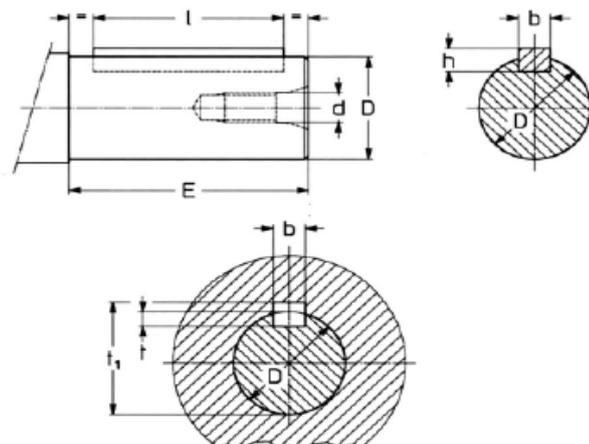


Figura 101. Dimensiones de la chaveta y chavetero en función del \varnothing_{eje}

Tabla 42. Dimensiones de la chaveta y chavetero en función del \varnothing_{eje}

Extremo del árbol Bout d'arbre			Chaveta Clavette	Chavetero Rainure		
D ∅	E ¹⁾	d ∅	b × h × l ¹⁾	b	t	t ₁
11 j 6	23 (20)	M 5	4 × 4 × 18 (12)	4	2,5	12,7
14 j 6	30	M 6	5 × 5 × 25	5	3	16,2
16 j 6	30	M 6	5 × 5 × 25	5	3	18,2
19 j 6	40	M 6	6 × 6 × 36	6	3,5	21,7
24 j 6	50 (36)	M 8	8 × 7 × 45 (25)	8	4	27,2
28 j 6	60 (42)	M 8	8 × 7 × 45 (36)	8	4	31,2
32 k 6	80 (58)	M 10	10 × 8 × 70 (50)	10	5	35,3
38 k 6	80 (58)	M 10	10 × 8 × 70 (50)	10	5	41,3
42 k 6	110	M 12	12 × 8 × 90	12	5	45,3
45 k 6	82	M 12	14 × 9 × 70	14	5,5	51,8
48 k 6	82 (80)	M 12	14 × 9 × 70	14	5,5	51,8
55 m 6	82	M 12	16 × 10 × 70	16	6	59,3
60 m 6	105	M 16	18 × 11 × 90	18	7	64,4
70 m 6	105	M 16	20 × 12 × 90	20	7,5	74,9
80 m 6	130	M 20	22 × 14 × 110	22	9	85,4
90 m 6	130	M 20	25 × 14 × 110	25	9	95,4
100 m 6	165	M 24	28 × 16 × 140	28	10	106,4

Mirando en la tabla obtenemos las dimensiones de las chavetas (la longitud de estas puede rebajarse):

- $\varnothing_{\text{eje}} = 60 \text{ mm} \rightarrow 18 \times 11 \times 90 \text{ mm}$ (chaveta 1)
- $\varnothing_{\text{eje}} = 80 \text{ mm} \rightarrow 22 \times 14 \times 110 \text{ mm}$ (chaveta 2)
- $\varnothing_{\text{eje}} = 100 \text{ mm} \rightarrow 28 \times 16 \times 140 \text{ mm}$ (chaveta 3)

Las longitudes de las chavetas no deberán ser mayores que las del elemento montado, por tanto la longitud de las chavetas 1 y 3 están limitadas a 61,5 mm y 66 mm respectivamente (la longitud del chavetero del eje del motor de traslación es de 90 mm pero solo 61,5 mm de chaveta actúa sobre el acoplamiento; el espesor del engranaje es de 66 mm).

A continuación se puede ver un croquis de como quedan definidas las chavetas en función del elemento montado.

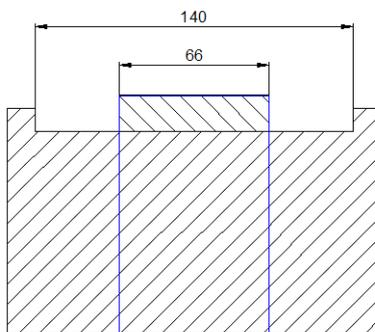


Figura 102. Chaveta y chavetero (eje del motor de rotación)

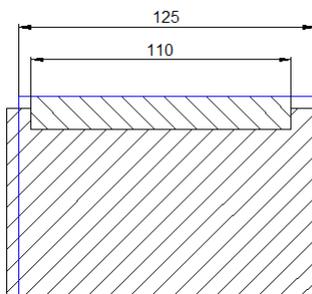


Figura 103. Chaveta y chavetero (eje del motor de elevación)

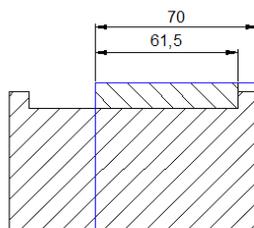


Figura 104. Chaveta y chavetero (eje del motor de traslación)

NOTA: en azul se representan los agujeros de los acoplamiento/engranaje donde se introduce el eje.

Además se recomienda que el largo de la chaveta no supere 1,5 veces el diámetro del eje.

Las chavetas están fabricadas en acero C45K ya que por su dureza y tenacidad dicho acero es adecuado para la fabricación de componentes de máquinas.

Para el correcto dimensionamiento de las chavetas se debe conocer sus propiedades mecánicas que se muestran en la Figura 102.

Propiedades mecánicas:	Dureza 163 HB (84 HRb)
	Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)
	Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)
	Elongación 16% (en 50 mm)
	Reducción de área (40%)
	Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
	Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

Figura 105. Propiedades mecánicas acero C45K

Para un acero C45K la tensión de fluencia es:

$$\sigma_{yp} = 310 \text{ MPa}$$

Finalmente calculamos la longitud mínima que debe tener la chaveta para que no se produzca el fallo tanto a cortante como a aplastamiento.

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \text{ (A cortante)}$$

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \text{ (A aplastamiento)}$$

Las chavetas se colocan en los ejes como fusible mecánico, rompiéndose éste y no el resto de elementos de precio considerablemente superior, es por este motivo que el coeficiente de seguridad no debe ser muy elevado, en nuestro caso vamos a tomar $CS = 1,1$.

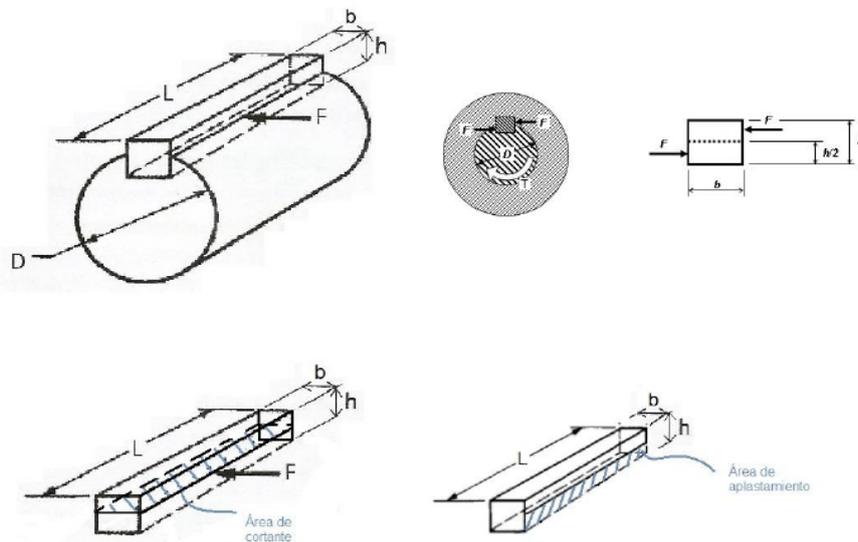


Figura 106. Fallo de la chaveta

- Chaveta 1

$$(A \text{ cortante}) \tau = \frac{23466,66}{18 \cdot L} \leq \frac{310}{2 \cdot 1,1} \rightarrow L \geq 9,25 \text{ mm}$$

$$(A \text{ aplastamiento}) \sigma = \frac{23466,66}{11 \cdot \frac{L}{2}} \leq \frac{310}{1,1} \rightarrow L \geq 15,14 \text{ mm}$$

$$L_{\text{requerida}} = 16 \text{ mm}$$

- Chaveta 2

$$(A \text{ cortante}) \tau = \frac{134275}{22 \cdot L} \leq \frac{310}{2 \cdot 1,1} \rightarrow L \geq 43,31 \text{ mm}$$

$$(A \text{ aplastamiento}) \sigma = \frac{134275}{14 \cdot \frac{L}{2}} \leq \frac{310}{1,1} \rightarrow L \geq 68,06 \text{ mm}$$

$$L_{\text{requerida}} = 69 \text{ mm}$$

- Chaveta 3

$$(A \text{ cortante}) \tau = \frac{112800}{28 \cdot L} \leq \frac{310}{2 \cdot 1,1} \rightarrow L \geq 28,59 \text{ mm}$$

$$(A \text{ aplastamiento}) \sigma = \frac{112800}{16 \cdot \frac{L}{2}} \leq \frac{310}{1,1} \rightarrow L \geq 50,03 \text{ mm}$$

$$L_{\text{requerida}} = 51 \text{ mm}$$

Podemos concluir que las longitudes obtenidas no superan la impuesta por el chavetero de los ejes ni por el elemento montado.

Como hemos comentado, las chavetas son elementos normalizados, por tanto seleccionamos las chavetas de catalogo. En concreto, estos componentes los hemos seleccionado de la empresa OPAC.

Tabla 43. Chavetas normalizadas de la empresa OPAC

Forma	Medida nominal b x h 1)	Diferencia admisible para			r	Peso Kg/m ≈	Utilizable para					
		según zona de tolerancia ISA					chavetas media caña según DIN 6881	chavetas planas según DIN 6883	chavetas planas con cabeza según DIN 6884	lengüetas de ajuste y chavetas según DIN 6885 DIN 6886	chavetas con cabeza según DIN 6887	chavetas media caña con cabeza según DIN 6889
		b	h	h								
h9	h9	h11										
Rectangular	[8 x 7]	-0,036	--	-0,090	0,4 + 0,2	0,440			8 x 7			
	[10 x 8]					0,628		8 x 5	10 x 8		10 x 4	
	12 x 8	-0,036	--			0,754			12 x 8	8 x 7	12 x 4	
	[12 x 10]					0,943			10 x 8			
	14 x 9	-0,043		-0,090	0,5 + 0,2	0,989			14 x 9		14 x 4,5	
	16 x 10					1,26			16 x 10			
	[18 x 11]	-0,052		-0,110	0,6 + 0,2	1,55			18 x 11		18 x 5	
	20 x 12					1,88			20 x 12			
	[22 x 14]					2,42			22 x 14			
	25 x 14					2,75			25 x 14			
	[25 x 22]	-0,130		-0,130	0,8 + 0,3	4,32		25 x 9		25 x 14	25 x 7	
	[28 x 16]					3,52			28 x 16			
	[28 x 25]	-0,130			0,8 + 0,3	5,50		28 x 10		28 x 16	28 x 7,5	
	32 x 18	-0,110			0,8 + 0,3	4,52			32 x 18			
	[32 x 30]					7,54		32 x 11		32 x 18	32 x 8,5	
	36 x 20	-0,160			1,0 + 0,3	5,65			36 x 20			
	[36 x 34]					9,61		36 x 12		36 x 20	36 x 9	
	40 x 22	-0,130			1,0 + 0,3	6,91			40 x 22			
	[40 x 38]					11,9		40 x 14		40 x 22		
	[45 x 25]	-0,130			1,2 + 0,4	8,83		45 x 16		45 x 25		
	[45 x 43]	-0,160			1,2 + 0,4	15,2		45 x 16		45 x 25		
	[50 x 28]	-0,130			1,2 + 0,4	11,0		50 x 18		50 x 28		
	[50 x 48]	-0,160			1,6 + 0,5	18,8		50 x 18		50 x 28		
	[56 x 32]					14,1			56 x 32			
	[63 x 32]	-0,074			1,6 + 0,5	15,8			63 x 32			
	[70 x 36]					19,8			70 x 36			
	[80 x 40]	-0,087			2,5 + 0,5	25,1			80 x 40			
	90 x 45 3)					31,8			90 x 45			
[100 x 50]				2,5 + 0,5	39,3			100 x 50				