

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***DISEÑO Y ANÁLISIS DE UNA
PLATAFORMA DE LANZAMIENTO.***

Alumno/Alumna: Sainz, Álvarez, Iñigo

Director/Directora (1): Coria, Martínez, Ibai

Curso: 2020-2021

Fecha: Bilbao, 7 de Julio de 2021

RESUMEN.

En este documento se explica y muestra el diseño y análisis realizado de una plataforma de lanzamiento para un cohete que será empleada por el equipo Bisky Team.

Se describirá el proceso de diseño de la plataforma de lanzamiento desde sus fases iniciales hasta la obtención del prototipo final. Se detallarán los criterios seguidos para la construcción de este proyecto, se justificará la elección de los elementos comerciales y finalmente se aportarán análisis estáticos por Elementos Finitos y un análisis tradicional mediante ecuaciones de resistencia de materiales de las diferentes partes de la estructura.

Tras la realización de los análisis se obtiene un diseño robusto, ligero, económico, fácil de desmontar y transportar, capaz de posicionarse en diversos ángulos de lanzamiento y capaz de dar estabilidad a grandes cohetes con un CS de 2. Finalmente se proporcionan los planos necesarios para la construcción y fabricación del proyecto y una guía de montaje y funcionamiento.

Palabras clave: Plataforma de lanzamiento, conjunto pórtico de sujeción, conjunto placa base giratoria, torre de lanzamiento, Ansys Mechanical, Ansys Workbench, Catia V5, estática.

LABURPENA.

Dokumentu honetan, Bisky Team taldeak erabiliko duen suziriak jaurtitzeko plataforma bat diseinatzen eta aztertzen da.

Abiarazte-plataformaren diseinu prozesua deskribatuko da, hasierako faseetatik amaierako prototipoa lortu arte. Proiektu hau eraikitzekeo jarraitutako irizpideak zehaztuko dira, merkataritza-elementuen hautaketa justifikatuko da eta, azkenik, elementu finituen analisi estatikoen edo analisi tradizionalen bidez aztertu diren egituraren zatiak aurkeztuko dira.

Analisiak egin ondoren diseinu sendoa, arina, ekonomikoa, desmuntatzeko eta garraiatzeko erraza, jaurtitzerakoan angulu desberdinetan koka daitekeena eta kohete handiei egonkortasuna emateko gai dena lortzen da, hau dana 2 segurtasun koefizientearekin. Azkenik, proiektua eraikitzekeo eta fabrikatzeko behar diren planoak eta muntaketa eta funtzionamendu gida bat ematen dira.

Gako-hitzak: jaurtiketa-plataforma, eusteko arkupea, oinarri-plaka birakaria, jaurtiketa-dorrea, Ansys Mechanical, Ansys Workbench, Catia V5, estatika.

SUMMARY.

This document explains and shows the design and analysis carried out for a launch pad for a rocket that will be used by the Bisky Team.

The launch pad design process will be described from its initial phases to obtaining the final prototype. The criteria followed for the construction of this project will be detailed, the choice of commercial elements will be justified and finally a static analysis by finite elements or a traditional analysis using resistance equations of the different parts of the structure will be provided.

After conducting the analyzes, a robust, lightweight, economical design is obtained, easy to disassemble and transport, capable of being positioned at various launch angles and capable of providing stability to large rockets with a CS of 2. Finally, the necessary plans for the construction and manufacture of the project and an assembly and operation guide are provided.

Keywords: Launching platform, gantry assembly, rotating base plate assembly, launching tower, Ansys Mechanical, Ansys Workbench, Catia V5, static.

ÍNDICE DE CONTENIDO

MEMORIA	17
1 - INTRODUCCIÓN.....	17
2 - CONTEXTO.	19
2.1 - EQUIPO BISKY TEAM.....	22
2.1.1 - PROYECTOS LLEVADOS A CABO.....	22
2.1.2 - PROYECTOS CERCANOS.....	23
2.1.3 - PROYECTOS FUTUROS.....	24
3 - OBJETIVOS Y ALCANCE.....	25
4 - BENEFICIOS.	27
4.1 - BENEFICIOS ECONÓMICOS.....	27
4.2 - BENEFICIOS PRÁCTICOS Y DOCENTES.....	27
5 - DESCRIPCIÓN DE REQUERIMIENTOS	29
5.1 - REQUERIMIENTOS GEOMÉTRICOS Y ESTRUCTURALES.....	29
5.2 - REQUERIMIENTOS DE RESISTENCIA.....	30
5.3 - REQUERIMIENTOS ECONÓMICOS.....	30
6 - ANÁLISIS DEL ESTADO DEL ARTE.	31
6.1 - PLATAFORMAS DE LANZAMIENTO A NIVEL INDUSTRIAL.....	31
6.1.1 - TIPOS DE PLATAFORMAS DE LANZAMIENTO.....	33
6.2 - PLATAFORMAS DE LANZAMIENTO DE MISILES.....	34
6.3 - PLATAFORMAS DE LANZAMIENTO DISEÑADAS POR PARTICULARES.....	35
7 - ANALISIS DE ALTERNATIVAS.	39
7.1 - SISTEMAS DE CARGA.....	39
7.1.1 - USO DE CABESTRANTE MANUAL.....	39
7.1.2 - USO DE MOTOR.....	39
7.2 - TIPOS DE BASES.....	40
7.2.1 - REMOLQUE.....	40
7.2.2 - PÓRTICO DE SUJECCIÓN.....	41
7.3 - SISTEMAS PARA LA INCLINACIÓN DE LA TORRE DE LANZAMIENTO.....	41
7.3.1 - SISTEMA DE GUÍAS.....	41
7.3.2 - SISTEMA DE PIE DE NIVELACIÓN.....	41
7.3.3 - PISTON HIDRÁULICO.....	42
7.4 - ALTERNATIVAS EN CUANTO AL MATERIAL EMPLEADO.....	42
7.4.1 - ACERO.....	42
7.4.2 - ALUMINIO.....	43
8 - DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA.....	44
METODOLOGÍA SEGUIDA EN EL DESARROLLO DEL PROYECTO.	46
9 - DESCRIPCIÓN DE LAS FASES DEL PROYECTO.	46
10 - DIAGRAMA DE GANTT.	48
11 - DISEÑO DE LA PLATAFORMA DE LANZAMIENTO.	51
11.1 - PORTICO SUJECCIÓN.....	52
11.1.1 - UNIÓN ENTRE TUBOS.....	53
11.1.2 - PIES DE APOYO.....	54
11.1.3 - CÁNCAMOS.....	54
11.1.4 - MOTOR.....	55

11.1.5 - MONTAJE DEL MOTOR.....	55
11.1.6 - ABRAZADERAS PARA COLOCAR LOS EJES.....	55
11.1.7 - PIE DE NIVELACIÓN.....	56
11.2 - PLACA BASE GIRATORIA.....	56
11.2.1 - PLACA BASE SOLDADA DE ACERO.....	57
11.2.2 - TUBOS ESTRUCTURALES.....	57
11.2.3 - SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE ESFUERZOS.....	58
11.2.4 - CÁNCAMOS.....	59
11.2.5 - BULONES (EJES).....	59
11.2.6 - AMARRE PARA LA TORRE DE LANZAMIENTO.....	60
11.3 - TORRE DE LANZAMIENTO.....	60
11.3.1 - TRAVESAÑOS NAXPRO TRUSS.....	61
11.3.2 - ABRAZADERAS DOBLES.....	62
11.3.3 - ABRAZADERAS CON OJAL.....	62
12 - CÁLCULOS PREVIOS AL ESTUDIO DE LOS ELEMENTOS DE LA PLATAFORMA DE LANZAMIENTO.....	64
12.1 - OBTENCIÓN DEL PESO Y DE LA DISTANCIA ENTRE PUNTO DE APLICACIÓN DE LA FUERZA Y PUNTO DE ROTACIÓN (X).....	66
12.1.1 - ELEMENTOS UNIDOS A LA PLACA.....	68
12.1.2 - ELEMENTOS DE SUJECCIÓN DEL COHETE.....	74
12.1.3 - ELEMENTOS DE UNIÓN ENTRE LA PLACA Y LOS ELEMENTOS DE SUJECCIÓN DEL COHETE.....	80
12.2 - OBTENCIÓN DEL ÁNGULO PARA EL CUAL EL CABLE QUE TIRA DE LA PLACA DEJA DE TENER TENSIÓN.....	89
12.2.1 - EL COHETE.....	90
12.2.2 - ANGULO DE CAIDA DE LA PLACA.....	91
12.3 - OBTENCIÓN DE LA FUERZA QUE EJERCE EL CABLE DEL MOTOR.....	94
13 - ESTUDIO DEL CONJUNTO PÓRTICO DE SUJECCIÓN.....	99
13.1 - ANÁLISIS MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.....	99
13.1.1 - TIPO DE ANÁLISIS.....	100
13.1.2 - PREPARACIÓN DEL MODELO.....	101
13.1.3 - SIMPLIFICACIÓN DEL MODELO.....	102
13.1.4 - DEFINICIÓN DE ELEMENTOS.....	103
13.1.5 - MALLADO.....	104
13.1.6 - CONDICIONES DE CONTORNO.....	104
13.2 - DESCRIPCIÓN DE RESULTADOS.....	106
13.2.1 - APOYOS QUE TRABAJAN.....	107
13.2.2 - ESFUERZOS EN BARRAS.....	111
13.2.3 - TENSIONES DE VON MISSES.....	114
13.3 - COMPROBACIÓN DE RESULTADOS MEDIANTE EL MÉTODO TRADICIONAL.....	115
13.3.1 - OBTENCIÓN DEL ÁREA Y LOS MOMENTOS DE INERCIA.....	116
13.3.2 - CÁLCULO DE LAS TENSIONES EN EL ELEMENTO 148.....	118
13.3.3 - RESUMEN DE RESULTADOS Y VALIDACIÓN DE LA ESTRUCTURA.....	126
14 - ESTUDIO DE UNA UNIÓN STARMODUL 0055-05.....	127
14.1 - ANALISIS MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.....	128
14.1.1 - TIPO DE ANÁLISIS.....	128
14.1.2 - PREPARACIÓN DEL MODELO.....	128
14.1.3 - SIMPLIFICACIONES REALIZADAS.....	129
14.1.4 - ALTERNATIVAS SURGIDAS DURANTE EL PROCESO.....	129
14.1.5 - CONTACTOS.....	132
14.1.6 - MALLADO Y MATERIAL.....	133
14.1.7 - CONDICIONES DE CONTORNO Y CARGAS.....	134
14.2 - DESCIPCIÓN DE RESULTADOS DEL ESTUDIO DE UNA UNIÓN STARMODUL 0055-05.....	136
14.2.1 - COMPROBACIÓN DEL EQUILIBRIO ESTÁTICO.....	136
14.2.2 - TENSIONES Y DEFORMACIONES.....	137

14.2.3 - COMPARACIÓN CONTRA LOS ENSAYOS EXPERIMENTALES.....	139
15 - ESTUDIO DE LOS EJES.....	141
15.1 - ESTÁTICA.....	142
15.1.1 - ESFUERZOS EN EL EJE.....	142
15.1.2 - COMPROBACIÓN A ESTÁTICA.....	144
15.2 - FATIGA.....	146
15.2.1 - SECCIÓN A.....	152
15.2.2 - SECCIÓN B.....	155
16 - ESTUDIO PARTE SUPERIOR.....	159
16.1 - FUNCIONAMIENTO DE LOS CABLES.....	161
16.1.1 - TIPO DE ANÁLISIS.....	162
16.1.2 - DEFINICIÓN DE UN CABLE.....	162
16.1.3 - PRIMERAS SIMPLIFICACIONES.....	164
16.1.4 - UNIÓN CABLE-CÁNCAMO.....	165
16.1.5 - COMPORTAMIENTO DE LA UNIÓN FRENTE A ESFUERZOS.....	166
16.1.6 - PRETENSIÓN DE UN CABLE.....	174
16.1.7 - COMPORTAMIENTO DEL CABLE PRETENSADO FRENTE A ESFUERZOS.....	176
16.1.8 - SOLUCIÓN FINAL ADOPTADA.....	178
16.2 - ANÁLISIS DE COMPORTAMIENTO DEL CONJUNTO SUPERIOR.....	179
16.2.1 - TIPO DE ANÁLISIS.....	179
16.2.2 - PREPARACIÓN DEL MODELO. ESFUERZOS SOBRE LA ESTRUCTURA.....	180
16.2.3 - SIMPLIFICACIONES DEL MODELO.....	186
16.2.4 - CONTACTOS.....	194
16.2.5 - MALLADO Y MATERIAL.....	196
16.2.6 - CONDICIONES DE CONTORNO.....	197
16.3 - DESCRIPCIÓN DE RESULTADOS DEL ENSAYO CONJUNTO SUPERIOR.....	199
16.3.1 - COMPROBACIÓN DEL EQUILIBRIO ESTÁTICO.....	199
16.3.2 - MODELO SIN PRETENSIÓN.....	200
16.3.3 - MODELO CON PRETENSIÓN.....	202
16.3.4 - RESUMEN DE RESULTADOS Y VALIDACIÓN DE LA ESTRUCTURA.....	208
17 - ESTUDIO DEL CONJUNTO PLACA BASE GIRATORIA.....	209
17.1 - ANÁLISIS MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.....	209
17.1.1 - TIPO DE ANÁLISIS.....	209
17.1.2 - SIMPLIFICACIONES DEL MODELO.....	210
17.1.3 - CONTACTOS.....	210
17.1.4 - MALLADO Y MATERIAL.....	211
17.1.5 - CONDICIONES DE CONTORNO.....	214
17.2 - DESCRIPCIÓN DE RESULTADOS DEL CONJUNTO PLACA BASE GIRATORIA.....	215
17.2.1 - DEFORMACIONES.....	215
17.2.2 - TENSIONES.....	216
18 - ANÁLISIS PARA COHETES DE MAYOR TAMAÑO.....	218
18.1 - CONJUNTO PÓRTICO DE SUJECCIÓN.....	218
18.2 - EJE DE ROTACIÓN (BULÓN).....	220
18.3 - PARTE SUPERIOR.....	220
18.4 - CONJUNTO PLACA BASE GIRATORIA.....	222
ASPECTOS ECONÓMICOS.....	224
19 - DESCRIPCIÓN DEL PRESUPUESTO.....	224
CONCLUSIONES.....	228
BIBLIOGRAFÍA.....	230

ANEXO I: ELEMENTOS COMERCIALES.	232
ANEXO II: MANUAL DE MONTAJE.	248
ANEXO III: PLANOS	263

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Prototipo del cohete Charlie.	17
Figura 2. División del proyecto en diferentes subestructuras.	21
Figura 3. Cohete Alpha.	22
Figura 4. Cohete Bravo.	23
Figura 5. Cohete Charlie.	23
Figura 6. Cohete Cosmox.	24
Figura 7. Complejo de lanzamiento 39 operado por la NASA. Florida, Estados Unidos.	32
Figura 8. Utilización de agua en el deflector para reducir los efectos del sonido y el calentamiento.	33
Figura 9. Sistema de transporte de cohetes integrados horizontalmente.	34
Figura 10. Sistema de transporte para cohetes ensamblados verticalmente.	34
Figura 11. Plataforma de lanzamiento construida por el equipo Dare.	35
Figura 12. Plataforma de lanzamiento construida por el equipo Delft.	36
Figura 13. Izquierda: Posición de montaje. Derecha: Posición de lanzamiento a 15°.	37
Figura 14. Plataforma del equipo de USC.	37
Figura 15. Plataforma de lanzamiento del equipo AESIR.	38
Figura 16. Cabestrante manual.	39
Figura 17. Cabestrante eléctrico (Motor) que puede ser conectado a una batería portátil.	40
Figura 18. Utilización de un remolque para el transporte de la estructura.	40
Figura 19. Vista de los pistones hidráulicos utilizados en una excavadora.	42
Figura 20. Primer boceto de la estructura definitiva.	44
Figura 21. Diagrama de gantt.	50
Figura 22. División de la plataforma en tres subconjuntos.	52
Figura 23. Conjunto pórtico de sujeción.	53
Figura 24. Tipo de unión realizada por un soporte Starmodul.	54
Figura 25. Pies de apoyo utilizados.	54
Figura 26. Cáncamo sobre el pórtico de sujeción.	54
Figura 27. Cabestrante eléctrico 12v.	55
Figura 28. Espacio para colocar contrapesos.	55
Figura 29. Abrazaderas.	56
Figura 30. Pie de nivelación.	56
Figura 31. Conjunto placa base giratoria.	57
Figura 32. Placa de Acero 800x800x5 mm.	57
Figura 33. Tubos estructurales de acero.	58
Figura 34. Sistema de transmisión de esfuerzos ideado.	58
Figura 35. Vista en corte de cáncamos giratorios.	59

Figura 36. Bulones (ejes) de rotación de la placa.....	59
Figura 37. Sistema de sujeción de la torre de lanzamiento.....	60
Figura 38. Torre de lanzamiento	60
Figura 39. Truss HD34 y HD33 contruidos en aluminio.	61
Figura 40. Montaje de un truss con otro.....	61
Figura 41. Sistema de montaje de abrazaderas dobles.	62
Figura 42. Elementos sobre la torre de lanzamiento.	62
Figura 43. Esquema donde se ubican los términos definidos anteriormente.	65
Figura 44. Plano ZX del sistema de coordenadas definido.	65
Figura 45. Plano ZY del sistema de coordenadas definido.	66
Figura 46. Elementos de la placa base giratoria.....	67
Figura 47. Placa base giratoria vista desde abajo.....	67
Figura 48. Elementos en la torre de lanzamiento.	68
Figura 49. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.	69
Figura 50. Esquema reducido de la placa con una inclinación α y distancias en mm.....	70
Figura 51. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.	71
Figura 52. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.	71
Figura 53. Esquema reducido con una inclinación α y distancias en mm.	72
Figura 54. Esquema reducido sin inclinación α y distancias en mm.....	73
Figura 55. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.	73
Figura 56. Sección del truss triangular.	74
Figura 57. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.	75
Figura 58. Ejemplo de variación del ángulo de la torre con relación al ángulo de la base cuando este es de 30°.....	75
Figura 59. Relación entre el ángulo β de la torre truss y el ángulo α de la placa, los dos respecto la línea horizontal.	76
Figura 60. Esquema reducido con una inclinación α y distancias en mm.	76
Figura 61. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.	77
Figura 62. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.	78
Figura 63. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.	79
Figura 64. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.	79
Figura 65. Distancia en mm desde el centro de gravedad hasta el punto 0 de la figura.....	80
Figura 66. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.	81
Figura 67. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.	82
Figura 68. Distancia en mm desde el centro de gravedad hasta el punto 0 de la figura.....	82
Figura 69. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.	83
Figura 70. Disposición de las abrazaderas delanteras en el conjunto placa base giratoria vista de frente.....	83
Figura 71. Disposición de las abrazaderas delanteras vistas desde arriba.....	84
Figura 72. Distancia en mm desde el centro de gravedad hasta el punto 0 de la figura.....	84

Figura 73. Distancias en mm desde el centro de aplicación de la fuerza hasta el punto de rotación en mm con la placa a 0° respecto la horizontal en los planos ZY y ZX.	85
Figura 74. Disposición de las abrazaderas traseras vistas desde arriba.	86
Figura 75. Disposición de las abrazaderas traseras vistas desde frente.	86
Figura 76. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.	87
Figura 77. Distancia en mm desde el centro de gravedad hasta el punto O de la figura.	87
Figura 78. Esquema reducido con una inclinación α y distancias en mm.	88
Figura 79. Vista detalle de la disposición de las abrazaderas dobles.	88
Figura 80. Para momentos antihorarios el cable del motor tendrá tensión.	89
Figura 81. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.	90
Figura 82. Esquema reducido con distancias en mm y una inclinación α	91
Figura 83. Momentos generados por una fuerza a cada lado del punto de rotación.	92
Figura 84. Esquema de las distancias en mm y la inclinación α para un cohete de 3 metros de altura y 200 Kilogramos.	94
Figura 85. Esquema distancias desde el motor hasta el punto de rotación del conjunto superior. Simplificación del conjunto pórtico de sujeción.	96
Figura 86. Simplificación realizada del conjunto pórtico de sujeción.	96
Figura 87. Ejemplo para cuando el ángulo entre el conjunto placa base giratoria y la horizontal es 0°.	97
Figura 88. Esquema con las medidas Z y X a obtener del cable para poder hallar el ángulo α	97
Figura 89. Conjunto pórtico de sujeción.	99
Figura 90. Conjunto pórtico de sujeción numerado por keyPoints.	101
Figura 91. KeyPoints creados en Ansys.	102
Figura 92. Conjunto Pórtico de sujeción en Ansys Clásico.	103
Figura 93. Izquierda: Gdl de un elemento Viga. Derecha: Gdl de un elemento barra.	103
Figura 94. Colocación de cargas y apoyos.	106
Figura 95. Estructura lista para ser analizada.	107
Figura 96. Deformación en mm del conjunto pórtico de sujeción sin tener en cuenta el peso propio.	109
Figura 97. Deformación en mm en el conjunto pórtico de sujeción teniendo en cuenta el peso propio.	111
Figura 98. Momentos en Nmm respecto del eje Y.	112
Figura 99. Elementos 56-148 situados sobre el conjunto pórtico de sujeción.	112
Figura 100. Fuerza Axial en N. Fuerza en el eje X.	113
Figura 101. Momentos y fuerzas restantes.	114
Figura 102. Tensiones en MPa sobre el conjunto pórtico de sujeción.	115
Figura 103. Detalle, lugar con mayor tensión, zona perteneciente al elemento 148.	115
Figura 104. Sección del perfil 50x50x4.	116
Figura 105. Distribución de momentos en la sección.	118
Figura 106. Distribución de fuerzas sobre la sección.	119
Figura 107. Punto a estudiar en la sección.	119
Figura 108. Tensiones que aparecen en un plano de corte a 45 grados.	120

Figura 109. Tensión normal debida a una fuerza axial.....	120
Figura 110. Tensión normal debida a un momento flector.....	121
Figura 111. Tensiones normales debidas a momentos diferentes.....	121
Figura 112. Tensión cortante debida a un esfuerzo cortante.....	121
Figura 113. Momento estático Q de un perfil rectangular.....	122
Figura 114. Torsión en un perfil de sección cuadrada.....	123
Figura 115. Punto más alejado de la sección.....	123
Figura 116. Viga sometida a una fuerza cortante.....	123
Figura 117. Líneas de máxima tensión cortante debida a un momento torsor sobre un perfil de sección cuadrada.....	124
Figura 118. Perfil rectangular hueco.....	125
Figura 119. Union Star modul 0055-05 del conjunto pórtico de sujeción.....	127
Figura 120. Simplificación de la estructura en una sola unión Star modul.....	128
Figura 121. Esquema simplificado del ensayo a realizar.....	129
Figura 122. Izquierda: Unión real. Derecha: Unión simplificada, tornillos creados en Ansys.....	129
Figura 123. Unión Barra-Barra mediante contacto Bonded.....	130
Figura 124. Deformación en milímetros sobre el modelo barra-barra. Escala 1:1.....	130
Figura 125. Unión entre las dos barras. Tensión máxima de 230 Mpa.....	131
Figura 126. Contacto Bonded definido en la unión Star modul 0055-05.....	131
Figura 127. Funcionamiento de un contacto Frictional.....	132
Figura 128. Contacto Bonded entre tornillo y unión.....	132
Figura 129. Contacto Frictional entre soporte y barra.....	133
Figura 130. Detalle de la malla creada.....	134
Figura 131. Pretensión del tornillo.....	135
Figura 132. Lugar de aplicación de las cargas externas.....	135
Figura 133. Empotramiento sobre la barra que se une al conjunto pórtico de sujeción.....	136
Figura 134. Izquierda: Fuerzas sobre el empotramiento. Derecha: fuerzas sobre el apoyo desplazable.....	136
Figura 135. Izquierda: momentos sobre el empotramiento. Derecha: momentos sobre el apoyo desplazable.....	137
Figura 136. Deformación en mm del modelo estudiado. Escala 33:1.....	138
Figura 137. Tensiones en MPa sobre la unión.....	138
Figura 138. Tensiones en MPa sobre los tubos.....	139
Figura 139. Tipo de ensayo realizado.....	139
Figura 140. Eje diseñado.....	141
Figura 141. Fallo por fatiga al cabo de N ciclos.....	141
Figura 142. Detalle, apoyos del eje.....	142
Figura 143. Distribución de fuerzas sobre el eje.....	143
Figura 144. Diagramas de esfuerzos en el plano ZY.....	143
Figura 145. Diagrama de esfuerzos en el plano XY.....	143
Figura 146. Medidas en mm y puntos de aplicación de las fuerzas en el eje.....	144

Figura 147. Estado tensional generado por un momento flector.	145
Figura 148. Aplicación sobre un sólido de una fuerza con componente media y alterna.	147
Figura 149. Gráfica log σ - logN (curva de Basquin), resultado del ensayo de la probeta rotatoria de Moore.....	147
Figura 150. Curva de Basquin reducida.....	148
Figura 151. Curva de Basquin de la probeta y de la pieza.....	148
Figura 152. Gráfica $\sigma_m - \sigma_r - N$, resultado del ensayo de la probeta rotatoria de Moore (diagrama de Haigh).	149
Figura 153. Superficie de fatiga para materiales dúctiles. Izquierda: tensión media de tracción; Derecha: Tensión media de compresión.	149
Figura 154. Combinación $\sigma_m - \sigma_r$ que dan lugar a una duración N de la pieza (rectas de soderberg y Goodman) con tensión media a tracción.....	150
Figura 155. Obtención de las tensiones estáticas principales equivalentes (material dúctil), primer paso en el estudio de estados multiaxiales simples con tensiones medias no nulas.....	151
Figura 156. Obtención de una tensión equivalente a un estado uniaxial estático a partir de un estado biaxial estático.....	151
Figura 157. Tensiones estáticas equivalentes (material dúctil) para el cálculo a fatiga de ejes.....	153
Figura 158. Diagrama para el coeficiente Cs.....	154
Figura 159. Tabla utilizada para obtener el factor Kt.....	156
Figura 160. Tabla utilizada para obtener el valor q.....	157
Figura 161. Conjunto superior en posición de montaje.	159
Figura 162. Conjunto superior.	160
Figura 163. Deformación de la torre de lanzamiento empotrada en su base. Escala 35:1.....	161
Figura 164. Representación de los elementos que forman el cable y el cáncamo.....	162
Figura 165. Comportamiento de la línea con una división.	163
Figura 166. Comportamiento de la línea con 20 divisiones.	164
Figura 167. Unión cáncamo-Cable real diseñada.	164
Figura 168. Simplificación de la unión cáncamo-cable y el tornillo adoptada.	165
Figura 169. Unión mediante patas de araña.	165
Figura 170. Bonded entre cara del tornillo y punto del cable.	166
Figura 171. Esquema del modelo del análisis.....	166
Figura 172. Deformación en milímetros del modelo con contacto Bonded MPC. Escala 19:1.....	167
Figura 173. Tensiones en MPa para contacto Bonded MPC.	168
Figura 174. Momentos en el cable Nmm.	168
Figura 175. Fuerza axial del cable en Newtons.	168
Figura 176. Esquema de fuerzas sobre el apoyo móvil.	169
Figura 177. Resultados de las fuerzas en el apoyo móvil.	169
Figura 178. Tensiones en MPa para contacto Bonded controlado por el programa.....	170
Figura 179. Deformaciones en mm para contacto Bonded controlado por el programa. Escala 3.3:1.....	170
Figura 180. Izquierda: fuerza axial en N. Derecha: momentos en Nmm.....	171
Figura 181. Resultados de las fuerzas en el apoyo móvil.	171
Figura 182. Cuerpos mallados.....	172

Figura 183. Tensiones en MPa para la solución final adoptada.	172
Figura 184. Deformaciones en mm para solución final. Escala 3.3:1	173
Figura 185. Izquierda: fuerza axial en N. Derecha: momentos en Nmm.....	173
Figura 186. Resultados de las fuerzas en el apoyo móvil.	174
Figura 187. Representación de las piezas que componen el cable.	174
Figura 188. Deformación de una barra sometida a una reducción de 10 °C.	175
Figura 189. Tensión en el cable empotrado por sus extremos y sometido a una reducción de 10 °C.	176
Figura 190. Esquema del modelo a realizar en Ansys.	177
Figura 191. Deformación en milímetros sin pretensión. Escala 32:1.	177
Figura 192. Deformación en mm una vez aplicada la pretensión. Escala 1:1.....	178
Figura 193. Equivalencia de una carga distribuida triangular y una escalonada.	180
Figura 194. Visualización de la carga triangular como división en tres escalones diferenciados.	181
Figura 195. Zonas 1 y 2, y altura h del triángulo formado por estas zonas.	182
Figura 196. Izquierda: escalón de la zona 2. Derecha: sección de la carga triangular en la zona 2.....	182
Figura 197. Carga escalonada distribuida que se aplicará sobre el truss triangular.....	183
Figura 198. Esquema y distancias del cable desde el motor hasta la placa base giratoria.....	184
Figura 199. Esquema del ángulo formado por el cable cuando la placa se encuentra a 0° respecto al horizontal....	184
Figura 200. Esquema simplificado de la distancia entre el punto de rotación y las fuerzas del peso del cohete con la placa a 90° respecto la horizontal.	185
Figura 201. Detalle de la plataforma, abrazadera y radios de acuerdo.....	186
Figura 202. Detalle, simplificación de abrazaderas y radios de acuerdo.....	186
Figura 203. Detalle, cáncamos y cables con sus respectivos tensores.	187
Figura 204. Simplificación adoptada de cáncamos y cables.....	187
Figura 205. Vista de la base, tornillería, agujeros, radios del truss y pernos.	188
Figura 206. Vista de la base con las simplificaciones mencionadas aplicadas.	188
Figura 207. Izquierda: torre unida por completo. Derecha: torre con todos sus componentes.	189
Figura 208. Izquierda: Torre unida por completo. Derecha: torre con componentes separados.	189
Figura 209. Cargas aplicadas sobre el truss.	190
Figura 210. Izquierda: Torre unida en una sola pieza. Derecha: Torre unida contactos “Bonded”. Escala 71:1.	191
Figura 211. Fuerzas sobre el empotramiento. Izquierda: Torre unida en una sola pieza. Derecha: Torre unida contactos “Bonded”.....	191
Figura 212. Momentos sobre el empotramiento. Izquierda: Torre unida en una sola pieza. Derecha: Torre unida contactos “Bonded”.....	191
Figura 213. Izquierda: Deformación en mm sin peso propio aplicado. Derecha: Deformación en milímetros con peso propio aplicado.	193
Figura 214. Elementos existentes dentro del modelo.....	194
Figura 215. Contactos existentes en el modelo en orden respecto a la lista.	195
Figura 216. Izquierda: Contacto Pata-Pata. Derecha: Contacto Torre-Torre.	195
Tabla 11. Mallado de cada elemento del modelo.	197
Figura 217. Componente horizontal de la tensión del cable.....	198

Figura 218. Empotramiento sobre las cuatro caras donde se colocarán los rodamientos.....	198
Figura 219. Izquierda: modelo sin pretensión. Derecha: modelo con pretensión.	199
Figura 220. Izquierda: modelo sin pretensión. Derecha: modelo con pretensión.	199
Figura 221. Deformación en mm de la parte superior sin pretensión en los cables. Escala: 120:1	200
Figura 222. Deformación en mm sobre la barra sin utilizar cables.	201
Figura 223. Momentos en Nmm sobre los cables de la estructura.....	201
Figura 224. Fuerza axial en N sobre los cables de la estructura	202
Figura 225. Deformación en milímetros del modelo con los cables pretensados. Escala: 160:1	203
Figura 226. Fuerza axial en N y momentos en Nmm sobre los cables pretensados.....	204
Figura 227. Reacciones sobre los cables.	205
Figura 228. Lugar donde se obtendrán las reacciones sobre las patas.	205
Figura 229. Lugar donde se obtendrán las reacciones sobre las patas de la torre.....	206
Figura 230. Tensiones en MPa del conjunto superior.	207
Figura 231. Detalle de zonas con mayores tensiones en MPa.	207
Figura 232. Detalle de zonas con mayores tensiones en MPa.	208
Figura 233. Validación de resultados para el conjunto superior.	208
Figura 234. Conjunto placa base giratoria.....	209
Figura 235- Simplificaciones adoptadas en el modelo del conjunto placa base giratoria.	210
Figura 236. Ejemplo de contactos definidos.	211
Figura 237. Ejemplo de contactos definidos.	211
Figura 238. Elementos dentro del modelo conjunto placa base giratoria.	212
Figura 239. Elementos dentro del modelo conjunto placa base giratoria.	212
Figura 240. Detalle de ciertos mallados realizados	213
Figura 241. Cargas y momentos aplicados sobre el modelo.	214
Figura 242. Deformaciones en mm. Escala: 130:1.	215
Figura 243. Tensiones en MPa sobre el conjunto placa base giratoria.	216
Figura 244. Detalle de tensiones en MPa sobre el tornillo para el cable del motor.	216
Figura 245. Detalle de tensiones en MPa próximas al empotramiento.	217
Figura 246. Deformación en mm del pórtico de sujeción para un cohete de 4 metros y 300 kg.	218
Figura 247. Tensión en MPa sobre el pórtico de sujeción para un cohete de 4 metros y 300 kg.	219
Figura 248. Deformación de la parte superior en mm frente a cargas provocadas por un cohete de 4 metros y 300 kg. Escala: 86:1.....	221
Figura 249. Fuerza en N a través de los cables con un cohete de 4 metros y 300 kg.....	221
Figura 250. Tensión máxima en MPa del conjunto placa base giratoria con un cohete de 4 metros y 300 kg.	223
Figura 251. Detalle de las tensiones máximas sobre la placa.....	223
Figura 252. Llaves fijas.	249
Figura 253. Llaves de estrella	250
Figura 254. Izquierda: Ropa de seguridad. Derecha: Nivel de burbuja.	250
Figura 255. Altura montaje Pie de Nivelación	251

Figura 256. Cáncamo y Unión Angular	251
Figura 257. Pórtico Principal y de Apoyo.	252
Figura 258. Ubicación Cabrestante.	252
Figura 259. Detalle Abrazaderas, Terminal cuadrado y Pie de Nivelación.	253
Figura 260. Montaje Rodamientos y Bulón.	254
Figura 261. Montaje Cáncamos.....	254
Figura 262. Montaje Placa Base sobre Pórtico Sujeción.	255
Figura 263. Detalle montaje.....	256
Figura 264. Detalle montaje con Travesía.	256
Figura 265. Montaje Travesaños.	258
Figura 266. Decalaje entre Torres.	259
Figura 267. Montaje Cáncamos Superiores.	259
Figura 268. Posición montaje Torre Lanzamiento.	260
Figura 269. Montaje Torre Lanzamiento.....	260
Figura 270. Montaje Tirantes Tensores.....	261
Figura 271. Posición de lanzamiento.....	261

ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla 1. Distancias y pesos de cada elemento	92
Tabla 2. Momentos generados respecto del ángulo de la placa	93
Tabla 3. Momentos generados por el peso de los elementos y el cohete sobre el punto de rotación en relación al ángulo de inclinación de la placa α	95
Tabla 4. Tensión existente en el cable en N en relación al ángulo de inclinación de la placa con respecto de la horizontal.....	98
Tabla 5. Tipo de restricción en cada apoyo.....	105
Tabla 6. Correspondencia entre nodo y KeyPoint.....	108
Tabla 7. Reacciones en N en los apoyos que no se levantan.	109
Tabla 8. Reacciones en los apoyos que no se levantan con peso propio incluido.....	110
Tabla 9. Validación de resultados obtenidos.....	126
Tabla 10. Tipo de malla de cada elemento del modelo.....	134
Tabla 12. Tabla fuerzas en los elementos.	206
Tabla 13. Tipo de malla de cada elemento.....	213
Tabla 14. Valores obtenidos y comparación para el conjunto placa base giratoria.	217
Tabla 15. Número de apoyos que actúan en el pórtico de sujeción para un cohete de 4 metros y 300 kg.	219
Tabla 16. Resultados obtenidos para el pórtico de sujeción con un cohete de 4 metros y 300 kg.	219
Tabla 17. Valores obtenidos para la parte superior con un cohete de 4 metros y 300 kg.	222
Tabla 18. Valores obtenidos para el conjunto placa base giratoria con un cohete de 4 metros y 300 kg.	223
Tabla 19. Partida de costes de recursos humanos.	224
Tabla 20. Partida de amortizaciones.	224
Tabla 21. Partida de costes de elementos comerciales.	226
Tabla 22. Partida de trabajos de fabricación y soldadura.	227
Tabla 23. Presupuesto total.	227

ACRÓNIMOS

- **MEF:** Método de elementos finitos.
- **Gdl:** Grados de libertad.
- **EF:** Elementos finitos.
- **Mm:** Milímetros.
- **MPa:** Megapascales
- **N:** Newton
- **Nmm:** Newton por milímetro.
- **Kg:** Kilogramos.
- **M:** Metro
- σ_{yp} : Límite elástico del material.
- σ_u : Límite de rotura del material.
- **E:** Módulo de Young.
- **ν :** Coeficiente de Poisson.
- **CS:** Coeficiente de seguridad.
- σ : Tensión normal.
- τ : Tensión cortante.
- σ_{VM} : Tensión equivalente calculada mediante el teorema de Von Misses.
- **I:** Inercia.
- **A:** Área.
- **r:** Radio.
- **e:** Espesor.
- **M:** Momento.
- **F:** Fuerza.

MEMORIA

1 - INTRODUCCIÓN

Se describe el proceso de diseño y análisis llevado a cabo para la creación de una plataforma de lanzamiento de un cohete que será empleada por el equipo Bisky Team [1] para cohetes de 3 metros y 200 kilogramos de peso como es Charlie.



Figura 1. Prototipo del cohete Charlie.

Se comienza desarrollando la memoria del proyecto, donde se exponen las ideas sobre lo que es una plataforma de lanzamiento o Launch Pad. Se describen los objetivos principales del proyecto junto con el alcance que tiene este y las condiciones que deberá cumplir el prototipo definitivo. Se citan los principales beneficios que aportará el proyecto y los requerimientos que tiene que tener este para poder desarrollar su función correctamente. Se dan a conocer los proyectos creados anteriormente referentes a plataformas de lanzamiento mediante el estado del arte. Además, se analizan las diferentes alternativas que van surgiendo a lo largo de la creación de la plataforma de lanzamiento. Para finalizar la memoria se crea una pequeña descripción de las soluciones adoptadas para el diseño final de la plataforma y se muestran los primeros pasos y bocetos realizados.

Para continuar, se presenta la metodología seguida a lo largo del desarrollo del trabajo, donde se especifican las tareas realizadas en el mismo, así como su orden y duración mediante un diagrama de Gantt. Se sigue con la descripción del diseño final de la estructura, donde se exponen las consideraciones tomadas para que esta cumpla los requerimientos anteriormente mencionados, así como las explicaciones de cada uno de los elementos seleccionados junto con algunas de sus especificaciones técnicas y propiedades mecánicas. También se muestran y describen con detalle los cálculos de las fuerzas a las que estará sometida la plataforma y los análisis realizados en esta mediante Elementos Finitos y métodos tradicionales mediante fórmulas de resistencia de materiales. Se muestran los resultados obtenidos, comprobando que la estructura final cumple con los objetivos y requerimientos y es válida para ser construida. También se realizan análisis y comprobaciones para cohetes de mayores tamaños y se dan las soluciones a posibles fallos encontrados.

Para terminar, se analizan los aspectos económicos del proyecto, donde se describe el presupuesto del que hará falta disponer para llevarlo a cabo. También se incluyen las conclusiones obtenidas tras la realización del trabajo y una bibliografía mostrando los documentos que servirán de base para las diversas labores que se llevarán a cabo.

Los planos de las piezas del proyecto así como cada uno de los elementos necesarios para construir la estructura se muestran en los anexos, donde a su vez se detalla información de las piezas, como las unidades y pesos de cada una. Además se ha añadido un manual para el correcto montaje de la estructura.

Los anexos creados en este documento son de vital importancia para la comprensión del diseño y montaje de la estructura. Se han creado tres anexos diferentes:

- **Anexo I: Elementos Comerciales.** Se trata de un listado de los elementos comerciales utilizados para la construcción de la plataforma de lanzamiento. Cada uno de los elementos irá acompañado de su número de referencia, fabricante, alguna de sus propiedades de resistencia y una foto obtenida del catálogo. Se proporcionarán en este apartado un enlace con el que acceder al lugar de compra de cada elemento, pudiendo tener acceso a su vez al catálogo donde se encontrarán todos los datos. Este anexo facilitará enormemente la comprensión del diseño de la plataforma explicado en el apartado “11.- Diseño de la plataforma de lanzamiento”.
- **Anexo II: Manual de montaje.** Se trata de la guía a seguir para poder llevar a cabo el montaje y desmontaje de la plataforma de lanzamiento. Debe ir siempre acompañada de los planos y del listado de elementos comerciales. También facilitará la comprensión del diseño de la plataforma así como la colocación de cada una de las piezas comerciales utilizadas.
- **Anexo III: Planos.** Son el conjunto de planos de la plataforma de lanzamiento. Se adjuntarán al final del proyecto y permitirán obtener las modificaciones necesarias a llevar a cabo en cada una de las piezas comerciales.

2 - CONTEXTO.

En un poco más de 62 años, desde que empezó con el lanzamiento del **Sputnik1 un 4 de octubre de 1957 [2]**, la tecnología espacial ha logrado hazañas asombrosas. En este corto periodo, la tecnología espacial ha logrado **comunicar cualquier parte de la Tierra, mapear nuestro planeta, conocer nuestra posición geográfica en todo momento**, tener capacidad para pronosticar el clima y aumentar nuestra comprensión de la Tierra y el universo que nos rodea, entre muchas otras cosas más. Todo lo cual hubiera sido inimaginable incluso hace poco tiempo. El Sputnik1 tuvo la misión de ponerse en órbita únicamente, pero pronto, el 12 de abril de 1961, a bordo de la nave Vostok 1, Yuri Gagarin conseguiría ser la primera persona en llegar al espacio.

La evolución en la investigación del universo, por medio de la carrera espacial primero (pugna que existió entre la Unión Soviética y Estados Unidos) y con la colaboración de diferentes agencias espaciales más tarde, ha sido muy grande, hasta el punto en el que a día de hoy y desde hace varios años existen proyectos de lanzamientos de cohetes por parte de alumnos de diferentes universidades, como es el ejemplo del equipo Bisky Team, con sede en la Escuela de Ingenieros de Bilbao.

Para cada uno de los lanzamientos de los cohetes ha sido necesaria siempre una plataforma de lanzamiento **[4]**. Esta, es la encargada de dar soporte al cohete y proporcionarle un despegue correcto y una dirección adecuada para su posterior vuelo.

Estas plataformas son tan importantes como el propio cohete, pues sin ellas no sería posible el lanzamiento correcto de este. Estas estructuras tienen que garantizar la correcta sujeción del cohete antes y durante el lanzamiento. La mayoría de cohetes necesitan un soporte estable durante unos pocos segundos después de la ignición mientras los motores se encienden y se estabilizan a pleno empuje. Normalmente esta estabilidad se consigue mediante el uso de pernos explosivos que conectan el lanzador a la plataforma. Cuando el vehículo es estable y está listo para volar explotan los pernos, dejando los vínculos que lo conectan a la plataforma en tierra.

Pocos sectores como el sector espacial han demostrado un potencial **para generar un impacto significativo a nivel mundial** a partir de una acción concertada entre el gobierno, las empresas y la ciencia. Y es que se puede decir con seguridad que es un sector que no va a parar de crecer, cada vez hay más naciones e incluso empresarios que están interesados en la carrera espacial.

Las posibilidades en el desarrollo de esta industria son muy amplias y parece que no existen límites en cuanto a crecimiento se refiere.

La plataforma de lanzamiento realizada será diferente a las plataformas de lanzamiento construidas por agencias espaciales como puede ser la NASA. Las plataformas de lanzamiento realizadas por alumnos son de menores tamaños y con características constructivas diferentes. Por lo general y como se podrá observar en el apartado *“6.- Estado del arte”*, las plataformas de pequeñas dimensiones (pequeñas dimensiones en comparación con las estructuras utilizadas para cohetes de la industria aeroespacial) se componen todas de: una torre de lanzamiento y una base de sujeción de la estructura.

En este caso, la estructura resultante del proyecto es compleja y está compuesta por 411 piezas. Debido a su tamaño y para facilitar las explicaciones que se darán a lo largo del proyecto, se divide el conjunto de la estructura en tres subestructuras principales:

- Conjunto pórtico de sujeción: se trata de la base de la estructura, se encarga de dar estabilidad y apoyo a esta. En esta parte se instalará el motor que levantará la torre de lanzamiento mediante el conjunto placa base giratoria. Sobre este conjunto irá montado el conjunto placa base giratoria.
- Conjunto placa base giratoria: es la subestructura que une el pórtico de sujeción con la torre de lanzamiento. Esta nos permitirá dar la inclinación deseada para el lanzamiento del cohete y a su vez servirá como elemento para no tener que levantar la torre directamente tirando de ella.
- Torre de lanzamiento: es la subestructura formada en gran parte por truss, su objetivo es soportar el rail sobre el que irá el cohete.

A lo largo de la memoria se citarán estos elementos para facilitar la comprensión y explicación de las decisiones tomadas. Además se puede decir que cada una de las partes es independiente de las demás, como se podrá comprobar a la hora de estudiar su comportamiento. El conjunto placa base giratoria y la torre de lanzamiento forman a su vez una estructura llamada conjunto superior o parte superior.

- Parte superior: conjunto formado por dos subestructuras, la placa base giratoria y la torre de lanzamiento que se apoyarán sobre el conjunto pórtico de sujeción mediante el uso de ejes y rodamientos que a su vez permitirán la colocación del ángulo requerido para el lanzamiento.

La división de la estructura se puede observar en la *figura 2*.

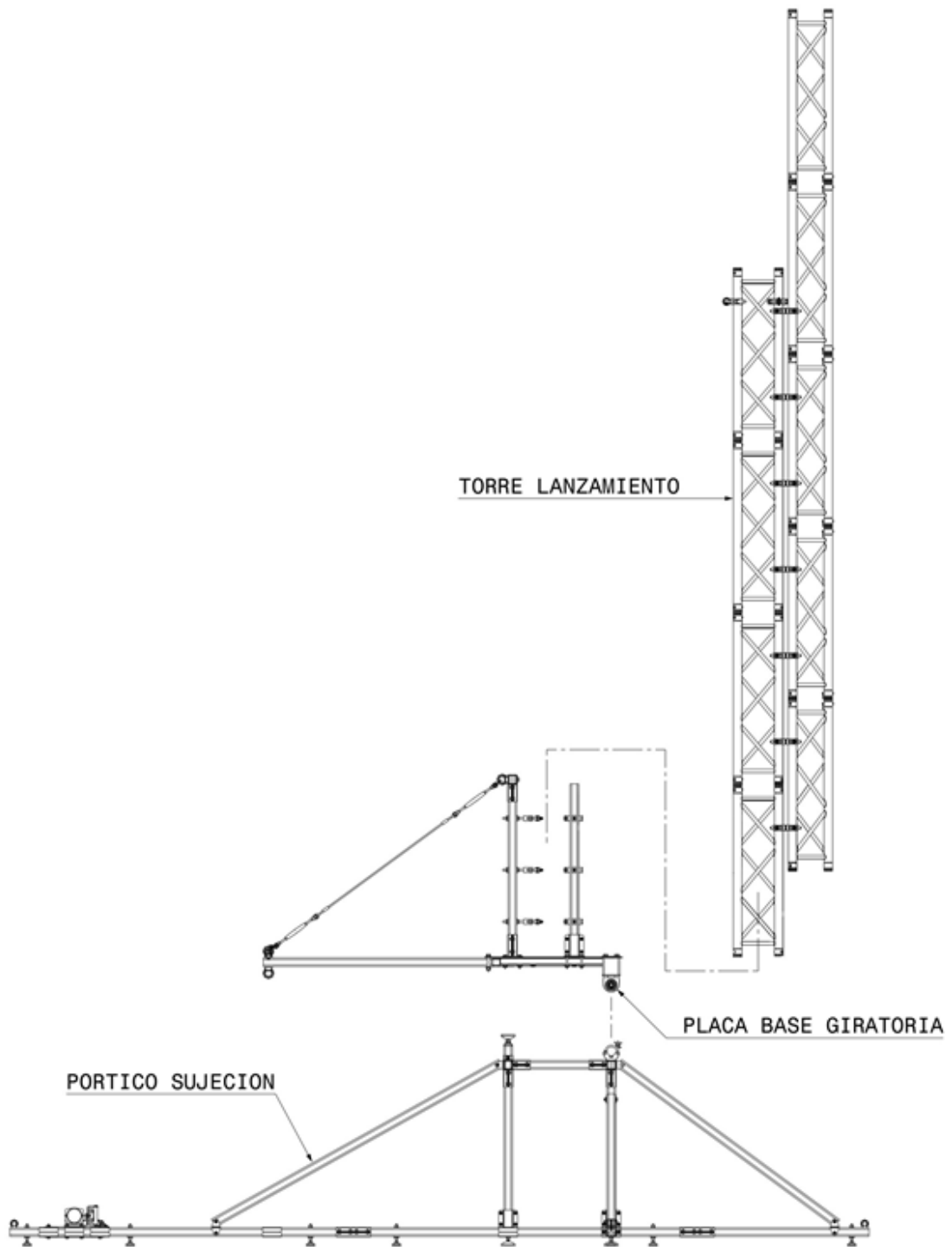


Figura 2. División del proyecto en diferentes subestructuras.

2.1 - EQUIPO BISKY TEAM.

El equipo Bisky TEAM [1], con sede en la Escuela de Ingenieros de Bilbao, es un grupo de estudiantes de la universidad del País Vasco (UPV/EHU) que llevan un par de años realizando sus propios cohetes y lanzándolos con el objetivo de construir cohetes que alcancen los 100 kilómetros de altura, límite a partir del cual comienza el espacio, estos cohetes son conocidos como lanzadores espaciales suborbitales y en un futuro deberán poder transportar microexperimentos y cubesats. Los cubesats son pequeños satélites de apenas unos centímetros de tamaño. Se utilizan para recolectar datos de todo tipo desde la órbita terrestre y dado su tamaño es relativamente barato colocarlos en órbita.

Los alumnos han realizado diversos ensayos y pruebas con el objetivo de construir y probar cohetes que algún día lograrán cumplir su misión. La ayuda recibida por parte del personal de la universidad y del apoyo de diversas empresas es importante para que finalmente puedan cumplir sus objetivos.

2.1.1 - PROYECTOS LLEVADOS A CABO.

2.1.1.1.- Alpha.

Fue el primero de los cohetes construidos, un prototipo de cartón sólido que tenía una aviónica desarrollada por el propio equipo. Se simuló cómo sería el vuelo y se lanzó a mediados de 2018, cumpliendo con creces las expectativas, llegando a una altura máxima de 507 metros. El objetivo era poner a prueba los conocimientos adquiridos sobre la creación de cohetes del equipo.



Figura 3. Cohete Alpha.

2.1.1.2.- Bravo.

Bravo fue el segundo cohete lanzado. Esta vez en 2019 y se utilizó para probar la electrónica fabricada por el equipo que en un futuro iría incluida en otros lanzamientos. Este lanzamiento consiguió el hito de llegar a los 778 metros de altura.



Figura 4. Cohete Bravo.

2.1.1.3.- Motor M1.

El primer motor desarrollado por el equipo. La realización de M1 permitió aprender cómo se construyen y diseñan este tipo de motores de cohete. A la vez, se realizaron las primeras pruebas de combustible para establecer adecuadamente la diferencia existente entre los cálculos y la realidad. Ha sido reutilizado en varias pruebas ya que éstas nos aportan información muy valiosa.

2.1.2 - PROYECTOS CERCANOS.

Se trata de proyectos que serán cumplidos durante el presente año o el siguiente.

2.1.2.1.- Motor M2.

Será la segunda generación de motores híbridos desarrollados por el equipo. Diseñado a partir de M1, poseerá una potencia 10 veces superior a su antecesor y se caracteriza por poseer un diseño final de vuelo. Con un sistema de alimentación líquida de N₂O y un novedoso sistema de ignición mediante metano, proporcionará un empuje de 500kg.

2.1.2.2.- Charlie.

Charlie será el próximo cohete sólido que se lanzará, el cual servirá para probar la electrónica que llevará la familia COSMOX y el novedoso sistema de recuperación del cohete mediante aerobrakes. Este cohete será más pesado y grande que los dos anteriores, necesitando de una plataforma de lanzamiento diseñada específicamente para dar soporte y estabilidad al cohete.

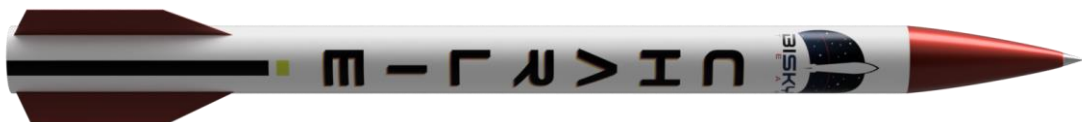


Figura 5. Cohete Charlie.

2.1.3 - PROYECTOS FUTUROS.

2.1.3.1.- Cosmox.

COSMOX será la familia de cohetes de propulsión híbrida, se utilizarán todos los datos registrados de lanzamientos y pruebas anteriores para perfeccionar la técnica de construcción y desarrollo de estos lanzadores espaciales, de modo que se pueda alcanzar la línea Karman a los 100 km de altura. Este cohete será de grandes dimensiones y con un peso considerable, al igual que Charlie precisará de una plataforma de lanzamiento correctamente diseñada.



Figura 6. Cohete Cosmox.

3 - OBJETIVOS Y ALCANCE.

El principal objetivo del proyecto es el diseño y análisis de una plataforma de lanzamiento o launch Pad mediante un programa de elementos finitos y cálculo de resistencia de materiales para una serie de estados de carga concretos. Se buscará siempre cumplir ciertos requerimientos de diseño y económicos.

La estructura debe estar diseñada para lanzar **cohetes de 3 metros de altura y 200 kg de peso con un coeficiente de seguridad de 2**, como es el cohete Charlie fabricado por el equipo Bisky Team. Se requieren coeficientes de seguridad elevados por ser la primera plataforma que se fabricará para el lanzamiento de cohetes tan pesados. Además, la plataforma se deberá dimensionar para que en un futuro puedan lanzarse cohetes aún más grandes y pesados como puede ser el Cosmox, cuyo objetivo será el de alcanzar los 100km de altura.

En el presente proyecto se estudian únicamente los elementos o zonas más críticas de la estructura, despreciando elementos que van a resistir las cargas fácilmente. Quedan fuera del análisis del proyecto elementos estructurales normalizados que no trabajen conjuntamente con otros o elementos normalizados cuyas especificaciones nos permitan no estudiarlos. Además no se modelarán ni estudiarán las soldaduras por tratarse de una estructura que trabaja a estática. Tampoco se estudiarán las uniones atornilladas existentes de elementos comerciales y se tomarán dichas uniones atornilladas como uniones rígidas en las que no existirá ni desplazamiento ni movimiento entre caras.

Primero se mostrarán alternativas que han podido surgir durante el diseño de la estructura, sus ventajas y desventajas. Después se mostrarán los elementos que componen la plataforma de lanzamiento y se dará una explicación mostrando porque se han elegido esos elementos.

A continuación se realizaran varios análisis mediante elementos finitos, todos ellos con cargas estáticas, y posteriormente se completarán y demostrarán algunos de estos análisis mediante fórmulas de resistencia de materiales. No se ha realizado ningún análisis a fatiga a excepción del cálculo y dimensionamiento de los ejes, debido a que la utilización de la estructura va a ser muy eventual, utilizándose como mucho 2 o 3 veces al año. Es por ello que se han estudiado diferentes partes de la estructura para el estado en el que la carga y los esfuerzos soportados son los mayores.

Los análisis realizados han sido: análisis del conjunto pórtico de sujeción, análisis de comportamiento de una unión Starmodul 005-05, dimensionamiento de los ejes y comprobaciones a fatiga y estática, análisis del comportamiento del conjunto superior y análisis del conjunto placa base giratoria.

Una vez realizada la descripción de resultados y validada la estructura para el lanzamiento del cohete de 3 metros y 200 kilogramos, se darán los resultados obtenidos para cohetes de 4 metros y 300 kilogramos, en caso de que para este último cohete se necesitase algún cambio en la estructura se mostrarán posibles soluciones. Después se listarán todos los elementos necesarios para su construcción, se expondrán los planos de los elementos no normalizados necesarios así como los planos de los elementos normalizados que precisan de una modificación.

A continuación se presentará una guía de montaje de la estructura. Esta explicará cómo montarla y desmontarla paso por paso y cuáles son las recomendaciones de seguridad que se

dan. Es importante recalcar que si el montaje no se sigue de manera guiada y adecuada la estructura final podría sufrir esfuerzos o solicitaciones que no se han estudiado en el presente proyecto.

El presente proyecto no recoge el diseño y análisis de los diferentes elementos: el diseño del deflector, que se trata de la pieza encargada de evitar que los gases calientes provenientes de la combustión del cohete choquen contra la estructura. Este elemento suele estar fabricado de hormigón. El rail de lanzamiento, será un elemento que podría variar dependiendo del cohete a lanzar, por lo tanto esta elección la tendrá que hacer el equipo encargado del diseño del cohete y de su lanzamiento final, en este caso Bisky Team. Sin embargo, este raíl irá acoplado a la torre de lanzamiento.

Se despreciarán los efectos que la meteorología pueda tener sobre la estructura, como la lluvia, el viento o la nieve. Esto se debe a que es necesario garantizar un día con meteorología no adversa para realizar un correcto lanzamiento del cohete. Como el lanzamiento se realizará sin viento significativo no se estudia el efecto de este sobre la estructura.

Se despreciarán también las posibles fuerzas ejercidas por el cohete sobre la estructura debidas al rozamiento de este con el raíl de lanzamiento, se supondrá que el cohete realizará un despegue limpio en el que la fuerza de empuje de este sea totalmente paralela a la torre de lanzamiento de la plataforma. Por motivos de seguridad en el lanzamiento, y como solución a posibles cargas pequeñas producidas por la salida del cohete el proyecto contará con anclajes sobre la estructura a los que unir cables que minimicen todo tipo de cargas externas y movimientos.

4 - BENEFICIOS.

Se pueden dividir los beneficios en dos apartados. Por un lado, los beneficios económicos que recogen el ahorro que supondría utilizar las técnicas utilizadas durante el proyecto. Por otro lado los beneficios prácticos y docentes en el que se expone como afectan las mejoras en los ámbitos de la investigación espacial a la vida cotidiana. En lo que concierne a la plataforma de lanzamiento, es de vital importancia para un despegue adecuado del cohete. Esta se encargará de dar la estabilidad necesaria para el lanzamiento, de proporcionar la inclinación deseada para comenzar con el vuelo y de asegurar que este siga la trayectoria deseada.

Este tipo de plataformas son imprescindibles en lanzamientos tanto de naves aeroespaciales como de misiles. Son las encargadas de asegurar que el objeto comience el vuelo en la trayectoria indicada.

4.1 - BENEFICIOS ECONÓMICOS.

Uno de los puntos a favor de este proyecto es la utilización de los métodos de elementos finitos y métodos tradicionales de cálculo para el análisis de los esfuerzos sufridos por la estructura. Estos métodos se utilizan antes de utilizar los ensayos prácticos, no utilizados para esta estructura en este proyecto. Se consigue reducir mucho la inversión utilizando softwares informáticos o métodos tradicionales de cálculo. Para la validación final de esta estructura se hacen necesarios ensayos prácticos que quedan fuera de este proyecto.

A su vez, se ha buscado construir la Plataforma de Lanzamiento con elementos normalizados o catalogados en su mayoría. Esto permitirá no estudiar los elementos individualmente pues los escogidos se sabe que solicitaciones y cargas aguantan con los coeficientes de seguridad requeridos. Además los elementos normalizados o catalogados son más baratos de comprar que aquellos elementos que se fabricarán una única vez por petición de un particular. Otro de los beneficios de este proyecto es la facilidad de cambio de una pieza que ha dejado de funcionar, no teniendo que pedirla fabricar de nuevo y por lo tanto ahorrando costes y tiempo.

4.2 - BENEFICIOS PRÁCTICOS Y DOCENTES.

Muchos de los avances e inventos que hay en la actualidad provienen de la industria espacial de algún modo u otro. Esto se debe a que el rendimiento de los elementos debe ser tal para que nada falle que el coste suele ser irrelevante. Es por eso que hay una gran variedad de mejoras en nuestra vida cotidiana gracias a la investigación del universo. Y no solo se trata de mejoras en la comunicación, la conexión entre personas, un mejor conocimiento del mundo o la aerodinámica de las naves. También existen mejoras en la construcción y avances significativos en el mundo de la estructura, que intentando resolver problemas ha hallado soluciones prácticas que luego son útiles en ámbitos de la vida cotidiana.

Como se ha recalcado anteriormente, a la par del desarrollo de la industria aeroespacial tiene que existir una industria de la construcción capaz de hacer frente a todos los requerimientos que supone la investigación del espacio. Esto traído a pequeña escala como es el objetivo de este proyecto provee más beneficios prácticos y docentes a estudiantes de distintas ramas de la ingeniería.

Los estudiantes son los grandes beneficiarios de este tipo de proyectos que buscan enseñar y desarrollar ideas acerca de una industria que sigue siendo de las más punteras e importantes que existen. Además permite mostrar un sector que ya no es tan inaccesible o está tan lejos de la vida común como se creía en años anteriores.

5 - DESCRIPCIÓN DE REQUERIMIENTOS

Para llevar a cabo un diseño adecuado de la plataforma de lanzamiento se deben cumplir una serie de requerimientos tanto geométricos como de resistencia y económicos. Se debe destacar que se deben cumplir siempre los requerimientos geométricos y de resistencia y que una vez cumplidos estos se intentara cumplir los económicos, bajando el coste lo máximo posible sin comprometer el correcto funcionamiento de la estructura.

5.1 - REQUERIMIENTOS GEOMÉTRICOS Y ESTRUCTURALES

Son muchos los requerimientos geométricos que se deben tener en cuenta antes de construir la plataforma de lanzamiento. Es por ello que se realizará una lista de los que se pusieron inicialmente y que sirvieron como punto de inicio del proyecto. Además a lo largo del proyecto han surgido otros requerimientos a los que se ha dado solución y que se explicarán más adelante, en el apartado de consideraciones tomadas en el diseño.

Estos son por lo tanto los requerimientos iniciales que pedía el proyecto para poder realizar lanzamientos. A su vez cada punto se puede desglosar en otro:

- Estructura desmontable: esta debe poder montarse y desmontarse con rapidez y facilidad para poder transportarla de un lugar a otro y poder almacenar las piezas ocupando así menor espacio. Esto conllevará a su vez que no se utilicen piezas excesivamente grandes ni pesadas para poder manipularlas a mano con más comodidad. Por lo tanto, se intentarán evitar uniones permanentes entre piezas de grandes volúmenes (uniones soldadas) y se buscará unir mediante tornillos.
- Montaje del cohete: este se debe montar desde el suelo, como es un elemento de gran peso, la torre de lanzamiento debe poder ponerse en una posición que garantice un montaje lo más cómodo y rápido posible. Para ello la estructura debe ser capaz de poner la torre totalmente paralela al suelo.
- Ángulos de la torre y la placa base giratoria: el lanzamiento del cohete se deberá poder realizar a diferentes inclinaciones. Por lo general entre 75 y 90 grados con respecto de la línea del suelo. La estructura debe garantizar y proveer de un sistema capaz de posicionar la torre en los ángulos requeridos para el momento del lanzamiento. Además la estructura en ningún caso debe poder sobrepasar los 90 grados.
- Vibraciones: todo tipo de movimientos provocados por el propio lanzamiento del cohete o por acciones externas como pueden ser pequeñas rachas de viento (se deberán evitar, y no se tiene en cuenta su efecto sobre la estructura debido a que el despegue de un cohete no se programará para un día con condiciones meteorológicas adversas) deben intentar minimizarse.
- Apoyo de la estructura: debe poder adaptarse a terrenos que no sean totalmente planos o con una ligera irregularidad para garantizar el menor movimiento de esta.

- Deformación de la torre de lanzamiento: la deformación máxima del punto más elevado de la torre de lanzamiento deberá ser de 20 milímetros, para evitar grandes variaciones en el ángulo de salida del cohete.

5.2 - REQUERIMIENTOS DE RESISTENCIA.

La estructura completa debe estar dimensionada para no sobrepasar el límite de fluencia de cada uno de los materiales utilizados por acción de cargas estáticas con un coeficiente de seguridad 2.

Se aplicará un coeficiente de un valor tan alto por intentar evitar que la influencia de cargas externas que no se tienen en cuenta pueda afectar al correcto funcionamiento de esta. Además, en el ámbito de la industria aeroespacial se tiende a trabajar con coeficientes altos. En este caso se quiere tener la seguridad suficiente de que ningún elemento de la estructura fallará y que por lo tanto el cohete no sufrirá ningún daño.

5.3 - REQUERIMIENTOS ECONÓMICOS.

Este es el último de los requerimientos que se tendrá en cuenta. Siempre son más importantes los dos anteriores. Es por ello que se dimensionará la estructura de acuerdo a los dos primeros requerimientos y una vez dimensionada se buscarán las alternativas, de haberlas, para poder reducir al máximo el coste total del proyecto.

6 - ANÁLISIS DEL ESTADO DEL ARTE.

Como primer punto de partida del proyecto, después de haber definido el objetivo y requerimientos de este se realiza un estudio y documentación acerca de las plataformas de lanzamiento, tanto las realizadas a nivel industrial por agencias espaciales como las realizadas a pequeña escala por equipos de alumnos o particulares.

Además, también se han realizado estudios acerca de los programas que se utilizarán para el diseño y análisis de los elementos de la plataforma así como teorías de resistencia de materiales. Estas teorías que han sido estudiadas para usarlas en el proyecto se explicarán a medida que sean necesarias en el apartado de metodología seguida en el desarrollo del trabajo. Cada una de las fórmulas y procedimientos utilizados para el análisis de los elementos que forman la plataforma de lanzamiento mostrarán su apoyo teórico correspondiente.

Una plataforma de despegue o plataforma de lanzamiento son las instalaciones y el área donde despegan los cohetes y las naves espaciales [4]. Una base espacial (o lugar de despegue de cohetes) puede contener una o varias plataformas. Una plataforma de despegue típica consiste en estructuras de servicio y líneas de abastecimiento. La estructura de servicio proporciona una plataforma de acceso para inspeccionar el lanzador antes del lanzamiento. La mayoría de las estructuras de servicio se pueden desplazar o rotar hasta una distancia segura. Las líneas de abastecimiento suministran combustible, gas, energía y enlaces de comunicación al lanzador. Ésta se sitúa sobre la plataforma de despegue, la cual tiene una estructura reflectora que repele las llamas para que el cohete resista el intenso calor y la carga generada por los motores durante el despegue.

Las plataformas de lanzamiento pueden adoptar formas muy diferentes, dependiendo de la geometría del cohete que se va a lanzar. A estas plataformas se acoplará la lanzadera, que es el objeto acoplado al cohete que permitirá una elevación de este hasta cierta altura.

Dentro de las plataformas de lanzamiento se pueden distinguir dos tipos, grandes plataformas, utilizadas para lanzar cohetes y naves espaciales. Pequeñas plataformas, cuyo propósito es el mismo que el de las grandes plataformas, y que se utilizan para lanzar misiles. Los dos tipos de plataformas han sido estudiadas pues su funcionamiento y utilidad es parecido y sus principios son los mismos, dotar al elemento que se va a lanzar de una estabilidad inicial, acoplándolo en un ángulo deseado.

6.1 - PLATAFORMAS DE LANZAMIENTO A NIVEL INDUSTRIAL.

Se trata de plataformas de grandes dimensiones, creadas por agencias aeroespaciales, encargadas de lanzar naves de tamaños considerables. Actualmente existen decenas de emplazamientos en todo el mundo que albergan cosmódromos, instalaciones especializadas construidas para enviar y recibir vehículos propulsados por cohetes en vuelos al cosmos.

El Sputnik 1, el primer satélite artificial en orbitar alrededor de la Tierra, despegó hace 64 años desde el actual cosmódromo de Baikonur en Kazajistán. Entre entonces y el 2017, un total de 29 bases espaciales [21] han logrado enviar naves a la órbita terrestre y más allá, según el Centro de Estudios Estratégicos e Internacionales. Hoy 21 permanecen activas, incluidas las tres únicas que han enviado humanos al espacio

Desde entonces, las plataformas de lanzamiento se colocaron en latitudes medias, en zonas escasamente pobladas lo más cercanas al ecuador. Esto se debe a la rotación terrestre sobre su eje, cuanto más cercana sea la posición al ecuador, mayor será la velocidad tangencial, por lo tanto los cohetes podrán despegar con mayor energía, lo que facilita y aumenta la eficiencia del lanzamiento.

Sin embargo, también existen bases cercanas a los polos, como la de Plesetsk, al norte de Rusia cuyo objetivo es lanzar satélites que orbiten sobre los polos de la tierra. Las primeras bases espaciales se inauguraron en el punto álgido de la Guerra Fría, cuando los Estados Unidos y la Unión Soviética pugnan por la supremacía en el espacio. En los 70 y los 80, países como China, India y Japón construyeron bases espaciales propias, con lo que consiguieron independencia para lanzar sus propias misiones y acceso al grupo exclusivo de naciones espaciales.

Actualmente también existe una agencia espacial europea conocida por sus siglas como ESA (European Space Agency) la cual está construyendo una nueva plataforma de lanzamiento con el nombre de Ariane 6 en la Guyana Francesa [13]. Siendo este territorio francés de ultramar uno de los lugares europeos más cercanos al ecuador. Esta nueva plataforma tiene como objetivo lanzar cohetes por la mitad de precio que la Ariane 5.



Figura 7. Complejo de lanzamiento 39 operado por la NASA. Florida, Estados Unidos.

Normalmente todas las plataformas o bases de lanzamiento funcionan de una manera parecida. Constan de una estructura capaz de soportar el cohete por un tiempo antes del despegue, esta plataforma será la encargada de proveer al cohete de combustible y en ocasiones se utilizará también para que los astronautas puedan entrar en él.

Todas las plataformas de lanzamiento constan de un deflector, en este caso suele ser un foso con elementos metálicos sobre el que se proyectarán los gases y las fuerzas producidas por la ignición. El deflector protegerá así mismo al cohete como a la estructura, evitando que estos sufran sobrecalentamientos, sobrepresiones o vibraciones debidas a las ondas de sonido. Existen plataformas como el complejo 39 desarrollado por la Nasa en el cuál se utilizan grandes

cantidades de agua con el objetivo de reducir drásticamente los efectos adversos del sonido y el calentamiento producidos por la propulsión de la lanzadera como se puede observar en la *figura 8* [12] [22].



Figura 8. Utilización de agua en el deflector para reducir los efectos del sonido y el calentamiento.

6.1.1 - TIPOS DE PLATAFORMAS DE LANZAMIENTO.

Dentro de las plataformas de lanzamiento para cohetes de grandes dimensiones se debe destacar que los elementos antes mencionados son compartidos por todas ellas, es decir, todas tienen una estructura que facilite el lanzamiento del cohete y un deflector. Sin embargo todas las plataformas son diferentes entre sí pudiendo diferenciarse varios tipos en función de cómo llega el vehículo espacial hasta la plataforma.

- Cohetes integrados horizontalmente: viajan con la cola hacia delante hasta el lugar de lanzamiento, donde el vehículo que los transporta es capaz de elevar el cohete hasta la posición vertical.
- Cohetes integrados verticalmente: son cohetes que se pueden ensamblar en una plataforma de lanzamiento móvil en un hangar. La plataforma de lanzamiento móvil contiene la estructura umbilical y se lleva al lugar de lanzamiento en un gran vehículo.
- Vehículos ensamblados verticalmente: Se pueden ensamblar cohetes a una plataforma de lanzamiento móvil que se trasladará mediante railes al lugar de lanzamiento. A menudo han existido bases de lanzamiento en las que los cohetes son tapados con estructuras que se desplazan con el objetivo de que estos no sean vistos. Una vez se llega al lugar de lanzamiento se desmonta la estructura y se lanza el cohete.



Figura 9. Sistema de transporte de cohetes integrados horizontalmente.



Figura 10. Sistema de transporte para cohetes ensamblados verticalmente.

6.2 - PLATAFORMAS DE LANZAMIENTO DE MISILES.

Estas son plataformas que usualmente son más pequeñas que las utilizadas para el lanzamiento de cohetes [23]. Algunas de estas estructuras se asemejan más a las estructuras que se diseñan para pequeños cohetes. Estas lanzaderas proporcionan el ángulo necesario para lanzar el misil y suelen acoplarse en vehículos como camiones [24].

Para lanzar los misiles primero se coloca el vehículo en la posición deseada, después se le proporciona al misil el ángulo de salida. Este usualmente se almacena dentro de un tubo metálico el cual tiene una salida por detrás para permitir que los gases de la combustión sean expulsados.

La gran diferencia entre una plataforma de lanzamiento de un cohete y la de un misil radica en las dimensiones del objeto que se lanzará y del ángulo de salida de este. Los cohetes se lanzan

casi en posiciones verticales mientras que los misiles se lanzarán en posiciones de aproximadamente 45° respecto la horizontal.

6.3 - PLATAFORMAS DE LANZAMIENTO DISEÑADAS POR PARTICULARES.

Aquí se presentará un resumen de las plataformas de lanzamiento construidas tanto por particulares como por otros equipos. Las estructuras son similares entre sí, la gran mayoría de ellas consta de dos partes principales:

- Una base, que puede ser en manera de pórtico metálico, remolque o simplemente algún tipo de elemento sobre el que se pueda colocar peso y funcione como un estabilizador de la torre de lanzamiento.
- Torre de lanzamiento, es el entramado metálico generalmente, que sujetará al cohete antes de su lanzamiento.

Generalmente todas las plataformas de lanzamiento se conciben con el objetivo de poder dotar a la torre de lanzamiento de un ángulo específico para la salida del cohete.



Figura 11. Plataforma de lanzamiento construida por el equipo Dare.

La plataforma construida por el equipo Dare [7] de la figura 11 consta de un pórtico de sujeción construido a base de perfiles metálicos, una torre de lanzamiento que puede ser acoplada en diferentes ángulos y un motor capaz de levantar dicha torre de lanzamiento. Existen otros equipos con construcciones relativamente parecidas a las del equipo Dare como es el equipo Delft [8] figura 12.



Figura 12. Plataforma de lanzamiento construida por el equipo Delft.

Las plataformas de lanzamiento de los equipos mencionados se han construido para cohetes de grandes dimensiones, hasta 6 metros y hasta 400 kilogramos aproximadamente. Como se puede observar las torres de lanzamiento usualmente tienen cables que se unen al suelo con tal de evitar movimientos y vibraciones indeseadas. Así mismo, se colocan pesos sobre las plataformas para evitar pequeños movimientos o desplazamientos.

Todas las plataformas son capaces de colocarse en dos posiciones diferentes:

- Posición de montaje: es la posición que debe adoptar la plataforma con el objetivo de facilitar el montaje del cohete sobre esta. Normalmente, en este tipo de plataformas la posición que se adopta es la de la torre de lanzamiento en horizontal (ángulo entre la torre de lanzamiento y el suelo: 0°).
- Posición de lanzamiento: es la posición, dada por un ángulo específico, en la que se colocará la torre de lanzamiento antes del despegue del cohete. Normalmente esta posición se encuentra entre los 75° y 90° de inclinación de la torre respecto del suelo.

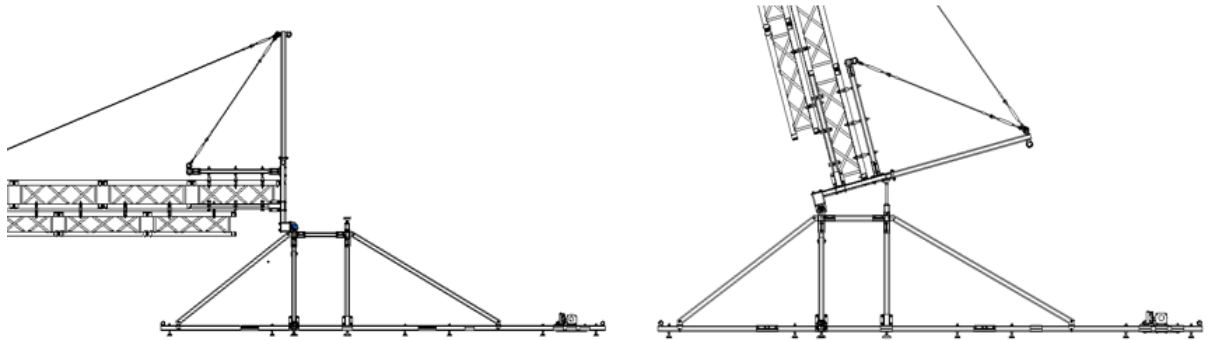


Figura 13. Izquierda: Posición de montaje. Derecha: Posición de lanzamiento a 15°.

La gran mayoría de las plataformas construidas por equipos se realizan sin anclajes fijos al suelo, con el objetivo de que puedan ser montadas y desmontadas para la utilización exclusiva del lanzamiento. Es por ello que contienen grandes bases que dotan a la estructura de una gran estabilidad.

El equipo de USC (University of Southern California) [9] por sus siglas en inglés construyó una plataforma más pequeña y barata que las vistas anteriormente como se observa en la figura 13.



Figura 14. Plataforma del equipo de USC.

Las plataformas de lanzamiento son estructuras que deben ser capaces de colocarse en posición horizontal para de esta manera facilitar el montaje del cohete. Las plataformas para pequeños cohetes pueden permanecer verticales y el montaje de estos también se podrá realizar de manera vertical como es el caso del equipo AESIR [10].



Figura 15. Plataforma de lanzamiento del equipo AESIR.

7 - ANALISIS DE ALTERNATIVAS.

En este punto es importante volver a mencionar que el conjunto o estructura total, la plataforma de lanzamiento, se divide en tres subconjuntos o subestructuras: conjunto pórtico de sujeción (base de la estructura), conjunto placa base giratoria (estructura que permite el giro y por lo tanto la colocación correcta del ángulo) y la torre de lanzamiento (estructura a la que se unirá el raíl y el cohete).

7.1 - SISTEMAS DE CARGA.

7.1.1 - USO DE CABESTRANTE MANUAL

Un cabestrante manual es un mecanismo que permite recoger un cable en cuyo extremo hay un gancho con el que poder tirar de un objeto. Es un elemento muy utilizado en barcos, industria naval y puede resultar interesante su aplicación para la construcción. El cabestrante consta de una serie de engranajes que permite realizar menor fuerza para arrastrar grandes pesos. En este proyecto se utilizará como elemento que tirará de la placa base giratoria para colocar la torre de lanzamiento en posición para el despegue una vez haya sido montado el cohete.



Figura 16. Cabestrante manual.

Esta alternativa proporciona una gran facilidad de uso, poco coste y gran resistencia. Sin embargo, sería necesario un sistema de poleas a parte del propio del cabestrante para poder levantar la torre completa sin necesidad de realizar grandes esfuerzos. Además algunos cabestrantes no pueden ser bloqueados cuando cesa la fuerza de aplicación (bloqueo de retorno), es decir, que una vez se deja de recoger cable, si no cesa el peso el cabestrante no lo aguantará por sí solo. Esto no solo puede ser peligroso para la estructura y el cohete sino que también lo puede ser para las personas que estén cerca de esta.

7.1.2 - USO DE MOTOR

Estos motores son los que se pueden ver en la parte delantera de algunos coches para arrastrar pesos, también se han utilizado en la construcción para poder elevar cargas a modo de pequeñas grúas.

El motor, al igual que el cabestrante manual se utilizará para levantar la torre de lanzamiento una vez se ha montado el cohete en ella. En este caso, el motor por si solo será capaz de arrastrar o levantar mayores pesos que el cabestrante manual. Así mismo, se puede manejar por control

remoto, una vez que cesa la fuerza este se bloquea, impidiendo así la caída de la torre. Además puede recoger cable así como soltarlo de una forma controlada.



Figura 17. Cabestrante eléctrico (Motor) que puede ser conectado a una batería portátil.

Uno de sus inconvenientes es su precio, es más elevado que el del cabestrante, pero aun así, es un coste asumible por el proyecto. Además este tipo de motores no precisan estar conectados a corriente eléctrica y pueden funcionar con baterías perfectamente. Sus beneficios acaban siendo mayores que los del cabestrante.

7.2 - TIPOS DE BASES.

7.2.1 - REMOLQUE

Una de las maneras más fáciles de transportar la plataforma de lanzamiento de un lugar a otro de manera rápida y sin necesitar casi un montaje posterior para preparar el despegue es el uso de un remolque en vez de un soporte realizado mediante barras.

Si se consigue el remolque adecuado este puede modificarse para que funcione como una base fija para la torre, dando estabilidad, movilidad y mayor facilidad a la hora de transportar la estructura. El remolque sustituiría el conjunto pórtico de sujeción.



Figura 18. Utilización de un remolque para el transporte de la estructura.

En lo referente a las desventajas, se necesita un remolque de grandes dimensiones para poder montar la estructura, si no se dispone de él, el coste de comprar uno y modificarlo sería demasiado elevado comparándolo con una base de tubos fija. A parte del precio, su propio

almacenamiento requeriría de mayor espacio, ya que la idea del remolque sería la posibilidad de que una mayor parte de los elementos no se desmontasen tras realizar el lanzamiento. Es decir, si se cuenta con un remolque, gran parte de la estructura puede estar soldada y montada, no necesitando montarla y desmontarla para cada lanzamiento.

7.2.2 - PÓRTICO DE SUJECIÓN.

Es el sistema de elementos que proporcionará un soporte y una estabilidad a la plataforma de lanzamiento. Existen de diferentes tipos, pueden ser fijos o móviles. Pueden ser desmontables o no desmontables. Debido a los requerimientos expresados anteriormente solo se hablará sobre los pórticos de sujeción desmontables y trasladables.

Estas estructuras pueden tener diferentes geometrías, pero usualmente se construyen de tubos metálicos los cuales se unen mediante uniones atornilladas para que de esta manera puedan montarse y desmontarse fácilmente. El coste de estas estructuras no suele ser muy elevado, y dependerá siempre de los materiales y las calidades utilizadas. A pesar de ello supone un gran ahorro frente a sistemas como el remolque.

Como ventajas se cuentan, su bajo precio, su facilidad para ser desmontado y por lo tanto para ser almacenado en espacios más pequeños. La opción de sustitución de piezas estropeadas de manera sencilla sin que afecte al resto de la estructura. Sin embargo, cuenta con una gran desventaja, se trata del tiempo de montaje, este será bastante elevado si el pórtico tiene que cumplir con requerimientos como el de ser montable y desmontable sin necesidad de maquinaria.

7.3 - SISTEMAS PARA LA INCLINACIÓN DE LA TORRE DE LANZAMIENTO.

7.3.1 - SISTEMA DE GUÍAS

En lo referente a la inclinación de la placa base giratoria y por lo tanto de la torre de lanzamiento se hace necesario un sistema que permita colocar con precisión ésta en el ángulo requerido para el despegue. Este sistema se trata de dotar a la estructura de dos guías, que irían ancladas a las patas horizontales del pórtico de sujeción. A través de estas guías se realizarían agujeros donde poder colocar un bulón, cada agujero sería un ángulo que podría adoptar la torre. A través de las guías se deslizaría una barra que a su vez estaría anclada fija a la placa base giratoria. Una vez esta barra hiciese tope con un bulón se detendría y proporcionaría un soporte a la torre.

Este sistema es más difícil de construir que otros, es menos preciso y menos seguro. Además resulta difícil poder variar la inclinación ángulo a ángulo, debido a que no podrían hacerse tantos agujeros como se quieran para colocar el bulón. Por otro lado, el sistema ocupa demasiado impidiendo así la colocación de otro tipo de elementos, como las barras que dan más rigidez al pórtico de sujeción.

7.3.2 - SISTEMA DE PIE DE NIVELACIÓN.

Al igual que el anterior se utilizaría para dar una inclinación deseada a la torre de lanzamiento. En este caso una pata con un tornillo se colocará en el interior de un tubo roscado. Al girar la pata esta se elevará o descenderá. Dependiendo de la elevación de esta se conseguirá un ángulo u otro en la placa base giratoria y por lo tanto en la torre.

Este sistema es barato y ocupa poco espacio. Además es muy seguro, pues solo trabaja a compresión, soportando pequeñas cargas. Permitirá colocar la torre en cualquier inclinación deseada.

7.3.3 - PISTON HIDRÁULICO.

Se puede utilizar un pistón hidráulico para la colocación del ángulo de la torre de lanzamiento. Este sistema permite adoptar el ángulo requerido con una grandísima precisión, además de permitir que la torre de lanzamiento ascienda y descienda sin necesidad de utilizar un motor. Por lo tanto los pistones hidráulicos sustituirían el funcionamiento del motor y los sistemas de inclinación antes mencionados, así pues, entraría dentro de los diferentes sistemas de carga y de los sistemas para la dotación de un ángulo a la torre de lanzamiento. Otra de sus ventajas sería la posibilidad de descenso de la torre de lanzamiento sin necesidad de valerse del peso de esta.

Sin embargo, se hace necesario dos cilindros hidráulicos de gran tamaño, por lo que su precio sería elevado, además se precisará de una instalación electrónica que los pueda hacer funcionar y controlarlos desde la distancia. Como última desventaja se presentaría el mantenimiento que habría que darles para garantizar su correcto funcionamiento.



Figura 19. Vista de los pistones hidráulicos utilizados en una excavadora.

7.4 - ALTERNATIVAS EN CUANTO AL MATERIAL EMPLEADO

La estructura final está compuesta de muchas piezas. Es por ello que se ha precisado la utilización de dos materiales metálicos como son el acero y el aluminio. En este apartado se explicarán las ventajas y desventajas de cada uno de ellos así como las razones para su utilización.

7.4.1 - ACERO

El acero, utilizado en la gran parte de la estructura, permite la creación de elementos con geometrías relativamente sencillas con los que se pueden obtener rigideces muy altas. El único punto negativo es el gran peso que suele tener.

Es por ello que para los elementos estructurales, como el pórtico de sujeción y la placa base giratoria, formados por tubos y placas se escoge este material. Para obtener grandes rigideces con volúmenes manejables. Se debe destacar que si el acero no es inoxidable, este presenta una mala resistencia a la corrosión, lo que a largo plazo podría acarrear la aparición de fisuras e incluso el fallo de la pieza. Sin embargo, al ser una estructura cuya utilización será reducida y nunca frente a condiciones meteorológicas adversas, se deberá garantizar únicamente que las piezas se mantengan secas durante su almacenamiento.

7.4.2 - ALUMINIO

La principal ventaja que proporciona el aluminio frente al acero es su menor densidad, lo que permite obtener diseños más ligeros. A cambio, estos tienden a ser más macizos y requieren de una mayor cantidad de material para obtener los mismos niveles de rigidez que proporciona el acero.

Su utilización tanto en el pórtico de sujeción como en la placa base giratoria se hace inútil. Pues se precisarían piezas de un volumen muy grande para conseguir las rigideces adecuadas. Por el contrario, en la torre de lanzamiento, compuesta en su mayoría por una estructura de truss, se hace imprescindible. Con este material se consigue una torre muy ligera y con un diseño óptimo para soportar las cargas producidas por el peso del cohete.

8 - DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA.

Después de haber realizado una amplia investigación acerca del tipo de plataformas de lanzamiento existentes y teniendo en cuenta las alternativas al diseño surgidas durante el proceso se inicia el diseño con un boceto a mano que posteriormente irá cogiendo forma en el programa de diseño gráfico Catia V5.

En esta fase inicial del diseño se da una primera forma a la plataforma de lanzamiento con el objetivo de poder ir identificando y buscando la manera de hacer factible el diseño. El diseño de la plataforma de lanzamiento adoptado junto con una descripción de los elementos utilizados se dará tras haber valorado la estructura diseñada.

Como se puede observar en la *figura 20*, el primer boceto muestra una estructura con un pórtico de sujeción a base de tubos cuadrados, descartando de esta manera la utilización de un remolque por su alto coste. Estos tubos cuadrados deberán poder montarse y desmontarse por lo que se tendrán que buscar uniones que faciliten dicha operación. Por otro lado se ha colocado un motor al final del pórtico con un cable que llega hasta una base superior. La base se apoyará sobre dos bulones que girarán gracias a cuatro rodamientos. A su vez sobre la base se colocará una estructura en forma de celosía sobre la que más tarde irá el cohete.

Descritos brevemente las primeras soluciones adoptadas en el proyecto, se pueden observar sobre el boceto tres estructuras que pueden ser consideradas como subestructuras individuales. Estas subestructuras son: el pórtico de sujeción, la placa base giratoria y la torre de lanzamiento. Estas han sido descritas en el punto “2.- Contexto”, y se profundizará sobre su diseño en el apartado “11.- Diseño de la plataforma de lanzamiento”.

En este primer boceto se realizan estimaciones del tamaño aproximado de la estructura. Se estima que la base medirá de largo entre 4 y 5 metros y que la torre de lanzamiento, es decir, el entramado en forma de celosía debe medir por lo menos 5 metros para ser capaz de lanzar correctamente cohetes de 4 metros de altura.

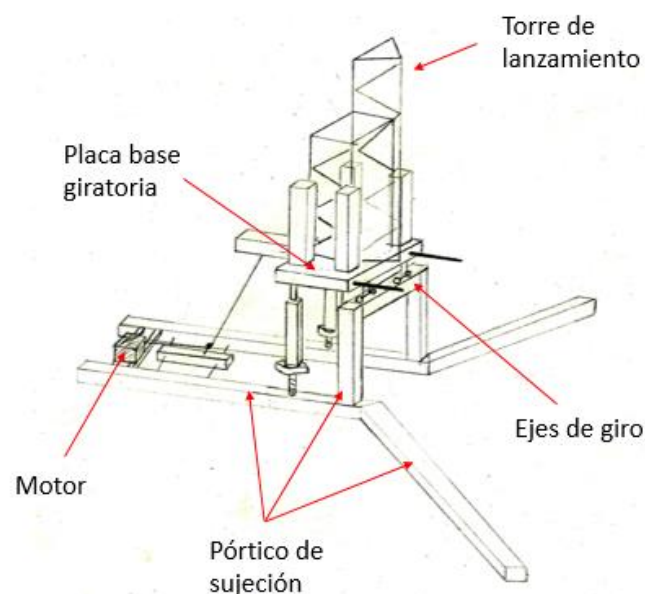


Figura 20. Primer boceto de la estructura definitiva.

Además se deberá garantizar que el pórtico de sujeción tenga una altura de aproximadamente 1 metro para que cuando la torre de lanzamiento se encuentre en posición de montaje, es decir, forme un ángulo de 0° , exista espacio suficiente como para montar el cohete de manera cómoda y sencilla.

En un inicio se instala un sistema de polea para reducir el esfuerzo que deberá hacer el motor al elevar el conjunto superior. También se propone que el conjunto placa base giratoria se apoye solamente sobre dos patas delanteras y que las patas que proporcionen el ángulo se encuentren detrás de esta. Este sistema para la colocación del ángulo se trata del sistema de pie de nivelación descrito en el apartado *“7.3.- Sistemas para la inclinación de la torre de lanzamiento”*.

Se añaden dos barras en la parte delantera del boceto con el objetivo de poder colocar pesas sobre ellas. Las pesas permitirán que la estructura completa siempre caiga hacia el lado contrario al que se encuentra el motor. Como se observará más adelante estas soluciones finalmente no han sido adoptadas en el proyecto.

En cuanto al material utilizado. Dependerá siempre del material de los elementos comerciales, en general se buscan elementos de acero para el pórtico de sujeción y la placa base giratoria, por ser zonas que deben resistir grandes cargas. Los cables utilizados serán todos ellos de acero. El peso del acero ayudará a que el pórtico de sujeción sea más estable.

En cuanto a la torre de lanzamiento, esta será de aluminio. Este material, al ser menos denso que el acero tendrá un menor peso por volumen, lo que evitará deformaciones de esta debidas a su peso propio. Además reducirá considerablemente el peso que debe soportar el pórtico de sujeción y la tensión en el cable del motor.

Si se diese el caso de que la torre de lanzamiento sufriese deformaciones excesivas debidas a la menor rigidez del aluminio, se utilizarán cables de acero con el objetivo de reducir dichas deformaciones.

METODOLOGÍA SEGUIDA EN EL DESARROLLO DEL PROYECTO.

9 - DESCRIPCIÓN DE LAS FASES DEL PROYECTO.

En el desarrollo de este trabajo se diferencian tres fases principales: la fase de diseño, la de cálculos previos a los análisis y la fase de validación del diseño, la cual se divide en análisis realizados y descripción de resultados.

De forma previa al inicio del trabajo, se obtendrán los conocimientos necesarios para llevar a cabo la tarea del diseño de la plataforma de lanzamiento. Lo primero será estudiar cómo funcionan las plataformas mediante la lectura de libros y artículos en internet, parte de la información utilizada ha sido presentada en el estado del arte. Posteriormente se buscarán proyectos similares a este, algo que es de gran ayuda, ver imágenes de otras plataformas conocer cómo funciona y que consideraciones se tienen en cuenta a la hora de diseñarlas. Alumnos de otras universidades del planeta como pueden ser “University of Southern California”, “AESIR” y el equipo “Delf” han desarrollado proyectos para creaciones de plataformas de lanzamiento y cohetes.

Además una de las competencias que se deberá adquirir será la capacidad de utilizar un programa de CAD como es el Catia V5. También se necesitará conocer un programa de elementos finitos para poder analizar los diferentes estados de carga a los que se verá sometida la estructura. En este caso se utilizará el programa Ansys tanto en el módulo de Workbench como en el Clásico. Se deberán tener por lo tanto conocimientos sobre resistencia de materiales, análisis por elementos finitos, como crear dichos análisis, simplificarlos, mallarlos correctamente y finalmente como obtener los resultados.

Para comenzar la fase de diseño se tendrá que prestar especial atención a los requerimientos anteriormente mencionados. Por ello se realizarán unos primeros bocetos y se irán buscando soluciones constructivas a cada uno de ellos. Tras encontrar dichas soluciones, se procederá a encontrar la manera de convertirlas en piezas normalizadas o fácilmente fabricables. Una vez montadas estas piezas y obtenido el montaje final de la plataforma se pasará a analizar si cumple con los requerimientos y objetivos que se describirán en cada análisis.

Los análisis se harán mediante un programa de elementos finitos y cálculos de resistencia de materiales. Para realizar estos análisis como se verá más adelante no bastará con analizar la estructura diseñada sometida al peso del cohete. Se deberá reducir el análisis para reducir al máximo el coste computacional, por lo que se estudiará cada elemento a analizar y se buscará la manera de simplificarlo.

Todos los cálculos realizados y explicados a continuación han sido para un cohete como es Charlie, fabricado por Bisky Team, de 3 metros de longitud y 200 kilogramos de peso. Una vez realizados todos los análisis y obtenidos los resultados se pasará a valorar la validez de la estructura. Finalmente se presentará un último apartado con comprobaciones realizadas para cohetes de mayor tamaño, en este caso de 4 metros y 300 kilogramos.

En cada uno de los análisis realizados se describirá el tipo de análisis, el programa utilizado, el funcionamiento del programa y las posibles acciones llevadas a cabo antes de dar la solución. Posteriormente, en la solución, se le dará validez al proyecto. La estructura como se ha mencionado en el apartado “3.- *Objetivos y alcance del proyecto*” debe ser capaz de lanzar cohetes de 3 metros y 200 kilogramos. De no ser así se deberán buscar soluciones hasta que los análisis muestren la validez de esta.

En cambio cuando se realicen los análisis para cohetes más pesados simplemente se presentarán los resultados obtenidos. Si los criterios escogidos para la validación de la estructura no se cumpliesen se darían soluciones para que la estructura pudiese aguantar dichas solicitaciones. En ningún caso se volverán a realizar análisis con las nuevas soluciones propuestas.

Finalmente se aportarán las conclusiones acerca de los resultados obtenidos y la descripción del presupuesto.

10 - DIAGRAMA DE GANTT.

En este apartado se describirán las tareas que se han llevado a cabo a lo largo de este proyecto. Se presenta, también, el diagrama de Gantt para ver la duración de cada tarea, al igual que la fecha de inicio y fin de estas.

Se trata de un proyecto de grandes dimensiones, sobre todo en lo referente al diseño y análisis de este, por lo tanto se ha necesitado un trabajo de 5 horas diarias durante 5 días a la semana.

Definición del proyecto.

La primera tarea consistió en definir el objetivo y el alcance del proyecto, acordándolo con el equipo Bisky Team. Tras la definición de los objetivos y los requerimientos que debía tener la plataforma por parte del equipo y durante la investigación y búsqueda de información se fueron añadiendo u eliminando algunos ensayos o casos a estudiar, por lo que la duración de esta tarea se alargó durante prácticamente todo el proyecto.

Duración: 40 semanas.

Estudio del proyecto.

Se trata de la información necesaria recopilada para la elaboración del proyecto. Información acerca de: plataformas de lanzamiento, utilización de softwares de elementos finitos y de diseño asistido por ordenador, utilización de fórmulas de resistencia de materiales, estados de carga que pueden darse, análisis de diseños de otros equipos de lanzamiento, etc. Esta tarea se prolonga durante toda la duración del proyecto incluso durante la redacción.

Duración: 40 semanas.

Diseño de la plataforma.

Es una de las tareas más largas realizadas. Es el diseño completo de la plataforma para el que se ha necesitado primero información acerca de soluciones estructurales, encontrar elementos comerciales, interpretar los catálogos y en ocasiones contactar con fabricantes para obtener respuestas acerca de sus productos. Después de haber realizado un exhaustivo análisis de las alternativas surgidas y una vez se obtiene el resultado requerido con las piezas normalizadas a utilizar se procedió a diseñarlo mediante Catia V5. Esta tarea comprende desde el primer boceto realizado hasta la obtención final de la estructura a analizar.

Duración: 22 semanas.

Fase de cálculos previos.

Una vez diseñada la estructura completamente se pasa a estudiar cómo se transmiten las cargas debidas al peso propio de la estructura y al cohete que se lanzará. En esta fase se ha utilizado la estructura ya diseñada, se han tomado las medidas y pesos de los elementos utilizados y se han obtenido las fuerzas generadas por estos en ciertos puntos que más tarde serán estudiados mediante elementos finitos.

Duración: 2 semanas.

Fase de análisis.

Análisis del pórtico de sujeción.

Al tratarse del primer análisis realizado mediante el programa Ansys Mechanical, se debe tener en cuenta el tiempo necesario para la correcta utilización de dicho programa, la comprensión de cómo funciona y la interpretación de posibles errores obtenidos.

Duración: 6 semanas

Análisis soporte Starmodul 0055-05.

Se trata del primer análisis realizado mediante Ansys Workbench, por lo que al igual que el anterior, se tiene en cuenta el tiempo necesario para la comprensión del funcionamiento correcto del programa. Además este análisis dio problemas, por lo que se tuvieron que modelar diferentes soluciones posibles hasta encontrar la correcta.

Duración: 6 semanas.

Estudio de los ejes.

Se trata del estudio de los ejes realizado mediante cálculos de acuerdo a la resistencia de materiales y diseño de máquinas. La gran parte del tiempo se dedicó a encontrar un apoyo teórico de los cálculos a realizar.

Duración: 1 semana.

Análisis de la parte superior.

Se trata del análisis más grade realizado. Por el tamaño del conjunto analizado y por las soluciones que se han tenido que ir adoptando para poder realizar el análisis completo. Gran parte del estudio se basó en encontrar pequeñas simplificaciones que redujesen el coste computacional y facilitasen el mallado. Para llegar al análisis final se han tenido que ir realizando y validando pequeños análisis.

Duración: 5 semanas.

Análisis conjunto placa base giratoria.

El último de los análisis realizados. Para la realización de este eran imprescindibles los resultados obtenidos en el anterior. Se trata de obtener el estado tensional del conjunto placa base giratoria.

Duración: 3 semanas.

Redacción del proyecto.

Por último, esta tarea consiste en la realización de la memoria escrita del proyecto, donde se redactan los puntos más importantes de este. La duración de esta fase abarca una parte importante del proyecto. Se debe tener en cuenta que la redacción se hacía paralela a las fases del diseño y análisis comprendiendo de esta manera mucho tiempo.

Duración: 20 semanas.

Diseño y Análisis de una plataforma de lanzamiento

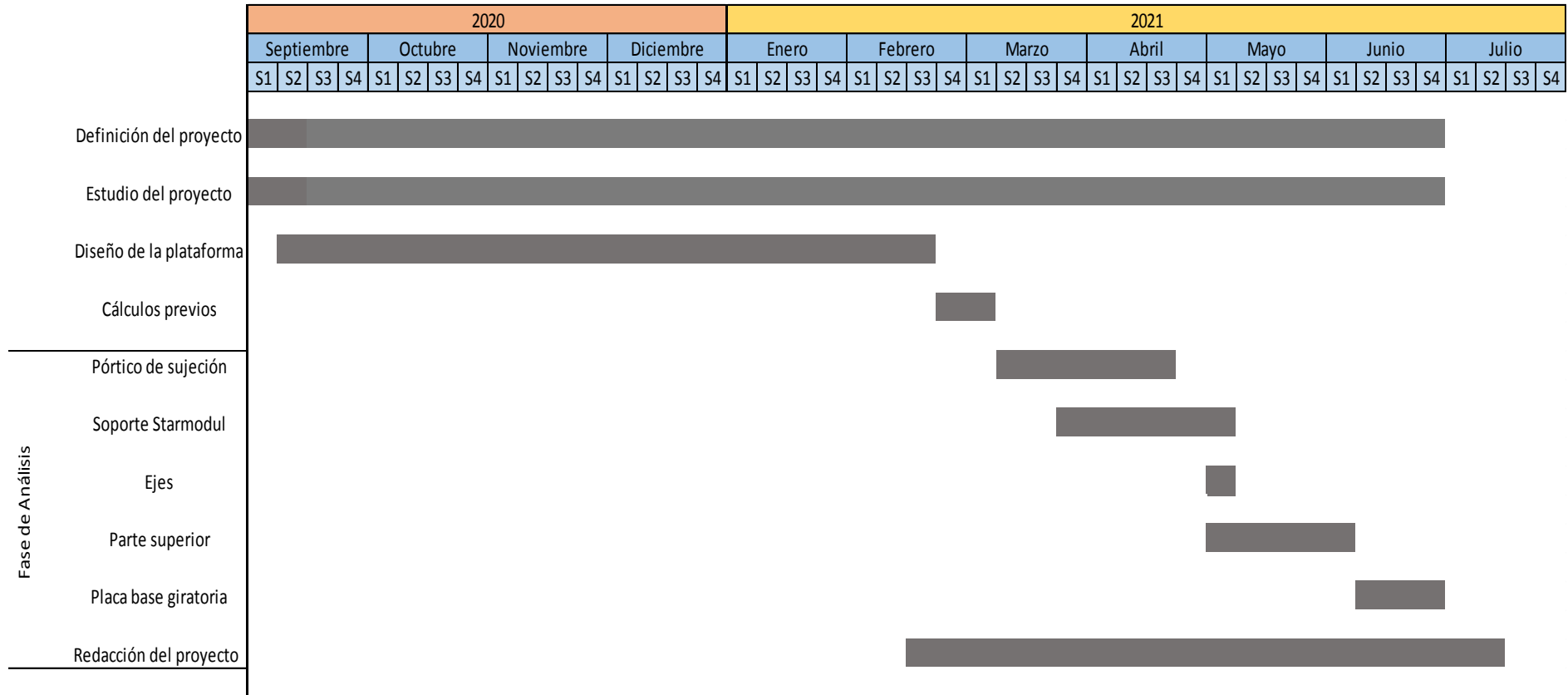


Figura 21. Diagrama de gantt

11 - DISEÑO DE LA PLATAFORMA DE LANZAMIENTO.

En este apartado se describirá la solución final adoptada para el diseño de la plataforma de lanzamiento. Se trata del diseño final el cuál se estudiará con el objetivo de validar su funcionamiento. Se han tenido en cuenta todos los requerimientos mencionados en el apartado “5.-Descripción de requerimientos” para el diseño de la plataforma. Se dará a su vez una breve explicación de cada uno de los elementos seleccionados. Para mayor información acerca de la estructura completa, las piezas utilizadas, la colocación de las mismas, los materiales y las características mecánicas de los elementos se han creado al final del proyecto los Anexos, en los cuales se encuentran: “**Anexo I: Elementos comerciales**”, “**Anexo II: Manual de montaje**” y “**Anexo III: Planos**”. Estos documentos facilitarán enormemente la comprensión del diseño de la plataforma de lanzamiento.

Se recomienda por ello, utilizar los anexos a la vez que se realiza la lectura de este apartado “11.-Diseño de la plataforma de lanzamiento”. Sobre este punto se darán a conocer los elementos más importantes utilizados y se proporciona una descripción dando la razón de porque se ha escogido cada solución. No se dará un listado de los elementos, es decir, se citarán por ejemplo la utilización de abrazaderas para la unión entre diferentes piezas y se describirá la razón de su utilización, pero no se proporcionarán todos los tipos de abrazaderas utilizadas. Además se proporciona únicamente la información necesaria para proceder a los cálculos posteriores (propiedades mecánicas). Toda la información sobre las propiedades mecánicas, el tipo de elementos, la cantidad de cada uno utilizado así como la tornillería se proporcionará en el “**Anexo I: Elementos comerciales**”. Sobre este también se proporcionaran enlaces a los catálogos utilizados y acceso a las páginas donde se pueden obtener cada una de las piezas.

Así mismo, sobre el “**Anexo III: Planos**” se proporcionará el listado de piezas utilizadas para la construcción de la plataforma. Sobre estos planos se facilitará enormemente la comprensión del tipo de pieza a usar y donde estará colocada.

La característica prioritaria que debe tener la Plataforma de Lanzamiento a diseñar en este Proyecto es la capacidad de ser montada y desmontada en la ubicación elegida para el lanzamiento. Además para facilitar el manejo, transporte y almacenaje de la Plataforma se fija como objetivo que no haya ningún componente no desmontable mayor de 2 metros de longitud ni que exceda los 65 Kg de peso.

La primera decisión adoptada es que la Plataforma va a estar formada por 3 grandes subconjuntos, independientes entre sí, como se muestra en la siguiente figura. Dos de ellos se pueden englobar a su vez en un subconjunto mayor conocido como parte superior, los cuales son la torre de lanzamiento y el conjunto placa base giratoria.

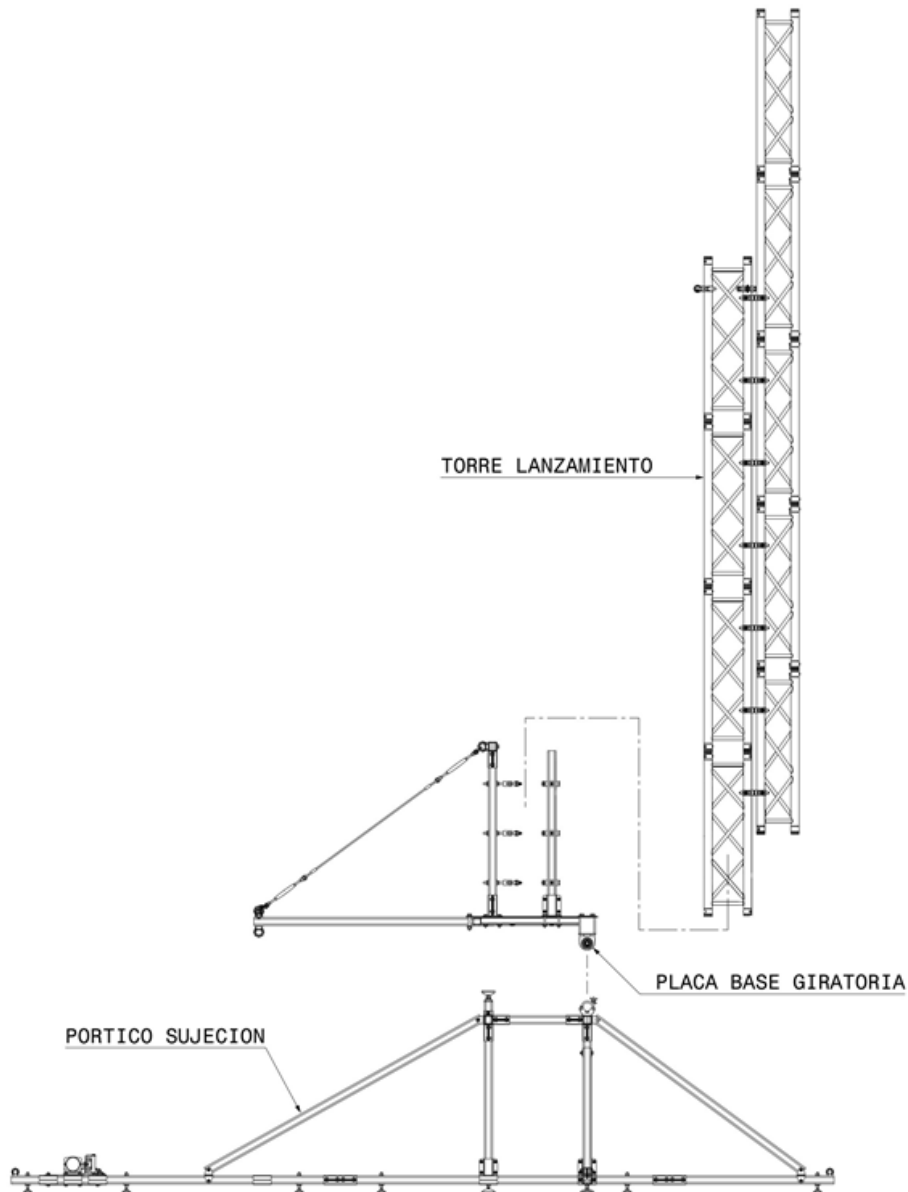


Figura 22. División de la plataforma en tres subconjuntos.

11.1 - PORTICO SUJECIÓN.

La función de este elemento es soportar y dar estabilidad a la Placa Base Giratoria. Además de permitir distanciarla del suelo. Esta distancia del suelo facilitará el montaje del cohete.

Se ha optado como solución el diseño de una estructura formada por tubo hueco estructural cuadrado de acero. La más relevante característica es que toda la estructura será montable y desmontable. Para asegurar la montabilidad se prescindirá en todo momento de la utilización de soldadura como elemento de unión entre los tubos. Esta estructura es más barata que otras opciones como son el remolque. Además proporciona una gran estabilidad y al estar fabricada con elementos de acero tendrá una gran rigidez.

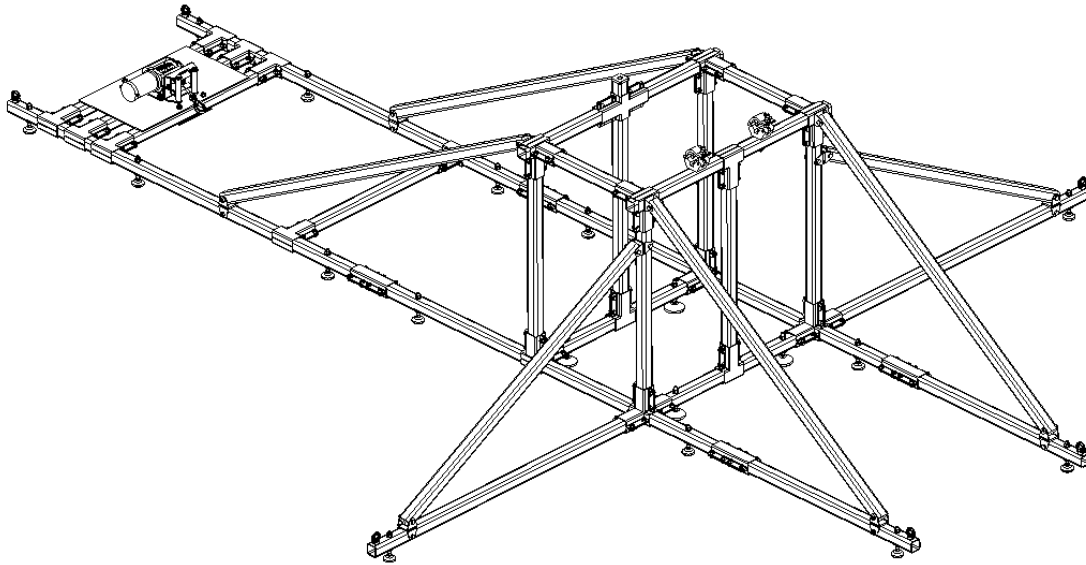


Figura 23. Conjunto pórtico de sujeción.

En la *figura 23* se observan todas las piezas que componen el conjunto pórtico de sujeción. A continuación se procede a explicar la elección de cada una de ellas (exceptuando la tornillería). El pórtico adopta esta forma para evitar grandes deformaciones debidas el levantamiento del cohete desde la posición de montaje hasta la de lanzamiento.

Este levantamiento se realizará por medio del motor, el cual tirará de un cable. La fuerza necesaria para efectuar esta acción se transmitirá al pórtico. La utilización de tubos en diagonal impedirá una deformación excesiva de los tubos sobre los que se monta el motor.

11.1.1 - UNIÓN ENTRE TUBOS.

Para la unión entre los tubos se utilizarán elementos comerciales de unión patentados Starmodul. Las uniones son piezas fabricadas en acero aleado de 3 mm de espesor, laminadas en frío y galvanizadas. Las uniones se aprietan al tubo hueco mediante tornillo hexagonal DIN 933 M10 (8.8) y Tuerca hexagonal autoblocante DIN 933 M10 (8.8). Ver más características en catálogo, cuyo acceso se proporciona en el **“Anexo I: Elementos comerciales”**.

Las ventajas de la utilización de este tipo de uniones son muchas:

- Montaje atornillado. No necesaria soldadura.
- Reutilizable por ser desmontable.
- Compatible con perfil estructural estándar.
- Sistema económico, sencillo, resistente y limpio ($\sigma_{yp}=355$ MPa).
- No es necesario escuadrar los tubos.
- Montaje por personal “no cualificado”.
- No necesaria luz eléctrica. Bastan 2 llaves fijas.
- Absorben errores de corte en los tubos.



Figura 24. Tipo de unión realizada por un soporte Starmodul.

11.1.2 - PIES DE APOYO.

Toda la estructura tubular se dispondrá sobre pies niveladores, que permitirán salvar irregularidades del terreno donde se realice el lanzamiento y harán posible el correcto nivelado de la Plataforma de Lanzamiento. A su vez, están contruidos en su base con un material gomoso (tecnopolímero de base poliamídica) que permite que estos sean antideslizantes evitando así desplazamientos no deseados producidos por vibraciones o fuerzas externas que no han sido tenidas en cuenta. El vástago está hecho de acero cincado.



Figura 25. Pies de apoyo utilizados.

11.1.3 - CÁNCAMOS.

En los extremos de los Tubos inferiores, por fuera de cada pie de nivelación se montarán cáncamos que servirán tanto para el amarre de cables a la parte superior de la Torre, como para amarrar la plataforma al suelo o a elementos cercanos (postes, etc...). Estos cables se utilizarán para evitar movimientos no deseados de la torre de lanzamiento debidos a pequeñas ráfagas de viento o vibraciones. Están hechos de acero templado de alta resistencia.

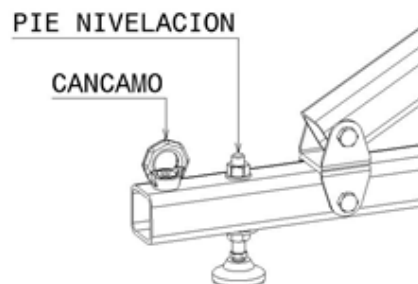


Figura 26. Cáncamo sobre el pórtico de sujeción.

11.1.4 - MOTOR.

Se incorporará un cabestrante eléctrico (motor de 12v) que permitirá girar la plataforma desde la posición horizontal de montaje de la torre hasta el ángulo de lanzamiento, de manera uniforme y sin tirones. Este motor funcionará mediante corriente continua proporcionada por una batería portátil, permitirá el giro en ambos sentidos por lo tanto podrá recoger y dar cable. Además está diseñado para ser capaz de aguantar grandes pesos cuando no está recogiendo cable, es decir, se trata de un motor autoblocante que cuando está parado no deja que se suelte cable. Es capaz de arrastrar pesos de hasta 1360 kg y su cable mide 9 metros de longitud.



Figura 27. Cabestrante eléctrico 12v.

Se trata de una opción muy económica, ideal para arrastrar grandes cargas a muy bajas revoluciones, evitando así problemas en el levantamiento de la torre de lanzamiento.

11.1.5 - MONTAJE DEL MOTOR.

Se montará el cabestrante sobre una Placa de acero atornillada a 3 tubos que crearán a ambos lados una superficie plana útil para la colocación de contrapesos que puedan contrarrestar el tirón que ocasiona el cable al elevar el peso del cohete. Esta solución permitirá a la vez atar el motor a una placa que estará unida a unos tubos y colocar pesos sobre dicha placa.

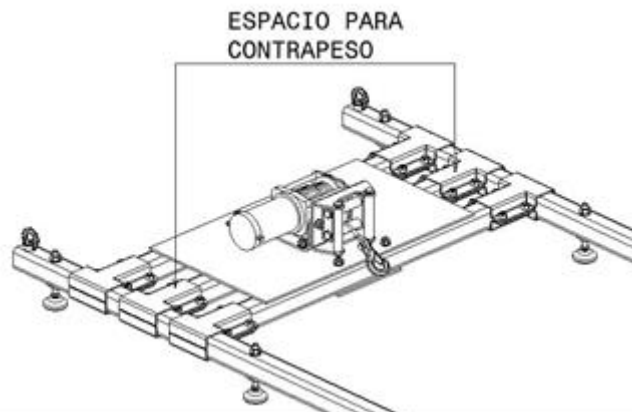


Figura 28. Espacio para colocar contrapesos.

11.1.6 - ABRAZADERAS PARA COLOCAR LOS EJES.

La Placa base giratoria se colocará sobre 2 abrazaderas de aluminio de alta resistencia ubicadas en la parte delantera del Pórtico. Las abrazaderas se cerrarán sobre los bulones de rodamiento que permitirán el giro de la Placa. Este sistema permitirá la colocación de manera rápida y sencilla del conjunto placa base giratoria sobre el pórtico de sujeción. Se debe destacar que los

agujeros sobre los que se colocarán las abrazaderas tendrán una pequeña holgura, con el objetivo de poder alinear correctamente los ejes una vez montada la placa base giratoria.



Figura 29. Abrazaderas.

11.1.7 - PIE DE NIVELACIÓN.

Por último se incorporará al Pórtico un Pie de nivelación como tercer punto de apoyo de la Placa base giratoria. Además permitirá definir el ángulo de lanzamiento deseado en un rango entre 0° y 15° . Se asegurará la posición y el ángulo con una contratuerca. El pie de nivelación es del mismo tipo que los pies de apoyo, tiene una base de goma la cual garantizará un apoyo suave de la estructura permitiendo que esta no sufra arañazos.

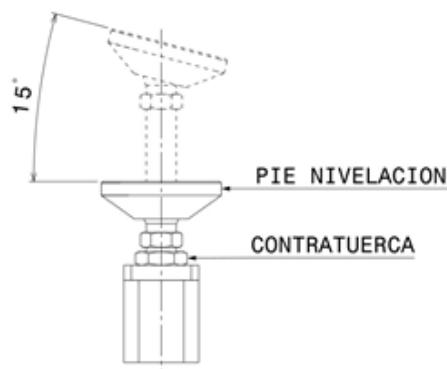


Figura 30. Pie de nivelación.

11.2 - PLACA BASE GIRATORIA.

La función de este elemento es soportar la Torre de lanzamiento y ofrecer la posibilidad de establecer un ángulo determinado para el despegue. El giro de la Placa ofrece también la posibilidad de colocar la Torre en posición horizontal o vertical.

Se ha optado como solución una Placa de acero a la que se le soldarán tubos huecos estructurales de acero en forma de parrilla para dotar al conjunto de la rigidez necesaria para los esfuerzos a los que se va a ver sometida. Se colocarán 4 tubos huecos estructurales de acero sobre la Placa, que amarrarán la Torre de Lanzamiento mediante abrazaderas y además se añadirá un cable tensor regulable para repartir esfuerzos y evitar deformaciones excesivas.

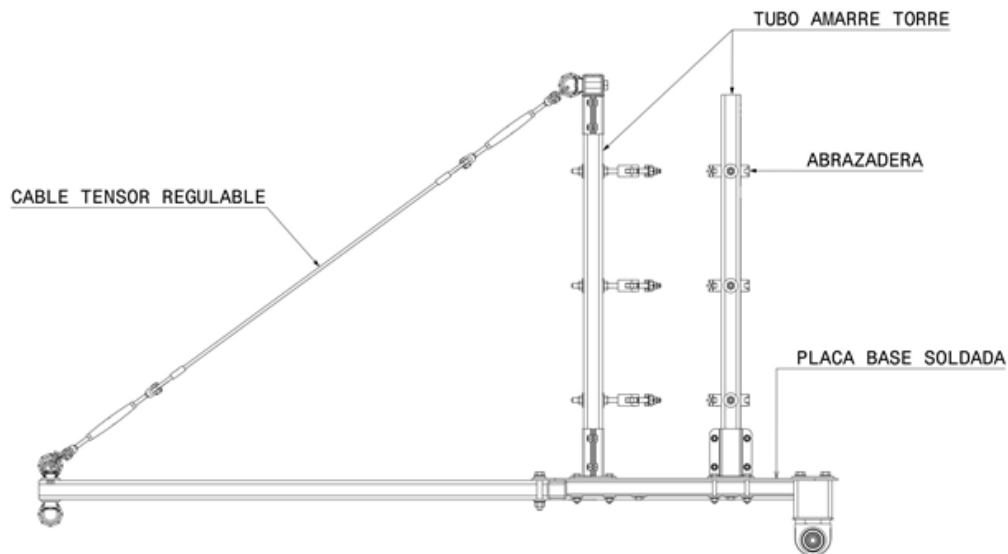
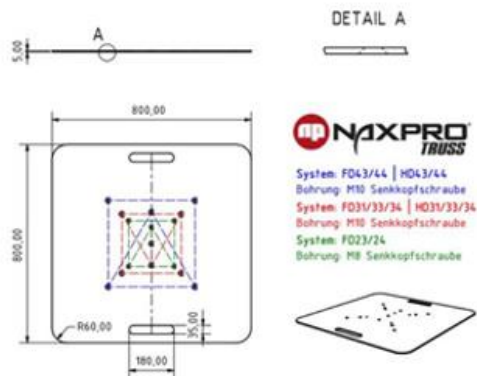


Figura 31. Conjunto placa base giratoria.

11.2.1 - PLACA BASE SOLDADA DE ACERO.

Placa de acero S355 comercial Naxpro Truss 800x800x5. Pretaladrada. Posibilita montar sobre ella mediante semiconos de aluminio, travesaños Naxpro Truss de todas las formas y tamaños, lo que permitirá en un futuro el montaje de Torres de Lanzamiento de diferentes dimensiones.

Universal-Bodenplatte 5mm





 System: F043/44 | HD43/44

 Bohrung: M10 Senkkopfschraube

 System: F031/33/34 | HD31/33/34

 Bohrung: M10 Senkkopfschraube

 System: F023/24

 Bohrung: M8 Senkkopfschraube



Figura 32. Placa de Acero 800x800x5 mm.

11.2.2 - TUBOS ESTRUCTURALES.

Son los tubos huecos estructurales de acero S355, cada uno de un tamaño diferente que proporcionarán una rigidez extra a la placa de acero. Su distribución se asemeja a la de una parrilla. En el centro se puede observar un tubo con mayor longitud que el resto el cuál será el encargado de soportar los esfuerzos del cable del motor cuando la torre de lanzamiento sea levantada. Todos ellos tienen un límite de fluencia $\sigma_{yp} = 355$ MPa y una tensión de rotura $\sigma_u = 640$ MPa.

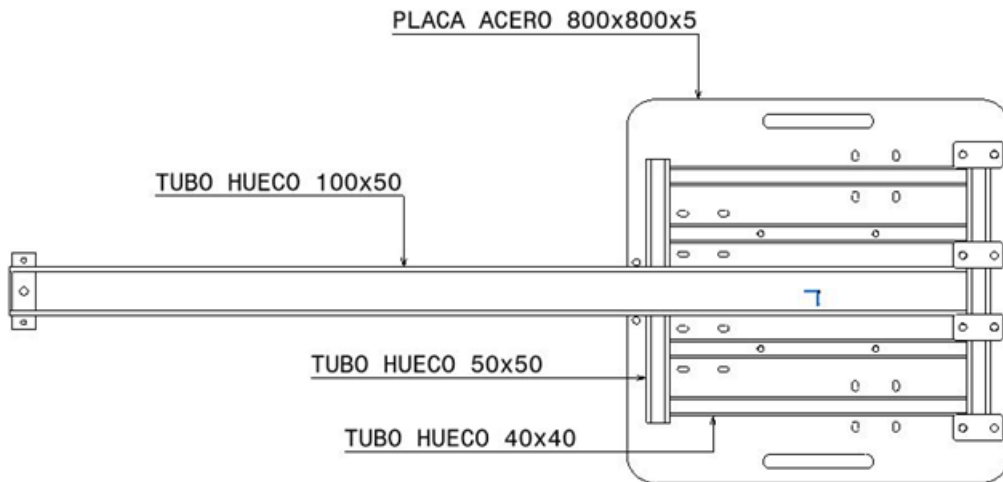


Figura 33. Tubos estructurales de acero.

11.2.3 - SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE ESFUERZOS.

En el extremo del tubo hueco 100x50 se montará un sistema especial para la transmisión del esfuerzo del cable del cabrestante en el momento del levantamiento de la Plataforma y el cohete.

Consistirá en 2 cáncamos giratorios unidos mediante un perno de acero de alta resistencia que estará a su vez fijado al tubo mediante tuercas. De este modo se logrará que la tensión del cable cabrestante se reparta entre el perno y el tubo hueco. Se colocarán 2 cáncamos auxiliares a ambos lados para posibilitar el montaje de dos cables que atarán la torre de lanzamiento, impidiendo de esta manera una deformación excesiva de esta durante el levantamiento.

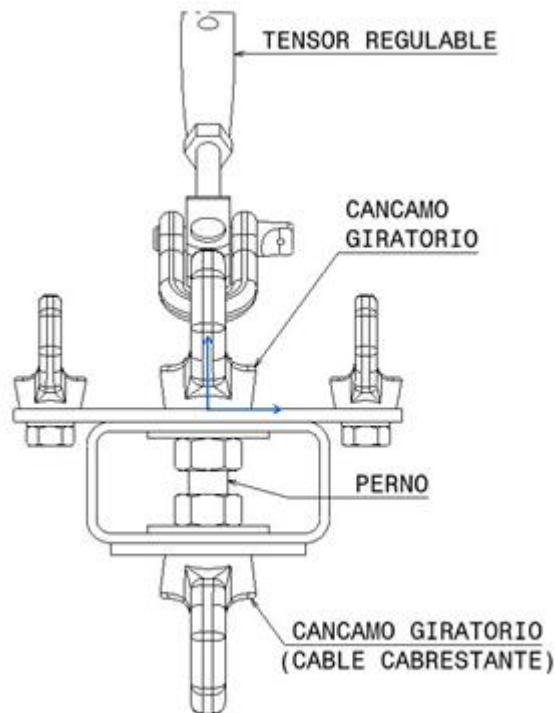


Figura 34. Sistema de transmisión de esfuerzos ideado.

Este sistema a su vez, impedirá grandes deformaciones tanto en la torre de lanzamiento como en el propio tubo de 100x50.

11.2.4 - CÁNCAMOS.

Se utilizarán cáncamos giratorios, que aunque tienen un costo muy superior a los convencionales, permiten la alineación del cáncamo en la misma dirección que el cable, evitando sobretensiones y esfuerzos no deseados.

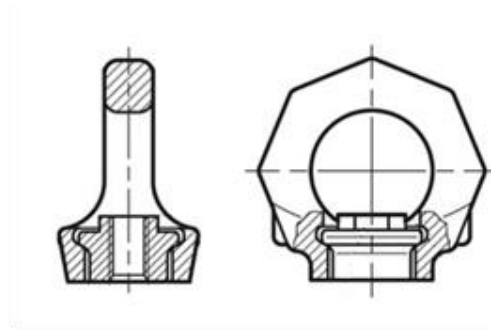


Figura 35. Vista en corte de cáncamos giratorios.

11.2.5 - BULONES (EJES).

La posibilidad de giro se conseguirá incorporando a la Placa 2 bulones de acero montados sobre 4 rodamientos con soporte propio de fundición de hierro. Las pistas externas de los rodamientos serán esféricas para asegurar fácilmente la alineación de los bulones. Los bulones se asegurarán en los rodamientos mediante tornillos prisioneros. La construcción de estos bulones, elementos no comerciales, permitirá reducir su deformación, garantizando siempre un correcto giro de la placa. Estos bulones se han fabricado con un acero F-115 laminado en caliente con un límite de rotura $\sigma_u = 880$ MPa y un límite elástico de $\sigma_{yp} = 520$ MPa.

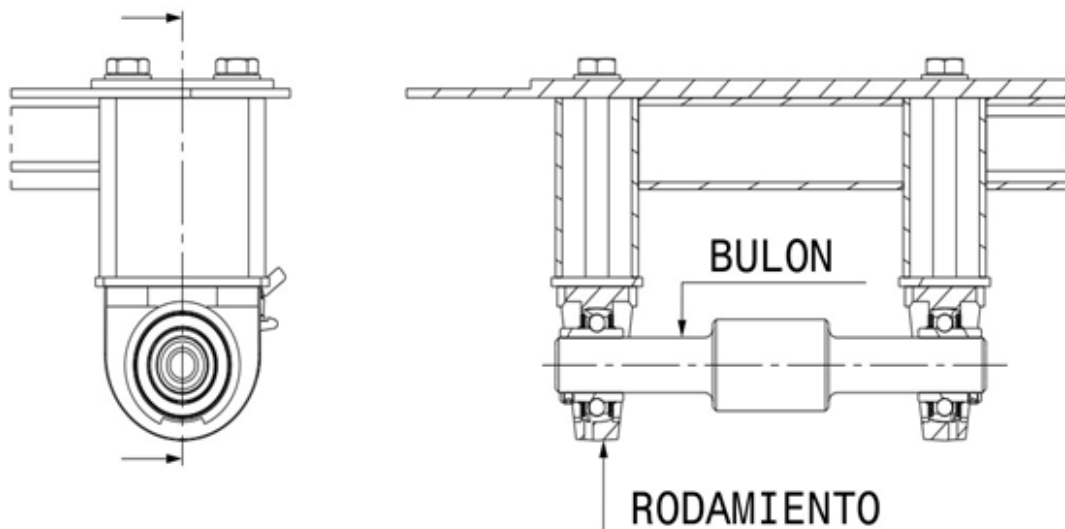


Figura 36. Bulones (ejes) de rotación de la placa.

11.2.6 - AMARRE PARA LA TORRE DE LANZAMIENTO.

Para finalizar, como solución de amarre de la Torre de Lanzamiento sobre la Placa Base se incorporarán 4 tubos huecos 50x50 unidos a la placa mediante 4 uniones Starmodul. Las uniones irán atornilladas a la placa base abrazando los tubos huecos 40x40 para mayor rigidez de la unión. La Torre se atará a los tubos huecos por medio de 3 abrazaderas en cada uno de los tubos (haciendo un total de 12), dotadas de pernos largos y sistema de tuerca y contratuerca que facilitarán el montaje y desmontaje de la Torre.

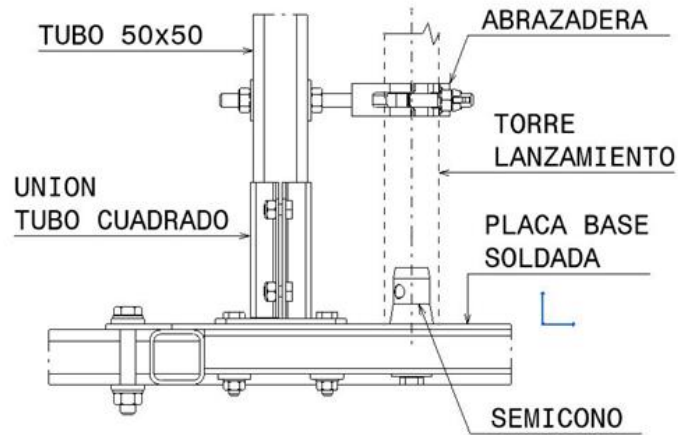


Figura 37. Sistema de sujeción de la torre de lanzamiento.

11.3 - TORRE DE LANZAMIENTO.

Es la estructura formada por truss [19], es decir, elementos comerciales de aluminio en forma de celosía. Esta estructura será la encargada de soportar el raíl de lanzamiento "launch rail" el cuál se escogerá a partir del tipo de cohete diseñado. El raíl lo seleccionará el equipo encargado de la construcción y diseño del cohete. Sobre dicho raíl irá montado el cohete y la torre permitirá la colocación de este en un ángulo específico de despegue.

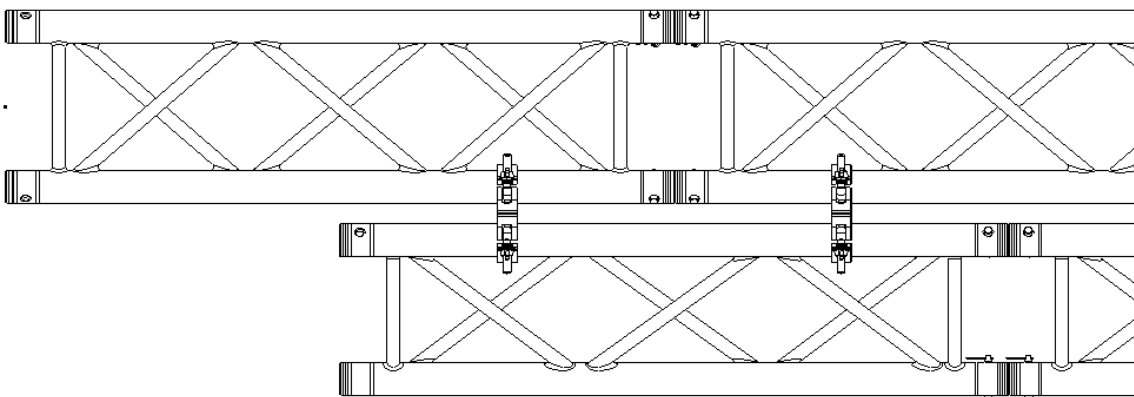


Figura 38. Torre de lanzamiento

11.3.1 - TRAVESAÑOS NAXPRO TRUSS.

Se ha optado como solución para la Torre de Lanzamiento la utilización de elementos comerciales, en concreto travesaños de aluminio Naxpro Truss HD34 y HD33.

Son un sistema de travesaños contruidos en aluminio EN-AW 6082-T6 cuyo límite de fluencia es $\sigma_{yp}=310$ MPa, especialmente diseñados para trabajo pesado, son compactos y aportan una elevada cargabilidad (ver Hoja de Datos).



Figura 39. Truss HD34 y HD33 contruidos en aluminio.

Todos los travesaños se unen entre sí mediante conexiones cónicas, aseguradas con pernos y clips, de manera rápida y sencilla y con la sola única utilización de un martillo de aluminio.

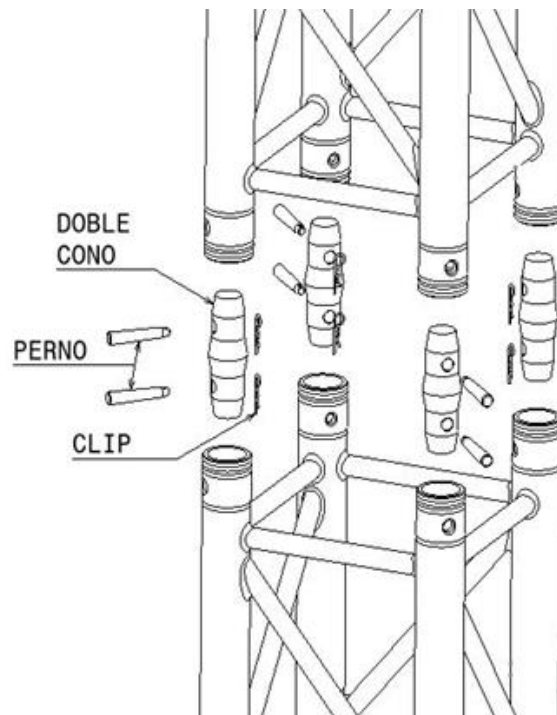


Figura 40. Montaje de un truss con otro.

11.3.2 - ABRAZADERAS DOBLES.

La torre de 4 tubos y la torre de 3 tubos se unirán mediante abrazaderas dobles de aluminio, acopladas entre sí por medio de un perno de acero de alta resistencia.

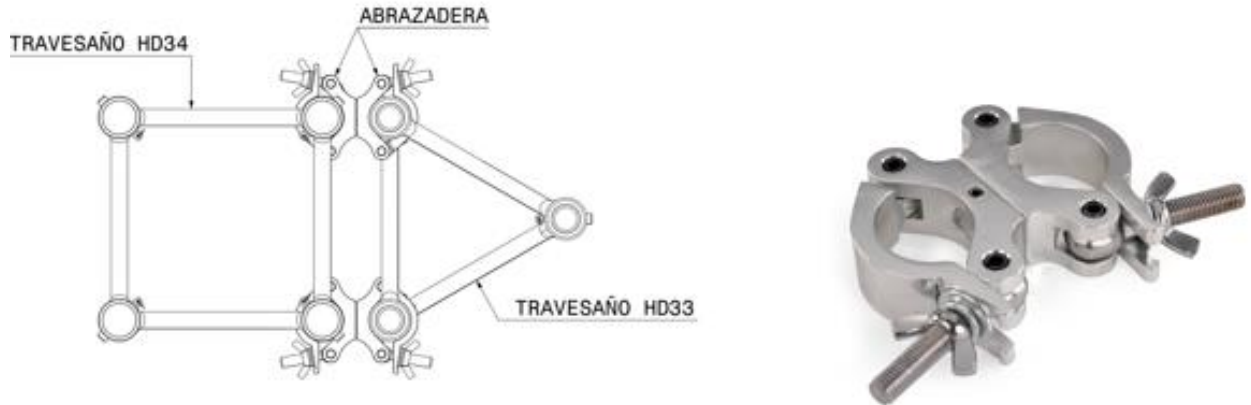


Figura 41. Sistema de montaje de abrazaderas dobles.

11.3.3 - ABRAZADERAS CON OJAL.

Para finalizar, sobre el más alto de los travesaños HD34 se montarán 4 abrazaderas con ojal (cáncamo). 2 hacia atrás, en dirección al cabrestante, donde se montaran los 2 cables tensores regulables de la Placa Base Giratoria. Y otras 2 hacia los laterales, que ofrecen la posibilidad de montar cables para ser atados con los cáncamos que se dispusieron a tal efecto en el Pórtico de Sujeción. Este sistema impedirá vibraciones no deseadas debidas a factores externos.

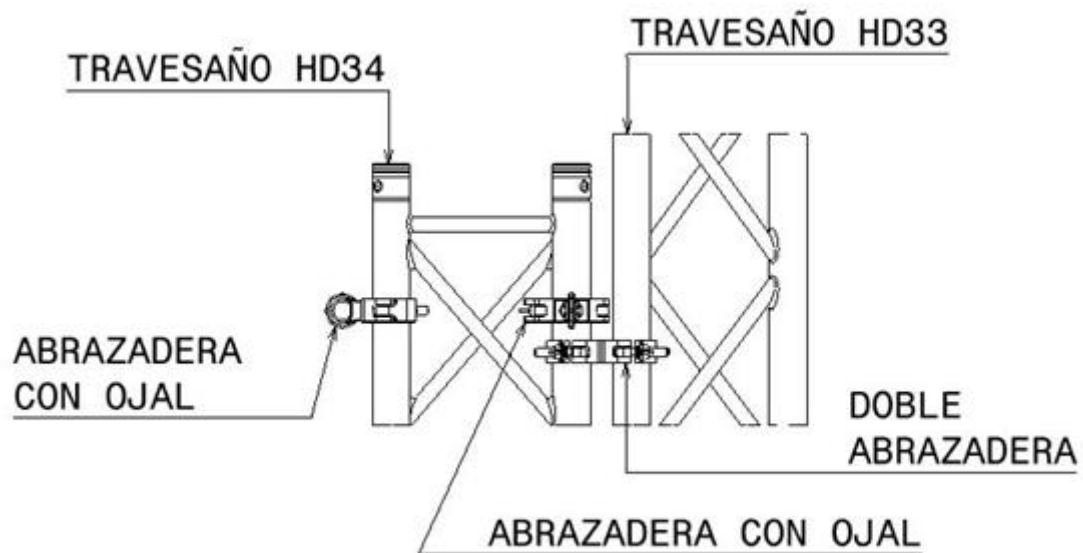


Figura 42. Elementos sobre la torre de lanzamiento.

La elevada versatilidad de los elementos elegidos para la construcción de la Torre de Lanzamiento y las múltiples variantes de su montaje posibilitan construir torres de diferentes longitudes que permitirán el lanzamiento de cohetes de tamaños diversos.

Además son elementos que podrían utilizarse a futuro en proyectos totalmente distintos al que nos ocupa. Existen en el diseño dos torres, una de base cuadrada y la otra triangular, la unión de estas dos torres permite situar el cohete fuera de la placa de acero, de esta manera se podrá colocar un deflector debajo de él con el objetivo de impedir que la combustión de este durante su lanzamiento dañe la estructura.

12 - CÁLCULOS PREVIOS AL ESTUDIO DE LOS ELEMENTOS DE LA PLATAFORMA DE LANZAMIENTO.

En este punto se describirán los cálculos previos al estudio y comprobación de la resistencia de los elementos de la plataforma de lanzamiento realizados. Estos cálculos irán orientados a encontrar las situaciones y valores límite que más tarde se utilizarán para comprobar si la plataforma está correctamente dimensionada.

Para los cálculos se utilizará el modelo completo diseñado mediante el programa Catia, del que se podrán obtener datos de los elementos individuales, tales como distancias y pesos. Además también se utilizarán los datos proporcionados por los fabricantes.

El objetivo será el de obtener por un lado el ángulo formado por el conjunto base giratoria con la horizontal para el cual el cable del motor deja de tener tensión y por otro la tensión máxima que tendrá dicho cable. Para la obtención de estos resultados será necesario obtener el momento generado por los pesos de todos los elementos del conjunto superior más el cohete sobre el punto de rotación (eje de la plataforma).

Dicho momento dependerá del peso de cada elemento del conjunto superior por la distancia existente desde el punto de rotación hasta el punto de aplicación del peso del mismo. A su vez, la distancia entre los dos puntos descritos variará a medida que varíe el ángulo formado entre el conjunto placa base giratoria y la horizontal.

Por lo tanto, se sigue un orden cronológico cuyo primer paso es la obtención del peso de cada elemento y la distancia desde este hasta el punto de rotación. A continuación se obtendrá el ángulo para el cual el cable deja de tener tensión y finalmente la tensión máxima que adoptará el cable.

Para la realización de todos estos cálculos se han adoptado ciertos criterios y términos que facilitarán el proceso:

- **Distancia de los elementos hasta el punto de rotación:** se trata de la distancia en vertical y horizontal desde el punto de rotación hasta el centro de gravedad de cada elemento. Esta distancia siempre se expresa y se mide cuando la placa forma 0° con la horizontal.
- **Fuerza generada por el peso de los elementos:** se colocará como una única fuerza puntual en el centro de gravedad de los elementos. Multiplicando esta fuerza por su componente horizontal obtendremos el momento generado sobre el punto de rotación de estos elementos.
- **Ángulo formado entre el conjunto placa base giratoria y la horizontal (α):** en ocasiones, para abreviar se conocerá como el ángulo formado por la placa y la horizontal.
- **Distancia entre punto de aplicación de la fuerza y punto de rotación (X):** esta distancia aparecerá expresada como una ecuación, que dependerá tanto de la distancia de los elementos al punto de rotación como del ángulo α .

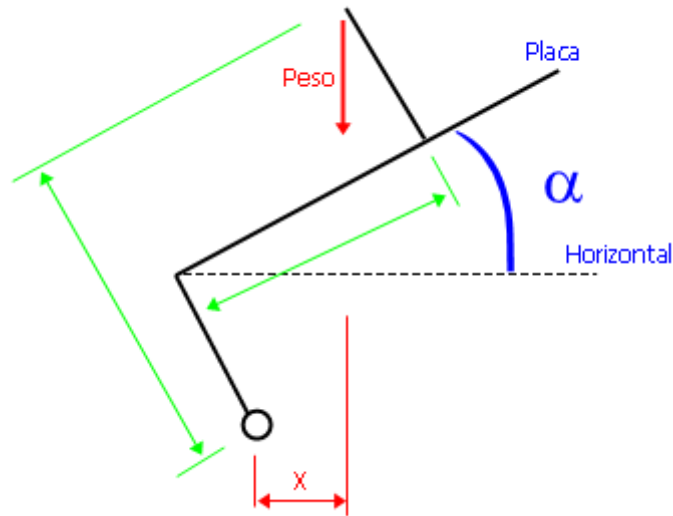


Figura 43. Esquema donde se ubican los términos definidos anteriormente.

Las cotas de color verde son las definidas como distancias de los elementos hasta el punto de rotación. En rojo la distancia X y el peso del elemento y en azul el ángulo formado por la placa y la horizontal α .

Además se va a definir un sistema de coordenadas sobre los elementos implicados en el cálculo. Este sistema tendrá su origen de coordenadas en el centro de los ejes que permitirán el giro del conjunto superior como se puede observar en las figuras 44 y 45.

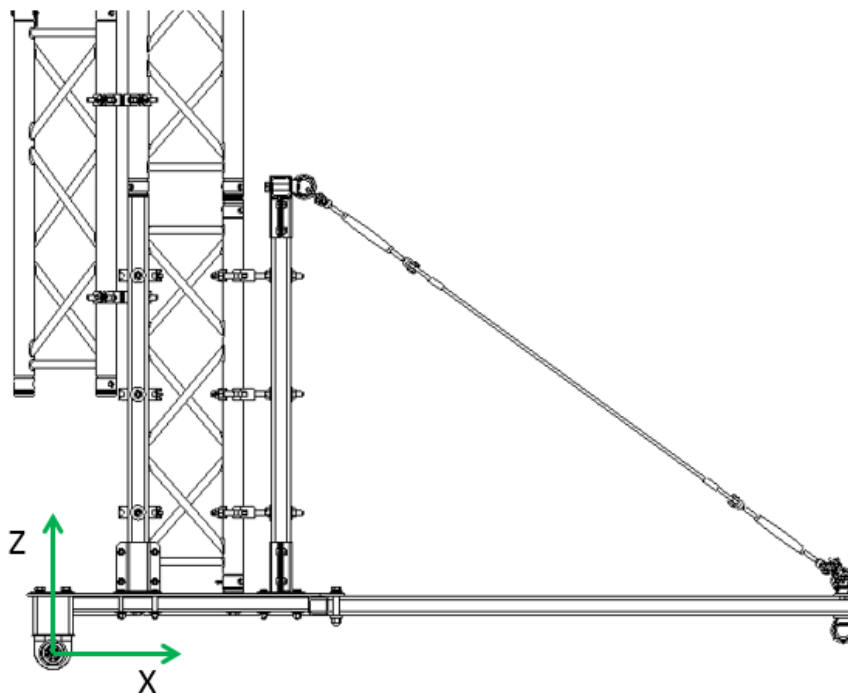


Figura 44. Plano ZX del sistema de coordenadas definido.

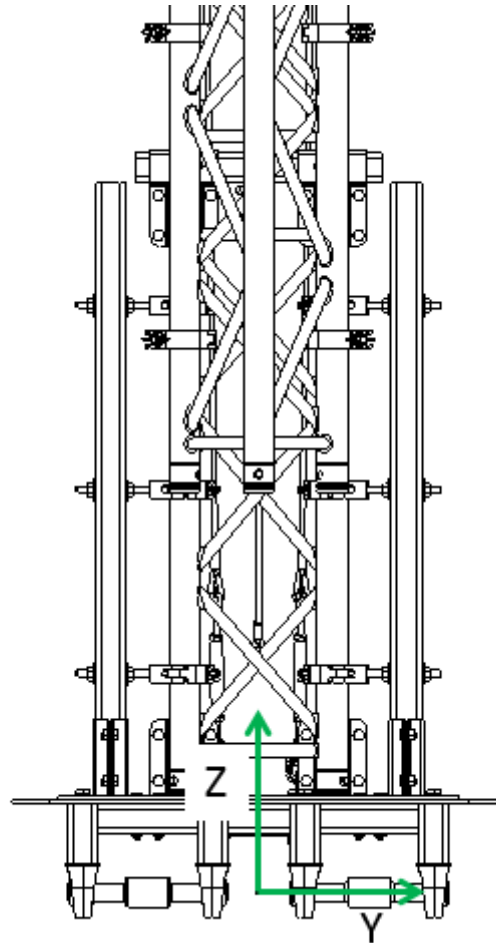


Figura 45. Plano ZY del sistema de coordenadas definido.

Según este sistema de coordenadas todas las distancias a la izquierda del punto de rotación serán negativas y las fuerzas del peso también. Por lo tanto si tras los cálculos una distancia sale negativa querrá decir que el peso del elemento aplicado sobre su centro de gravedad en dicha inclinación α de la placa respecto de la línea horizontal estará a la izquierda del punto de rotación.

Es importante tener en cuenta este concepto pues dependiendo de donde se encuentre aplicada la fuerza generará un momento horario u antihorario.

12.1 - OBTENCIÓN DEL PESO Y DE LA DISTANCIA ENTRE PUNTO DE APLICACIÓN DE LA FUERZA Y PUNTO DE ROTACIÓN (X).

Se van a obtener las distancias en horizontal y vertical desde el punto de rotación hasta el punto de aplicación de la fuerza cuando el ángulo formado entre la placa y la horizontal es de 0° . Obtenidas estas distancias se desarrollará una ecuación que permita obtener la distancia X, descrita anteriormente en función del ángulo α . Además también se obtendrán los pesos de cada uno de los elementos que intervienen en el cálculo.

A continuación se pueden observar en las siguientes imágenes cada una de las piezas que generan momentos en el punto de rotación. Se debe destacar que solo se tendrán en cuenta

piezas cuyos pesos sean significativos, es decir, se despreciarán los pesos de la tornillería por no suponerse importante.

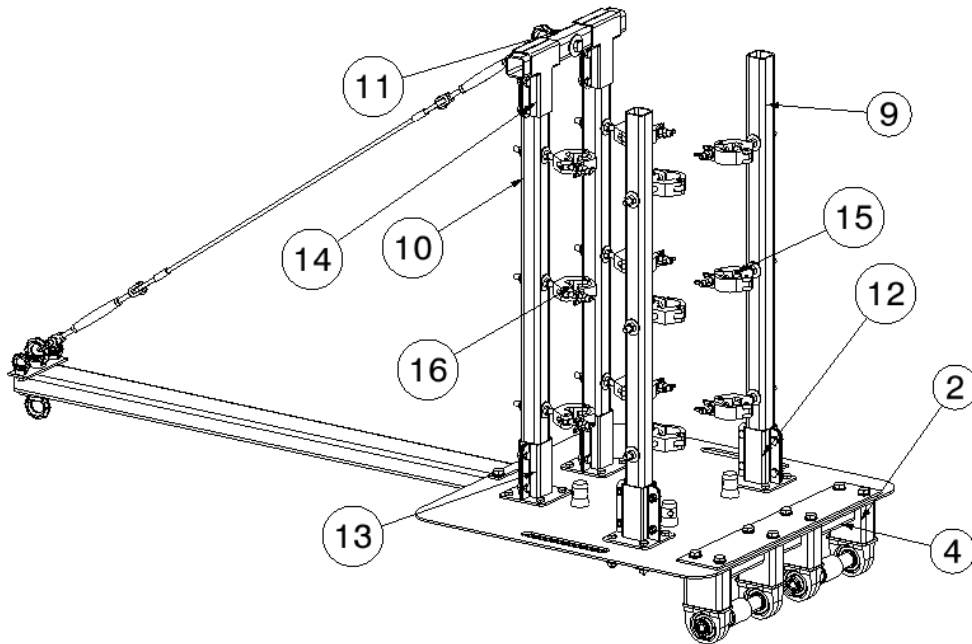


Figura 46. Elementos de la placa base giratoria

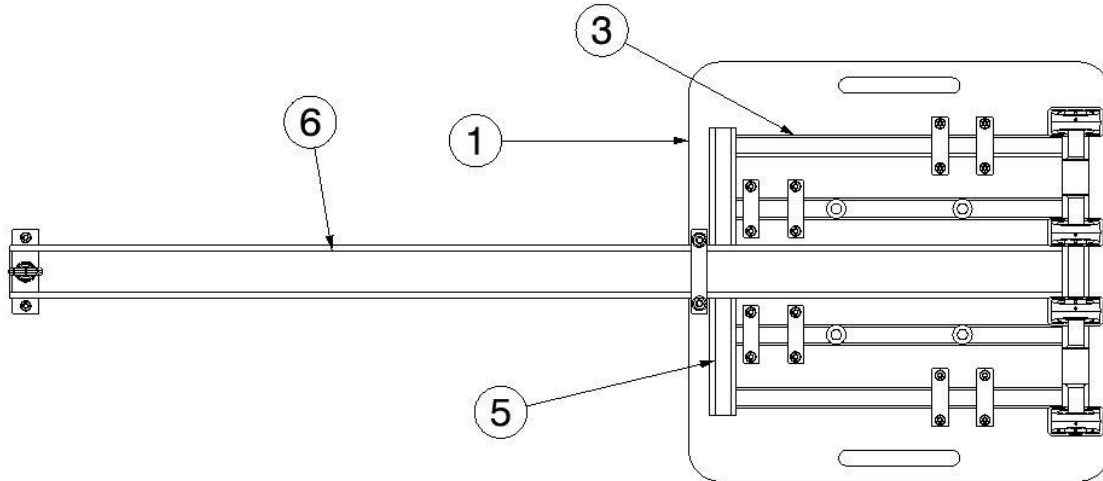


Figura 47. Placa base giratoria vista desde abajo.

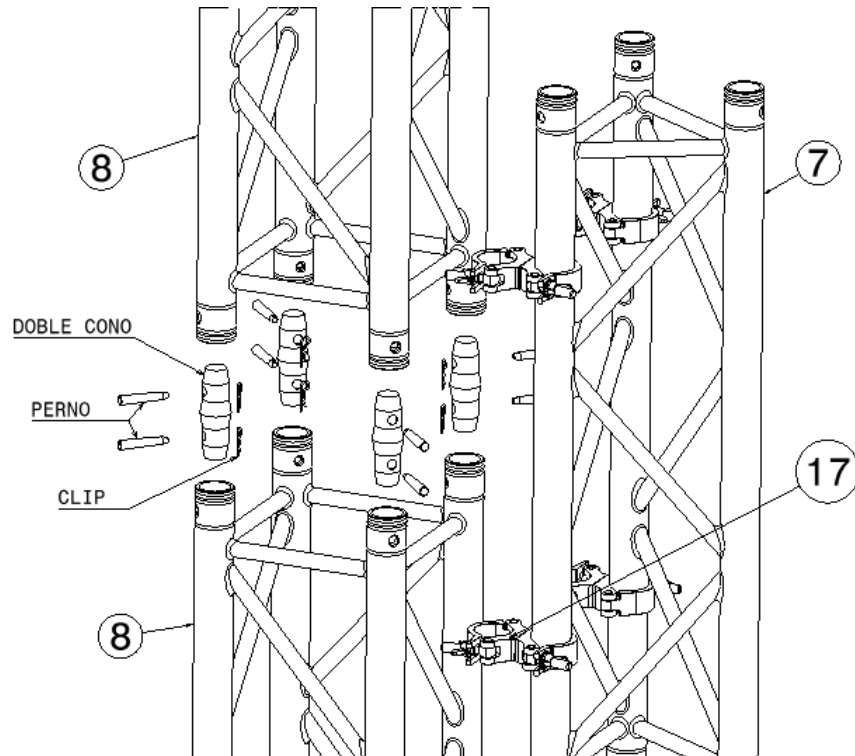


Figura 48. Elementos en la torre de lanzamiento.

1. Placa 800x800x5 mm
2. Perfil Rectangular 100x50x4 mm
3. Perfil hueco cuadrado 40x2 mm
4. Perfil hueco cuadrado 50x4 mm Delantero
5. Tubo cuadrado 50x4 mm Trasero
6. Perfil hueco rectangular 100x50x4 mm
7. Truss Triangular HD33 de 100cm
8. Truss Cuadrado HD34 de 100cm
9. Perfil Cuadrado Delantero 50x50x4 mm
10. Perfil Cuadrado Trasero 50x50x4 mm
11. Tubo refuerzo horizontal 50x50x4 mm
12. Soportes Starmodul 0055-13 Delanteros
13. Soportes Starmodul 0055-13 Traseros
14. Soportes Starmodul 0055-05
15. Abrazaderas Doughty 57001 Delanteras
16. Abrazaderas Doughty 57001 Traseras
17. Abrazadera doble M12x30

A todos estos elementos debería sumarse un número 18, que sería el cohete. Este irá colocado sobre el rail de lanzamiento que a su vez se colocará sobre el truss triangular.

12.1.1 - ELEMENTOS UNIDOS A LA PLACA.

Son todos aquellos elementos que se unen a la placa y que sirven como base para la torre de lanzamiento. A su vez unen la torre de lanzamiento con el resto de la estructura por medio del punto de rotación.

12.1.1.1.-Paca 800x800x5 mm.

Unidades: 1 Peso = 25 Kg/u.

La placa será el elemento de referencia cuando se hable de inclinación de la torre. En un primer momento, cuando la placa está en posición totalmente horizontal, se encontrará a 0°.

Fuerza generada por el peso = $25 \frac{Kg}{u} * 1u = 25 kg$

Las distancias desde el centro de gravedad de la placa hasta el punto de rotación se tomarán cuando esta esté a 0° como se ha explicado anteriormente.

En la siguiente imagen se puede ver un esquema con las medidas que hay entre la placa y el punto de rotación. Son medidas reales obtenidas del modelo creado mediante Catia, se realiza un esquema en 2D para que sea más fácil de comprender.

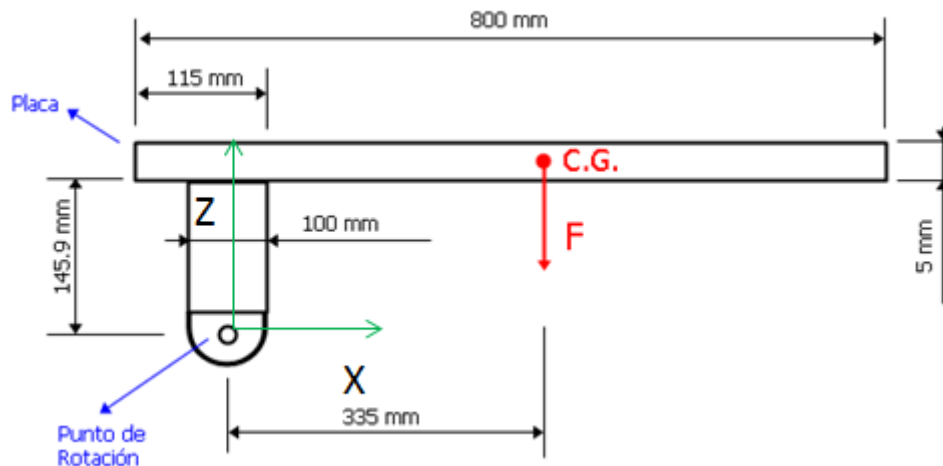


Figura 49. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.

Distancia desde el punto de rotación hasta el centro de gravedad en horizontal cuando la placa forma 0° con la horizontal: 335 mm.

Distancia desde el punto de rotación hasta el centro de gravedad en vertical cuando la placa forma 0° con la horizontal: $145.9 + 5/2 = 148.4$ mm

Una vez obtenidas estas distancias, se deberá dar con una fórmula que nos permita calcular cuál es la distancia entre la fuerza y el punto de rotación cuando la placa se encuentra a diferentes grados de inclinación.

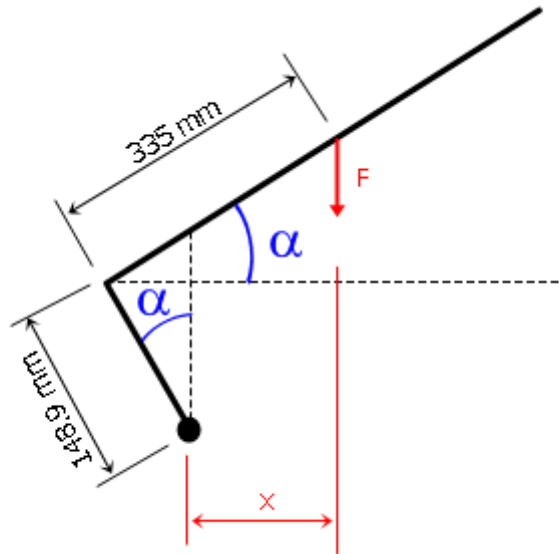


Figura 50. Esquema reducido de la placa con una inclinación α y distancias en mm.

Esta sería la representación de la placa con una inclinación α respecto de la horizontal. Por tanto para hallar la X (distancia entre el punto de rotación y el peso) se seguirá la fórmula:

$$X = 335 * \cos \alpha - 148.9 * \sin \alpha$$

Al encontrarnos con que la placa y la unión de esta con el punto de rotación forman un ángulo de 90° tendremos el mismo ángulo α .

12.1.1.2.- Perfil rectangular 100x50x4 mm.

Unidades: 4

Longitud de cada perfil: 98mm

Peso = 8.49 kg/m

$$\text{Fuerza generada por el peso} = 8.49 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * 4u * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} * 98 \text{ mm} = 3.3 \text{ kg}$$

Se trata de 4 unidades de un perfil rectangular que unirá la placa con los rodamientos que permitirán el giro de toda la estructura. Tienen una separación totalmente simétrica respecto del plano ZY por lo tanto se puede suponer que la fuerza se encuentra en el centro entre las 4 unidades.

En este caso, la distancia en horizontal con la placa inclinada a 0° será de 0 mm, por lo tanto su peso no se tendrá en cuenta con esta inclinación.

Distancia desde el punto de rotación hasta el centro de gravedad en horizontal cuando la placa forma 0° con la horizontal: 0 mm.

Distancia desde el punto de rotación hasta el centro de gravedad en vertical cuando la placa forma 0° con la horizontal: $98/2 + 47.9 \text{ mm} = 96.9 \text{ mm}$

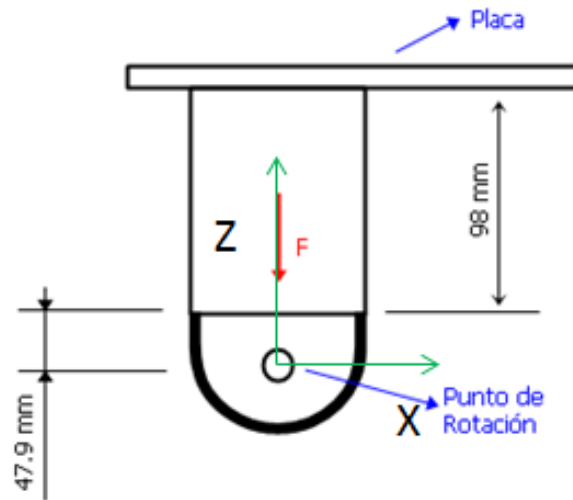


Figura 51. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.

Como se puede observar en la figura 51, solo existe una componente vertical para cuando la placa se encuentra en la posición de origen, por lo tanto la ecuación a seguir para obtener la distancia entre el punto de rotación y la fuerza ejercida por el peso será:

$$X = -96.9 * \text{sen } \alpha$$

Se debe recordar que se pone el signo negativo delante para que luego obtengamos un resultado negativo si la distancia X se encuentra a la izquierda del punto de rotación y positivo si se encuentra a la derecha.

12.1.1.3.- Perfil hueco cuadrado 40x2 mm.

Unidades: 4

Longitud de cada perfil: 620 mm

Peso = 2.28 kg/m

$$\text{Fuerza generada por el peso} = 2.28 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * 4 * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} * 620 \text{ mm} = 5.65 \text{ kg}$$

Se trata de 4 barras colocadas debajo de la placa cuya función es dar más rigidez a esta. Se unen a los perfiles huecos cuadrados de 50x4 mm y formarán junto con estos una especie de parrilla.

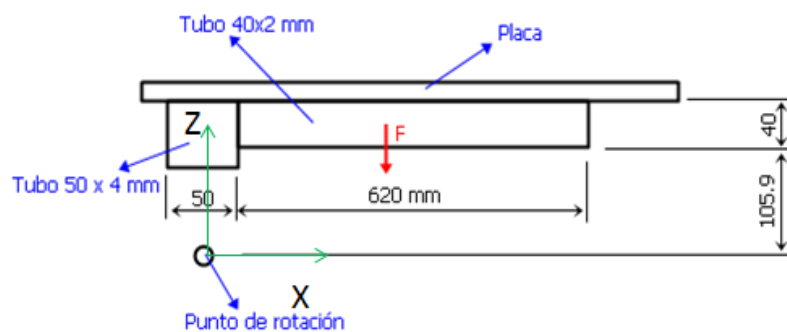


Figura 52. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.

Distancia desde el punto de rotación hasta el centro de gravedad en horizontal cuando la placa forma 0° con la horizontal: $25 + 620/2 = 335$ mm.

Distancia desde el punto de rotación hasta el centro de gravedad en vertical cuando la placa forma 0° con la horizontal: $105.9 + 40/2 = 96.9$ mm

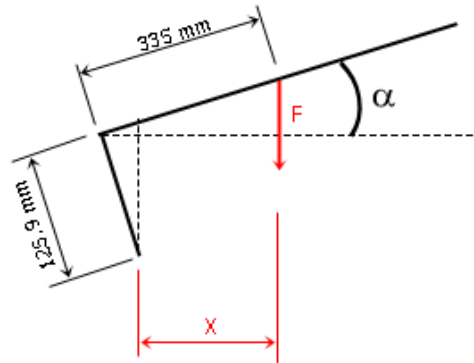


Figura 53. Esquema reducido con una inclinación α y distancias en mm.

Por lo tanto, y atendiendo a este esquema, para obtener X, que es la distancia entre la fuerza colocada en el centro de gravedad del elemento y el punto de rotación, se utilizará la siguiente fórmula:

$$X = 335 * \cos \alpha - 125.9 * \sen \alpha$$

12.1.1.4.- Perfil hueco cuadrado 50x2 mm delanteros.

Unidades: 3

Longitud efectiva: 420 mm

Peso = 5.35kg/m

$$\text{Fuerza generada por el peso} = 5.35 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} * 420 \text{ mm} = 2.24 \text{ kg}$$

Este elemento tiene 3 unidades, sin embargo cada unidad no mide lo mismo, existe una unidad central más larga que las laterales. Es por eso que se expresa la longitud efectiva, es decir la longitud total de los tres tubos. Estos tubos siguen siendo simétricos en la estructura.

Estos elementos son los que se unen a los tubos 40x2 citados anteriormente. En este caso al encontrarse alineado su centro de gravedad con el punto de rotación solo se tendrá en cuenta una medida.

En este caso, la distancia en horizontal con la placa inclinada a 0° será de 0 mm, por lo tanto su peso no se tendrá en cuenta con esta inclinación.

Distancia desde el punto de rotación hasta el centro de gravedad en horizontal cuando la placa forma 0° con la horizontal: 0 mm.

Distancia desde el punto de rotación hasta el centro de gravedad en vertical cuando la placa forma 0° con la horizontal: $95.9 + 50/2$ mm = 120.9 mm

$$X = -120.9 * \sen \alpha$$

12.1.1.5.- Perfil hueco cuadrado 50x4 mm trasero.

Unidades: 2 Longitud de perfil: 225 mm Peso = 5.35 kg/m

Fuerza generada por el peso = $5.35 \frac{Kg}{m} * 2u * \frac{1 m}{1000 mm} * 225 mm = 2.4 kg$

Distancia desde el punto de rotación hasta el centro de gravedad en horizontal cuando la placa forma 0° con la horizontal: $645 + 50/2 = 670 mm$.

Distancia desde el punto de rotación hasta el centro de gravedad en vertical cuando la placa forma 0° con la horizontal: $95.9 + 50/2 = 120.9 mm$.

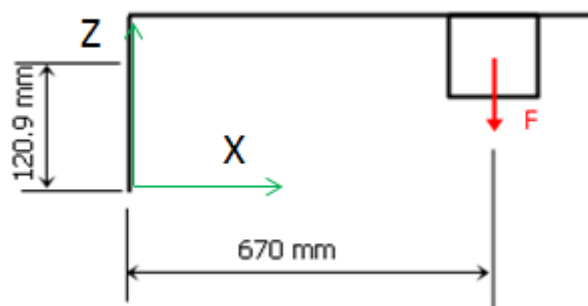


Figura 54. Esquema reducido sin inclinación α y distancias en mm.

Dependiendo del ángulo que forme la placa con la horizontal existirá una distancia desde el centro de gravedad hasta el punto de rotación, dicha distancia se calculará como:

$$X = 670 * \cos \alpha - 120.9 * \sin \alpha$$

12.1.1.6.- Perfil hueco rectangular 100x50x4 mm.

Unidades: 1 Longitud del perfil: 2000 mm Peso = 8.49 kg/m

Fuerza generada por el peso = $8.49 \frac{Kg}{m} * 1u * \frac{1 m}{1000 mm} * 2000 mm = 16.98 kg$

Es uno de los elementos fundamentales de la torre, es la viga de la que se tirará para poder levantar el launch rail. Está unido a la placa.

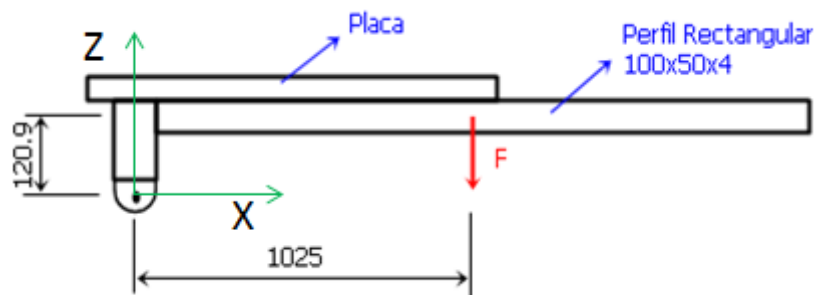


Figura 55. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.

Distancia desde el punto de rotación hasta el centro de gravedad en horizontal cuando la placa forma 0° con la horizontal: $25 + 1000 = 1025$ mm.

Distancia desde el punto de rotación hasta el centro de gravedad en vertical cuando la placa forma 0° con la horizontal: $95.9 + 50/2 = 120.9$ mm.

$$X = 1025 * \cos \alpha - 120.9 * \sin \alpha$$

12.1.2 - ELEMENTOS DE SUJECCIÓN DEL COHETE.

Son todos aquellos elementos que se encargan de la sujeción del raíl de cohete y por lo tanto del propio cohete. Como se ha podido observar anteriormente las ecuaciones para hallar la distancia desde el punto de rotación hasta el punto de aplicación de la fuerza dependiendo del ángulo de inclinación de la placa son todas muy parecidas. En este caso la ecuación no tendrá la misma forma que la anterior.

12.1.2.1.- Truss triangular HD33x100

Unidades: 5

Longitud de cada unidad: 1000mm

Peso = 5.1 kg/m

Fuerza generada por el peso = $5.1 \frac{kg}{m} * 5u * 1 m = 25.5 kg$

Altura desde el punto de rotación hasta el inicio del primer truss: 650.9 mm.

Altura total del truss triangular: 5000 mm.

El diámetro de columnas es de 50 mm.

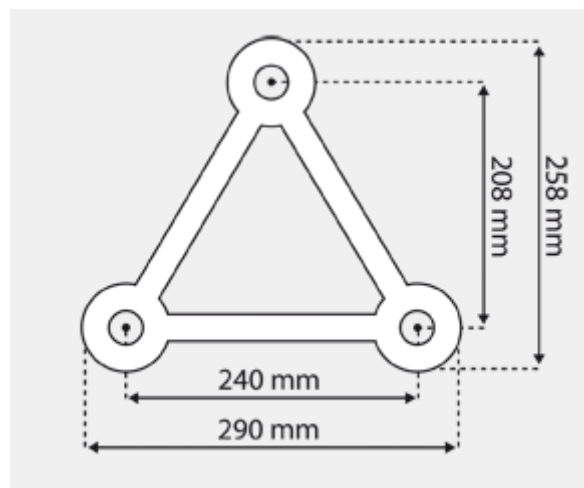


Figura 56. Sección del truss triangular.

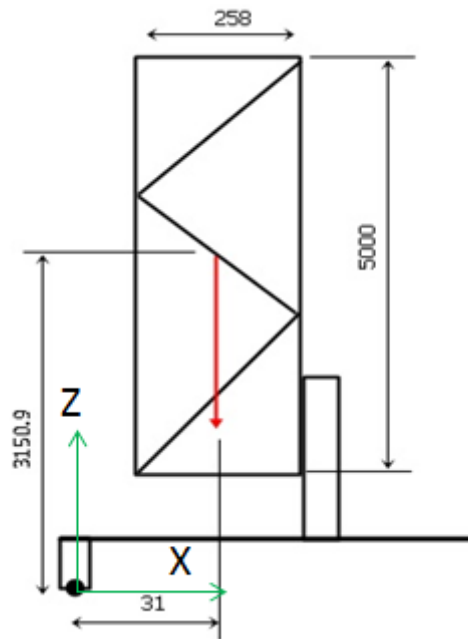


Figura 57. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0° .

Distancias desde el punto de rotación del launch rail hasta el centro de gravedad, lugar donde se sitúa el vector fuerza, siempre colocado en perpendicular al suelo por tratarse de peso:

Distancia desde el punto de rotación hasta el centro de gravedad en horizontal cuando la placa forma 0° con la horizontal: $135 + 25 - 258/2 = 31\text{mm}$

Distancia desde el punto de rotación hasta el centro de gravedad en vertical cuando la placa forma 0° con la horizontal: $650.9 + 2500 = 3150.9\text{ mm}$

Ahora, como se ha realizado anteriormente se debe obtener la distancia desde el punto de rotación hasta el de aplicación con respecto del ángulo α de la base. Sin embargo, no se podrá obtener una ecuación como las anteriores pues la inclinación de la torre truss triangular será diferente a la del ángulo α . Se debe obtener por lo tanto la relación existente entre el ángulo de la torre con la horizontal y el ángulo α de la base con la horizontal.

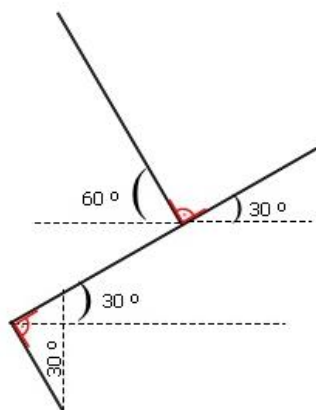


Figura 58. Ejemplo de variación del ángulo de la torre con relación al ángulo de la base cuando este es de 30°

Con los ángulos anteriores se trata de realizar un ejemplo simple con el objetivo de observar cuál es la relación entre ellos, por lo tanto si la placa gira 30° respecto la horizontal quiere decir que el truss triangular estará colocado a 60° respecto la horizontal. De este ejemplo se obtiene la siguiente fórmula:

$$\beta = 180^\circ - 90^\circ - \alpha$$

$$\beta = 90^\circ - \alpha$$

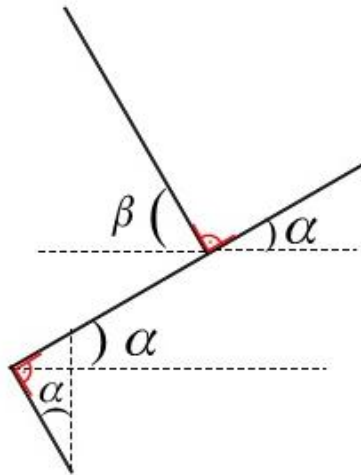


Figura 59. Relación entre el ángulo β de la torre truss y el ángulo α de la placa, los dos respecto la línea horizontal.

Una vez que se conoce la relación que hay entre el ángulo alfa y el beta se procede a hacer la fórmula para obtener la distancia entre la fuerza y el punto de rotación en cada momento.

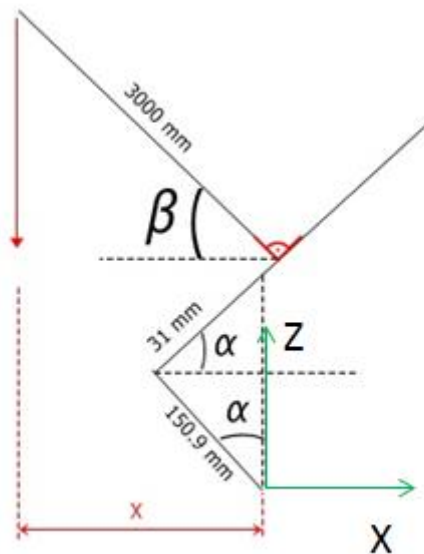


Figura 60. Esquema reducido con una inclinación α y distancias en mm.

En la imagen anterior se puede comprobar como existen dos medidas verticales con sus correspondientes ángulos que en este caso son diferentes. Por lo tanto y para hallar en este caso la distancia X se deberá realizar:

$$X = 31 * \cos \alpha - 3000 * \cos \beta - 150.9 * \sin \alpha$$

Como se puede observar, la distancia vertical se divide en dos, distancia desde el punto de rotación hasta la placa y distancia de la placa hasta el punto de aplicación de la fuerza. Eso es debido a que el objeto que se está analizando y el punto de rotación no se encuentran alineados. A partir de aquí, todos los objetos calculados presentarán una ecuación similar, para obtener la distancia desde la placa al punto de aplicación del peso bastará con restar 150.9 a la distancia vertical (desde el punto de rotación hasta el punto de aplicación de la fuerza con la placa a 0°).

Realizando el cálculo de esta manera, si se obtiene un resultado negativo querrá decir que la fuerza se encuentra aplicada a la izquierda del punto de rotación, si se obtiene positivo, la fuerza estará aplicada a la derecha.

12.1.2.2.- Truss cuadrado HD34x100

Unidades: 4

Longitud de cada unidad: 1000 mm

Peso = 7 Kg/m

$$\text{Fuerza generada por el peso} = 7 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * 4u * 1 m = 28 kg$$

En este caso el truss cuadrado funciona de la misma manera que el triangular, por lo tanto se aplicará una fórmula parecida pero con diferentes medidas.

Altura del truss cuadrado: 4000 mm.

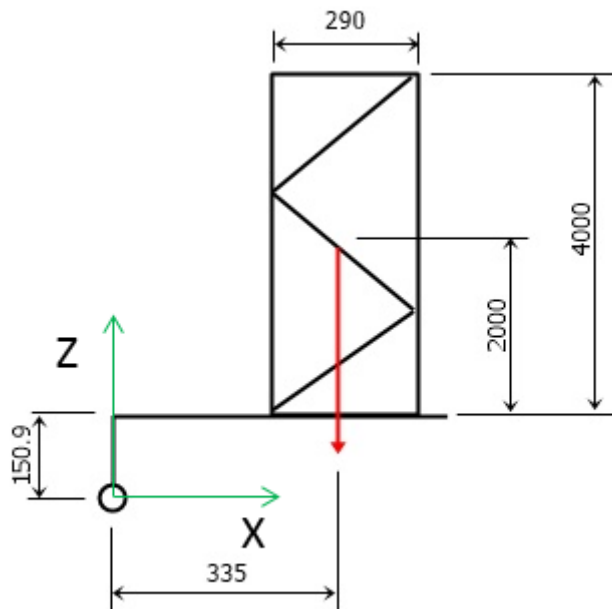


Figura 61. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0°.

Distancias desde el punto de rotación del launch rail hasta el centro de gravedad, lugar donde se sitúa el vector fuerza, siempre colocado en perpendicular al suelo por tratarse de peso:

Distancia horizontal con la placa a $0^\circ = 335 \text{ mm}$.

Distancia vertical con la placa a $0^\circ = 2000 + 150,9 = 2150,9 \text{ mm}$.

$$X = 335 * \cos \alpha - 2000 * \cos \beta - 150.9 * \text{sen } \alpha$$

12.1.2.3.- Perfil tubo cuadrado delantero 50x50x4

Unidades: 2 Longitud de cada unidad: 1000 mm Peso = 5.35 kg/m

Fuerza generada por el peso = $5.35 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * 2u * 1 \text{ m} = 10.7 \text{ kg}$

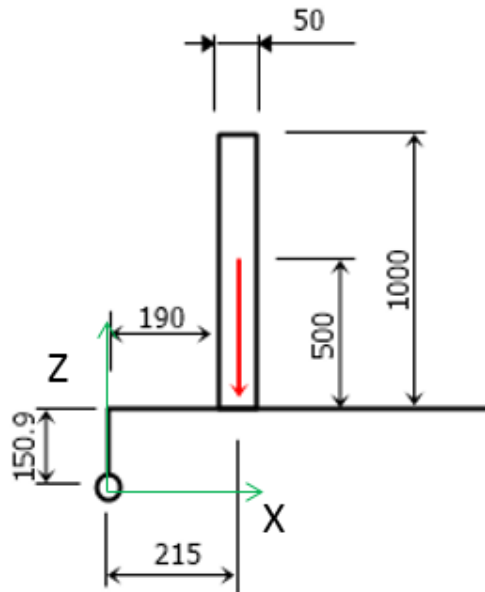


Figura 62. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0° .

Distancias desde el punto de rotación del launch rail hasta el centro de gravedad, lugar donde se sitúa el vector fuerza, siempre colocado en perpendicular al suelo por tratarse de peso:

Distancia horizontal con la placa a $0^\circ = 190 + 50/2 = 215 \text{ mm}$.

Distancia vertical con la placa a $0^\circ = 500 + 150,9 = 650.9 \text{ mm}$.

Al igual que en los dos casos anteriores se aplicará la misma fórmula, pero cambiando las distancias.

$$X = 215 * \cos \alpha - 500 * \cos \beta - 150.9 * \text{sen } \alpha$$

12.1.2.4.- Perfil tubo cuadrado trasero 50x50x4

Unidades: 2 Longitud de cada unidad: 1000 mm Peso = 5.35 kg/m

Fuerza generada por el peso = $5.35 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * 2u * 1 \text{ m} = 10.7 \text{ kg}$

Distancias desde el punto de rotación del launch rail hasta el centro de gravedad, lugar donde se sitúa el vector fuerza, siempre colocado en perpendicular al suelo por tratarse de peso:

Distancia horizontal con la placa a $0^\circ = 550 + 25 = 575 \text{ mm}$.

Distancia vertical con la placa a $0^\circ = 500 + 150,9 = 650,9 \text{ mm}$.

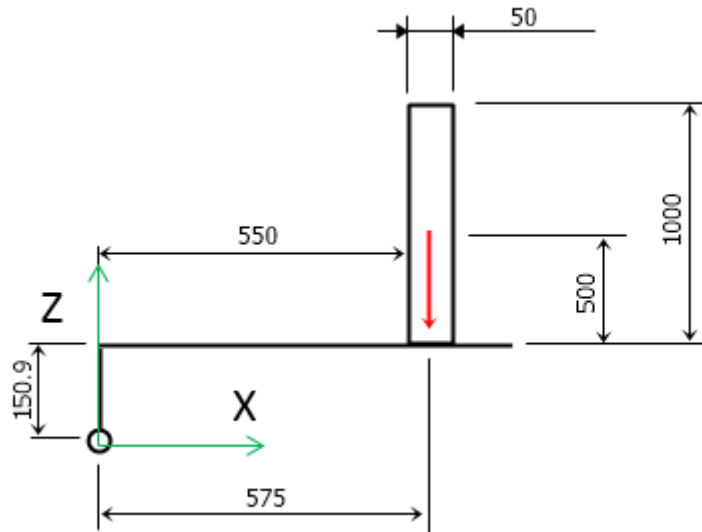


Figura 63. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0° .

$$X = 575 * \cos \alpha - 500 * \cos \beta - 150,9 * \sin \alpha$$

12.1.2.5.- Tubo de refuerzo horizontal 50x50x4

Unidades: 1

Longitud de cada unidad: 400 mm

Peso = 5.35 kg/m

Fuerza generada por el peso = $5.35 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} * 400 \text{ mm} = 2.14 \text{ kg}$

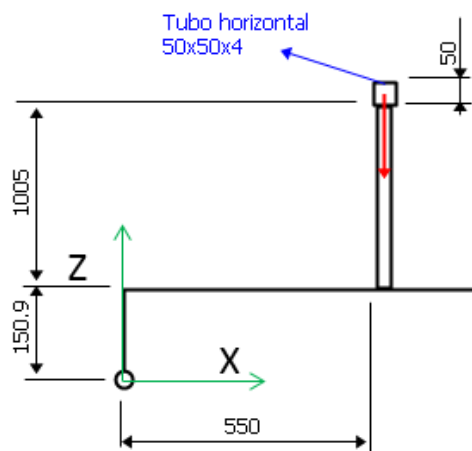


Figura 64. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0° .

Distancias desde el punto de rotación del launch rail hasta el centro de gravedad, lugar donde se sitúa el vector fuerza, siempre colocado en perpendicular al suelo por tratarse de peso:

Distancia horizontal con la placa a $0^\circ = 550 + 50/2 = 575 \text{ mm}$.

Distancia vertical con la placa a $0^\circ = 150.9 + 1005 + 50/2 = 1180.9 \text{ mm}$.

$$X = 575 * \cos \alpha - 1030 * \cos \beta - 150.9 * \sin \alpha$$

12.1.3 - ELEMENTOS DE UNIÓN ENTRE LA PLACA Y LOS ELEMENTOS DE SUJECCIÓN DEL COHETE.

Existen en el launch rail varios elementos diferentes que se deberían calcular por su peso, entre estos se distinguen las abrazaderas y los soportes Starmodul. Las primeras unirán el truss a otra estructura y los segundos permitirán unir uno o más tubos entre sí.

12.1.3.1.- Soportes Starmodul 0055-13 delanteros

Unidades: 2

Peso = 1.56 kg

Fuerza generada por el peso = $1.56 \frac{Kg}{u} * 2u = 3.12 \text{ kg}$

Estos soportes unen los perfiles cuadrados delanteros 5x50x4 a la placa mediante tornillos. Se tratan de uniones rígidas. Los soportes no tienen su centro de gravedad en mitad de la geometría, por lo tanto habrá que hallarlo. Para ello se puede utilizar el programa de diseño Catia, el cuál puede proporcionar el centro de gravedad de cualquier figura.

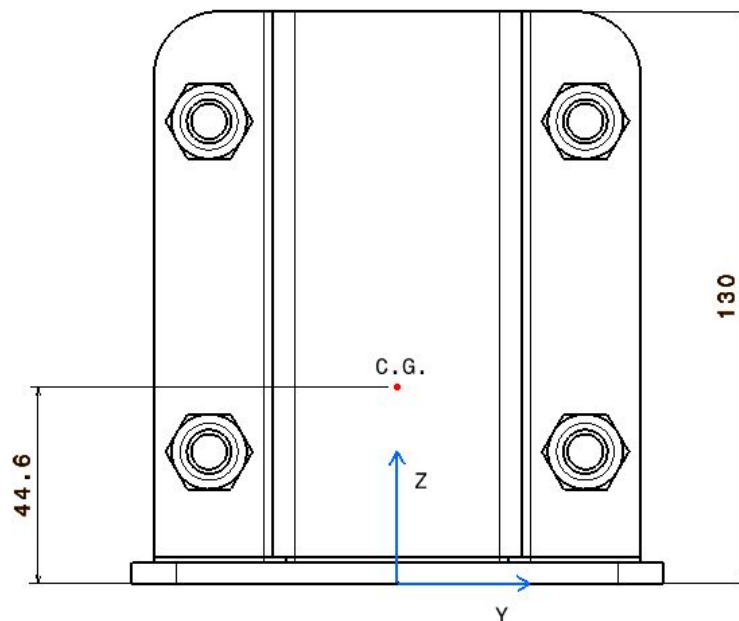


Figura 65. Distancia en mm desde el centro de gravedad hasta el punto 0 de la figura.

La figura tiene el centro de gravedad a las distancias referidas anteriormente, esta figura es además simétrica respecto del plano ZY, por lo tanto en el eje X la distancia desde el punto O de la figura hasta su centro de gravedad será de 0mm.

Es muy importante fijarse en la orientación de la figura en el montaje, pues dependiendo de su orientación la distancia desde su centro de gravedad hasta el punto de rotación puede variar, además también puede variar su simetría.

Distancias desde el punto de rotación del launch rail hasta el centro de gravedad, lugar donde se sitúa el vector fuerza, siempre colocado en perpendicular al suelo por tratarse de peso:

Distancia horizontal con la placa a $0^\circ = 155 + 120/2 = 215 \text{ mm}$.

Distancia vertical con la placa a $0^\circ = 150.9 + 44.6 = 195.6 \text{ mm}$.

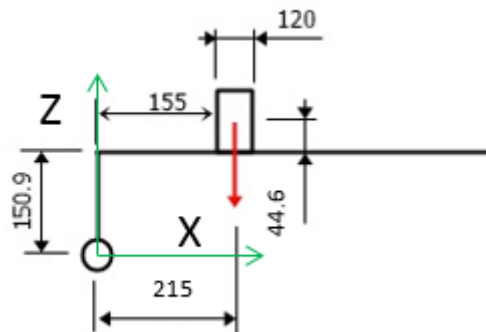


Figura 66. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0° .

$$X = 215 * \cos \alpha - 44.6 * \cos \beta - 150.9 * \sin \alpha$$

12.1.3.2.- Soportes Starmodul 0055-13 traseros

Unidades: 2 Peso = 1.56 kg / unidad

Fuerza generada por el peso = $1.56 \frac{kg}{u} * 2u = 3.12 \text{ kg}$

En este caso se utilizará el centro de gravedad obtenido en los soportes anteriores, pues son el mismo tipo de soporte.

Distancias desde el punto de rotación del launch rail hasta el centro de gravedad, lugar donde se sitúa el vector fuerza, siempre colocado en perpendicular al suelo por tratarse de peso:

Distancia horizontal con la placa a $0^\circ = 515 + 120/2 = 575 \text{ mm}$.

Distancia vertical con la placa a $0^\circ = 130 + 150,9 = 280.9 \text{ mm}$.

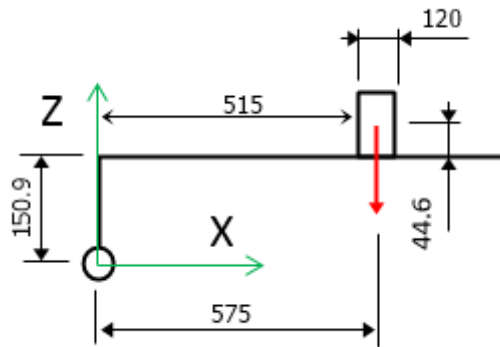


Figura 67. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0° .

$$X = 575 * \cos \alpha - 44.6 * \cos \beta - 150.9 * \sin \alpha$$

12.1.3.3.- Soportes Starmodul 0055-05

Unidades: 2

Peso = 1.295 kg / unidad

Fuerza generada por el peso = $1.295 \frac{Kg}{u} * u = 2.59 kg$

Estos son los soportes encargados de unir el tubo de refuerzo horizontal 50x50x4 con el perfil cuadrado trasero 50x50x4. Al igual que los soportes anteriores, no son simétricos respecto a los tres planos, por lo tanto se deberá obtener el centro de gravedad.

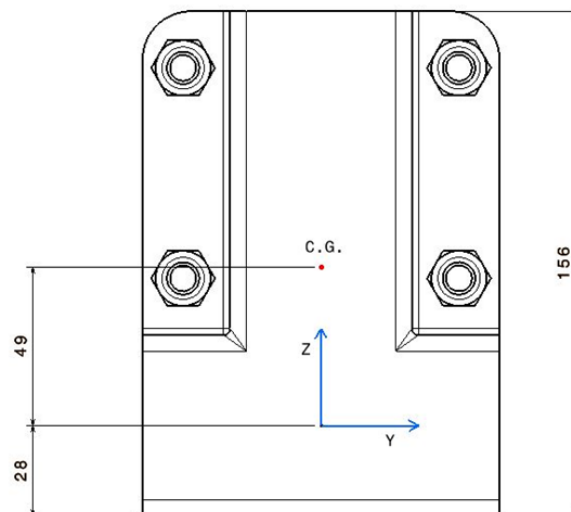


Figura 68. Distancia en mm desde el centro de gravedad hasta el punto 0 de la figura.

El punto 0 de la figura se refiere al punto desde donde se ha empezado a diseñar dicha figura, se utilizará como referencia para saber la distancia hasta el centro de gravedad de esta.

Distancias desde el punto de rotación del launch rail hasta el centro de gravedad, lugar donde se sitúa el vector fuerza, siempre colocado en perpendicular al suelo por tratarse de peso:

Distancia horizontal con la placa a $0^\circ = 547 + 56/2 = 575 \text{ mm}$.

Distancia vertical con la placa a $0^\circ = 150.9 + 902 + (156 - 49 - 28) = 1131.9 \text{ mm}$.

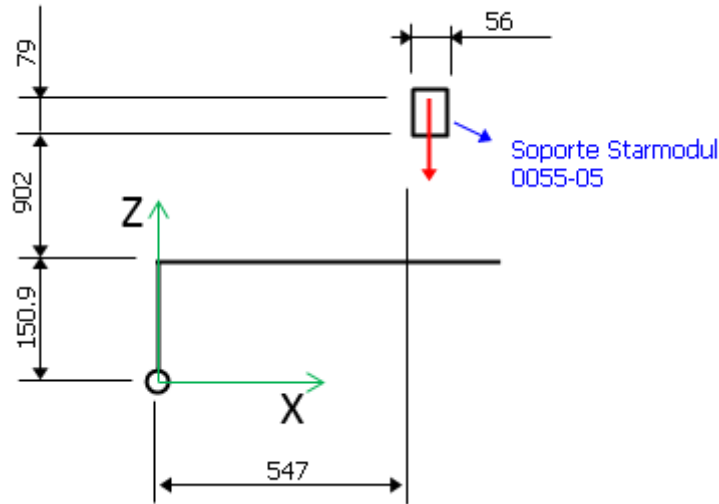


Figura 69. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0° .

$$X = 575 * \cos \alpha - 981 * \cos \beta - 150.9 * \sin \alpha$$

12.1.3.4.- Abrazaderas Doughty 57001 delanteras

Unidades: 6

Anchura por unidad: 30 mm

Peso = 0.41 kg / unidad

Fuerza generada por el peso = $0.41 \frac{kg}{u} * 6u = 2.46 \text{ kg}$

Estas abrazaderas serán las encargadas de sujetar el truss cuadrado HD34, están unidas, como se puede comprobar en las figuras siguientes al perfil cuadrado delantero 50x50x4.

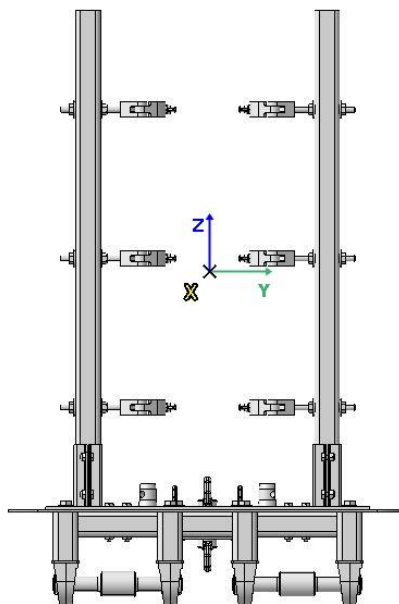


Figura 70. Disposición de las abrazaderas delanteras en el conjunto placa base giratoria vista de frente.

En este caso como las abrazaderas están dispuestas de manera totalmente simétrica es sencillo poder calcular donde se encuentra la fuerza colocada. En el caso de las delanteras, respecto del eje X, se encontrará en el centro de gravedad de la abrazadera, y respecto del eje Y, en la mitad de la abrazadera del medio.

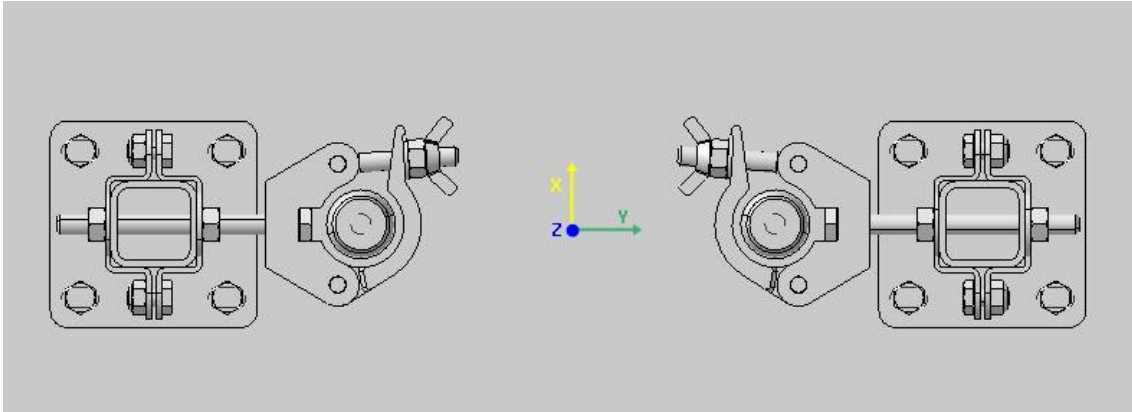


Figura 71. Disposición de las abrazaderas delanteras vistas desde arriba.

Como se puede observar en las *figuras 70 y 71*, las abrazaderas, en su conjunto, serán simétricas respecto del plano ZX, sin embargo, no lo serán respecto del plano ZY. Se hace necesario por lo tanto obtener el centro de gravedad de la abrazadera mediante el programa de diseño Catia para poder obtener la distancia horizontal (distancia en el eje X) correcta desde el centro de gravedad de esta hasta el punto de rotación.

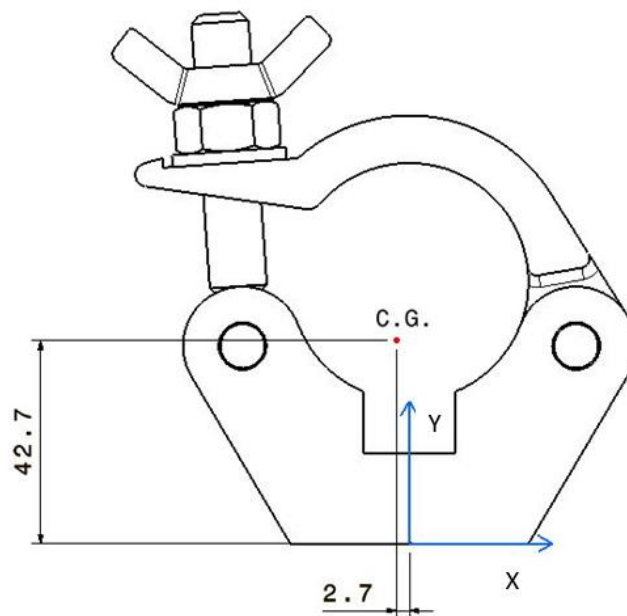


Figura 72. Distancia en mm desde el centro de gravedad hasta el punto O de la figura.

Si se tiene en cuenta la imagen anterior, se puede decir que el centro de gravedad de la abrazadera se encuentra en el eje X a 2.7mm hacia el tornillo de apriete desde el punto por el que se une la abrazadera a otro elemento (eje de coordenadas de esta). Por lo tanto y de acuerdo a como se han dispuesto estas en el montaje habrá que sumarle a la distancia desde el

punto de rotación hasta el centro del tubo al que se unen la distancia desde el centro de la abrazadera hasta su centro de gravedad.

Desde la placa hasta la cara inferior de la abrazadera del medio hay una distancia de 490mm, puesto que cada abrazadera tiene una anchura de 30mm la distancia en vertical desde la placa hasta el lugar donde se colocará el peso será 505 mm.

A continuación se verá más fácilmente en un esquema con las medidas colocadas.

Distancias desde el punto de rotación del launch rail hasta el centro de gravedad, lugar donde se sitúa el vector fuerza, siempre colocado en perpendicular al suelo por tratarse de peso:

Distancia horizontal con la placa a $0^\circ = 215 + 2.7 = 217.7 \text{ mm}$.

Distancia vertical con la placa a $0^\circ = 490 + 30/2 + 150,9 = 655.9 \text{ mm}$.

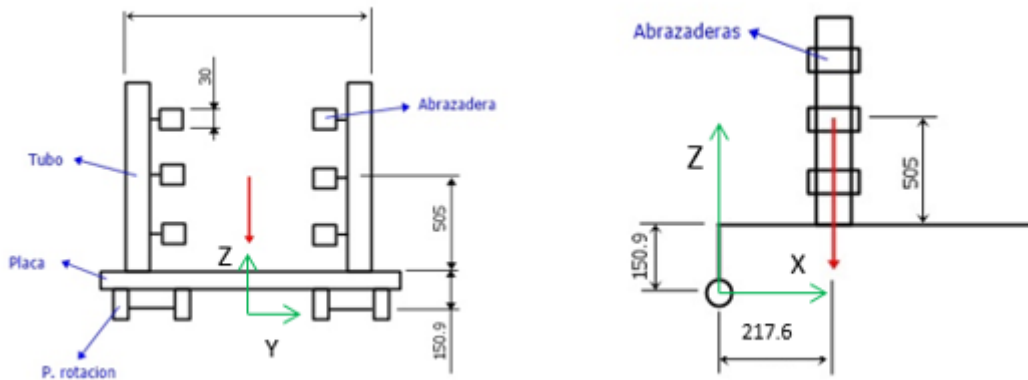


Figura 73. Distancias en mm desde el centro de aplicación de la fuerza hasta el punto de rotación en mm con la placa a 0° respecto la horizontal en los planos ZY y ZX.

$$X = 217.6 * \cos \alpha - 505 * \cos \beta - 150.9 * \sin \alpha$$

12.1.3.5.- Abrazaderas Doughty 57001 Traseras

Unidades: 6

Anchura por unidad: 30 mm

Peso = 0.41 kg / unidad

Fuerza generada por el peso = $0.41 \frac{Kg}{u} * 6u = 2.46 \text{ kg}$

Estas abrazaderas unirán la parte de atrás del truss cuadrado HD34 con los perfiles cuadrados traseros 50x50x4.

En este caso la distancia en vertical será la misma que en el caso anterior. Sin embargo, la distancia horizontal se hallará de otro modo. Al estar orientadas las abrazaderas hacia delante, habrá que obtener su distancia desde el inicio de la abrazadera hasta el centro de gravedad de esta, ya que este no se encontrará en el centro de la figura. Las abrazaderas por sí mismas solo son simétricas respecto del plano XY (plano que divide el ancho de la abrazadera en dos), pero debido a como están colocadas, en conjunto, las 6 abrazaderas son simétricas respecto del plano ZX.

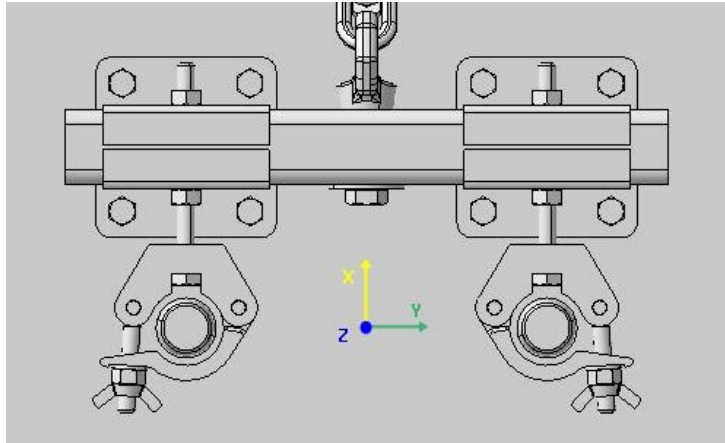


Figura 74. Disposición de las abrazaderas traseras vistas desde arriba.

A efectos de cálculo, lo que finalmente se haya es el centro de gravedad del conjunto de las Abrazaderas Doughty 57001. Este punto se encontrará en la mitad del conjunto en su valor de coordenada Z e Y. Y en cuanto a la coordenada X, adoptará el mismo valor que el del centro de gravedad de una sola pieza.

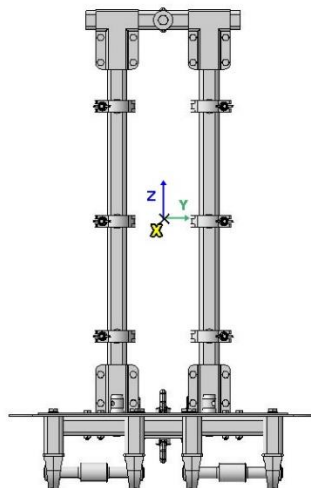


Figura 75. Disposición de las abrazaderas traseras vistas desde frente.

Al situar el eje de coordenadas en esa posición, y aislando las abrazaderas del resto de la estructura se puede observar que efectivamente la disposición de las 6 abrazaderas será simétrica respecto de los planos ZX y XY.

Distancias desde el punto de rotación del launch rail hasta el centro de gravedad, lugar donde se sitúa el vector fuerza, siempre colocado en perpendicular al suelo por tratarse de peso:

Distancia horizontal con la placa a $0^\circ = 550 - 40 - 42.7 = 467.3 \text{ mm}$.

Distancia vertical con la placa a $0^\circ = 490 + 30/2 + 150,9 = 655.9 \text{ mm}$.

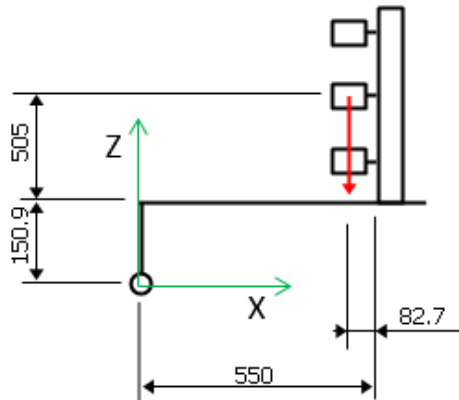


Figura 76. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0° .

$$X = 467.3 * \cos \alpha - 505 * \cos \beta - 150.9 * \sin \alpha$$

12.1.3.6.- Abrazaderas dobles M12x30

Unidades: 14

Anchura por unidad: 30 mm

Peso = 0.7 kg / unidad

Fuerza generada por el peso = $0.7 \frac{Kg}{u} * 14u = 9.8 kg$

Se trata de las abrazaderas que unen el truss triangular con el truss cuadrado. Al igual que en los casos anteriores se obtendrá su centro de gravedad del programa Catia. Guardan una simetría en conjunto respecto del plano ZX, pues tienen una disposición parecida a la vista en las abrazaderas Doughty 57001 traseras.

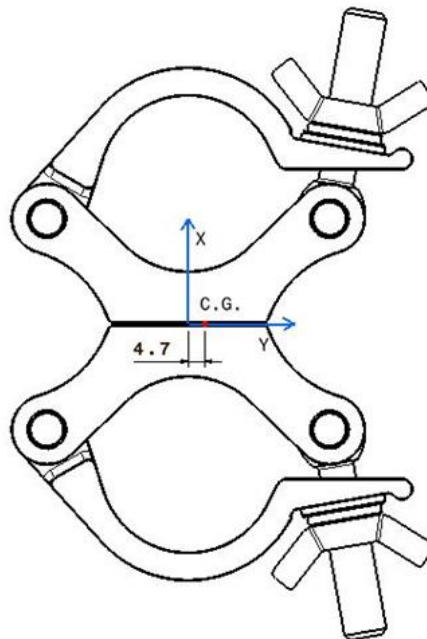


Figura 77. Distancia en mm desde el centro de gravedad hasta el punto O de la figura.

Distancias desde el punto de rotación del launch rail hasta el centro de gravedad, lugar donde se sitúa el vector fuerza, siempre colocado en perpendicular al suelo por tratarse de peso:

Distancia horizontal con la placa a $0^\circ = 175 \text{ mm}$.

Distancia vertical con la placa a $0^\circ = 150.9 + 765 + 1500 + 30/2 = 655.9 \text{ mm}$.

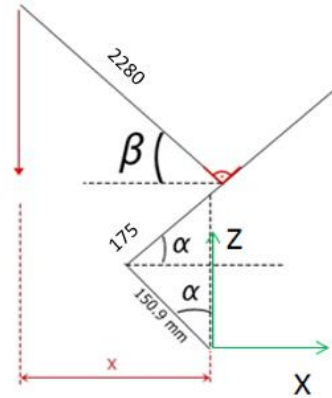


Figura 78. Esquema reducido con una inclinación α y distancias en mm.

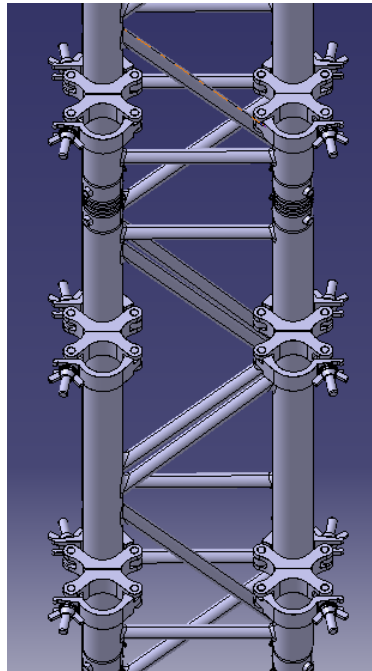


Figura 79. Vista detalle de la disposición de las abrazaderas dobles.

$$X = 175 * \cos \alpha - 2280 * \cos \beta - 150.9 * \sin \alpha$$

Todos estos elementos estudiados hasta ahora tendrán un peso y un tamaño fijos. Sin embargo, existe un último elemento cuyo peso y tamaño podría variar, el cohete. Debido a esto, el caso más restrictivo para cada uno de los resultados que se quieren obtener será diferente. Por ejemplo, cuanto más pequeño y menos pesado sea el cohete mayor será el ángulo de la placa con respecto a la horizontal con el que el cable dejará de hacer tensión. El caso mencionado

anteriormente es algo que se quiere evitar, pues dificulta la colocación de un ángulo requerido en la plataforma para el posterior lanzamiento.

Por otra parte, si lo que se quiere es obtener la tensión en el cable para posteriormente analizar si los elementos de la estructura serán capaces de soportar dichas fuerzas, cuanto mayor sea el tamaño y peso del cohete mayor será la tensión en el cable.

Por eso, la obtención de la distancia desde el punto de rotación hasta el punto de aplicación del peso se obtendrá en los siguientes apartados.

12.2 - OBTENCIÓN DEL ÁNGULO PARA EL CUAL EL CABLE QUE TIRA DE LA PLACA DEJA DE TENER TENSIÓN.

Teniendo en cuenta el sistema de coordenadas establecido en el inicio de los cálculos, si la distancia adopta un valor negativo y el peso (siempre representado como un vector fuerza hacia abajo) es negativo, se obtendrá un momento antihorario, de valor positivo.

Este momento antihorario provoca que exista una tensión en el cable que va hacia el motor pues estará sometido a una fuerza de tracción, si por el contrario el momento es horario, negativo, provocará que no exista tensión sobre el cable, pues no se puede comprimir un cable.

De esta manera, cuando el cable no se tensiona y se “comprime” el conjunto superior caerá hacia el motor sin que nada lo frene. Se debe identificar en qué situaciones se da esta caída y a partir de qué ángulo ocurre con el objetivo de evitarlo. Una caída muy grande puede provocar graves daños sobre la estructura. Por lo tanto una vez identificado dicho ángulo se propondrá una solución para evitar esta situación.

Para saber en qué ángulo la estructura comienza a caer, o lo que es lo mismo, el cable no tiene tensión. Bastará con saber el signo del momento existente en el punto de rotación para cada ángulo. Este momento será el resultado de la suma de todos los momentos producidos por el peso de cada elemento multiplicado por su distancia hasta el eje.

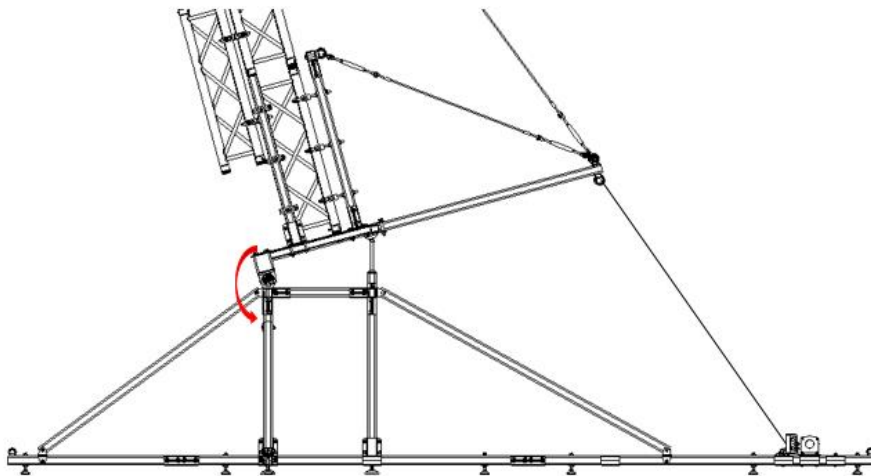


Figura 80. Para momentos antihorarios el cable del motor tendrá tensión.

Como se ha mencionado antes, la influencia del cohete en este caso será de gran importancia, por ello se obtendrá en este apartado la ecuación para obtener la distancia entre el punto de aplicación de la fuerza y el punto de rotación (X) y después se calculará el ángulo en el que el cable deja de tener tensión con y sin cohete.

12.2.1 - EL COHETE

El cohete tendrá un diámetro de 20 cm. Además hay que tener en cuenta que el rail de lanzamiento que se colocará sobre el truss triangular añadirá una distancia de entre 10 y 15 cm más.

Lo primero que se calcula es hacia donde caerá la placa con el cohete montado, por ello habrá que tener en cuenta que cuanto menor sea el peso del cohete mayor será el ángulo formado entre la placa y la horizontal con el que no existirá tensión en el cable. Es por ello que para éste cálculo se asumirá que el cohete pesa alrededor de 80 kilogramos, que es el mínimo para el cohete más pequeño que se podría llegar a lanzar. Para cohetes que pesen menos de 80 kilogramos no haría falta una estructura tan compleja como la diseñada.

Además también se debe tener en cuenta que cuanto menor sea la altura del cohete más se favorecerá a que el cable no tenga tensión, por lo que se asume un cohete de 2 metros de alto y 20 cm de diámetro. Se estima que el centro de gravedad del cohete se encontrará a $1/3$ de la base, pues pesan mucho más en la base que en la punta.

Por lo tanto:

Distancia horizontal con la placa a $0^\circ = 73 + 25 + 100 + 200/2 = 298 \text{ mm}$.

Distancia vertical con la placa a $0^\circ = 150.9 + 500 + 2000/3 = 1317.5 \text{ mm}$.

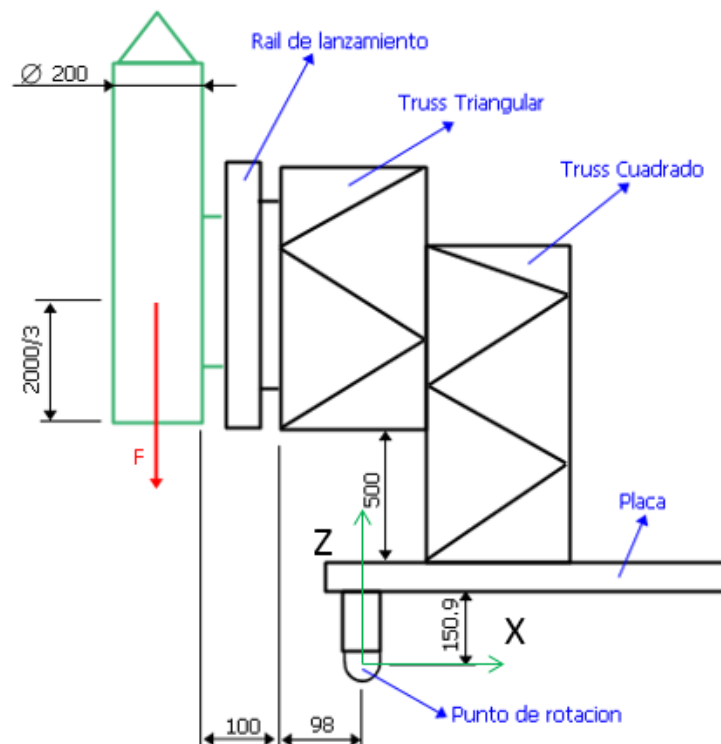


Figura 81. Esquema de distancias en mm desde el peso hasta el punto de rotación con 0° .

A continuación se realiza una simplificación de la *figura 81* donde se expresarán los ángulos importantes a tener en cuenta y las medidas.

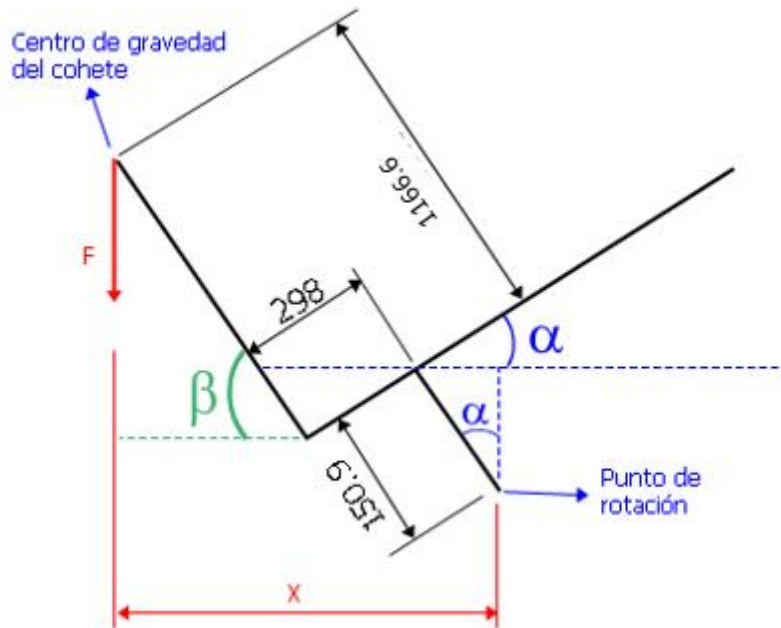


Figura 82. Esquema reducido con distancias en mm y una inclinación α .

Como se puede observar en la *figura 82* para obtener la X , distancia entre el centro de gravedad y el punto de rotación, dependiendo de los ángulos formados por cada elemento habrá que resolver la siguiente ecuación:

$$X = -(150.9 * \text{sen } \alpha + 298 * \cos \alpha + 1166.6 * \cos \beta)$$

$$\beta = 90^\circ - \alpha$$

Hay que recordar que la medida no es en sí negativa, se le coloca un signo negativo con el objetivo de que sea más visual y más fácil saber hacia qué lado del punto de rotación se encuentra la distancia. Siendo este el centro de coordenadas.

Ahora se procede a obtener el ángulo de caída de la placa, es decir, el ángulo para el cual en el punto de rotación se da un momento negativo (horario) y por lo tanto la placa cae hacia el motor.

12.2.2 - ANGULO DE CAIDA DE LA PLACA.

Primero se realizará un pequeño resumen de las medidas horizontales y verticales desde el punto de rotación hasta el punto de aplicación del peso de cada uno de los elementos existentes y su peso en Newtons. Los cálculos se han realizado con Newtons y milímetros por lo tanto los momentos se darán en Nmm.

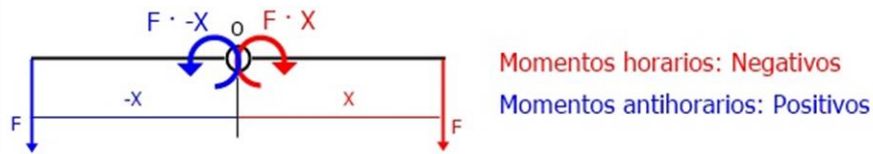


Figura 83. Momentos generados por una fuerza a cada lado del punto de rotación.

	Elemento	Nº Unidades	Cuando la Placa esta a 0º con respecto al suelo		Peso por metro (Kg/m)	Peso Unidad (Kg)	Peso total (Kg)	Peso total (N)
			Distancia al punto de rotacion en Horizontal al punto de aplicación de la fuerza (mm)	Distancia al punto de rotacion en Vertical al punto de aplicación de la fuerza(mm)				
Elementos unidos a la placa	Placa 800x800x5 mm	1	335	148.4	-	25	25	245.25
	Perfil Rectangular 100x50x4 mm	4	0	96.9	8.49	0.832	3.33	32.65
	Perfil hueco cuadrado 40x2 mm	4	335	125.9	2.28	1.414	5.65	55.47
	Perfil hueco cuadrado 50x4 mm Delantero	1	0	120.9	5.35	2.247	2.25	22.04
	Tubo cuadrado 50x4 mm Trasero	2	670	120.9	5.35	1.204	2.41	23.62
	Perfil hueco rectangular 100x50x4 mm	1	1025	120.9	8.49	16.980	16.98	166.57
Elementos de sujecion del cohete	Truss Cuadrado HD34 de 100cm	4	335	2150.9	7	7.000	28.00	274.68
	Truss Triangular HD33 de 100cm	5	31	3150.9	5.1	5.100	25.50	250.16
	Perfil Cuadrado Delantero 50x50x4 mm	2	215	655.9	5.35	5.350	10.70	104.97
	Perfil Cuadrado Trasero 50x50x4 mm	2	575	655.9	5.35	5.350	10.70	104.97
	Tubo Refuerzo Horizontal 50x50x4 mm	1	575	1180.9	5.35	2.140	2.14	20.99
Elementos de unión	Soportes Starmodul 0055-13 Delanteros	2	215	195.6	-	1.560	3.12	30.61
	Soportes Starmodul 0055-13 Traseros	2	575	195.6	-	1.560	3.12	30.61
	Soportes Starmodul 0055-05	2	575	1131.9	-	1.295	2.59	25.41
	Abrazaderas Doughty 57001 Delanteras	6	217.6	655.9	-	0.41	2.46	24.13
	Abrazaderas Doughty 57001 Traseras	6	467.3	655.9	-	0.41	2.46	24.13
	Abrazadera doble M12x30	14	175	2430.9	-	0.7	9.8	96.14
	Cohete	1	298	1317.2	-	80	80	784.8

Tabla 1. Distancias y pesos de cada elemento.

A continuación, introduciendo los datos correspondientes en las ecuaciones anteriormente dadas se obtendrá la distancia entre el punto de rotación y el de aplicación de la fuerza (X) y se multiplicará por el peso de cada elemento para obtener los momentos. Primero se observará el comportamiento de la estructura sin contar el peso del cohete y después se observará con el peso de este.

Angulo	Momento resultante sin cohete (N/mm)	Momento resultante con cohete (N/mm)
0	-554212.55	-320342.15
1	-520815.90	-268939.89
2	-487261.79	-217456.90
3	-453560.42	-165908.84
4	-419722.07	-114311.41
5	-385757.05	-62680.35
6	-351675.70	-11031.36
7	-317488.39	40619.82
8	-283205.55	92257.44
9	-248837.61	143865.80
10	-214395.04	195429.16
11	-179888.34	246931.82
12	-145328.00	298358.10
13	-110724.57	349692.33
14	-76088.57	400918.88
15	-41430.55	452022.14
16	-6761.07	502986.55
17	27909.31	553796.59
18	62570.03	604436.78
19	97210.54	654891.70
20	131820.29	705145.99

Tabla 2. Momentos generados respecto del ángulo de la placa.

Una vez obtenidos los resultados es importante recordar que es conveniente tener un momento antihorario constantemente para que sea el cable del motor el que tire de la plataforma y no caiga.

Para ángulos α (formado por la placa con respecto de la línea horizontal) menores que 7° la estructura tendrá un momento horario y por lo tanto el cable estará sin tensión. Se debe recalcar que este cálculo está realizado para los cohetes con menor peso posible, es decir, para un cohete de aproximadamente 80 kg de peso.

Sin cohete el ángulo α aumenta considerablemente, por lo que habrá que tenerlo en cuenta una vez el cohete ha sido lanzado. Para evitar la caída de la parte superior si se quiere colocar esta a un ángulo menor de 7° , se podrán atar cables a la parte superior del truss triangular y compensar dichos momentos horarios tirando a mano. Así mismo esta solución será válida para ayudar a que la parte superior regrese a los 90° una vez que el cohete ha sido lanzado.

Si se atan dos cables a la parte superior del truss triangular, dichos cables se encontrarían a 5650.9 mm de distancia respecto del punto de rotación de la estructura. Asumiendo que la estructura se encuentra a 0° y sin cohetes se procederá a calcular la fuerza necesaria a realizar en los cables para superar el momento horario y colocar el conjunto superior en posición de montaje.

$$\sum M = 0;$$

$$-554212.55 + X * 5650.6 = 0$$

$$X = 98 \text{ N}$$

Se necesitará una fuerza de 49 N por cada cable para poder superar el momento horario y por lo tanto mover la torre de lanzamiento.

12.3 - OBTENCIÓN DE LA FUERZA QUE EJERCE EL CABLE DEL MOTOR.

Se realizará ahora el último de los cálculos previos al estudio de los elementos de la plataforma de lanzamiento. Se trata de la obtención de la fuerza que debe realizar el cable del motor para levantar el conjunto superior completo (torre de lanzamiento y conjunto placa base giratoria) más el cohete más pesado que se montará.

Durante el proceso se buscará obtener en cuál de los ángulos α la tensión del cable es la mayor. Para este cálculo, se supondrá un cohete de 200 Kg y 3 metros de longitud (cohete para el cual ha sido diseñada la estructura).

Antes de comenzar a sacar la tensión en el cable se debe hallar la ecuación que permita obtener la distancia desde el punto de rotación hasta el punto de aplicación del peso (X) para las nuevas medidas del cohete. El centro de gravedad del cohete se encontrará a 1000 mm desde la base, pues se encuentra en 1/3 la longitud de este.

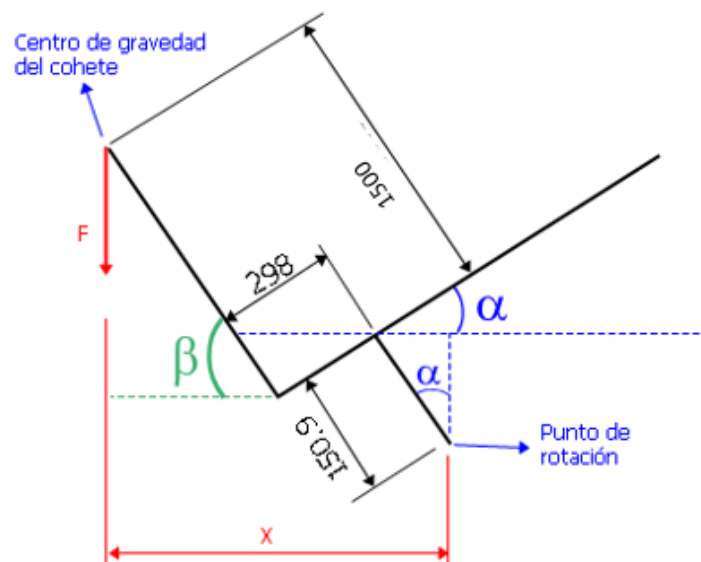


Figura 84. Esquema de las distancias en mm y la inclinación α para un cohete de 3 metros de altura y 200 Kilogramos.

Por lo tanto:

Distancia horizontal con la placa a $0^\circ = 73 + 25 + 100 + 200/2 = 298$ mm.

Distancia vertical con la placa a $0^\circ = 150.9 + 500 + 3000/3 = 1650.9$ mm.

$$x = -(150.9 * \text{sen } \alpha + 298 * \text{cos } \alpha + 1650.9 * \text{cos } \beta)$$

El signo menos indica que el cohete siempre se encontrará a la izquierda del punto de rotación y que por lo tanto siempre producirá sobre este un momento antihorario. Se calcula ahora el momento total generado por los elementos más el cohete.

Como se observará en la *tabla 3* el peso y tamaño del cohete tienen una gran influencia sobre el ángulo de caída del conjunto superior. Con un cohete de 200 kg y 3 metros de altura, el cable del motor se encontrará en tensión constante para cualquier ángulo de inclinación.

Angulo	Momento resultante sin cohete (N/mm)	Momento resultante con cohete (N/mm)
0	-554212.55	30463.45
5	-384796.46	479957.86
10	-212481.17	925770.16
15	-38577.97	1364507.60
20	135589.88	1792831.35
25	308697.16	2207481.93
30	479426.85	2605304.02
35	646480.07	2983270.43
40	808586.06	3338505.22
45	964511.74	3668305.50
50	1113071.20	3970162.05
55	1253134.64	4241778.39
60	1383637.01	4481088.28
65	1503586.10	4686271.41
70	1612070.08	4855767.28
75	1708264.47	4988287.06
80	1791438.36	5082823.39
85	1860960.00	5138658.05
90	1916301.61	5155367.41

Tabla 3. Momentos generados por el peso de los elementos y el cohete sobre el punto de rotación en relación al ángulo de inclinación de la placa α .

El caso más restrictivo y el de mayores solicitaciones se da para el ángulo de 90° , este ángulo coincide con la posición de montaje del cohete, por lo que la mayor tensión sobre el cable se dará cuando el motor comience a levantar el conjunto superior.

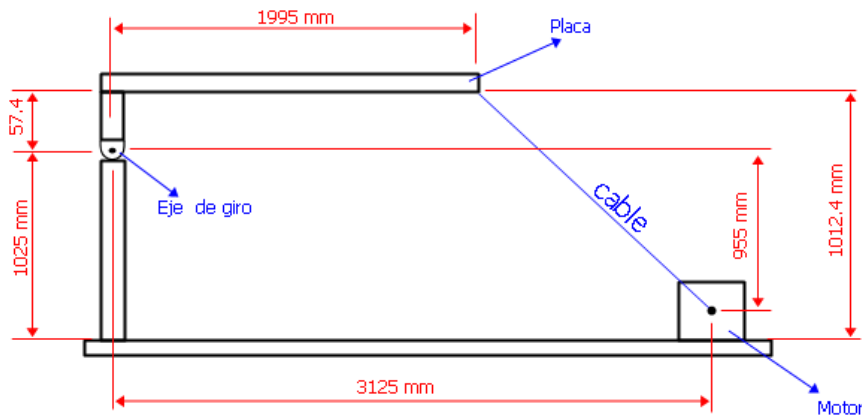


Figura 85. Esquema distancias desde el motor hasta el punto de rotación del conjunto superior. Simplificación del conjunto pórtico de sujeción.

El esquema de la figura 85 como todos los anteriores es para cuando la placa forma 0° con la horizontal, y es desde el que se parte para realizar los cálculos. Para obtener la tensión en el cable se realizará un sumatorio de momentos sobre el punto de rotación. El momento generado por todos los elementos ya está calculado anteriormente, por ello la tensión en el cable deberá ser mayor a ese momento con el objetivo de que sea capaz de levantar la torre.

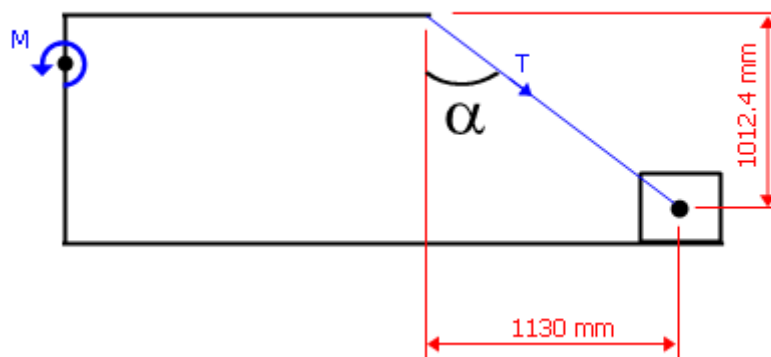


Figura 86. Simplificación realizada del conjunto pórtico de sujeción.

Para obtener la tensión existente en el cable se tendrá que resolver la siguiente ecuación de equilibrio estático sobre el punto de rotación:

$$\sum M_o = 0; \quad M = T * \cos \alpha + T * \sin \alpha$$

Se debe tener en cuenta que el ángulo α cambiará a medida que cambie el ángulo de inclinación de la placa. Para el caso anterior con la placa a 0° , el segundo término no existirá, por ser el seno de 0 igual a 0. El ángulo α de la ecuación anterior no es conocido.

El ángulo α referido en estos cálculos hace referencia al ángulo que forma el cable con la línea vertical, no al ángulo de inclinación del conjunto placa base giratoria. En las siguientes figuras se

puede observar cuál es el ángulo α que se debe hallar. A modo de ejemplo se calculará el ángulo α y el β resultante para cuando la placa se encuentra a 0° :

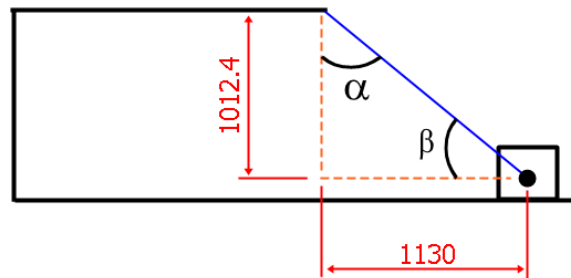


Figura 87. Ejemplo para cuando el ángulo entre el conjunto placa base giratoria y la horizontal es 0° .

Se pueden observar las medidas horizontal y vertical del cable y los ángulos formados por este en la figura 87. Estas medidas y ángulos variarán a medida que varíe la inclinación de la placa.

$$\tan \beta = \frac{1012.4}{1130} \rightarrow \beta = 41.85^\circ$$

$$\alpha = 90^\circ - \beta \rightarrow \alpha = 48.15^\circ$$

A continuación se realizará el esquema necesario para hallar la ecuación que nos permitirá calcular tanto α como β y las medidas horizontales y verticales del cable para cada ángulo de inclinación de la placa.

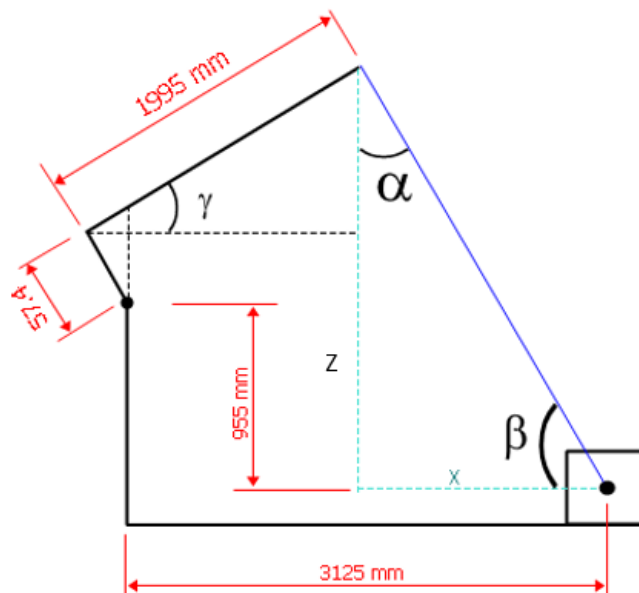


Figura 88. Esquema con las medidas Z y X a obtener del cable para poder hallar el ángulo α .

Teniendo en cuenta el esquema de la figura 88, las medidas colocadas serán las medidas fijas. Se deberán calcular por tanto Z y X para después poder obtener los ángulos α y β . Para evitar confusiones se ha llamado al ángulo que se formará entre la placa y la horizontal el ángulo γ . Este será conocido.

$$X = 3125 - (1995 * \cos \gamma - 57.4 * \sin \gamma)$$

$$Z = 955 + 57.4 * \cos \gamma + 1995 * \sin \gamma$$

Aplicadas estas dos fórmulas se obtendrán los valores de X y Z y por lo tanto se podrán obtener los ángulos α y β :

$$\beta = \arctan\left(\frac{Y}{X}\right)$$

$$\alpha = 90^\circ - \beta$$

Una vez obtenidos los ángulos α y β se podrá obtener la tensión existente en el cable para cada inclinación de la placa.

Angulo	Tension resultante en el cable (N)	Tension resultante en el cable (kg)	Tension en el eje Z	Tension en el eje X
0	22.17	2.26	14.79	16.51
5	302.24	30.81	217.67	209.69
10	530.90	54.12	402.16	346.58
15	736.41	75.07	576.62	458.05
20	931.09	94.91	744.56	559.08
25	1120.75	114.25	907.41	657.79
30	1308.27	133.36	1065.63	758.95
35	1495.13	152.41	1219.14	865.50
40	1682.09	171.47	1367.60	979.33
45	1869.56	190.58	1510.52	1101.63
50	2057.77	209.76	1647.32	1233.20
55	2246.88	229.04	1777.42	1374.50
60	2437.05	248.42	1900.25	1525.86
65	2628.47	267.94	2015.29	1687.44
70	2821.44	287.61	2122.07	1859.39
75	3016.37	307.48	2220.23	2041.83
80	3213.86	327.61	2309.51	2234.97
85	3414.74	348.09	2389.77	2439.15
90	3620.17	369.03	2461.07	2654.95

Tabla 4. Tensión existente en el cable en N en relación al ángulo de inclinación de la placa con respecto de la horizontal.

Como se puede observar, el ángulo para el cual la tensión del cable es mayor es el de 90° , es decir, coincide con la posición de montaje.

13 - ESTUDIO DEL CONJUNTO PÓRTICO DE SUJECCIÓN.

En este apartado se explicará cómo se ha llevado a cabo el estudio completo del conjunto pórtico de sujeción. Primero, se tendrán en cuenta las fuerzas a las que es sometido para luego reducir el conjunto y poder estudiarlo mediante elementos finitos.

Se explicará cómo ha sido el proceso de simplificación del modelo así como la decisión del mallado adecuado. Se mostrarán a su vez las decisiones adaptadas para las condiciones de contorno. Finalmente se expondrán los resultados obtenidos y se compararán estos con cálculos tradicionales.

El objetivo del estudio será la validación final de la estructura conjunto pórtico de sujeción, para que se dé la validación la estructura deberá cumplir:

- La deformación máxima obtenida en el punto de aplicación de las cargas sobre el motor no supere los 30 milímetros.
- Exista el contacto de mínimo 4 apoyos con el suelo (de lo contrario, la estructura podría acabar volcando).
- Las tensiones máximas obtenidas mediante el cálculo tradicional no superen la mitad del límite de fluencia del material.

13.1 - ANÁLISIS MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS

Este será el primero de los análisis a realizar debido a su sencillez para hallar las fuerzas a las que está sometido. Este análisis se realizará en el módulo de ANSYS Clásico.

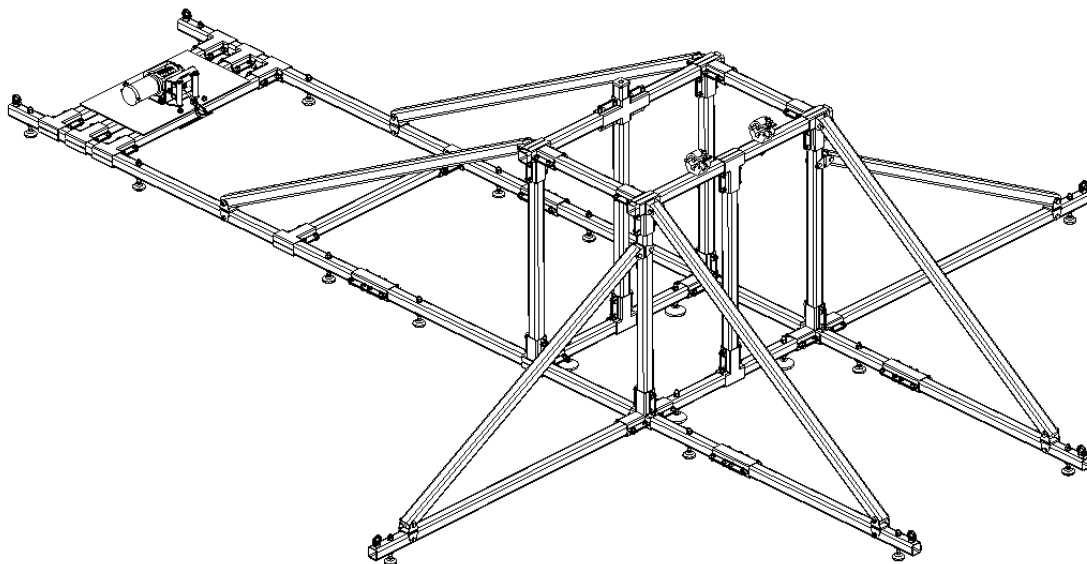


Figura 89. Conjunto pórtico de sujeción.

En la *figura 89* se puede observar la estructura que se procederá a analizar. Pero para ello se debe preparar el modelo correctamente y simplificarlo para que el coste computacional sea lo más pequeño posible.

13.1.1 - TIPO DE ANÁLISIS.

Se explicará ahora el tipo de análisis realizado. Para ello, sobre este primer análisis se explicarán los diferentes análisis existentes así como el escogido en este caso.

13.1.1.1.- Análisis lineal.

Se trata de un análisis en el que se supone la rigidez del modelo como constante, independientemente de las fuerzas aplicadas o desplazamientos, cumpliéndose así los principios de proporcionalidad y superposición. Es decir, si una carga se duplicase el desplazamiento también se duplicaría. Al tener una rigidez constante, el programa será capaz de realizar el análisis de manera rápida, pues solo existiría una matriz de rigidez.

Se utiliza este análisis cuando se ha comprobado que no será necesario un análisis no lineal. Por lo tanto, a no ser que la precisión extra que aporte el análisis no lineal sea necesaria, se intentará recurrir a un análisis lineal, ahorrando así en coste computacional. De hecho, muchas veces basta con realizar un análisis lineal para determinar si el diseño de la pieza es válido o no (una zona plastificada muy local por ejemplo).

13.1.1.2.- Análisis no lineal.

En un análisis no lineal [16] se supone que el sistema no se comportará siempre igual frente a diferentes cargas y desplazamientos. Esta no linealidad se da por la variación de la rigidez durante el análisis. La rigidez dependerá de la forma, el material y los apoyos.

Un análisis no lineal es por lo tanto un proceso iterativo donde se debe recalcular la matriz de rigidez varias veces, suponiendo un coste computacional mayor. Las principales causas de no linealidad son las siguientes:

- No linealidad del material: cuando el material tiene una relación tensión deformación no lineal. O cuando se supera la región lineal de un material. Es decir, un material no tiene por qué trabajar siempre en su zona lineal, zona elástica, en la que la tensión sigue una línea recta. Cuando se supera el límite de fluencia la rigidez del modelo cambia totalmente.
- Contactos: cuando dos o más cuerpos contactan. La rigidez del modelo varía según aumenta la carga, el tamaño y/o el estado (deslizamiento, adherencia) de la superficie de contacto.
- Grandes deformaciones: cuando la geometría de la pieza ha variado tanto que la rigidez ha cambiado respecto a la original. Generalmente, se da bajo cargas muy elevadas o sistemas muy flexibles (caña de pescar). La matriz de rigidez es fija, es decir, adopta una rigidez para cada uno de los ejes del sistema de coordenadas establecido. Si la deformación es muy elevada la rigidez que se considera en un modelo para el eje Z puede que ya no se encuentre en dicho eje.

Atendiendo a las explicaciones ofrecidas, se va a realizar un análisis estático lineal en el programa Ansys Clásico. Estático debido al comportamiento de las cargas y al funcionamiento de la plataforma de lanzamiento. Lineal, porque se descartan cualquiera de los criterios de no linealidad. Para la comprobación de la validez del modelo no se quiere sobrepasar en ningún momento el límite elástico del material, por lo que se trabajará siempre en la zona lineal. Además, de sobrepasar dicho límite elástico sería en zonas muy localizadas. Por otra parte, sobre este análisis no se definirán contactos, se adoptarán las uniones como rígidas formando así una

viga continua. Finalmente, el único modo de observar si se tratará de un modelo con grandes deformaciones se trata de realizar un análisis lineal y comprobar dichas deformaciones. Si estas son excesivas se tendrá que realizar un análisis no lineal, de todas formas atendiendo a las cargas que actuarán sobre el sistema se puede estimar que estas, al ser pequeñas no producirán en el grandes desplazamientos.

13.1.2 - PREPARACIÓN DEL MODELO.

Se debe tener en cuenta que Ansys Clásico no trabaja con unidades, es decir, es el usuario el que deberá tener en cuenta como introduce los datos para que el resultado sea el esperado.

En este caso se desea que los resultados posteriormente obtenidos se den en: milímetros para las deformaciones, MPa para las tensiones y Newtons para las fuerzas. Es por ello que todos los datos que el usuario introduzca en el programa deben estar previamente convertidos a estas unidades. Las distancias entre los puntos del modelo (denominados KeyPoints) por ejemplo se introducirán en milímetros.

Antes de empezar a modelar y diseñar la estructura en ANSYS Clásico se deberá tener claro cómo se va a realizar. En este caso se definirán diferentes KeyPoints, o puntos clave, que a continuación se unirán mediante líneas rectas simulando así la estructura.

Dichos KeyPoints corresponderán con los puntos clave del pórtico de sujeción, como son las uniones entre tubos de la estructura, el lugar donde se colocarán los apoyos y los puntos sobre los que se aplicarán las cargas.

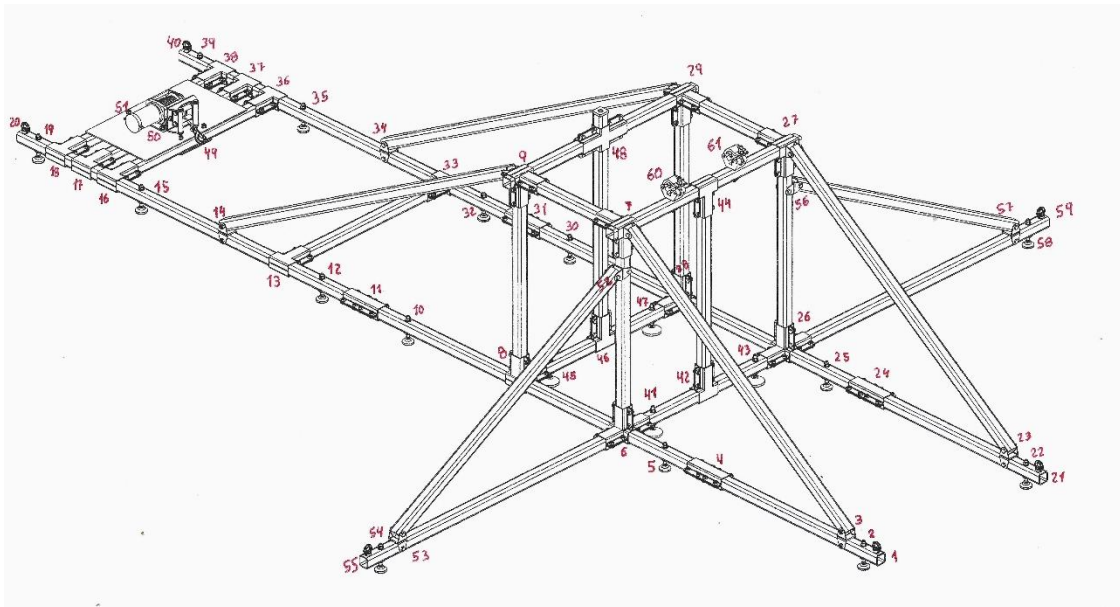


Figura 90. Conjunto pórtico de sujeción numerado por keyPoints.

En la figura 90 se pueden observar numerados los puntos clave de la estructura que posteriormente en ANSYS pasarán a ser los KeyPoints. Su numeración se mantendrá dentro del programa como se puede observar a continuación. A partir de ahora y especialmente en el apartado de descripción de resultados se tendrán en cuenta una serie de puntos de gran importancia:

- Para los apoyos: 2,5,10,12,15,19,22,25,30,32,35,39,41,43,45,47,54,58.
- Para la aplicación de las cargas: 50,60,61.

Estos puntos se utilizarán más adelante, pues habrá que quitar o poner apoyos en función de si estos se levantan o no.



Figura 91. KeyPoints creados en Ansys.

13.1.3 - SIMPLIFICACIÓN DEL MODELO.

Dentro del módulo de Ansys Clásico, se va a modelar la estructura del pórtico de sujeción como una estructura formada por líneas únicamente, creando de esta manera una especie de celosía. No se modelarán ni las uniones, ni el motor ni por su puesto las placas, por ser elementos que se estudiarán en otros análisis o que no tendrán un efecto significativo en este.

Como el conjunto pórtico de sujeción está compuesto únicamente por una estructura tubular podemos simplificarlo y definir estos tubos como vigas o barras.

- Vigas: En el pórtico se denominarán vigas a aquellos tubos que estén unidos a otros mediante uniones rígidas, es decir, uniones que no permitan el giro entre un elemento y otro y que por lo tanto permitan la transmisión de fuerzas cortantes y todo tipo de momentos. En sí, las uniones entre vigas no se modelarán y se adoptará la solución de interpretar cada unión como una continuación de la propia viga.
- Barras: Estos elementos serán aquellos que se unan a vigas mediante una unión articulada, como son las barras diagonales. Como consecuencia, en estas barras solamente existirá fuerza axial y no habrá transmisión de momentos.

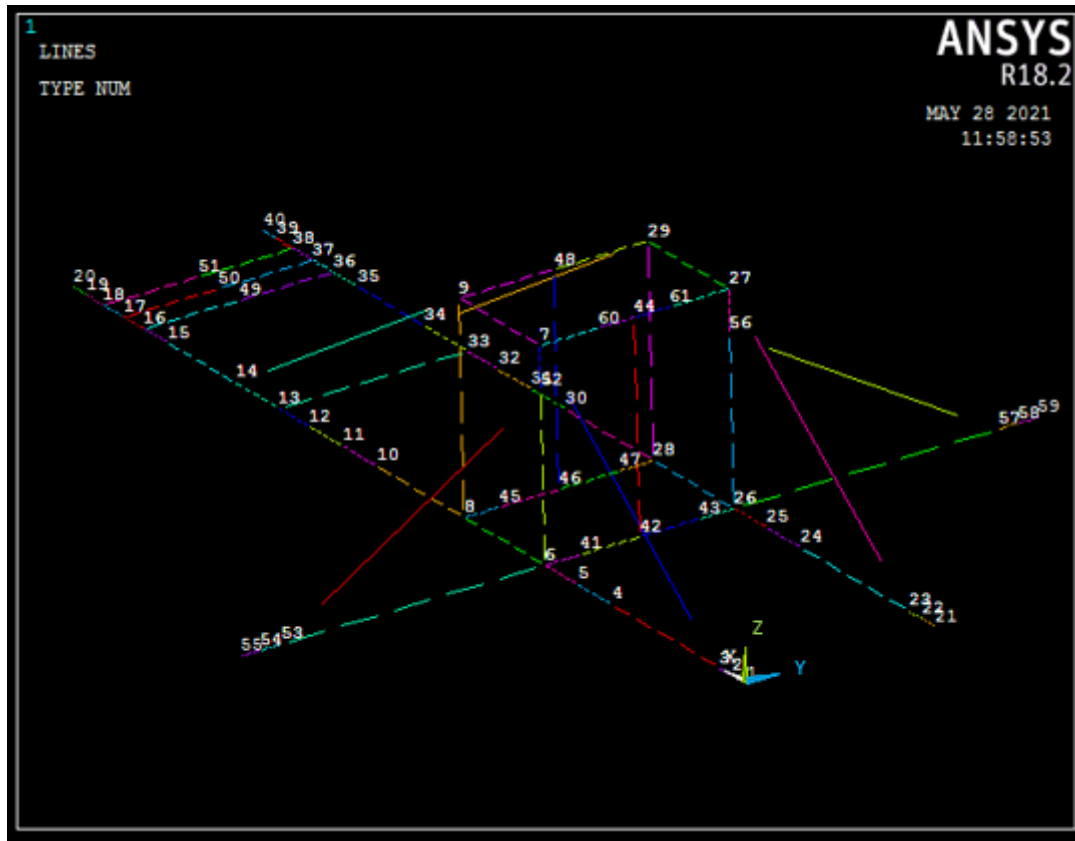


Figura 92. Conjunto Pórtico de sujeción en Ansys Clásico.

13.1.4 - DEFINICIÓN DE ELEMENTOS.

Dentro de ANSYS Clásico se deberán definir los elementos anteriores [25] correctamente para que se comporten como nosotros deseamos, de la manera más fiel a la realidad, es por ello que:

- Vigas: definidas como BEAM son un tipo de elemento que permite que existan o que se transmitan tanto fuerzas axiales, como cortantes y momentos flectores y torsores a través de él. Es por ello que es el elemento idóneo para aquellos tubos que denominemos como tubos empotrados y que por lo tanto van a sufrir momentos.
- Barras: definidas como LINK, son un elemento con dos nodos, cada uno de ellos en un extremo de este que únicamente permiten el paso de fuerza axial a través de ellos.



Figura 93. Izquierda: Gdl de un elemento Viga. Derecha: Gdl de un elemento barra.

Los elementos servirán para que el programa sepa cómo se debe comportar cada una de las líneas del modelo, es decir, que tipos de esfuerzos y deformaciones afectan a estos. Sin embargo, hace falta definir además la sección de estos elementos y el material. Así es como Ansys podrá trabajar y tener en cuenta las rigideces de estos elementos, como se deformarán y cuánto lo harán, además de las tensiones a las que estarán sometidos.

Todos los tubos serán de 50x50x4 mm y tendrán un área de 728 mm². No se tendrán en cuenta los radios de redondeo de los tubos para la definición de las secciones dentro de Ansys.

Una vez definidos los elementos de análisis se debe definir el material que tendrá cada uno de estos, en este caso se trata de Acero, como se trata de un material cuyo comportamiento es lineal, elástico e isotrópico tendremos que definir las siguientes características:

- Módulo de Young $E=210000$ MPa
- Coeficiente de Poisson $V=0.3$
- Densidad $D=7.85 \times 10^{-6}$ Kg/mm³
- Límite elástico $\sigma_{yp}= 355$ MPa. (No es preciso definirlo dentro del programa).

13.1.5 - MALLADO.

Una vez modelada toda la estructura en forma de celosía se procederá a realizar el mallado correspondiente. El primer paso será decirle al programa qué tipo de elemento es cada una de las líneas dibujadas. Dependiendo del tipo de elemento de cada línea (barras para los tubos diagonales biarticulados y vigas para el resto de tubos, con uniones rígidas) se distinguirá entre dos tipos de malla:

- Vigas: En este momento cada línea representa una viga, cada una de estas vigas se dividirá en 5 elementos, es decir, en 5 partes. De esta manera se pueden obtener las fuerzas, tensiones, momentos y deformaciones de cada una de estas partes de la viga. 5 divisiones son suficientes para tener un conocimiento adecuado de a qué esfuerzos estará sometido el sistema.
- Barras: es importante destacar que cada barra debe tener una sola división, es decir, se debe conservar la barra como un elemento completo, esto es debido a que no le afectan momentos y la fuerza axial en el elemento será constante por ello no será necesario reducirla más.

13.1.6 - CONDICIONES DE CONTORNO.

Para poder estudiar el modelo habrá que aplicarle, una vez este ha sido mallado, unas cargas y unas restricciones de movilidad que reproduzcan lo más fielmente posible la realidad.

13.1.6.1.-Cargas.

Se dividen en:

- Tensión del cable: esta carga se debe anular en el propio sistema, es decir, debe aplicarse la tensión en ambos extremos del cable. Uno de ellos será en el punto 50, y tendrá una componente vertical y otra horizontal. El otro extremo del cable no se presenta en la estructura a analizar, por lo tanto se transportarán las fuerzas hasta el lugar donde se encontrarían los ejes, puntos 60 y 61. Estas fuerzas no crean momentos

porque están aplicadas sobre unos ejes que permiten el giro. Las cargas expresadas a continuación se colocarán tal cual en el punto 50 y divididas entre dos en los puntos 60 y 61.

- Eje X: 2654 N.
 - Eje Z: 2461 N.
- Peso de la torre de lanzamiento y la placa base giratoria: son las cargas generadas por el peso de los dos conjuntos superiores más el cohete. Se aplicarán sobre los puntos de unión entre el pórtico de sujeción y la placa base giratoria, que son los ejes. En este caso los puntos 60 y 61. Deberá dividirse la carga expresada a continuación entre dos.
- Eje Z: 3494 N.
- Peso propio: este se suele despreciar, sin embargo, y como se verá en el apartado de descripción de resultados en este caso es necesario aplicarlo, pues de él dependerá el número de apoyos que se levantan.
- Peso de placa más motor: cargas aplicadas sobre el punto 50 que representan el peso de la placa más el motor.
- Eje Z: 167.7 N.

13.1.6.2.-Restricciones de movilidad.

Las restricciones de movilidad, conocidas como apoyos en el caso de la estructura se colocarán inicialmente en los KeyPoints o puntos mencionados anteriormente. Se puede observar que la estructura es simétrica respecto del plano XZ (plano de Ansys), por eso cada apoyo tendrá su par. Esto se cita porque las cargas que hay en un apoyo deben ser iguales que las que hay en su par, de no ser así el análisis no se estará realizando correctamente.

Los apoyos, como tal, no restringen ningún movimiento de la estructura, pues estos no irán anclados al suelo. A pesar de ello en Ansys se introducirán como elemento que restringirá el movimiento en el eje Z, y más adelante se estudiará su comportamiento (si el apoyo se levanta del suelo entonces se debería suprimir).

A parte de la restricción de movilidad en el eje Z, para que el análisis pueda converger y dar un resultado la estructura no puede comportarse como un mecanismo. Por eso se deben restringir los movimientos en los ejes X,Y,Z de algún apoyo.

	Número de KeyPoint								
Mitad izquierda	2	5	10	12	15	19	41	45	54
Mitad Derecha	22	25	30	32	35	39	43	47	58

■ Se restringe X,Y,Z
 ■ Se restringe Z,X
 ■ Se restringe Z

Tabla 5. Tipo de restricción en cada apoyo.

Si se pusiera el eje de coordenadas en el centro de la estructura el plano XZ, de igual manera que en el eje de coordenadas definido para los cálculos, dividiría a esta por la mitad creando un plano de simetría. A cada una de las partes que queda a un lado del plano se le denominará mitad izquierda y mitad derecha. En la *tabla 5* se expresan los apoyos (que van por pares) que van a tener una misma reacción tanto en una mitad como en la otra.

Además también se expresa que restricciones tendrá cada uno de los apoyos colocados, estas restricciones son de movimiento, nunca de giro.

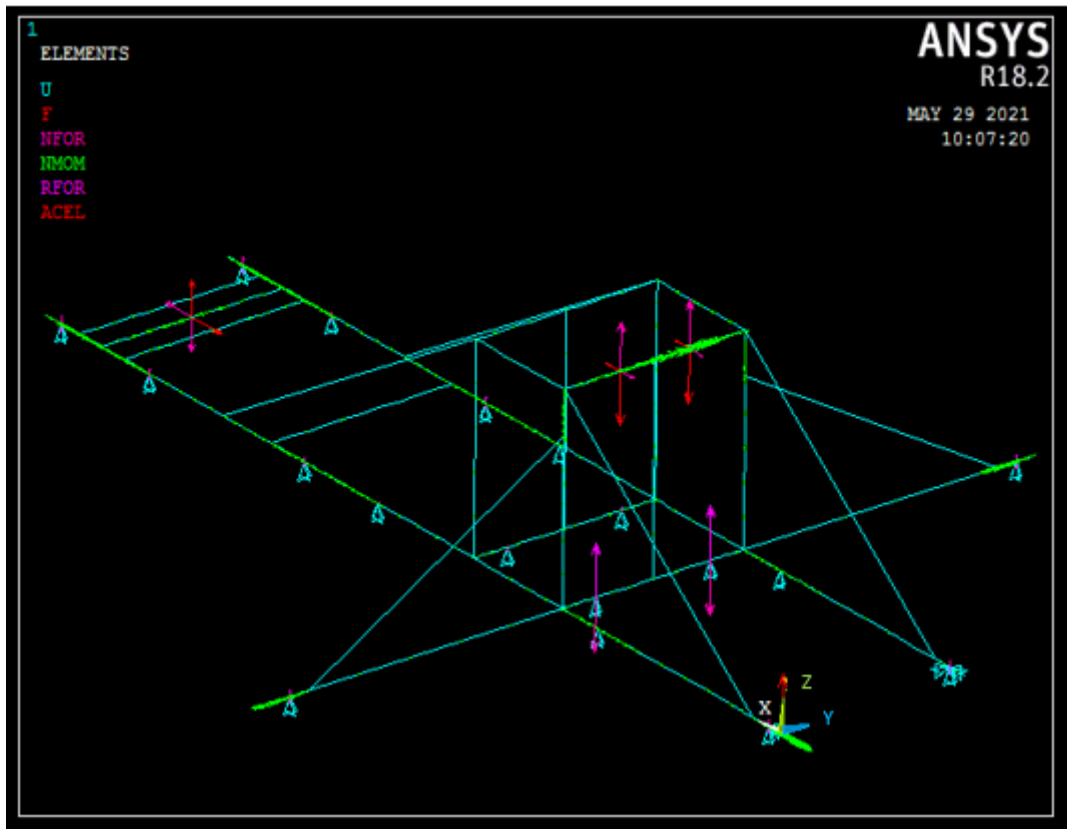


Figura 94. Colocación de cargas y apoyos.

El modelo anterior, de la *figura 94* está listo para ser resuelto, en el podemos encontrar con todos los apoyos colocados y las fuerzas aplicadas, en color rojo.

13.2 - DESCRIPCIÓN DE RESULTADOS

En este apartado se mostrarán los resultados obtenidos en orden cronológico y se discutirá si se cumple con los requisitos del ensayo anteriormente propuestos para poder validar la estructura. Además se explicarán las decisiones adoptadas a medida que se analicen los resultados. A modo de resumen se incluirá una tabla con los valores obtenidos y la comparación de estos contra el criterio escogido para demostrar la validez de la estructura.

Respecto de este análisis existen dos variantes diferentes. Una sin tener en cuenta el peso propio de la estructura y otra con dicho peso propio. Con esto lo que se busca es saber si será importante el peso del pórtico en lo referente al análisis.

13.2.1 - APOYOS QUE TRABAJAN.

Este es el primero de los resultados que se busca. Obtener el número de apoyos que trabajan en la estructura. Debido a las cargas existen apoyos que seguramente no trabajen por que se levantan del suelo. Se deben encontrar dichos apoyos para poder quitarlos del análisis y que el modelo nos proporcione unos resultados más cercanos a la realidad.

Como se ha explicado anteriormente, en un principio se modelan todos los apoyos como restricción de movilidad de la estructura, en su mayoría en el eje Z.

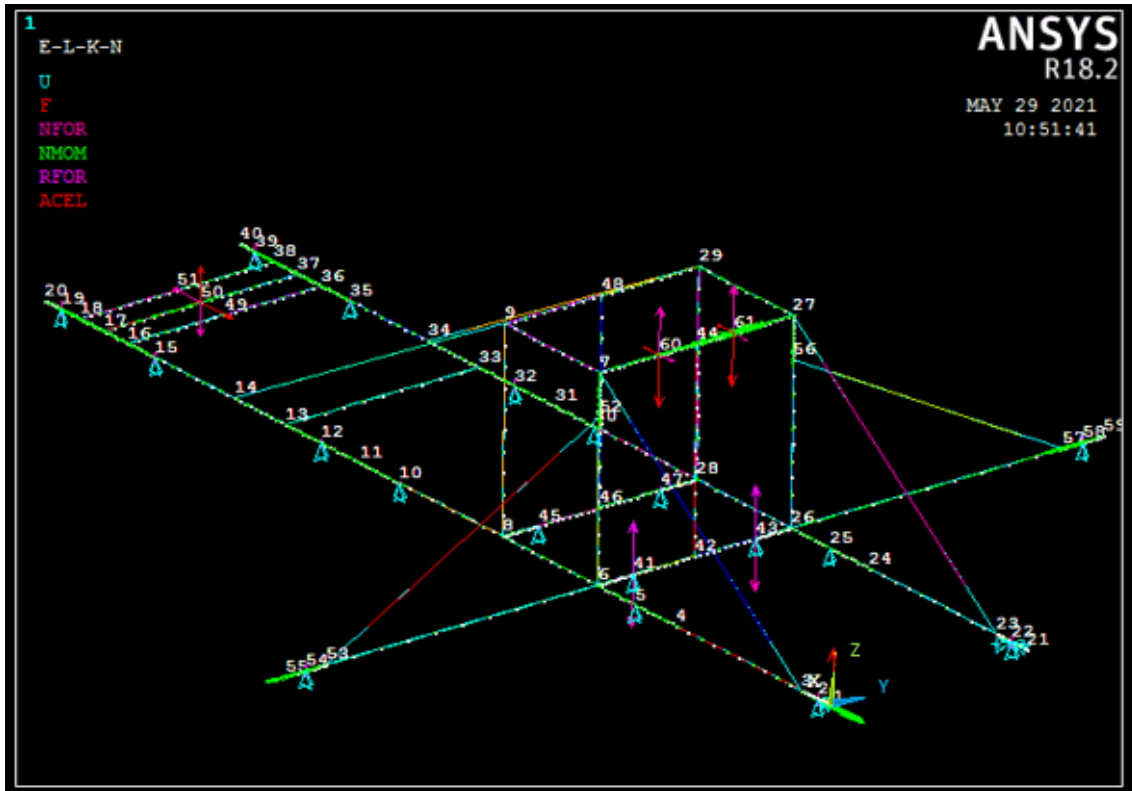


Figura 95. Estructura lista para ser analizada.

Para saber cuáles son los apoyos que trabajan habrá que obtener la reacción que se da en cada uno de ellos. Se debe destacar que Ansys Clásico nos mostrará la información de las cargas a las que está sometido cada nodo. Por ello es necesario asociar cada uno de los KeyPoints sobre los que se encuentran los apoyos a un nodo. Después se buscará la reacción en dicho nodo, si la reacción muestra un valor negativo en el eje Z quiere decir que este nodo tiende a levantarse y que por lo tanto el apoyo no debería hacer contacto con el suelo. Si el valor en Z es positivo quiere decir que el nodo tiende a descender y que por lo tanto el apoyo hará presión contra el suelo.

Una vez conocidos los nodos o apoyos que no trabajan, se suprimirán y se volverá a resolver el modelo. Es importante destacar que unos apoyos influyen sobre otros y que por lo tanto este proceso de eliminar los apoyos que no hacen contacto con el suelo se ha realizado mediante un proceso de iteración hasta encontrar los únicos que actúan. Sin embargo, solo se mostrarán los resultados finales obtenidos.

A modo de comprobación una vez resuelto el modelo sólo con los apoyos que entrarán en funcionamiento se puede comprobar el desplazamiento de los nodos que anteriormente tenían apoyo. Si estos nodos tienen desplazamientos positivos en el eje Z es que efectivamente se levantan, si tienen desplazamientos negativos es que ese apoyo debería tener contacto con el suelo.

Evidentemente, los nodos en los que todavía hay una restricción de movilidad tendrán un desplazamiento nulo en el eje restringido.

Para este apartado, se estudió la estructura con cargas de peso propio y sin ellas. Demostrando así que el peso propio si es de importancia en el número de apoyos que trabajarán en la estructura, afectando así mismo a la deformación que sufren las barras.

A continuación se adjunta una tabla de equivalencia entre el KeyPoint del apoyo y el nodo que se le ha asignado en Ansys (esto lo hace el programa automáticamente). Para los dos análisis, con peso propio y sin él, los nodos coinciden con los KeyPoints.

MITAD IZQUIERDA		MITAD DERECHA	
KEYPOINT	NODO	KEYPOINT	NODO
2	2	22	173
5	32	25	214
10	62	30	244
12	82	32	264
15	112	35	294
19	152	39	334
41	365	43	385
45	433	47	453
54	613	58	662

Tabla 6. Correspondencia entre nodo y KeyPoint.

13.2.1.1.-Sin peso propio.

Primero se introducen las cargas que afectan a la estructura y todos los apoyos. Una vez introducidos se resuelve el problema.

Se busca a continuación las reacciones en los apoyos existentes para saber si se levantarán o no. Se suprimen los apoyos que se levanten y se dejan los que no se levantan y se vuelve a resolver el problema.

Llegará un momento en el que ninguno de los apoyos tenga una reacción negativa y por lo tanto no se levante ninguno, es en ese momento en el que se dará por válido el modelo y se pueden empezar a obtener otros resultados.

Sin cargas de peso propio en el modelo solo existirán dos apoyos que hagan contacto con el suelo una vez que la estructura es sometida a las mayores solicitaciones. Estos son los apoyos en los puntos: 2-22 / 12-32.

Los apoyos siempre deben ir por pares, es decir si el apoyo de un lado se eleva el del otro lado también debe elevarse, de lo contrario el análisis falla en algún lugar. Además las reacciones de

los dos apoyos deben ser las mismas. Una vez se obtienen los apoyos que permanecerán en contacto con el suelo se puede comprobar el sumatorio de fuerzas.

$$\sum F_z = 0;$$

$$2461 - 1230.5 - 1230.5 - 3494 + 1680.3 * 2 + 66.69 * 2 = 0$$

$$0 = 0$$

PRINT REACTION SOLUTIONS PER NODE

***** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING *****

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1
TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN THE GLOBAL COORDINATE SYSTEM

NODE	FX	FZ	FY	MX	MZ	MY
2	-0.45612E-007	1680.3				
82		66.690				
173	0.51826E-006	1680.3	0.29693E-007			
264		66.690				

TOTAL VALUES

VALUE	0.47265E-006	3494.0	0.29693E-007	0.0000	0.0000	0.0000
-------	--------------	--------	--------------	--------	--------	--------

Tabla 7. Reacciones en N en los apoyos que no se levantan.

En este caso los apoyos tienen las mismas resultantes en el eje Z. Las resultantes en los otros ejes no son las mismas pero son muy parecidas, esto es debido a que el modelo no es simétrico totalmente, uno de los apoyos delanteros tiene más restricciones que el otro. Además estas reacciones podrían asumirse como 0.

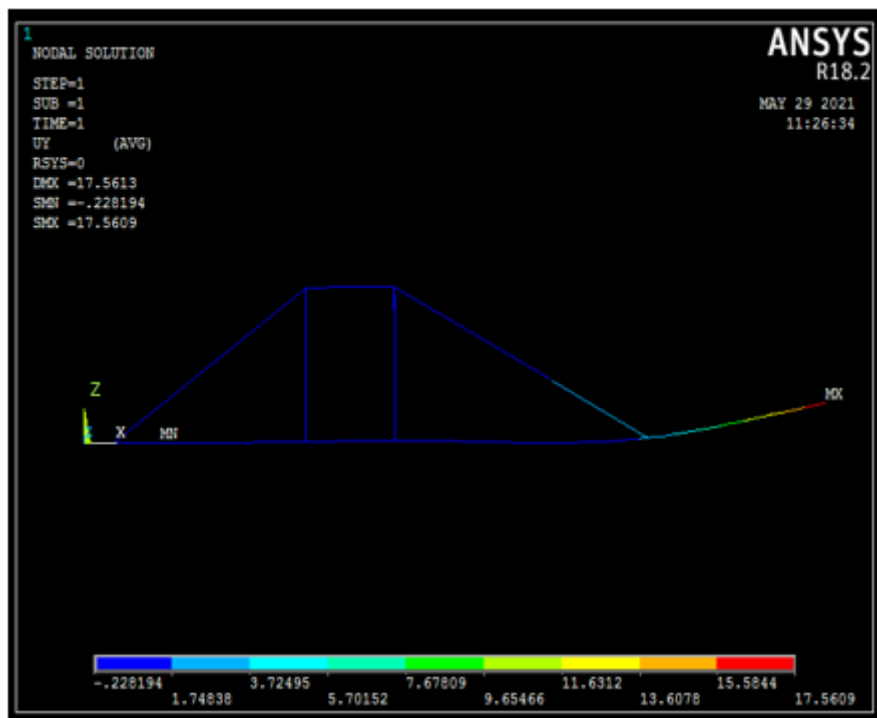


Figura 96. Deformación en mm del conjunto pórtico de sujeción sin tener en cuenta el peso propio.

13.2.1.2.- Con peso propio.

Se deben realizar los mismos pasos que en el apartado anterior. En este caso se introduce el peso propio de los elementos tubulares y se aplica como una carga más sobre el punto 50 el peso de las placas y el motor.

Una vez se resuelve el problema se obtiene que los siguientes apoyos estarán en contacto con el suelo después de que la estructura se vea sometida a las cargas: 2-22 / 5-25 / 12-32 / 41-43 / 54 – 58.

Se trata de 10 apoyos los que estarán en contacto con el suelo, por lo tanto se cumple el primero de los objetivos, que existan al menos 4 apoyos en contacto con el suelo.

```

PRINT REACTION SOLUTIONS PER NODE

***** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING *****

LOAD STEP=    0  SUBSTEP=    1
TIME=    1.0000    LOAD CASE=    0

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN THE GLOBAL COORDINATE SYSTEM

      NODE      FX      FZ      FY      MX      MZ      MY
      2 -0.17551E-006  1565.7
      32          530.47
      82          641.92
     173  0.48099E-006  1565.7   -0.14646E-007
     214          530.47
     264          641.92
     365          21.701
     385          21.701
     613          133.86
     662          133.86

TOTAL VALUES
VALUE  0.30548E-006  5787.3   -0.14646E-007  0.0000    0.0000    0.0000
  
```

Tabla 8. Reacciones en los apoyos que no se levantan con peso propio incluido.

Se podrá comprobar al igual que en el caso anterior que el peso propio ha sido correctamente añadido. El peso aproximado de la estructura conjunto pórtico de sujeción es de 215.8 kg, 2117 N.

$$\sum F_z = 0;$$

$$2461 - 1230.5 - 1230.5 - 3494 - 2117 - 167.7 + 1565.7 * 2 + 530.4 * 2 + 641.9 * 2 + 21.7 * 2 + 133.8 * 2 = 0$$

$$8.6 = 0$$

Las cargas evidentemente tienen que variar respecto de la solución anterior. Como se puede observar en este caso existirán más apoyos en contacto con el suelo y por lo tanto la deformación también será diferente. Por ello, es importante tener el peso propio en cuenta y en este caso no se despreciará. Además el peso del motor y las placas sobre las que se sitúa este también actuarán para impedir deformaciones excesivas en el conjunto pórtico de sujeción.

El sumatorio de fuerzas no da 0 exactamente debido a que el peso asumido por Ansys es el de los tubos creados sin radios de acuerdo y el peso calculado y mostrado en los planos contiene el peso exacto por metro de tubo proporcionado por el fabricante.

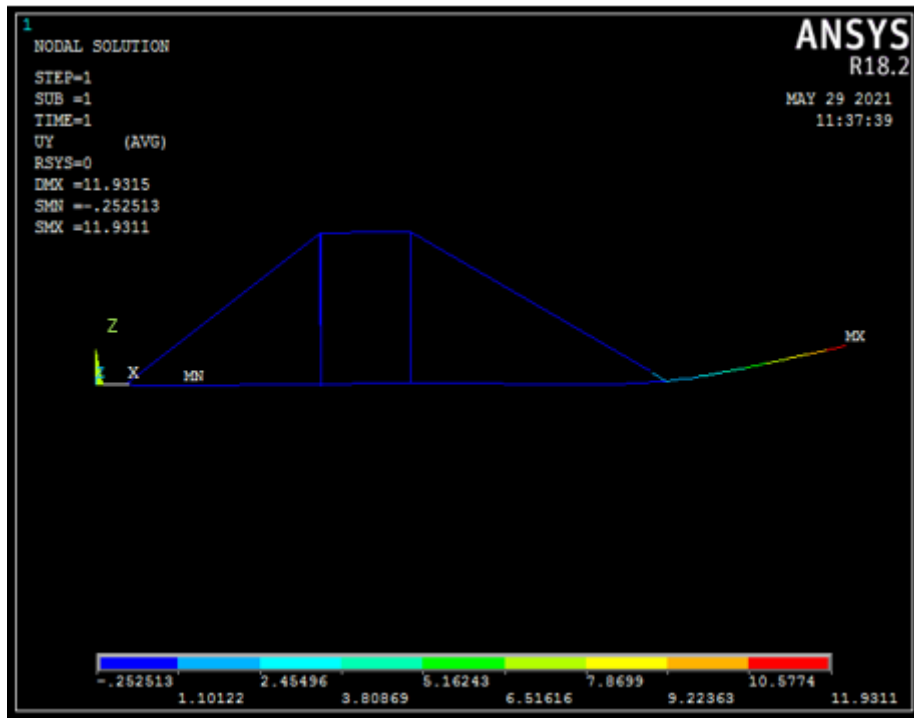


Figura 97. Deformación en mm en el conjunto pórtico de sujeción teniendo en cuenta el peso propio.

La deformación máxima en el conjunto pórtico de sujeción como se observa en la *figura 97* se dará sobre el extremo final de la barra sobre la que se situará el motor. Esta deformación será de 11.9 milímetros, por lo tanto se cumple también el requisito mencionado anteriormente en el que la deformación máxima obtenida en la estructura no supera los 30 milímetros.

13.2.2 - ESFUERZOS EN BARRAS.

Una vez obtenidos los apoyos que trabajarán en la estructura una vez ésta es sometida a sus mayores sollicitaciones se podrá resolver el modelo y obtener los resultados adecuadamente. El primero de los resultados obtenidos es la deformación máxima que sufren los elementos de la estructura, como se ha podido observar en la imagen anterior es de 11.9 milímetros.

Después se procederá a obtener los esfuerzos que sufre cada una de las barras, con el fin de encontrar la barra que mayores esfuerzos soporta y estudiarla para saber si aguantará o no con un coeficiente de seguridad 2. Para ello, Ansys permite la opción de desplegar los diagramas de esfuerzos, observados estos diagramas se deberá buscar el elemento (en este caso elemento hace referencia a la división realizada por Ansys en una línea durante el mallado de esta) que mayores cargas soporta.

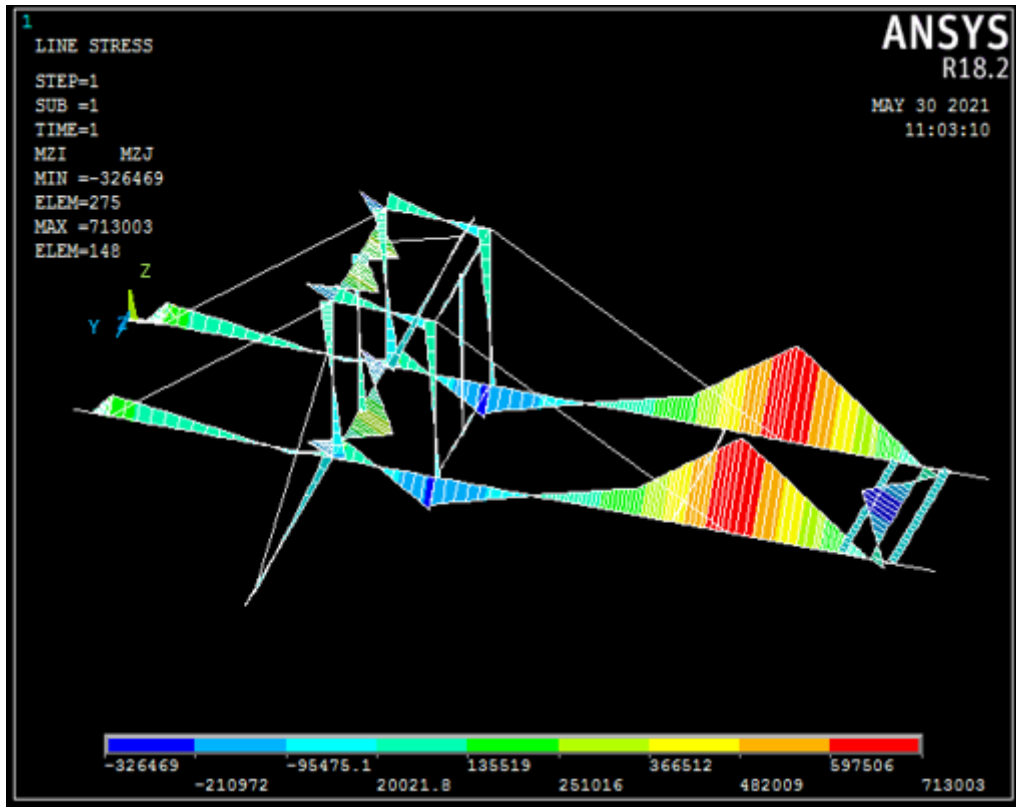


Figura 98. Momentos en Nmm respecto del eje Y.

Los momentos producidos respecto del eje Y serán los de mayor valor y por lo tanto los más importantes a tener en cuenta. Su valor máximo se dará en el elemento 148, cuyo par es el 56 (al igual que en los apoyos cada elemento tendrá su par y las dos mitades de la estructura estarán sometidas a las mismas cargas). El elemento 148 se encuentra en la unión entre la barra diagonal y las vigas.

En la siguiente imagen se especifica el lugar donde se encuentran los dos elementos, considerados como un par 56-148. En este caso se estudiará el elemento 148 y por lo tanto se tendrán en cuenta la orientación de los momentos y las fuerzas.

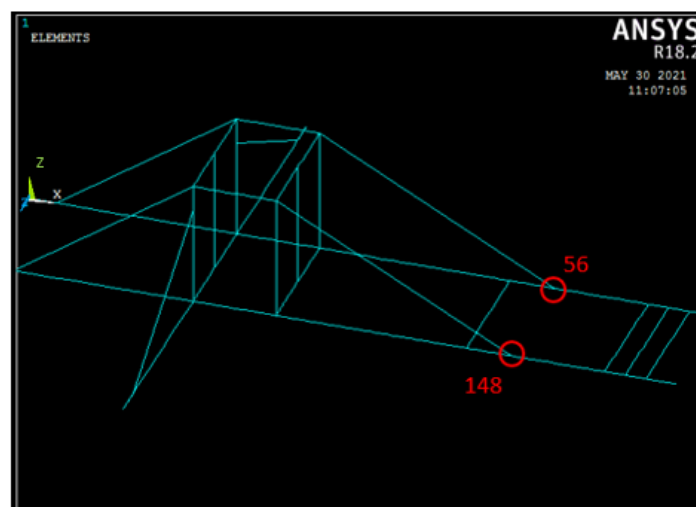


Figura 99. Elementos 56-148 situados sobre el conjunto pórico de sujeción.

Una vez obtenido el diagrama de momentos en Y se obtienen los diagramas de los diferentes esfuerzos que actuarán sobre dichos elementos.

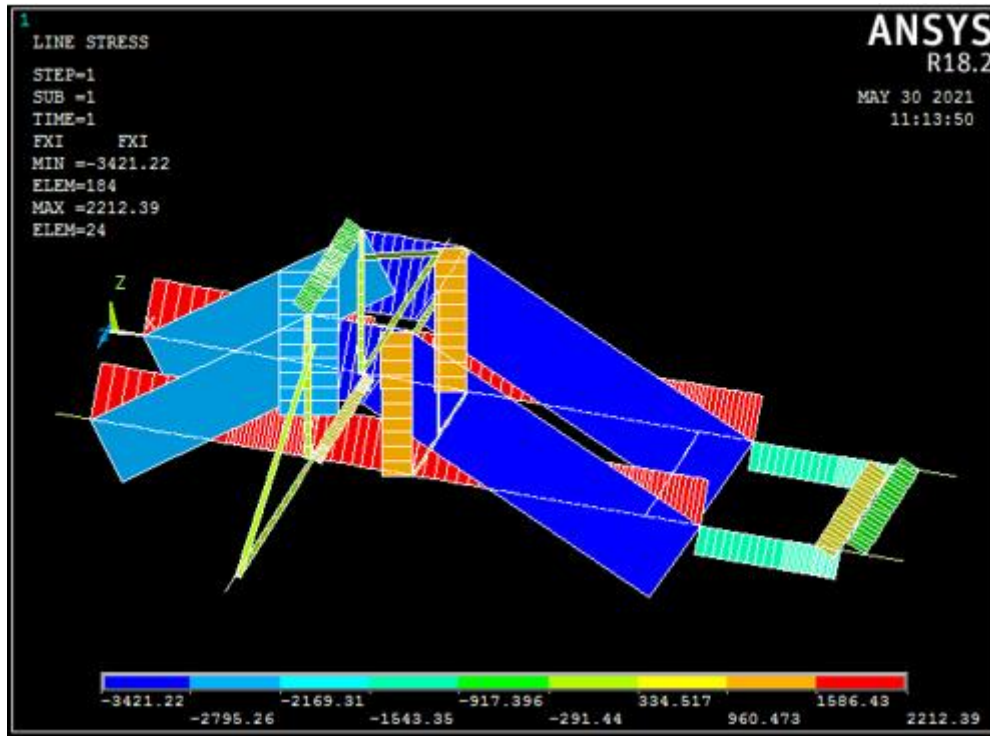


Figura 100. Fuerza Axial en N. Fuerza en el eje X.

Se puede observar en la *figura 100* cómo el mayor esfuerzo axial que existe se dará sobre las barras biarticuladas. Sin embargo estas no sufrirán más tipos de esfuerzos por lo tanto no será necesario comprobar si aguantan, sabiendo que los elementos 56-148 de las vigas lo hacen estas también lo harán.

Los siguientes esfuerzos a los que estarán sometidos los elementos 56-148 no son tan restrictivos como los dos anteriores, de todas formas, y a pesar de que algunos de los esfuerzos son despreciables se tendrán en cuenta a efectos del cálculo.

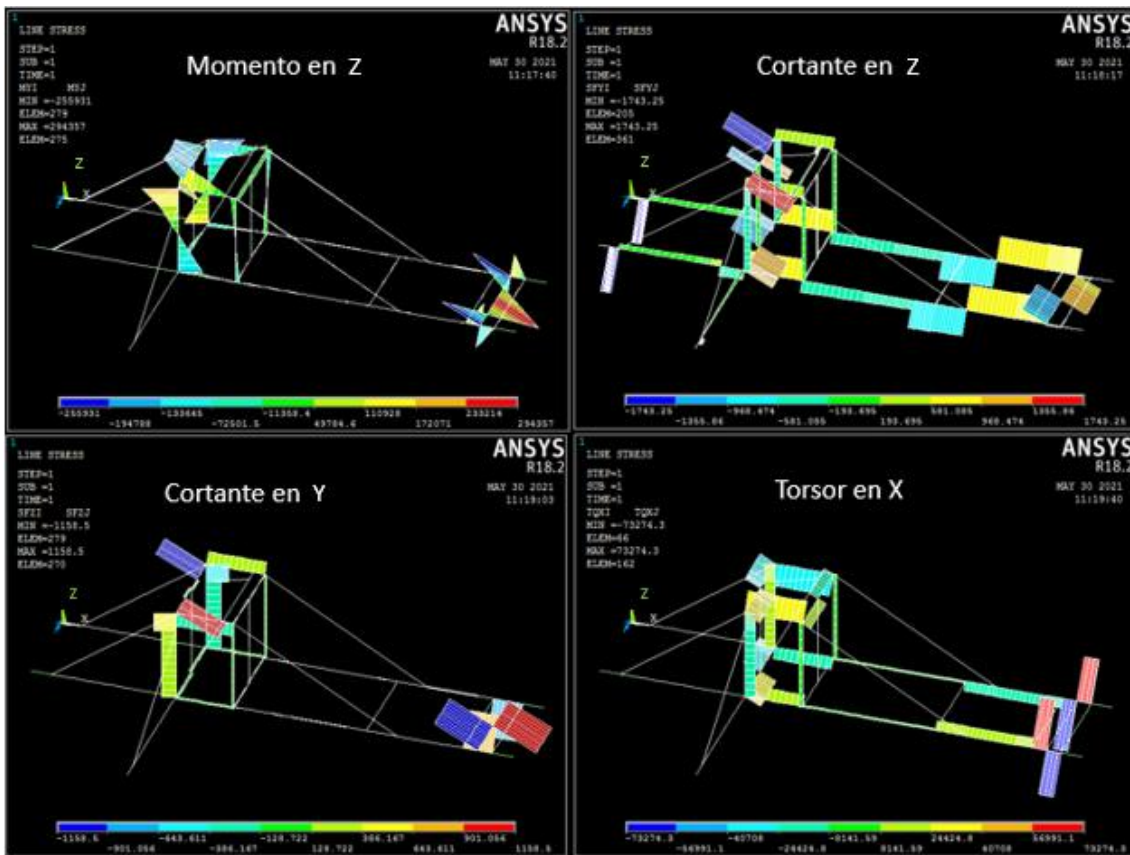


Figura 101. Momentos y fuerzas restantes.

A continuación se detallan los esfuerzos obtenidos para el elemento 148. Solo para este elemento pues para el 56 los signos cambian. Estos signos harán referencia a los ejes de coordenadas establecidos por Ansys sobre la estructura.

$$\begin{aligned}
 F_x &= -1158.5 \text{ N (Compresión)} & M_y &= 713003 \text{ Nmm} \\
 M_z &= 148.9 \text{ Nmm} & F_y &= -1.528 \text{ N} \\
 F_z &= 848.4 \text{ N} & T_x &= 13828 \text{ Nmm}
 \end{aligned}$$

13.2.3 - TENSIONES DE VON MISES

Por último, mediante el programa Ansys Clásico se pueden obtener los valores de las tensiones de Von Mises sobre la estructura. Estos valores serán comprobados posteriormente mediante cálculos utilizando las ecuaciones de resistencia de materiales.

Si los resultados mediante el método de elementos finitos y las ecuaciones clásicas es el mismo o parecido se puede decir que se dará por válida la solución. No obstante, este valor que proporcionará Ansys es bastante orientativo y de él se pueden extraer ciertas conclusiones.

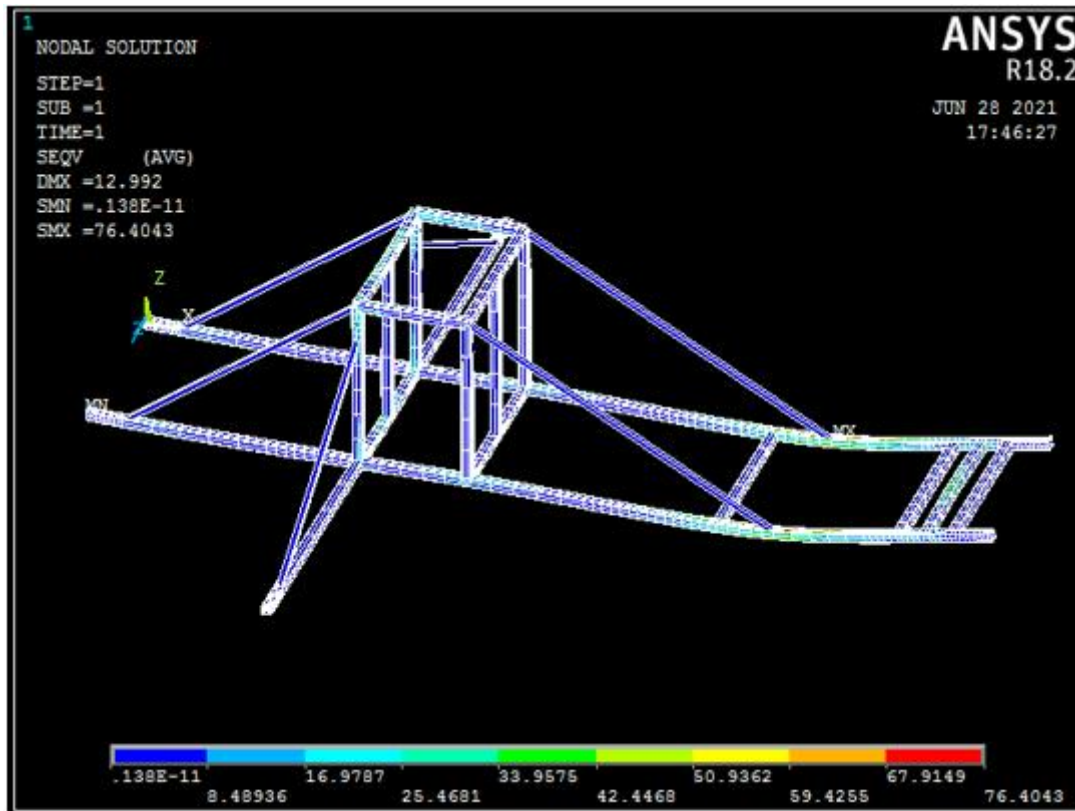


Figura 102. Tensiones en MPa sobre el conjunto pórtico de sujeción.

El valor máximo obtenido es de 76.4 MPa, en la zona del elemento estudiado, 56-148. Éste valor es bastante bajo y no supera el límite de fluencia del acero constructivo utilizado, por lo tanto se podría decir que el conjunto pórtico de sujeción aguantará con un coeficiente de seguridad 2, las solicitaciones más restrictivas con gran holgura.

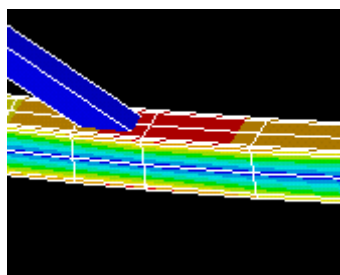


Figura 103. Detalle, lugar con mayor tensión, zona perteneciente al elemento 148.

13.3 - COMPROBACIÓN DE RESULTADOS MEDIANTE EL MÉTODO TRADICIONAL.

En este caso se calcularán las tensiones del elemento 148, el elemento que mayores esfuerzos aguanta, del conjunto pórtico de sujeción. Primero se deberán obtener los esfuerzos a los que es sometido ese elemento, después se tendrán que hallar los datos del área de la sección y sus momentos de inercia y finalmente se obtendrán las tensiones.

13.3.1 - OBTENCIÓN DEL ÁREA Y LOS MOMENTOS DE INERCIA.

Se procederá a calcular el área y los momentos de inercia de la sección del tubo cuadrado 50 x 50 x 4 mm. Al ser un elemento simétrico los momentos de inercia en el plano serán iguales, por lo que solo será necesario calcular uno de ellos. $I_z = I_y$.

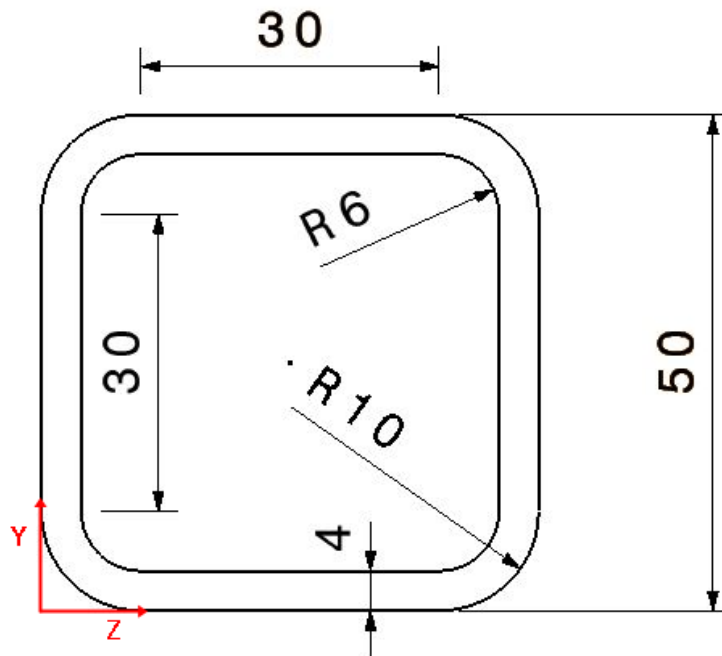


Figura 104. Sección del perfil 50x50x4

13.3.1.1.- Área.

Tanto para el cálculo del área como para el de la inercia se dividirá la sección en elementos conocidos más pequeños por facilidad de cálculo. En este caso, la sección se compone de 4 rectángulos y 4 radios, estos radios están formados por la resta entre un cuarto de circunferencia de radio 10 menos un cuarto de circunferencia de radio 6.

$$A_T = 4 * A_{\text{Rectángulo}} + 4 * (A_{\frac{1}{4} \text{ circunferencia } R10} - A_{\frac{1}{4} \text{ circunferencia } R6})$$

$$A_T = (30 * 4) * 4 + \left(\frac{\pi * 10^2}{4} - \frac{\pi * 6^2}{4} \right) * 4$$

$$A_T = 681.06 \text{ mm}^2$$

13.3.1.2.- Momento de inercia.

El momento de inercia se calculará mediante el teorema de Steiner, puede utilizarse para determinar el momento de inercia o segundo momento de área de un cuerpo rígido respecto a cualquier eje, a partir del momento de inercia del cuerpo respecto a un eje paralelo al anterior que pase a través del centro de masas del objeto, de la masa del objeto y de la distancia medida perpendicularmente entre ambos ejes. Es decir, que se podrán calcular las

inercias individuales de los elementos utilizados anteriormente y multiplicar su área por la distancia desde su centro de gravedad a unos ejes establecidos anteriormente. Una vez calculadas estas inercias individualmente se sumarán para obtener la inercia total de la sección.

Según lo explicado anteriormente primero se hallará la inercia de los 4 rectángulos que forman la sección. Para ello se necesita conocer el área y la distancia en el eje Y desde el centro de gravedad de cada uno de ellos hasta el punto O del eje de coordenadas dado en la *figura 104*.

Para el rectángulo:

$$I_Z = \frac{1}{12} * b * h^3 \quad CG_Y = \frac{h}{2}$$

Como solo se calculará la inercia en Z será necesario hallar únicamente la distancia al centro de gravedad en Y de cada una de las figuras.

$$I_{rectángulos} = (I_{Z1} + A_1 * YG_1^2) + (I_{Z2} + A_2 * YG_2^2) + (I_{Z3} + A_3 * YG_3^2) + (I_{Z4} + A_4 * YG_4^2)$$

$$\begin{aligned}
 I_{rectángulos} = & \left(\frac{1}{12} * 4 * 30^3 + 4 * 30 * (25 - 25)^2 \right) + \left(\frac{1}{12} * 30 * 4^3 + 4 * 30 * (25 - 48)^2 \right) \\
 & + \left(\frac{1}{12} * 4 * 30^3 + 4 * 30 * (25 - 25)^2 \right) \\
 & + \left(\frac{1}{12} * 30 * 4^3 + 4 * 30 * (25 - 2)^2 \right)
 \end{aligned}$$

$$I_{Rectángulos} = 145280 \text{ mm}^4$$

Para los radios. Cada uno estará formado por dos cuartos de circunferencia que se restan entre sí. Independientemente de que radio se trate tendrán la misma inercia respecto del eje de coordenadas, por lo que se calculará uno y se multiplicará por 4. Al igual que antes se proporcionarán las fórmulas necesarias para los cálculos.

$$I_Z = \frac{1}{16} * \pi * 10^4 - \left(\frac{\pi * 10^2}{4} \right) * \left(\frac{4 * 10}{3\pi} \right)^2$$

$$CG_Y = \frac{4 * r}{3\pi}$$

Al igual que antes la inercia se calculará solo para el eje Z por lo tanto solo habrá que saber la distancia entre el eje de coordenadas y el centro de gravedad del objeto respecto de Y.

$$\begin{aligned}
 I_{\text{radios}} = & \left(\frac{1}{16} * \pi * 10^4 - \left(\frac{\pi * 10^2}{4} \right) * \left(\frac{4 * 10}{3\pi} \right)^2 + 25\pi * (25 - 5.76)^2 \right) \\
 & - \left(\frac{1}{16} * \pi * 6^4 - \left(\frac{\pi * 6^2}{4} \right) * \left(\frac{4 * 6}{3\pi} \right)^2 + 9\pi * (25 - 7.46)^2 \right)
 \end{aligned}$$

$$I_z = 20852.7 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto una vez obtenidos los resultados individuales de los componentes que forman la sección solamente queda sumarlos para obtener la inercia total de la sección.

$$I_{z\text{Total}} = 145280 + 20852.7 * 4 = 228690.8 \text{ mm}^4$$

Como forma de comprobación se puede acceder al catálogo y buscar la inercia de la sección para un tubo 50x50x4 mm. Esta es de 229000 mm⁴ por lo tanto los cálculos realizados son correctos.

13.3.2 - CÁLCULO DE LAS TENSIONES EN EL ELEMENTO 148.

Existirán dos elementos con las mismas tensiones, que serán los elementos 56-148, los cuales son simétricos. Sus cargas serán las mismas pero el signo de estas será diferente, en este caso se calculará el elemento 148.

Los esfuerzos a los que estará sometido el elemento 148 serán:

$$F_x = -1158.5 \text{ N (Compresión)} \qquad M_y = 713003 \text{ Nmm}$$

$$M_z = 148.9 \text{ Nmm} \qquad F_y = -1.528 \text{ N}$$

$$F_z = 848.4 \text{ N} \qquad T_x = 13828 \text{ Nmm}$$

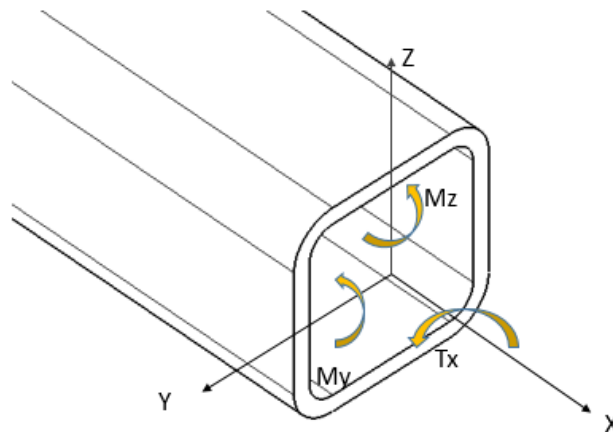


Figura 105. Distribución de momentos en la sección.

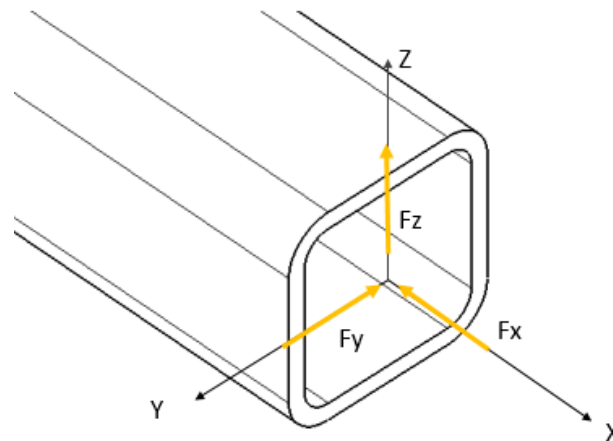


Figura 106. Distribución de fuerzas sobre la sección.

Atendiendo a la distribución de las fuerzas y los momentos sobre la sección y a los diagramas de esfuerzos que cada uno generaría se distingue un punto en particular sobre el que las tensiones deberían ser máximas. Dicho punto se encontrará en la parte superior de la sección, como se podrá ver a continuación, debido a que los esfuerzos más grandes, en este caso M_y y F_x , generaran sobre él una tensión normal elevada.

En este tipo de estados tensionales, se puede observar rápidamente cómo la componente normal de la tensión será mucho mayor que la componente tangencial, debida a los esfuerzos sobre la sección. Se podría llegar a la conclusión de que los esfuerzos tangenciales fuesen tan insignificantes que no se tendrían en cuenta, sin embargo en esta ocasión sí que se tendrán en cuenta.

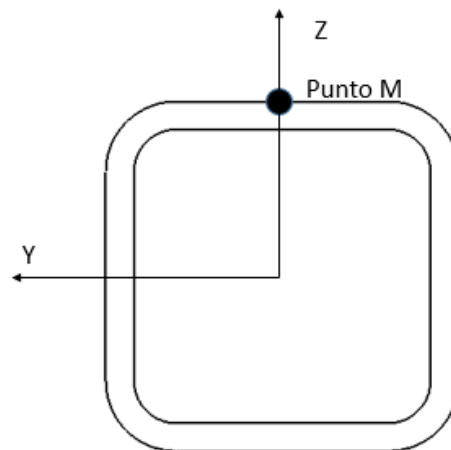


Figura 107. Punto a estudiar en la sección.

13.3.2.1.- Apoyo teórico.

A continuación se dará el apoyo teórico seguido para la realización de los cálculos. Según la teoría de resistencia de materiales [18], si se somete a un cuerpo a unas acciones externas se generarán dentro del mismo una serie de esfuerzos internos. Estos esfuerzos internos afectarán a un área, esta fuerza entre el área al que afecta se conoce como tensión. Al igual que una fuerza,

la tensión también se puede descomponer en σ , tensión normal al plano y τ , tensión tangencial al plano.

Dependiendo por tanto del plano de corte que se realice de una sección, las tensiones variarán. No así el estado tensional, el cual es único, por eso se dice que las tensiones no son vectores, sino tensores.

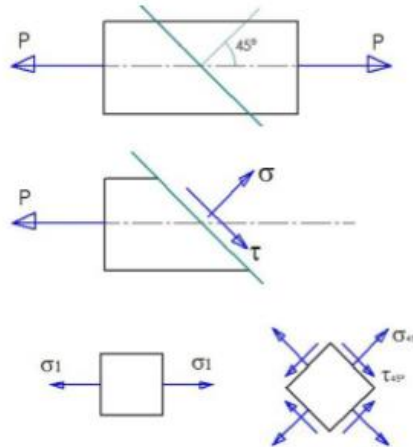


Figura 108. Tensiones que aparecen en un plano de corte a 45 grados.

Como se puede observar en la *figura 108*, si se realiza un corte de la pieza con un plano a 45° aparecerán una tensión normal y una tangencial. Sin embargo, si se realiza un corte por el mismo punto totalmente perpendicular a la línea neutra del sólido solo aparecerá sobre la cara de la sección una tensión normal a dicho plano de corte.

Esto se da tan solo para un esfuerzo de tracción o compresión puro, sin embargo sobre la sección de la viga a estudiar se dan fuerzas axiales y cortantes además de momentos flectores y torsores. A modo de resumen, las fuerzas axiales y los momentos flectores generarán tensiones normales al plano; mientras las fuerzas tangenciales y los momentos torsores generarán tensiones tangenciales.

Una fuerza axial generará una tensión constante en toda la sección, tensión que será de compresión o de tracción de acuerdo al tipo de fuerza. La tensión normal en una viga siempre se dirige en el eje longitudinal de la misma. Donde la tensión depende de la fuerza axial y el área de la sección.

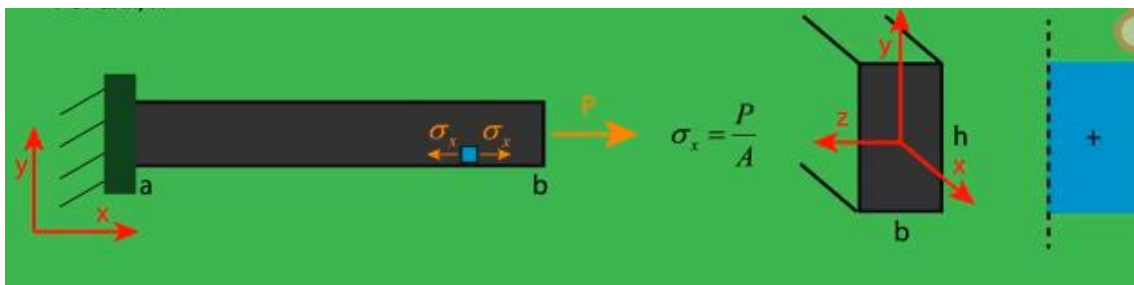


Figura 109. Tensión normal debida a una fuerza axial.

Por otra parte un momento flector también generará tensión normal en la viga. Si se aplica un momento flector, una parte de la viga quedará traccionada y la otra comprimida. Estas tensiones de tracción y compresión están separadas por la línea neutra, línea del perfil la cual no sufre ni alargamientos ni acortamientos y que por lo tanto no tiene tensión.

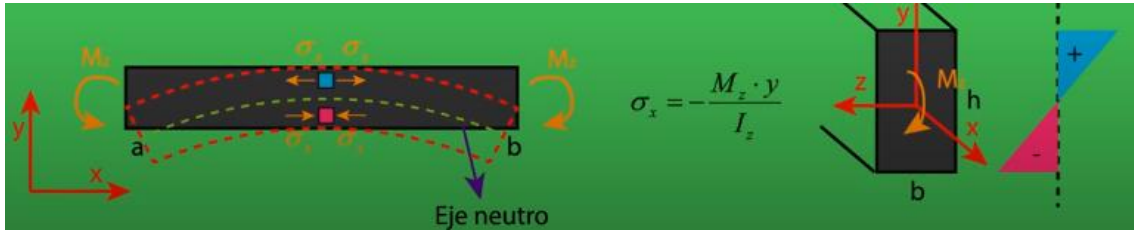


Figura 110. Tensión normal debida a un momento flector.

En este caso la tensión dependerá del momento flector, la distancia “Y” desde el eje neutro hasta la fibra a estudiar y el momento de inercia de la sección. El momento de inercia utilizado dependerá respecto de qué eje estará aplicado el momento flector. En el caso del perfil a calcular, al ser cuadrado el momento de inercia de los dos ejes en el plano es el mismo.

En el mismo plano se pueden dar dos tipos de momentos flectores diferentes, en el caso estudiado, existen momentos flectores respecto de Z e Y.

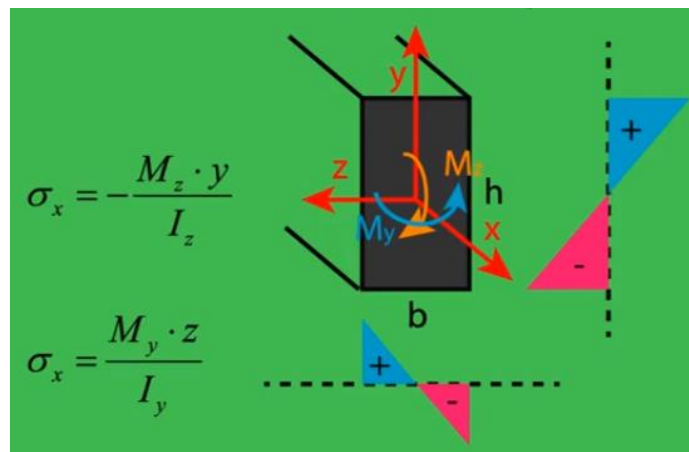


Figura 111. Tensiones normales debidas a momentos diferentes.

Por otro lado, una fuerza tangente o cortante provocará tensiones cortantes. Estas tensiones serán máximas en el centro del perfil y mínimas en los extremos. La tensión cortante dependerá de la fuerza cortante, el momento estático Q del área entre la fibra externa y la fibra estudiada respecto al eje central, la inercia y el espesor del perfil en esa fibra.

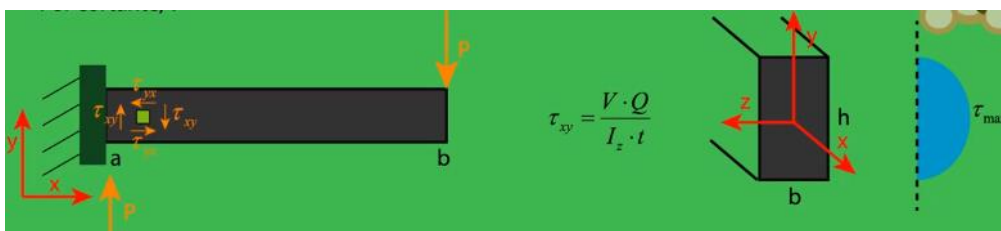


Figura 112. Tensión cortante debida a un esfuerzo cortante.

Para comprender mejor cómo se obtiene el momento estático, se realizará un pequeño ejemplo con un perfil rectangular como el de las figuras anteriores. El momento estático en el centro del perfil corresponde al valor del área de la mitad de la sección por la distancia del centro de gravedad de dicha sección a la fibra central. Por ese motivo, cuanto más externa es la fibra estudiada menor área existirá y por lo tanto menor será el valor del momento estático. De esta manera la tensión cortante debida a un esfuerzo cortante disminuye hasta 0 en los extremos.

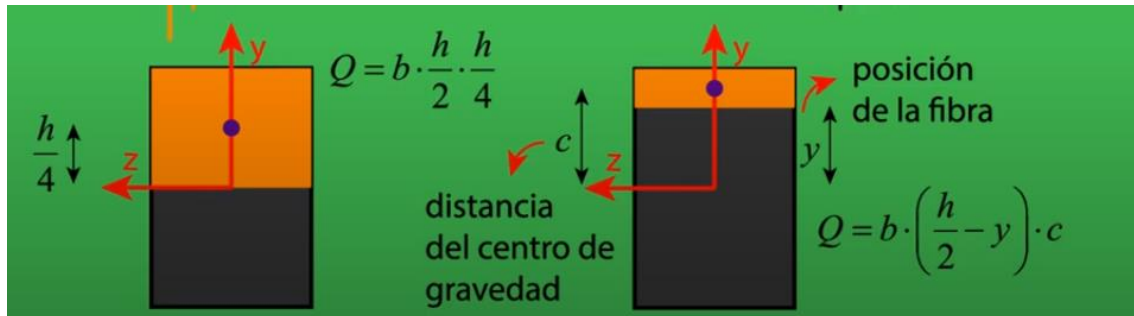


Figura 113. Momento estático Q de un perfil rectangular.

Por último, los momentos torsores también generarán tensiones tangenciales. Normalmente se estudian las tensiones provocadas por momentos torsores en vigas cilíndricas, cuya expresión es la siguiente:

$$\tau = \frac{T * r}{J}$$

Donde T es el valor del momento torsor, r es la distancia desde el centro hasta el punto estudiado (radio) y J es el momento polar de inercia de la sección. Esta fórmula solo sirve para perfiles circulares, cuya tensión máxima debida a un momento torsor se da en el exterior de la sección, por lo tanto cuanto mayor es el radio mayor será la tensión. En el centro del perfil no existirá tensión tangencial debida a la torsión. Por otro lado se puede calcular el ángulo de torsión entre extremos de una viga de sección circular mediante:

$$\theta = \frac{T * L}{G * J}$$

Donde T es el valor del momento torsor, L es la longitud del eje, J el momento polar de inercia y G el módulo de rigidez a torsión del material.

Sin embargo en el caso del conjunto pórtico de sujeción se hará necesario el estudio de cómo afecta un momento torsor a un perfil de sección cuadrada **[3]** y **[5]**. El problema radica en que cuando se aplica una torsión aun eje de sección circular, la sección solamente gira, no se deforma. En el caso de una sección cuadrada, la sección gira y se deforma, dejando de mantener dicha forma cuadrada. Esa deformación existente será visible para ángulos diferentes a 90° y 180°.

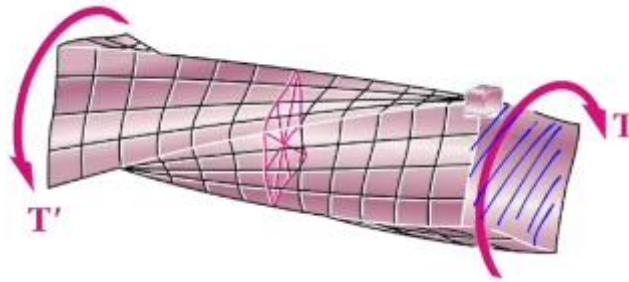


Figura 114. Torsión en un perfil de sección cuadrada.

Si se coge la sección más alejada de la sección en este caso se cogerá una esquina de dicha sección. Sobre dicho punto, no existirán esfuerzos cortantes. Los esfuerzos cortantes se dan por el deslizamiento de unas caras del material con otras.

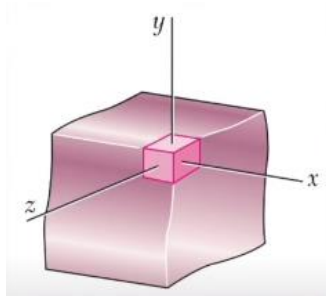


Figura 115. Punto más alejado de la sección.

Para comprender mejor porque no existe tensión cortante en dicha sección, hay que entender que la tensión cortante se da debida a un esfuerzo cortante cuando existen fuerzas que impiden el desplazamiento de dicha sección. Se podría entender más fácilmente como una fuerza de rozamiento. Si se divide una viga en pequeñas divisiones de manera que puedan desplazarse unas sobre otras, el esfuerzo cortante se daría en las divisiones cuyo desplazamiento no sería libre por el efecto del rozamiento con la cara de otra división. En la figura 116 se puede observar el funcionamiento descrito, entre las divisiones existirá una tensión cortante, en la cara superior de la viga, al no existir fuerza de rozamiento no existirá valor de esfuerzo cortante.

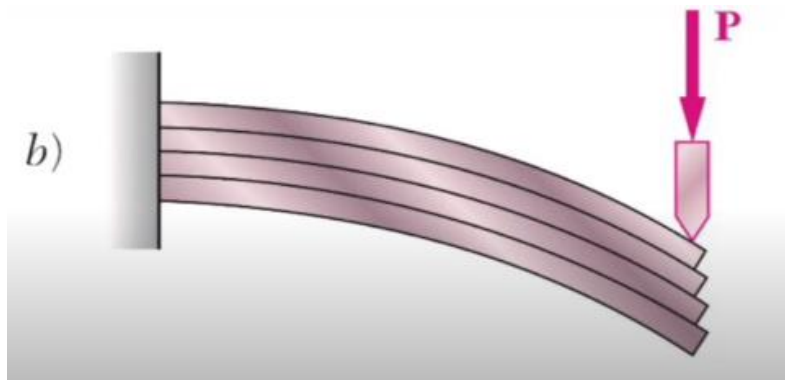


Figura 116. Viga sometida a una fuerza cortante.

Esta viga si se supone que ha sufrido un corte, también debería mostrar valores de esfuerzos cortantes sobre su sección. Por lo tanto, si se toma un punto de una esquina, en dicha esquina no existirán caras sobre las que exista un rozamiento y por lo tanto el desplazamiento de dicho punto será libre. Esto explica por qué los valores de la tensión cortante debido a una torsión en las esquinas son de cero.

Los máximos esfuerzos cortantes se mostrarán para una sección cuadrada en la mitad de la cara del perfil, como se puede apreciar a continuación sobre las líneas dibujadas en el perfil. Esto es debido a que la deformación más grande se dará sobre esas líneas, al contrario que sobre las esquinas, donde no existirá deformación.

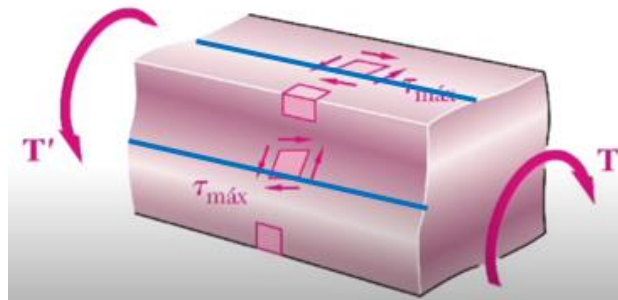


Figura 117. Líneas de máxima tensión cortante debida a un momento torsor sobre un perfil de sección cuadrada.

Una vez conocido esto, se puede decir que la tensión cortante máxima debida al momento torsor sobre un perfil tubular de sección cuadrada también se encontrará en el centro de la cara. A continuación se mostrará la fórmula que permitirá obtener la tensión máxima en los puntos mencionados. La explicación del desarrollo matemático de esta fórmula es bastante profunda, ha sido estudiada y analizada, sin embargo no se proporcionará su desarrollo en el proyecto. Los desarrollos se pueden seguir en diversos documentos de internet, el escogido en este proyecto proviene de la Universidad de los Andes en Venezuela, la cual realiza un análisis en profundidad que permite calcular la tensión máxima y el ángulo de torsión entre extremos en todo tipo de secciones prismáticas. El acceso al documento utilizado se proporcionará en la bibliografía.

Primero se debe verificar si el perfil es de pared delgada, para ello debe cumplir que la medida de un lado entre el espesor sea mayor o igual que 0. Una vez verificado se podrá aplicar la siguiente fórmula:

$$\tau = \frac{T}{2 * d_1 * d_2 * t}$$

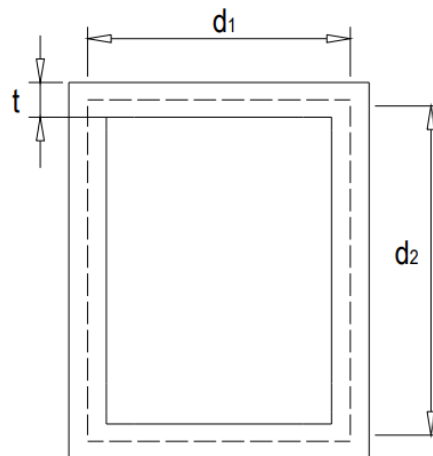


Figura 118. Perfil rectangular hueco.

Se debe destacar que la fórmula está diseñada para perfiles rectangulares huecos, por lo que habrá que adaptarla a los perfiles cuadrados de la siguiente manera:

$$\tau = \frac{T}{2 * d^2 * t}$$

Donde T es el momento torsor, d es la longitud de un lado y t el espesor del perfil. Dentro del perfil no se tendrán en cuenta los radios de las esquinas.

13.3.2.2.- Desarrollo de los cálculos.

A continuación se mostrarán los cálculos realizados para la obtención de la tensión sobre el punto M antes mostrado, punto el cual soportará las mayores tensiones de acuerdo a lo visto anteriormente.

Sobre el punto M se darán las tensiones máximas provocadas por:

- El momento flector Y.
- El momento Torsor X.
- La fuerza X de compresión.
- La fuerza cortante Y.

El resto de fuerzas y momentos no actuarán sobre el punto M. Primero se obtiene la tensión normal:

$$\sigma_x^N = \frac{N}{A} = \frac{1158.5}{681.06} = 1.7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x^M = \frac{Mz * y}{I_z} = \frac{713003 * 25}{228690.8} = 76.7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = 76.7 + 1.7 = 78.4 \text{ Mpa}$$

Ahora se obtiene la tensión tangencial, para ello se deberá obtener el valor del momento estático Q_z:

$$Q_z = A * d = 50 * 25 * \left(\frac{25}{2}\right) = 15625 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{zx}^V = \frac{V * Q_z}{I_z * b} = \frac{1.52 * 15625}{228690.8 * 50} = 0.002 \text{ MPa}$$

$$\tau_{zx}^T = \frac{T}{2 * d^2 * t} = \frac{13828}{2 * 50^2 * 4} = 0.69 \text{ MPa}$$

$$\tau_{zx} = 0.69 - 0.002 = 0.688 \text{ MPa}$$

Ahora se utiliza Von Misses para obtener un estado tensional equivalente.

$$\sigma_{eq\ VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = 78.4 \text{ MPa}$$

Existe una variación de 2 MPa entre el resultado obtenido por Ansys Mechanical y el resultado obtenido a mano, esto se debe a que para el resultado obtenido a mano se ha calculado la inercia de la sección teniendo en cuenta sus radios, en cambio, en Ansys se ha introducido una sección sin radios. El valor obtenido por estos cálculos no superará el límite de fluencia del material con un coeficiente de seguridad 2.

$$\sigma_{VM} < \frac{\sigma_{yp}}{2}$$

$$78.4 < \frac{355}{2}$$

$$78.4 < 177.5$$

13.3.3 - RESUMEN DE RESULTADOS Y VALIDACIÓN DE LA ESTRUCTURA.

En este apartado se proporcionará una tabla con los datos obtenidos en el análisis y el máximo valor que pueden alcanzar con el propósito de tener los resultados de manera más directa y unificada. Si cumplen los objetivos propuestos en el inicio del análisis el diseño de la estructura se dará por válido. A su vez se darán unas pequeñas conclusiones acerca de los resultados obtenidos.

Deformación	Máxima existente	Máxima admisible	Condición
	δ_{max} (mm)	δ_{adm} (mm)	$\delta_{max} < \delta_{adm}$
	11.9	30	Cumple
Tensión	Máxima existente	Fluencia del material	Condición
	σ_{max} (Mpa)	σ_{yp} (Mpa)	$\sigma_{max} < \sigma_{yp}/2$
	78.4	355	Cumple
Nº de apoyos	Trabajan	Minimo trabajando	Condición
	10	4	Cumple

Tabla 9. Validación de resultados obtenidos.

Los objetivos se cumplen con holgura, esto se debe a que la plataforma está diseñada para poder lanzar cohetes de más de 3 metros de altura y 200 kilogramos de peso.

14 - ESTUDIO DE UNA UNIÓN STARMODUL 0055-05.

Las uniones Starmodul 0055-05 son elementos comerciales que se utilizan para unir una barra con otra mediante una unión atornillada, estos elementos han sido previamente ensayados por el fabricante. Según los datos proporcionados por este y teniendo acceso directamente a los resultados de los ensayos experimentales realizados a este tipo de uniones, las cargas que se aplicarán sobre estas en la plataforma de lanzamiento no serán suficientemente grandes como para hacer que fallen.

Sin embargo, se ha modelado una unión Starmodul 0055-05 y ha sido sometida a ciertas cargas con el objetivo de observar cómo trabaja junto con las barras. Las uniones se dan por buenas, a pesar de ello se quiere identificar frente a un tipo de carga cuál de los elementos que se encuentran en la unión sufre mayores tensiones. Si se diese el caso de que las barras que son unidas son las que aguantan mayores sollicitaciones se debería estudiar estas para saber si aguantan o no. Si es la unión la que sufre mayores tensiones, se compararán dichas tensiones con los ensayos experimentales realizados por el fabricante para saber si fallarán o no. En ningún caso este análisis servirá para validar o no validar una unión Starmodul.

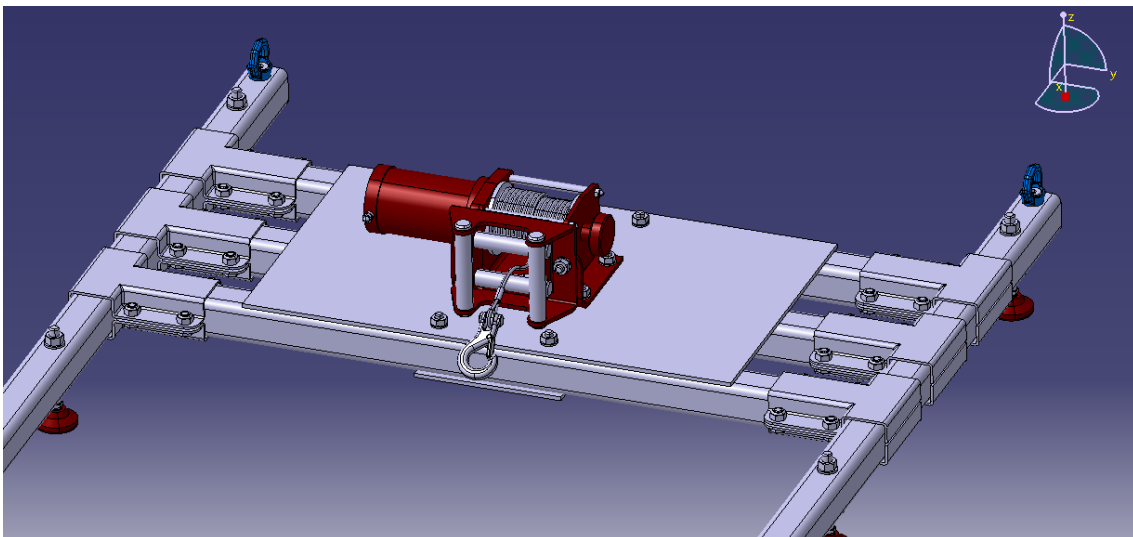


Figura 119. Union Starmodul 0055-05 del conjunto pórtico de sujeción.

En este punto, primero se realizará el análisis mediante un software de elementos finitos y se explicarán las decisiones tomadas para realizar el modelo y finalmente el ensayo.

Tras esto, se presentarán los resultados obtenidos y se compararán contra los ensayos experimentales con el objetivo de validar el tipo de unión estudiada.

El objetivo principal del análisis es:

- Observar el comportamiento de la unión Starmodul 0055-05 frente a cargas elevadas. Obteniendo los lugares aproximados en los que dará fallo por las tensiones generadas.

14.1 - ANALISIS MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.

Se va a modelar la unión entre dos barras en el programa Ansys Workbench, que permitirá introducir la geometría tal cual ha sido diseñada. Se detallarán las simplificaciones realizadas, el mallado utilizado y el tipo de material.

14.1.1 - TIPO DE ANÁLISIS.

El análisis principal será del tipo estático no lineal. Estático debido al tipo de cargas que afectan al modelo estudiado, se asumirán como no variables respecto al tiempo. No lineal, debido al tipo de contactos utilizado en el análisis, los contactos del tipo “fricctional” son contactos no lineales, cuya rigidez varía en función de la superficie de contacto.

Existen otros dos análisis que se realizaron antes del final con el objetivo de estudiar el comportamiento y las deformaciones sufridas por la unión de maneras alternativas. Dichos análisis se han realizado de manera estática lineal, por ser análisis cuyos contactos se han definido como “Bonded” el cuál es un contacto con comportamiento puramente lineal.

14.1.2 - PREPARACIÓN DEL MODELO.

La unión que se va a estudiar forma parte del conjunto pórtico de sujeción. Se tratan de uniones que sufrirán las cargas generadas por la tensión del cable. A simple vista existen 6 uniones bajo una placa sobre la que se montará el motor.

Debido a que el objetivo de este análisis es el de comprender el funcionamiento de las uniones, no se modelará toda la estructura, solo la parte de esta necesaria para aplicar la carga a una sola unión. Por lo tanto, se pasará de tener una estructura con 6 uniones a una con una sola, de esta manera se podrá observar el funcionamiento más fácilmente.

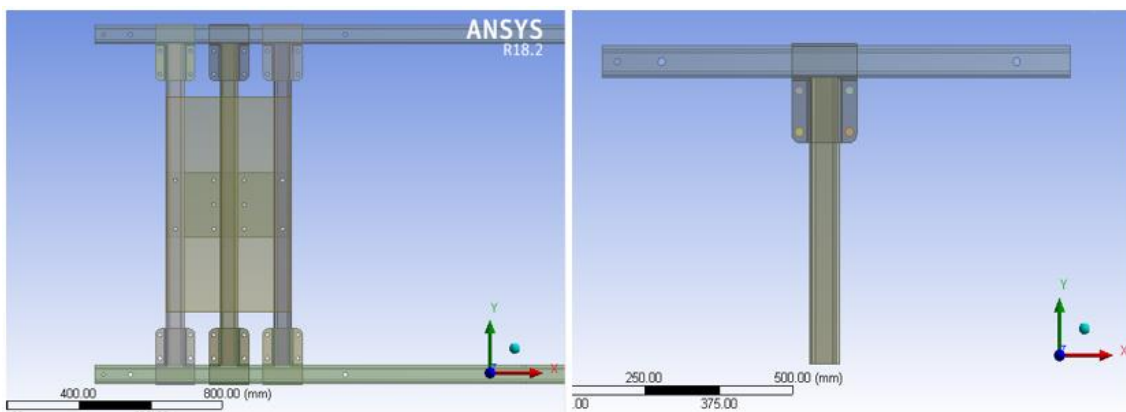


Figura 120. Simplificación de la estructura en una sola unión Star modul.

A la hora de aplicar las cargas, esta se dividirá entre dos, pues se modelará solo una unión, sin embargo se debe tener en cuenta que la carga a la que será sometido dicho modelo no se dará sobre la estructura en ningún caso, por haber suprimido del modelo elementos como las placas y las otras tres uniones que aportarían una gran rigidez.

Es por ello que los resultados deberán utilizarse solo para saber cuál de los elementos, unión o barra, estará sometido a mayores solicitaciones y por lo tanto cuál de los dos será el elemento más restrictivo del diseño.

En ningún caso este ensayo podrá decidir si la unión es válida o no, para saber si resistirá las cargas, habrá que atender a los ensayos experimentales realizados por el fabricante.

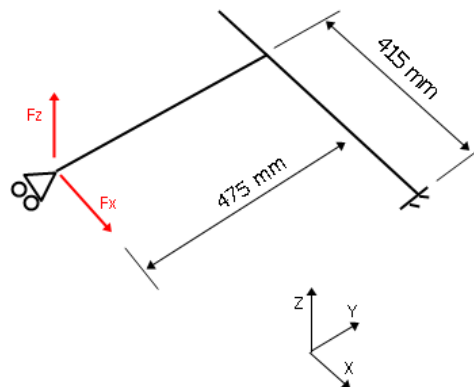


Figura 121. Esquema simplificado del ensayo a realizar

14.1.3 - SIMPLIFICACIONES REALIZADAS.

Tras la preparación del modelo para ser ensayado, solo se ha realizado una simplificación, se han eliminado los tornillos y tuercas de la unión para que estos puedan ser rediseñados con una geometría más sencilla dentro de Ansys Workbench. Por otra parte, la barra sobre la que se aplicarán las fuerzas tendrá la mitad de la longitud que la barra real, y la barra que tendrá un extremo empotrado puede adoptar una medida cualquiera, en este caso será de 415 mm.

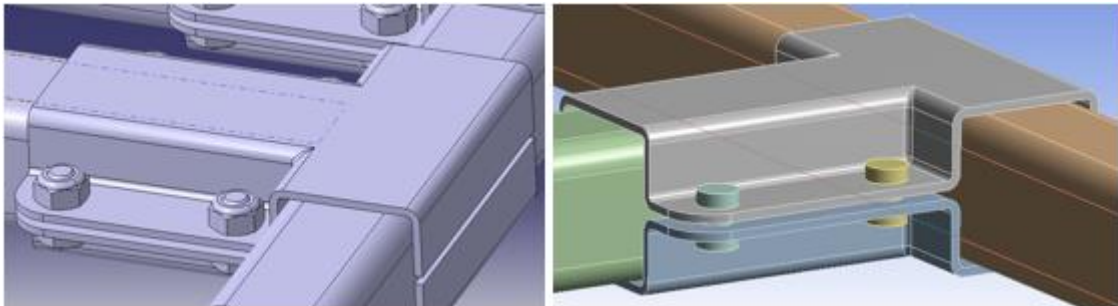


Figura 122. Izquierda: Unión real. Derecha: Unión simplificada, tornillos creados en Ansys.

14.1.4 - ALTERNATIVAS SURGIDAS DURANTE EL PROCESO.

Durante el proceso de modelaje, han surgido diferentes alternativas y ensayos que se tendrán en cuenta antes de llegar a la geometría definitiva.

14.1.4.1.- Modelo de barras con contacto bonded.

Este modelo se trata de la unión de dos barras mediante un contacto bonded que restringe totalmente su desplazamiento y fricción. Esta prueba servirá más adelante para comparar las tensiones y desplazamientos generados sobre las barras con y sin unión, y comprobar cómo la unión es un elemento que no se puede suprimir. Este análisis será del tipo estático lineal, por cumplir todos los requisitos para ser un análisis de este tipo.

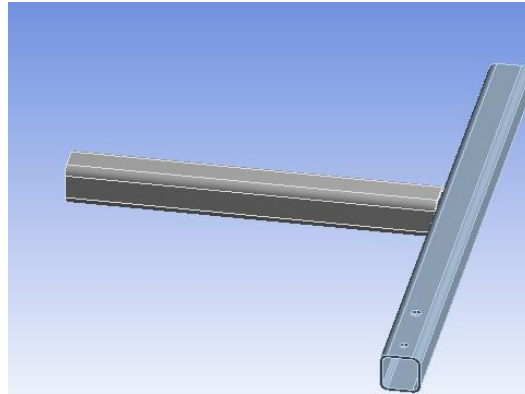


Figura 123. Union Barra-Barra mediante contacto Bonded.

En este caso se obtienen las siguientes deformaciones y tensiones, el valor máximo de las deformaciones se dará en el punto de aplicación de la fuerza y el valor máximo de las tensiones en la unión entre las dos barras. Este análisis no se puede utilizar para observar las tensiones sobre la unión, y si se quiere conocer el comportamiento de esta no se podrá utilizar por ser un análisis que no representa la realidad.

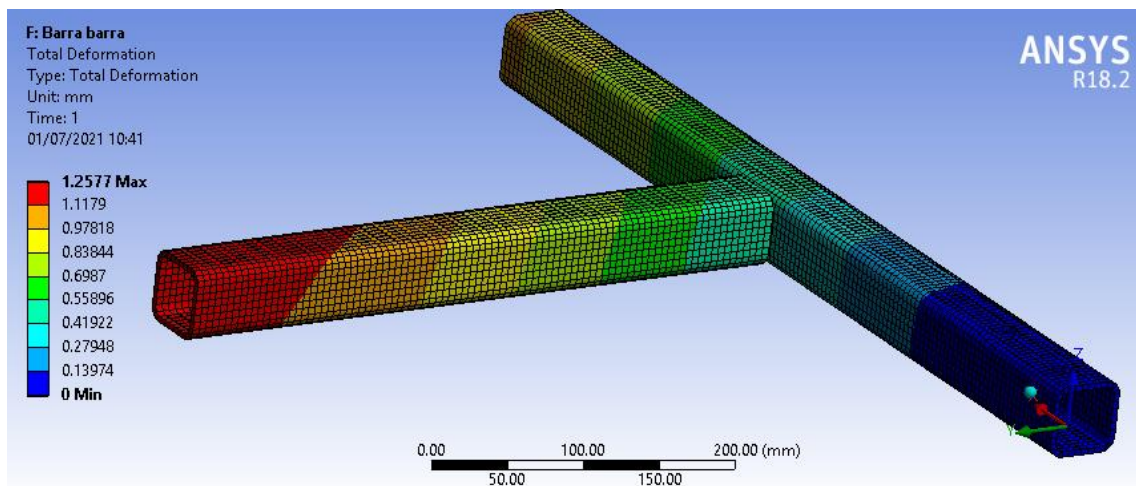


Figura 124. Deformación en milímetros sobre el modelo barra-barra. Escala 1:1.

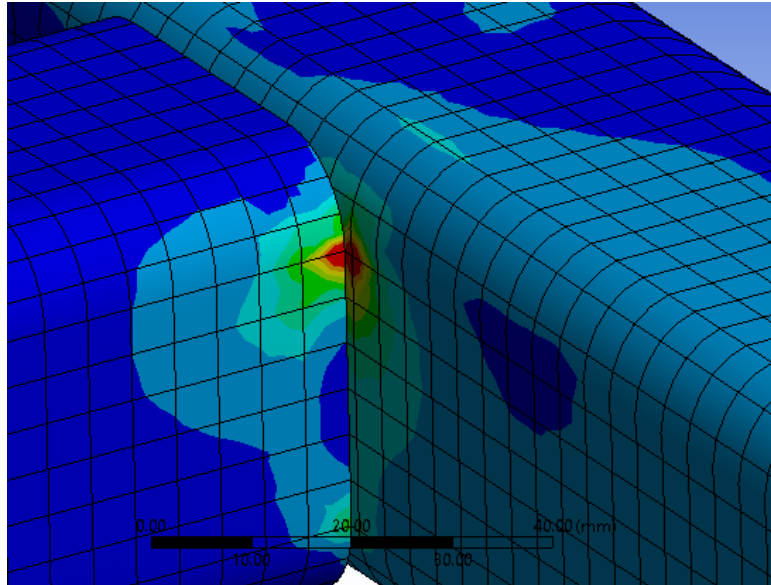


Figura 125. Unión entre las dos barras. Tensión máxima de 230 Mpa.

La tensión máxima en este caso se da en la unión entre las dos barras, es bastante pequeña y focalizada.

14.1.4.2.- Modelo unión sin tornillos.

Se ha pensado modelar toda la geometría y suprimir los tornillos de la unión sustituyéndolos por un contacto "Bonded" del tipo normal, entre las caras de la unión que están en contacto entre ellas. De esta manera se podría realizar un análisis estático lineal. Esta opción reduciría el número de pasos de carga del modelo a 1, pues no es necesario la precarga de los tornillos al haberlos suprimido, y por lo tanto también reduciría el coste computacional enormemente. Además, se reduciría el coste computacional por ser un análisis del tipo lineal.

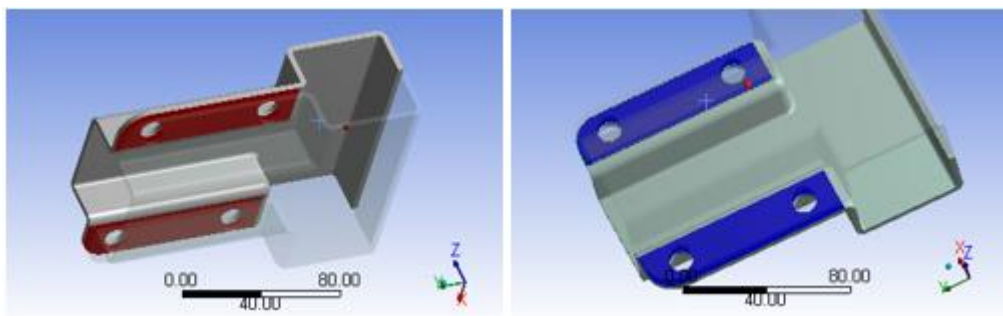


Figura 126. Contacto Bonded definido en la unión Starmodul 0055-05

Sin embargo, como se podrá observar, el programa era incapaz de dar una solución correcta a este modelo, puede que por que las caras que tenían el contacto "Bonded" estaban demasiado separadas entre ellas. Tras realizar el ensayo, se realiza el sumatorio de momentos sobre el empotramiento como primer paso a realizar para validar el ensayo. En este caso el sumatorio de momentos no daba igual a 0 por lo que se acaba descartando este modelo.

14.1.5 - CONTACTOS

Una vez estudiados los modelos anteriores se pasará a estudiar el modelo definitivo y su funcionamiento. Como se ha mencionado anteriormente éste será un análisis estático no lineal. La no linealidad será debida al tipo de contactos **[6]** y **[16]** utilizados en el modelo. Los contactos “frictional” son contactos que permiten la separación entre piezas y su desplazamiento, este desplazamiento vendrá dado por un coeficiente de rozamiento que se tendrá que definir.

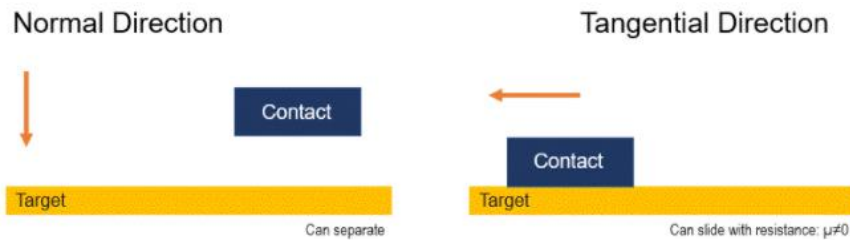


Figura 127. Funcionamiento de un contacto Frictional.

En el modelo existirán diferentes contactos, los contactos entre las barras y el soporte, los contactos entre los tornillos y el soporte y el contacto entre las propias barras. Los contactos entre los tornillos y el soporte se asumirán como “Bonded” debido al funcionamiento de estos se supondrá que no puedan separarse las caras del contacto ni desplazarse tangencialmente. Al fin y al cabo en una unión atornillada de este tipo los tornillos no se mueven de su sitio.

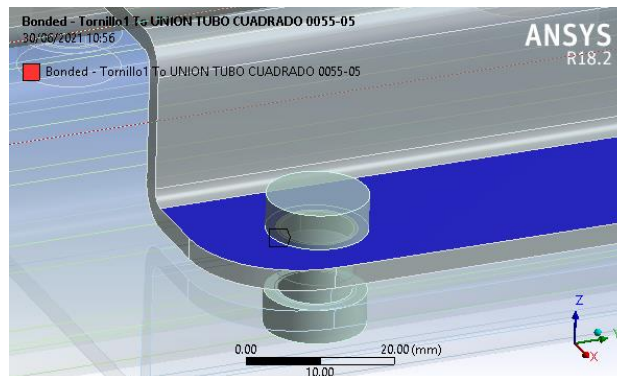


Figura 128. Contacto Bonded entre tornillo y unión.

El resto de contactos serán del tipo “frictional” con un coeficiente de rozamiento de 0.3. Esto es debido a que pueden existir pequeños desplazamientos y separaciones entre el soporte y las barras debido a las fuerzas exteriores. Particularmente este tipo de separaciones se dará entre la barra empotrada y el soporte, por tener que aguantar momentos torsores.

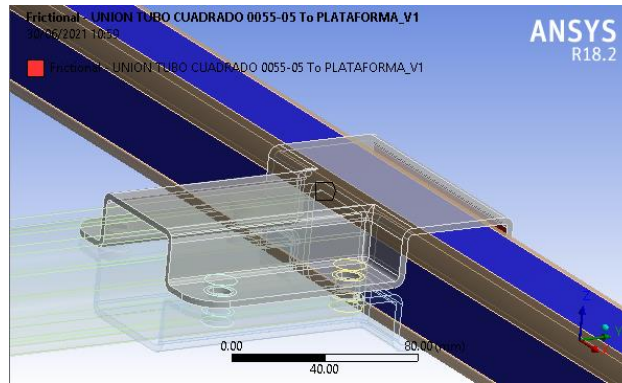


Figura 129. Contacto Frictional entre soporte y barra.

Finalmente, se debe destacar que no existirá un contacto entre las caras del soporte, a lo sumo se podría considerar un contacto “Frictionless” por si chocasen las caras entre ellas. Esto se analizará en los resultados.

14.1.6 - MALLADO Y MATERIAL.

En cuanto al tipo de material, será necesario definir tantos aceros como tipos diferentes de estos existan en el modelo. En este caso se distinguirán entre dos tipos, el acero estructural para las barras y el soporte y el acero para tornillos.

- Acero Estructural para barras.
 - Módulo de Young $E=210000$ MPa
 - Coeficiente de Poisson $V=0.3$
 - Densidad $D=7.85 \times 10^{-6}$ Kg/mm³
 - Límite elástico $\sigma_{yp}= 355$ MPa.

- Acero para tornillos (8.8).
 - Módulo de Young $E=210000$ MPa
 - Coeficiente de Poisson $V=0.3$
 - Densidad $D=7.85 \times 10^{-6}$ Kg/mm³
 - Límite elástico $\sigma_{yp}= 640$ MPa.

En ambos casos es muy importante introducir en Ansys Workbench el límite elástico de los materiales, para que de este modo el programa identifique que se encuentra ante un análisis no lineal.

En cuanto al mallado, se realizará un mallado hexaédrico, con el que se pueda obtener la variación de tensión a lo largo del modelo de manera precisa. El tamaño de elemento deberá garantizar una correcta relación de aspecto para evitar la creación de elementos baldosa. Este tipo de elementos son comunes en mallados de objetos de poco espesor como son los tubos.

Por otra parte, será importante mallar los tornillos con un tamaño pequeño y elementos hexaédricos, con el objetivo de que las tensiones se transmitan correctamente. Además, en los elementos que suelen sufrir una precarga, está a menudo no funciona correctamente si se han utilizado mallados tetraédricos de grandes tamaños.

Elemento	Unidades	Tipo de malla	Orden de elemento	Tamaño de elemento
Perfil cuadrado 50x4	2	Hexaedro	Superior	5 mm
Soporte Starmodul 005-05	1	Hexaedro	Superior	5 mm
Tornillos	4	Hexaedro	Superior	1 mm

Tabla 10. Tipo de malla de cada elemento del modelo.

No se ha utilizado el método de mallado en cáscara debido a que da grandes problemas por el tipo de geometría de ciertos elementos.

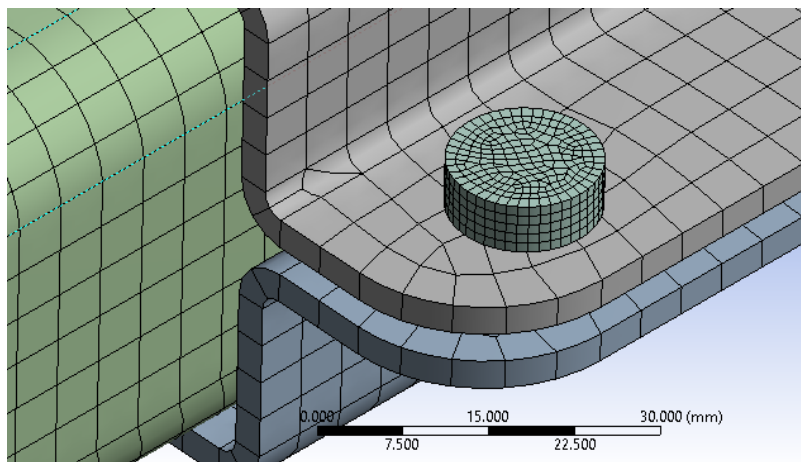


Figura 130. Detalle de la malla creada.

14.1.7 - CONDICIONES DE CONTORNO Y CARGAS.

14.1.7.1.- Cargas.

Para la aplicación de las cargas se tendrán en cuenta dos cosas. La aplicación de una pretensión en los tornillos y la aplicación de los esfuerzos externos. Para ello se crearán dos pasos de carga dentro de Ansys Workbench. En el primero de los pasos de carga se le aplicará al tornillo una pretensión (40% de su límite de fluencia) y en el segundo paso de carga, se fijarán los tornillos y se aplicarán las cargas externas.

Se ha escogido precargas los tornillos con una carga que implique el 40% de fluencia para evitar que las dos partes de la unión se separen. Además, si se precargan los tornillos con mayores fuerzas pueden provocar grandes tensiones sobre las paredes de la unión que no se desean. A continuación se calcula la precarga de los tornillos:

$$640 * 0.4 = 256 \text{ MPa.}$$

$$256 = \frac{F}{\pi * 2.5^2}$$

$$F = 5026 \text{ N}$$

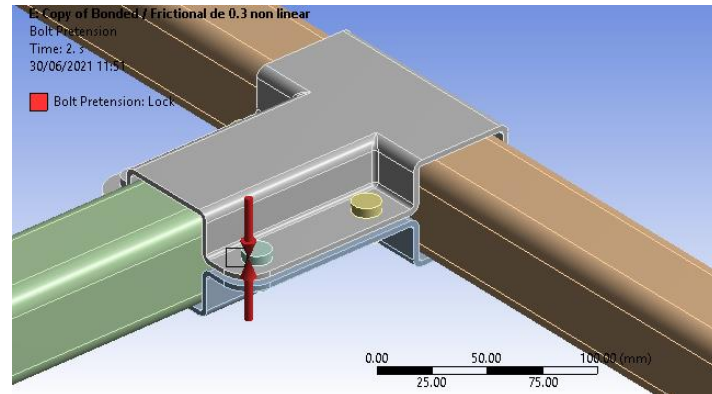


Figura 131. Pretensión del tornillo.

Las cargas externas que se aplicarán serán las correspondientes a la tensión del cable debido a un cohete de 3 metros y 200 kilogramos. Estas cargas se han obtenido en el apartado “Cálculos previos al estudio de los elementos de la plataforma de lanzamiento”.

- Tensión en el cable:
 - Eje X: 2654 N.
 - Eje Z: 2461 N.
- Peso del motor y las placas:
 - Eje Z: 167.7 N.

Estas son las fuerzas existentes sobre todo el sistema, debido a que este ha sido reducido y simplificado a la mitad, las cargas también se deberán dividir entre dos. De esta manera, quedarán aplicadas sobre la sección uno de los tubos con los siguientes valores:

- Eje X: 1327 N.
- Eje Z: 1146.6 N.

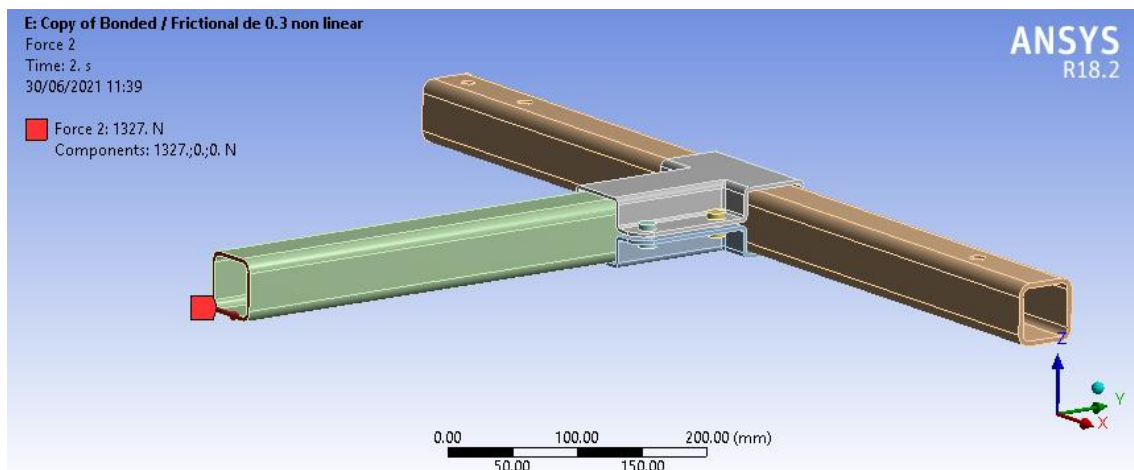


Figura 132. Lugar de aplicación de las cargas externas.

14.1.7.2.- Condiciones de contorno.

Existirán sobre el modelo dos condiciones de contorno diferentes, debidas al tipo de simplificación realizada. Sobre una de las barras, la que se une al conjunto pórtico de sujeción, se asumirá un empotramiento, pues no se podrá desplazar este extremo ni girar.

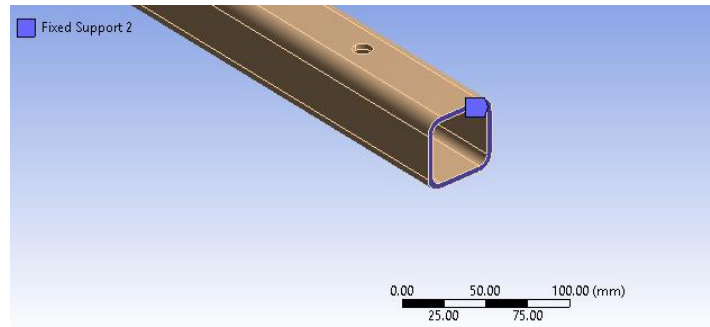


Figura 133. Empotramiento sobre la barra que se une al conjunto pórtico de sujeción.

Sobre la cara libre de la otra barra, lugar donde se han colocado las cargas externas, al tratarse de una barra unida a otra se asumirá una restricción de desplazamiento en el eje Y. Si se observa el sistema desde fuera, la estructura de la placa con el motor podrá desplazarse en Z y en X. Al realizar un corte sobre esta mitad, la barra cortada no podrá desplazarse en Y porque se encontraría con el otro tramo de barra, sin embargo, seguirá pudiendo desplazarse de la misma manera que lo haría el conjunto completo.

14.2 - DESCRIPCIÓN DE RESULTADOS DEL ESTUDIO DE UNA UNIÓN STARMODUL 0055-05.

En este apartado se visualizarán los resultados obtenidos en el ensayo. Comprobando la deformación de los elementos, los tipos de fallo que se pueden dar en la unión Starmodul, donde se generan las tensiones máximas sobre dicha unión y sobre las barras. Finalmente se comprobarán los resultados de los ensayos experimentales y se elaborarán unas conclusiones acerca del comportamiento y utilización de estas uniones.

14.2.1 - COMPROBACIÓN DEL EQUILIBRIO ESTÁTICO.

Antes de comenzar con la visualización de los resultados se debe validar que el propio análisis se haya realizado correctamente. Para ello se deberá comprobar el equilibrio estático del modelo, en este caso sobre el empotramiento. Si el equilibrio estático se cumple y se anulan los momentos y las fuerzas será un indicador de que el análisis se ha realizado correctamente (no se trata del único indicador de validez del análisis, pero sí uno muy importante. Si se observan deformaciones sin sentido o desplazamientos y tensiones que no deberían aparecer puede que se estén dando sobre el análisis ciertos errores).

Results		Results	
<input type="checkbox"/> X Axis	-1327.4 N	<input type="checkbox"/> X Axis	0. N
<input type="checkbox"/> Y Axis	-740.34 N	<input type="checkbox"/> Y Axis	740.34 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	-1146.6 N	<input type="checkbox"/> Z Axis	0. N
<input type="checkbox"/> Total	1903.9 N	<input type="checkbox"/> Total	740.34 N

Figura 134. Izquierda: Fuerzas sobre el empotramiento. Derecha: fuerzas sobre el apoyo desplazable.

Results		Results	
<input type="checkbox"/> X Axis	60069 N·mm	<input type="checkbox"/> X Axis	4.8483e+005 N·mm
<input type="checkbox"/> Y Axis	-4.7579e+005 N·mm	<input type="checkbox"/> Y Axis	0. N·mm
<input type="checkbox"/> Z Axis	1.2675e+005 N·mm	<input type="checkbox"/> Z Axis	-4.5002e+005 N·mm
<input type="checkbox"/> Total	4.9603e+005 N·mm	<input type="checkbox"/> Total	6.615e+005 N·mm

Figura 135. Izquierda: momentos sobre el empotramiento. Derecha: momentos sobre el apoyo desplazable.

Las fuerzas se comprueba que cumplen el equilibrio estático, por lo tanto se realizará el sumatorio de momentos sobre el empotramiento:

$$\sum M_x = 0;$$

$$60069 + 4.8483 * 10^5 - 1146.6 * 475 = 0$$

$$264 = 0$$

$$\sum M_y = 0;$$

$$-4.7579 * 10^5 + 1146.6 * 415 = 0$$

$$49 = 0$$

$$\sum M_z = 0;$$

$$1.2675 * 10^5 - 4.5002 * 10^5 + 1327.4 * 475 - 740.34 * 415 = 0$$

$$3.9 = 0$$

Todos los sumatorios de momentos cumplen con el equilibrio estático. Hay que recordad que Ansys no saca exactamente los momentos en cada uno de los puntos y que siempre existirán errores. Estos errores son totalmente admisibles.

14.2.2 - TENSIONES Y DEFORMACIONES.

La deformación máxima es de 1.52 milímetros y se da en la cara del tubo sobre la que se aplican los esfuerzos y en el extremo libre del tubo empotrado. A través de las deformaciones y ampliando estas se puede observar el posible comportamiento de la unión frente a esfuerzos más grandes. Frente a grandes cargas la unión se deformará y se acabará abriendo por la zona en la que no existen tornillos.

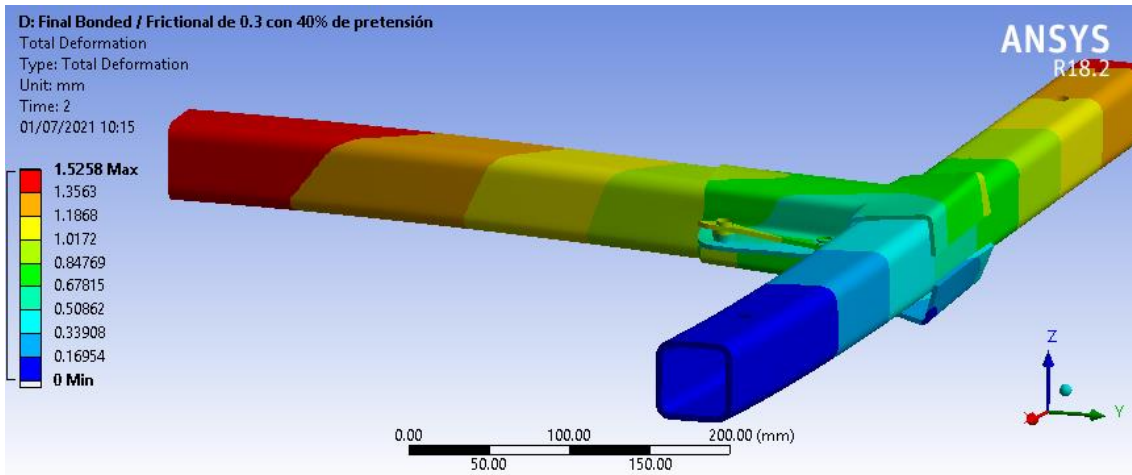


Figura 136. Deformación en mm del modelo estudiado. Escala 33:1

Por otro lado se buscará observar donde se dan las tensiones máximas, en la unión o sobre las barras. Como se puede observar a continuación en la *figura 137* la tensión máxima se dará en las paredes del tornillo y tendrá un valor máximo de 678 MPa. Esta tensión máxima se encuentra muy focalizada por lo que se asume que la zona que plastificará será muy pequeña y por lo tanto no afectará al modelo. Además también se darán tensiones superiores al límite de fluencia sobre las paredes de la unión. Se debe recordar que este análisis se ha realizado con el objetivo de comprender el funcionamiento de la unión frente a cargas externas, en ningún caso las tensiones resultantes en el modelo completo serían las obtenidas en el ensayo.

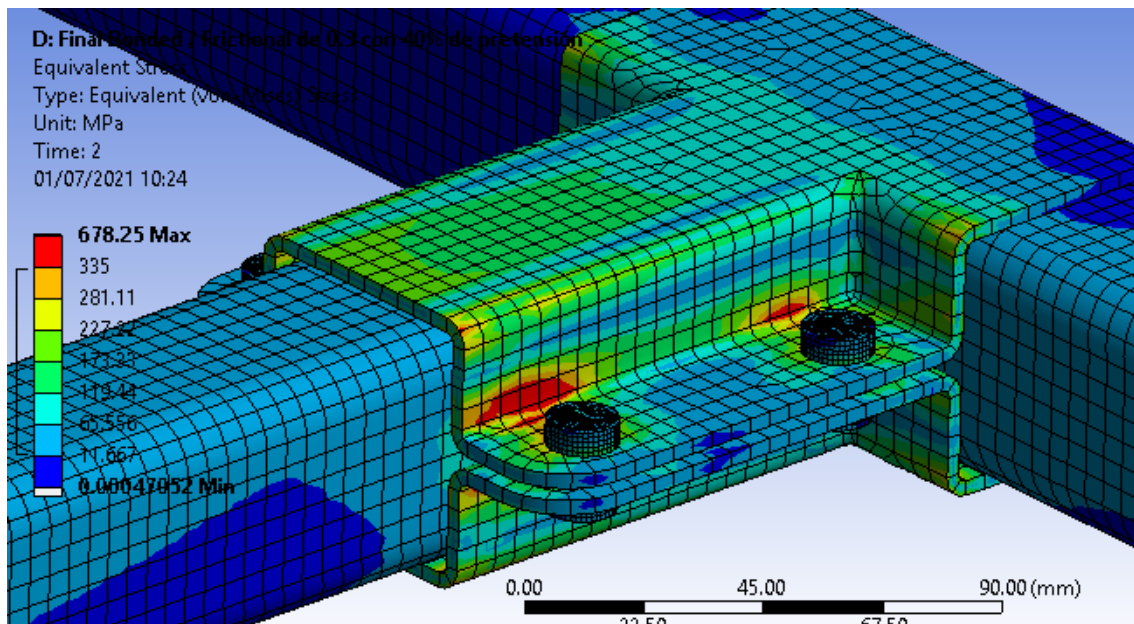


Figura 137. Tensiones en MPa sobre la unión.

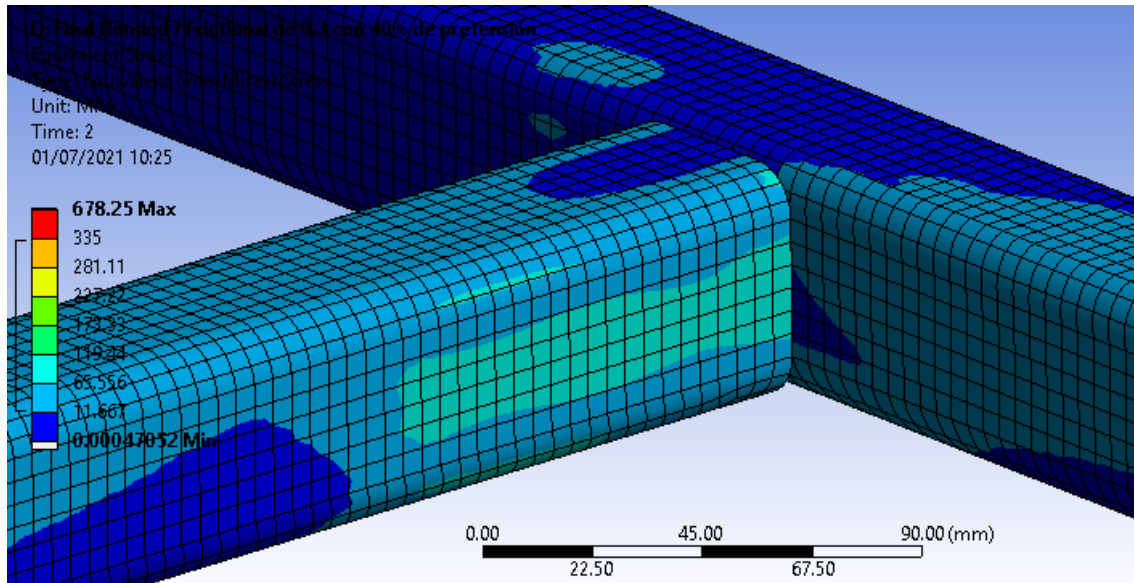


Figura 138. Tensiones en MPa sobre los tubos.

En cuanto a las tensiones obtenidas sobre los tubos, se puede observar que no superarán los 120 MPa, quedándose muy por debajo del límite de fluencia del material utilizado en su construcción. Queda por lo tanto claro que el soporte Star modul 0055-05 que actúa como elemento de unión entre dos tubos será el elemento que más sufra.

14.2.3 - COMPARACIÓN CONTRA LOS ENSAYOS EXPERIMENTALES.

Los ensayos experimentales describen el comportamiento de las uniones sometidas a flexión. Los ensayos fueron realizados entre el 9/10/18 y el 10/10/18. Los resultados y gráficas de los ensayos se podrán comprobar en el anexo.

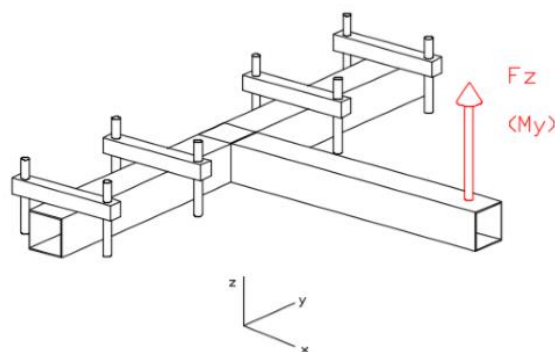


Figura 139. Tipo de ensayo realizado.

Se aplicaron fuerzas cada vez mayores y se observaron los desplazamientos creados por dichas fuerzas. Se midieron las fuerzas máximas que puede soportar la unión y se hizo una descripción del tipo de fallo que se dio. Los ensayos fueron realizados para una unión Star modul 1010-05, es decir que son utilizadas para tubos de 100x100 milímetros. Según los ensayos, la unión soporta una flexión de hasta 2885 Nm. A partir de ese momento la unión falla. Ese momento es resultante de una fuerza aplicada a 620 milímetros, por lo tanto:

$$F = \frac{M}{Distancia}$$

$$F = \frac{2885}{0.62} = 4653.2 \text{ N}$$

La unión ensayada fallará para una fuerza aplicada a 620 milímetros de 4653.2 N. Expresada de otra manera, si el momento que se genera en la unión supera los 2885 Nm la unión fallará. Estos valores, son superiores a los momentos generados por las fuerzas aplicadas en los ensayos los cuales en la unión serían de:

$$M = 1146.6 * 0.475 = 541.5 \text{ Nm}$$

Los soportes utilizados en los ensayos no son el mismo soporte, pues en los ensayos experimentales se ha utilizado uno para tubos de mayores dimensiones. Sin embargo, teniendo en cuenta el momento generado en los soportes utilizados para la estructura, sabiendo que este es mucho más pequeño que el momento generado en los ensayos experimentales y además teniendo en cuenta que sobre la estructura no se darán momentos como el estudiado se puede suponer que las uniones escogidas aguantarán sobradamente las cargas a las que están sometidas.

15 - ESTUDIO DE LOS EJES.

En este punto se describirán los pasos realizados para el estudio y dimensionamiento correcto de los ejes. Estos funcionan como elemento que permite el giro de la parte superior de la plataforma, tal y como se ve en la *figura 31 y 36*, con el objetivo de conseguir la inclinación requerida para el lanzamiento del cohete. A su vez, son el elemento de unión entre la base de la plataforma y la parte superior.

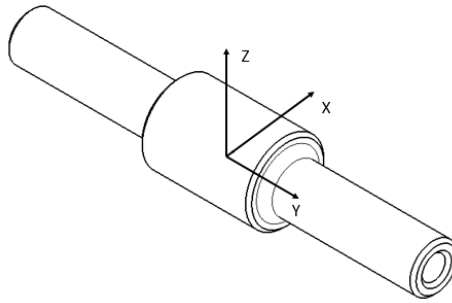


Figura 140. Eje diseñado.

Los ejes son elementos estructurales de suma importancia. Estos tienden a trabajar mucho para las aplicaciones para las que están diseñados, es por ello que normalmente se estudian a fatiga. Los ejes normalmente están sometidos a cargas que pueden variar o no en el tiempo y que debido a su funcionamiento hacen que varíen las tensiones en un punto estudiado. El fallo en estos elementos ocurre porque al aplicar repetidamente un estado de tensiones variables a lo largo del tiempo, en algún momento aparece una grieta en el punto más solicitado de la pieza, esta grieta se propaga progresivamente hasta que finalmente en el ciclo de carga número N la grieta alcanza toda la sección resistente y se produce la rotura.

Se debe comprender por lo tanto cuál es el funcionamiento que desempeñarán los ejes en la plataforma de lanzamiento con el objetivo de realizar el estudio más preciso posible. Estos ejes se utilizarán muy pocas veces, solamente cuando se monte la estructura, es por ello que los ciclos a los que estarán sometidos serán muy pocos. Se entiende como ciclo cada una de las veces en las que la fuerza recorre toda su frecuencia natural. Por lo tanto cada ciclo de vida de este eje se dará cuando este sea montado (un montaje, 1 ciclo).

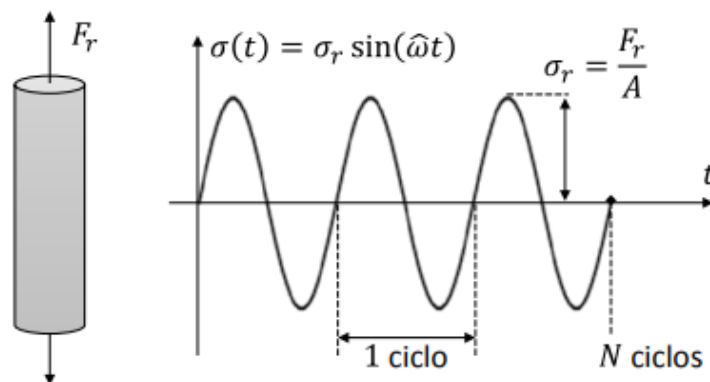


Figura 141. Fallo por fatiga al cabo de N ciclos.

El eje de la plataforma por lo tanto se estudiará tanto a estática como a fatiga [17]. Se estudiará a estática porque se asume que es la manera en la que este trabajará. Como se ha explicado anteriormente estará sometido a pocos ciclos de trabajo por lo tanto se comprobará la zona de la pieza con mayores sollicitaciones y esto permitirá validar si falla o no.

Sin embargo, el diseño de los ejes siempre se realiza para vida infinita, asumir esto es asumir que el eje deberá durar por lo menos 10^6 ciclos antes de su fallo. Este eje por lo tanto, a pesar de que su uso sea muy limitado también se estudiará a fatiga con el objetivo de demostrar que ha sido correctamente diseñado para vida infinita.

El objetivo del estudio por lo tanto será la validación final de los ejes, para ello se deberá cumplir:

- Las tensiones máximas obtenidas a estática mediante el cálculo tradicional no superen la mitad del límite de fluencia del material.
- Comprobar que el eje está dimensionado correctamente según el criterio teórico para el cual se diseña un eje (fatiga).

No se tendrán en cuenta los resultados a fatiga del eje, pues solo se tratarán de una mera comprobación, si estos resultados indicasen el fallo del eje a fatiga debido a las sollicitaciones a las que está sometido no existiría un problema real a nivel estructural pues no es ésta la forma en la que trabaja el elemento en la plataforma de lanzamiento.

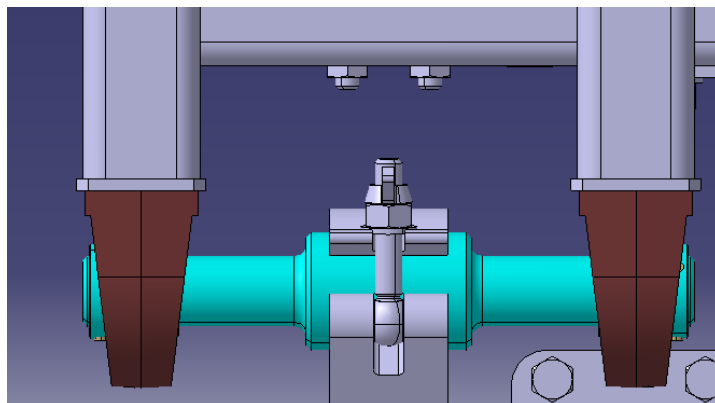


Figura 142. Detalle, apoyos del eje.

15.1 - ESTÁTICA.

15.1.1 - ESFUERZOS EN EL EJE.

Primero se describirán las fuerzas que soporta el eje para el caso de mayor carga de la plataforma. El eje soporta la carga total de la parte superior de la plataforma y a su vez debe soportar también la tensión del cable que impide que la plataforma se caiga. Existen dos ejes en la plataforma por lo tanto los esfuerzos soportados se deben dividir entre dos. A continuación se expresan las fuerzas que deben soportar los dos ejes:

- Peso de la parte superior: Eje Z: 3494 N
- Tensión en el cable: Eje X: 2654 N
Eje Z: 2461 N

Estas fuerzas se encontrarán aplicadas sobre dos rodamientos que transmitirán los esfuerzos al eje. El eje a su vez consta de un único apoyo central en forma de abrazadera.

A continuación se facilitan los esquemas de fuerzas sobre el eje así como los diagramas de los momentos y fuerzas resultantes con el objetivo de identificar más fácilmente la sección que asume las mayores sollicitaciones.

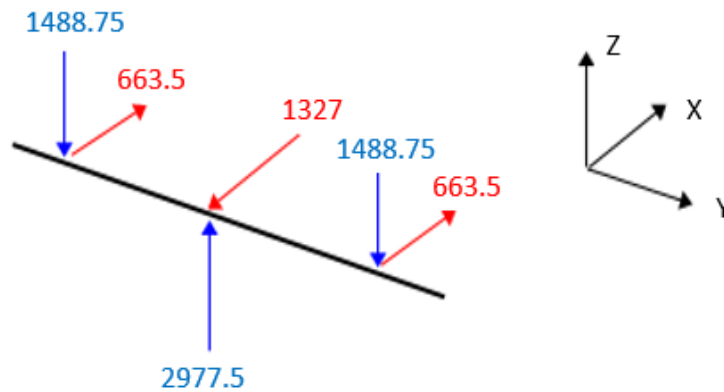


Figura 143. Distribución de fuerzas sobre el eje.

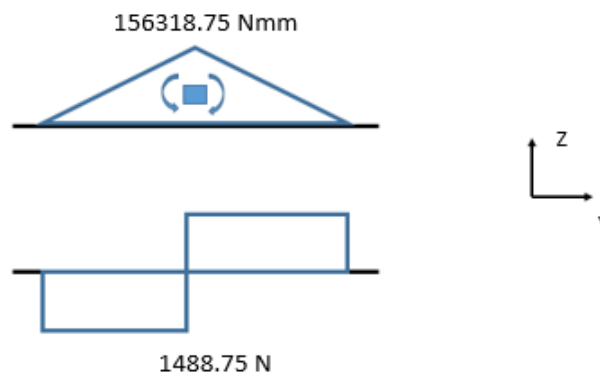


Figura 144. Diagramas de esfuerzos en el plano ZY.

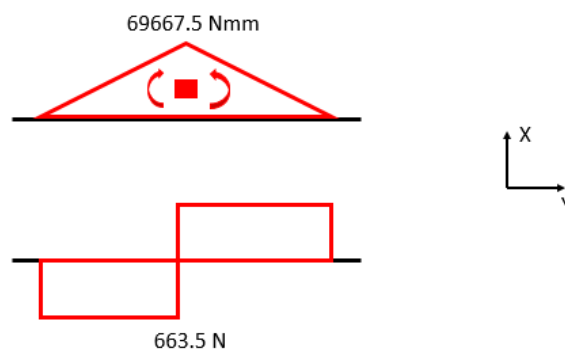


Figura 145. Diagrama de esfuerzos en el plano XY.

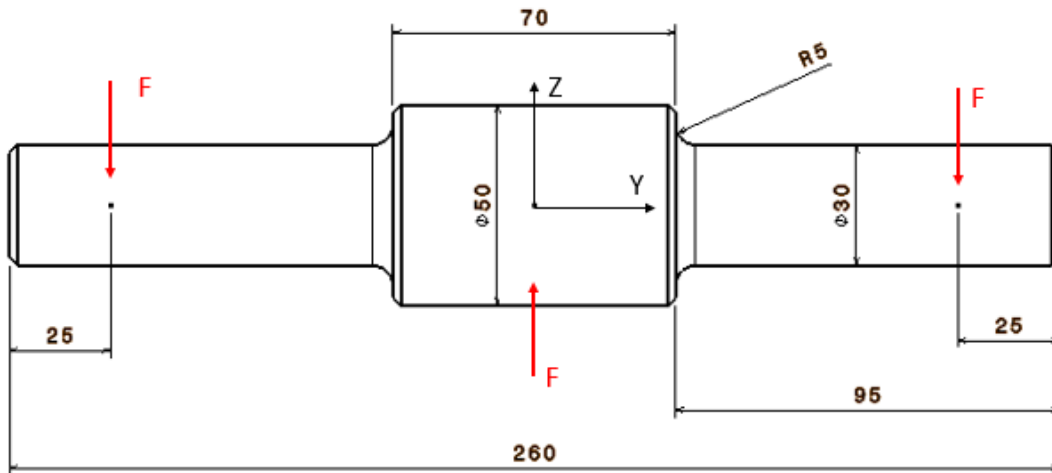


Figura 146. Medidas en mm y puntos de aplicación de las fuerzas en el eje.

Según lo observado de acuerdo a los diagramas de momentos y esfuerzos cortantes se estudiarán dos secciones del eje, una sección A la cual se encontrará en el centro del eje coincidiendo con el mayor valor de los dos momentos y otra sección B que se situará en el cambio de diámetro del eje por ser una zona de concentración de tensiones.

15.1.2 - COMPROBACIÓN A ESTÁTICA.

Como se puede observar en los diagramas anteriores el punto con mayores sollicitaciones será el central del eje. Según el libro “*Diseño de máquinas*” las tensiones tangenciales por esfuerzo cortante en los ejes tienden a desprejarse para simplificar el cálculo por ser estos esbeltos.

En este caso, como se puede comprobar los momentos flectores tendrán una influencia mucho mayor a la de los esfuerzos cortantes, es por ello que no se tendrán en cuenta estos esfuerzos cortantes con el objetivo de simplificar el cálculo.

Según la forma del eje, se pueden distinguir tres zonas críticas por las que se daría el posible fallo, estas tres zonas son: el centro del eje por ser el lugar con mayores sollicitaciones y los cambios de radio por ser lugares de concentraciones de tensiones.

Sin embargo, en un cálculo estático, y para materiales dúctiles como es el acero empleado en este eje, los efectos de las concentraciones de tensiones no se tienen en cuenta. Esto es debido a que, con objeto de simplificar el análisis, se asume que el material es elastoplástico perfecto, es decir, cuando un punto de la pieza alcanza la tensión de fluencia el material no es capaz de absorber más tensión y fluye hasta una deformación plástica infinita.

Si la tensión máxima de la pieza supera la tensión de fluencia, en principio, se podría pensar que se produce fallo dúctil de la pieza. Sin embargo, al ser considerado el material dúctil como elastoplástico perfecto, cuando un punto de la pieza alcanza la tensión de fluencia, no es capaz de absorber más tensión y por lo tanto la tensión sobrante la absorberán los puntos de alrededor. Así ese punto que ha superado la tensión de fluencia plastifica, deformándose hasta el infinito, pero esa zona plastificada es muy pequeña en comparación con la sección resistente

total, por lo que esta sección resistente que no plastifica, se deforma poco y es capaz de aguantar dichas tensiones perfectamente.

El problema en el cálculo manual viene cuando es imposible conocer la distribución de las tensiones en la zona de concentración de tensiones y por lo tanto es imposible saber si la zona plastificada va a ser lo suficientemente pequeña para que el resto de la sección resistente garantice el no fallo. Como cálculo aproximado a mano, se admite que si la tensión máxima no supera la de fluencia entonces la zona plastificada será muy pequeña y por lo tanto no se dará fallo.

Para comprobar correctamente la distribución de las tensiones sobre la pieza y el efecto de las zonas críticas sobre esta se puede recurrir al método de elementos finitos, donde se podrá comprobar cómo de grande es la zona que plastifica en comparación con la sección resistente que no lo hace.

Se procederá en este momento a calcular la tensión máxima del eje debido a los momentos generados por las fuerzas. Sobre la pieza existen dos momentos que están aplicados sobre planos diferentes, por lo tanto estamos ante un estado biaxial de tensiones. Estos momentos se dividen en uno horizontal y el otro vertical, pudiendo sacar un momento resultante de los dos, obteniendo así el punto más solicitado de la sección sobre esta resultante.

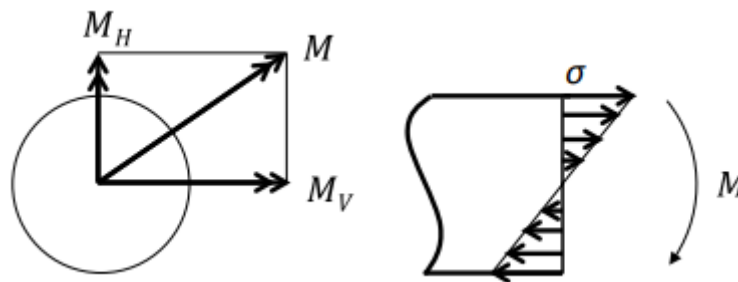


Figura 147. Estado tensional generado por un momento flector.

Para ello se obtiene:

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$$

$$M = \sqrt{156318.75^2 + 69667.5^2} = 171139.9 \text{ Nmm}$$

Este momento genera una tensión:

$$\sigma = \frac{M * r}{I}$$

$$\sigma = \frac{171139.9 * 25}{\frac{1}{64} * \pi * (50^4 - 15^4)} = 14.05 \text{ MPa}$$

Una vez calculada la tensión en el punto deseado de la pieza se procederá a aplicar una de las teorías de fallo con el objetivo de conseguir una tensión uniaxial equivalente que se comparará contra el límite de fluencia del eje. En este caso se ha decidido utilizar la teoría de fallo de Von-Mises.

El material utilizado para la construcción del eje es un acero F-115 laminado en caliente con un límite de rotura $\sigma_u = 880$ MPa y un límite elástico de $\sigma_{yp} = 520$ MPa.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} < \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{14.05^2} < \frac{520}{2}$$

$$\sigma_{eq} = 14.05 < 260 \text{ MPa}$$

Por lo tanto queda demostrado que el eje no dará fallo estático. Aguantará las fuerzas a las que está sometido cumpliendo el objetivo para el que ha sido diseñado con creces.

El eje se encuentra muy sobredimensionado, esto es debido a dos factores principalmente, el primero, ha sido concebido para soportar cargas de cohetes mayores. El segundo, por el tamaño de la estructura se ha necesitado colocar unos rodamientos cuyo diámetro es de 30 mm, para el cual ha sido necesario diseñar un eje con ese mismo diámetro.

15.2 - FATIGA.

Como se ha explicado anteriormente los ejes se diseñan a fatiga. A pesar de que el eje de la plataforma tendrá un funcionamiento prácticamente estático, para su diseño se ha tenido en cuenta el criterio de fatiga por ser el criterio general como se diseñan los ejes.

Para comprender mejor como se debe diseñar un eje a fatiga, y en general lo que significa que una pieza falla por fatiga se explicarán los conceptos principales a continuación según la teoría del diseño de máquinas y resistencia de materiales.

La fatiga implica que el elemento de una máquina trabaje o soporte fuerzas que son variables en el tiempo. De hecho se podría decir que no existen solicitaciones constantes como tal, aunque se intentan simplificar ciertos comportamientos de piezas que se sabe que se pueden simplificar como análisis estáticos por su facilidad a la hora del cálculo.

En fatiga la tensión tiene dos componentes, una media y una alterna, la componente media depende de la fuerza media aplicada y la alterna depende de la fuerza alterna que a su vez depende del valor de la amplificación dinámica.

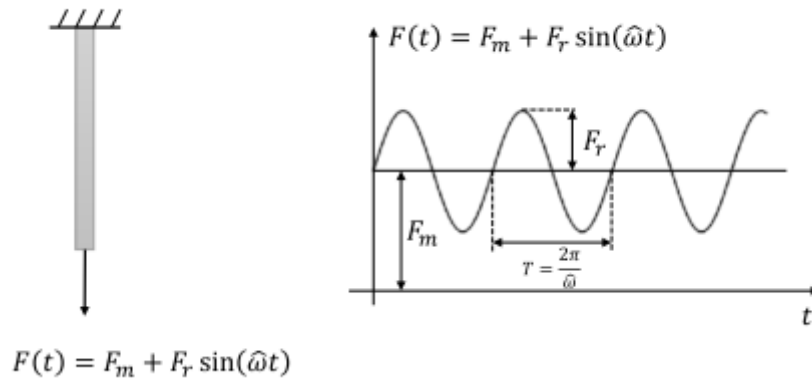


Figura 148. Aplicación sobre un sólido de una fuerza con componente media y alterna.

En el caso del eje la variación de la fuerza se dará desde 0 N hasta el valor de la fuerza máxima aplicada, que corresponde con el mismo caso descrito en el análisis estático. Cada vez que el eje sea utilizado pasará de soportar 0 esfuerzos a esfuerzos máximos, esto será conocido como ciclo. Como se ha explicado anteriormente estos ciclos serán escasos por eso se calcula el eje de manera estática, sin embargo se diseñará atendiendo al criterio de la fatiga.

El fallo por fatiga ocurre porque al aplicar repetidamente un estado de tensiones variables a lo largo del tiempo, en algún momento aparece una grieta en el punto más solicitado de la pieza, esta grieta se propaga progresivamente hasta que finalmente en el ciclo de carga número N la grieta alcanza toda la sección resistente y se produce la rotura.

Para el estudio de la vida útil de una pieza, es decir, el número de ciclos que aguantará dicha pieza sin dar fallo, se utilizará la curva de Basquin, que se trata de una curva que indica el fallo de una pieza sometida a una tensión alterna pura (sin componente media) según una escala logarítmica. Esta curva, o gráfica tensión alterna – duración de la pieza, es resultado del ensayo de la probeta rotatoria de Moore.

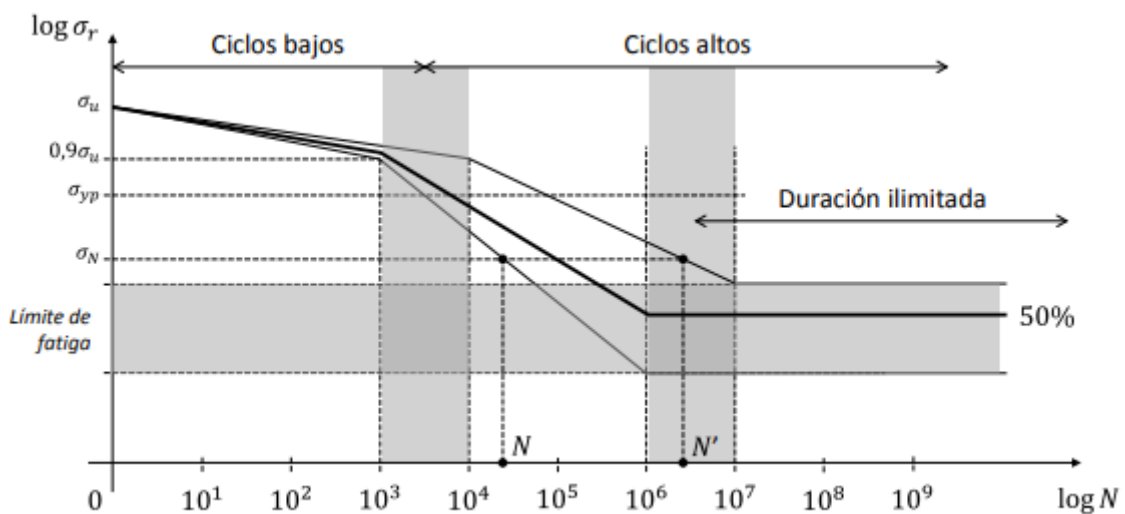


Figura 149. Gráfica $\log \sigma - \log N$ (curva de Basquin), resultado del ensayo de la probeta rotatoria de Moore.

Los elementos diseñados generalmente, y más aún los ejes, se hacen para duraciones prolongadas, es decir, para ciclos superiores a 10^3 , en los que la tensión alterna pura no supera el límite de fluencia de la pieza en ningún caso. Por lo tanto se puede utilizar la curva de Basquin reducida en la que se muestra que una pieza tiene vida infinita si su tensión alterna no supera el límite de fatiga σ_e .

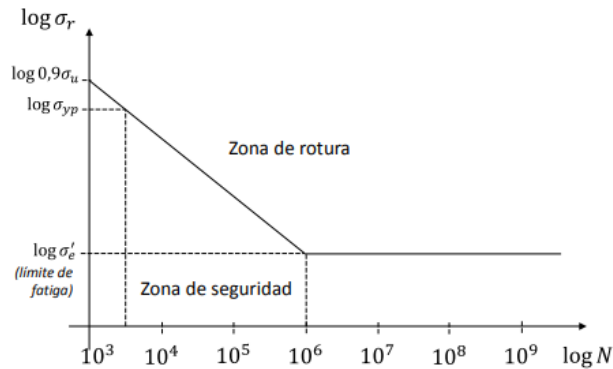


Figura 150. Curva de Basquin reducida.

Según la curva de la *figura 150* una pieza que aguanta vida infinita es aquella que supera 10^6 ciclos de duración. Esto es importante pues los ejes se diseñan siempre a vida infinita por ser elementos de gran importancia dentro de las máquinas.

El límite de fatiga o σ_e es un límite calculado para la probeta rotativa de Moore bajo unas condiciones que no se modifican. Por lo tanto habrá que tener en cuenta que cada pieza puede tener un límite de fatiga diferente dependiendo de: el acabado superficial, sus dimensiones y geometría, su forma de trabajo, su coeficiente de seguridad, zonas de concentraciones de tensión, etc. Se trata por lo tanto de adaptar la curva de Basquin anterior a una la de una pieza real mediante coeficientes modificativos.

$$\sigma_e = C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_f \cdot C_m \cdot C_j \cdot C_k \cdot C_T \cdot C_w \cdot C_v \cdot \dots \cdot \sigma'_e \quad (4)$$

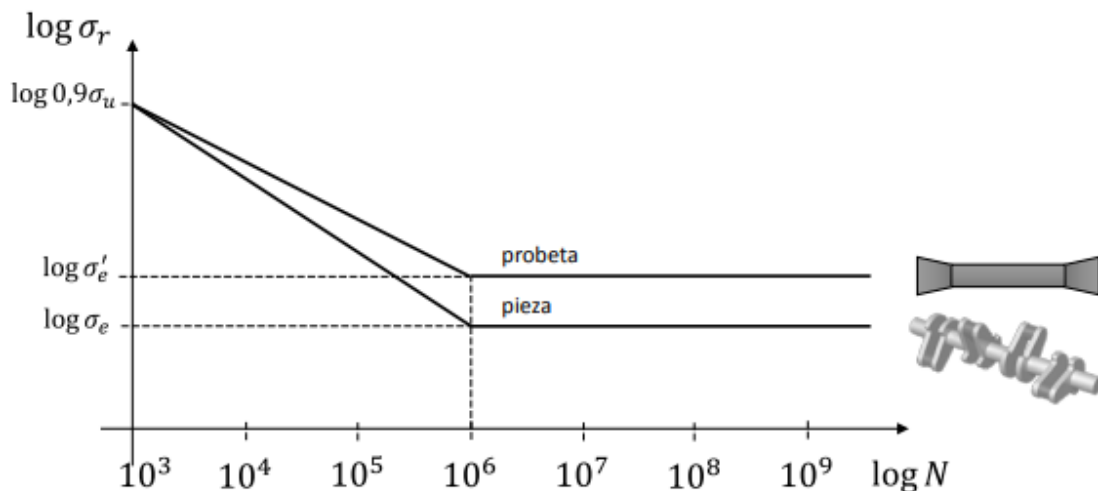


Figura 151. Curva de Basquin de la probeta y de la pieza.

Todo lo anterior se puede utilizar para cuando existe una tensión alterna pura, componente media nula. Pero cuando existe a su vez una componente media, habrá que realizar ciertos pasos para convertirla en un estado alterno puro con el que poder obtener así el número de ciclos de la pieza.

Al igual que antes, para encontrar un diagrama aproximado de la duración de una pieza se ensaya esta con diferentes combinaciones de tensión media y alterna. De esta manera se puede obtener el diagrama de Haigh.

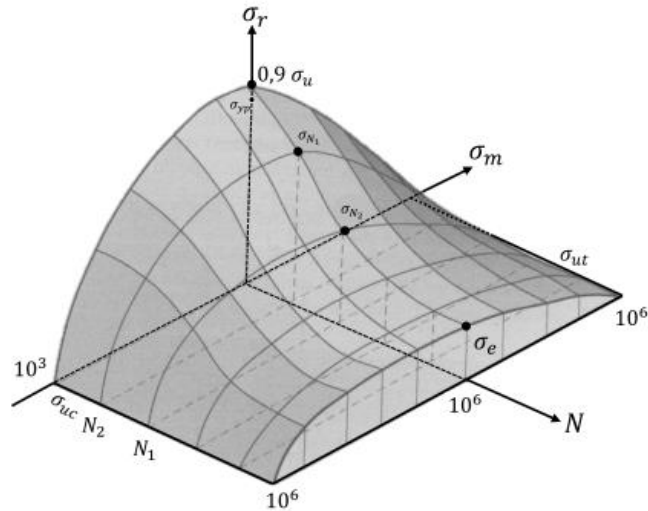


Figura 152. Gráfica $\sigma_m - \sigma_r - N$, resultado del ensayo de la probeta rotatoria de Moore (diagrama de Haigh).

Este diagrama se puede simplificar y se plantea una superficie aproximada tal que todas las combinaciones de tensión $\sigma_m - \sigma_r$ que producen el fallo en un determinado número de ciclos queden representadas sobre rectas.

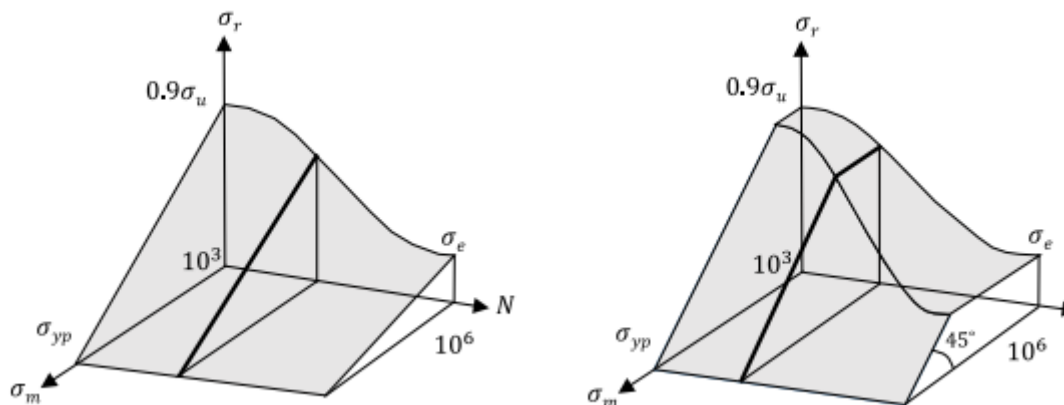


Figura 153. Superficie de fatiga para materiales dúctiles. Izquierda: tensión media de tracción; Derecha: Tensión media de compresión.

De esta manera se llega al diagrama de Soderberg, para material dúctil, en el que aplicando semejanza de triángulos y sabiendo la componente media y alterna de nuestra tensión se podrá

obtener una σ_n tensión alterna pura cuya duración N es la misma que la del estado tensional σ_m - σ_r estudiado.

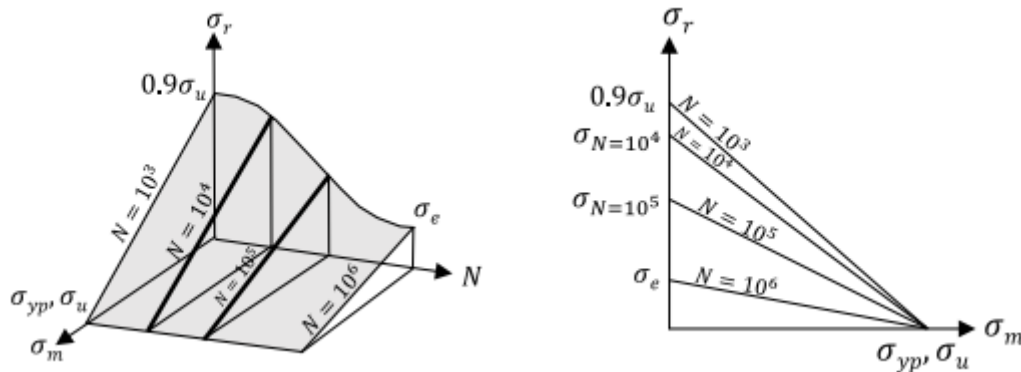


Figura 154. Combinación σ_m - σ_r que dan lugar a una duración N de la pieza (rectas de Soderberg y Goodman) con tensión media a tracción.

Sin embargo, estos métodos están realizados para un estado tensional uniaxial de fatiga, en el caso del eje que se va a estudiar las fuerzas se encuentran en diferentes planos por lo que existe un estado biaxial de tensiones. Por ello se debe buscar una manera de pasar de un estado biaxial de tensiones a uno uniaxial equivalente.

A continuación se mostrará el método utilizado para pasar a un estado uniaxial de tensiones con el que poder saber si el eje está diseñado a vida infinita. Como se ha mencionado anteriormente, un eje está diseñado a vida infinita cuando aguanta 10^6 ciclos o más, es decir, cuando la tensión máxima a la que está sometido este no supera la tensión límite de fatiga de la propia pieza.

De acuerdo a esto, y sabiendo que en el eje existe componente media y alterna de cada una de las fuerzas a las que está sometido, se utilizará el diagrama de Soderberg con la recta $N = 10^6$ para el cual, el estado σ_m - σ_r estudiado dará fallo en ese número de ciclos. Por otra parte, esta vez no se buscará obtener una tensión alterna pura equivalente a dicho estado. Al estar sometido a un estado biaxial de tensiones, se buscará obtener una componente media equivalente a cada uno de los casos con el objetivo de obtener un estado multiaxial de tensiones estáticas. Es decir, en un principio se tiene un estado multiaxial de tensiones de fatiga, representadas por dos tensiones con su componente media y alterna. Gracias al diagrama de Soderberg con $N = 10^6$ (vida infinita de la pieza) se busca pasar dichas tensiones variables en el tiempo a un estado multiaxial de tensiones estáticas totalmente equivalente a un posible fallo en ese número de ciclos.

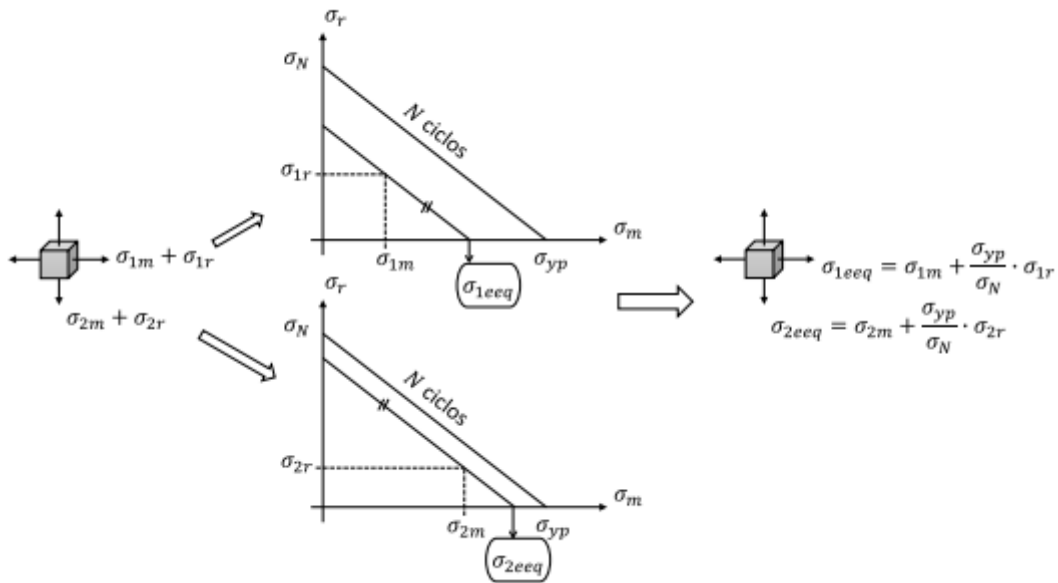


Figura 155. Obtención de las tensiones estáticas principales equivalentes (material dúctil), primer paso en el estudio de estados multiaxiales simples con tensiones medias no nulas.

Una vez obtenido un estado multiaxial de tensiones estáticas caracterizado por una tensión media equivalente σ_{1eeq} y σ_{2eeq} se utilizará una de las teorías de fallo para conseguir un estado uniaxial de tensiones como puede ser la teoría de fallo de Von-Mises. La tensión final equivalente hará referencia a un estado uniaxial de tensiones estático, y se podrá comparar contra el límite de fluencia del material entre su coeficiente de seguridad. Si esta tensión equivalente es menor que el límite de fluencia del material se podrá considerar que el eje está diseñado a vida infinita.

The diagram shows a stress element with equivalent stresses $\sigma_{1eeq} = \sigma_{1m} + \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_N} \cdot \sigma_{1r}$ and $\sigma_{2eeq} = \sigma_{2m} + \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_N} \cdot \sigma_{2r}$. This leads to a uniaxial equivalent stress σ_{eq} defined by the Von-Mises criterion:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_{1eeq} - \sigma_{2eeq})^2 + (\sigma_{2eeq} - \sigma_{3eeq})^2 + (\sigma_{1eeq} - \sigma_{3eeq})^2]}$$

Figura 156. Obtención de una tensión equivalente a un estado uniaxial estático a partir de un estado biaxial estático.

Para la fatiga se necesita la existencia de una fuerza que varíe a lo largo del tiempo. Como se ha comentado en el eje esta variación vendrá determinada por la fuerza mínima y máxima a la que está sometido el eje. Las fuerzas se darán en dos planos diferentes, las componentes máximas y sus diagramas de esfuerzos han sido representados en el cálculo a estática y se pueden seguir utilizando para la fatiga.

En fatiga sí que se tendrá en cuenta el efecto de la concentración de tensiones, por lo tanto, se deben distinguir dos secciones, por un lado la sección A, por ser la sección que mayores momentos soportará y por otro la sección B, en la que habrá que tener en cuenta la concentración de tensiones.

15.2.1 - SECCIÓN A.

A continuación se representa cómo se han obtenido las tensiones medias y alternas de cada estado tensional.

Para el plano zy

$$M_{min} = 0 \qquad M_{max} = 156318.75 \text{ Nmm}$$

$$M_{m1} = \frac{156318.75 + 0}{2} = 78159.3 \text{ Nmm}$$

$$M_{r1} = \frac{156318.75 - 0}{2} = 78159.3 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{1m} = \sigma_{1r} = \frac{78159.3 * 25}{\frac{1}{64} * \pi * (50^4 - 15^4)} = 6.42 \text{ MPa}$$

Para el plano xy

$$M_{min} = 0 \qquad M_{max} = 69667.5 \text{ Nmm}$$

$$M_{m1} = \frac{69667.5 + 0}{2} = 34833.75 \text{ Nmm}$$

$$M_{r1} = \frac{69667.5 - 0}{2} = 34833.75 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{1m} = \sigma_{1r} = \frac{34833.75 * 25}{\frac{1}{64} * \pi * (50^4 - 15^4)} = 2.86 \text{ MPa}$$

Obtenidas las tensiones media y alterna de cada estado tensional se deberá obtener para cada uno de ellos una σ_{eq} con componente media únicamente para después poder convertirlas en un estado uniaxial. Para ello como se ha explicado anteriormente se utiliza un diagrama de Soderberg en el que el estado σ_m - σ_r de posible fallo en $N = 10^6$ ciclos, o lo que es lo mismo, vida infinita.

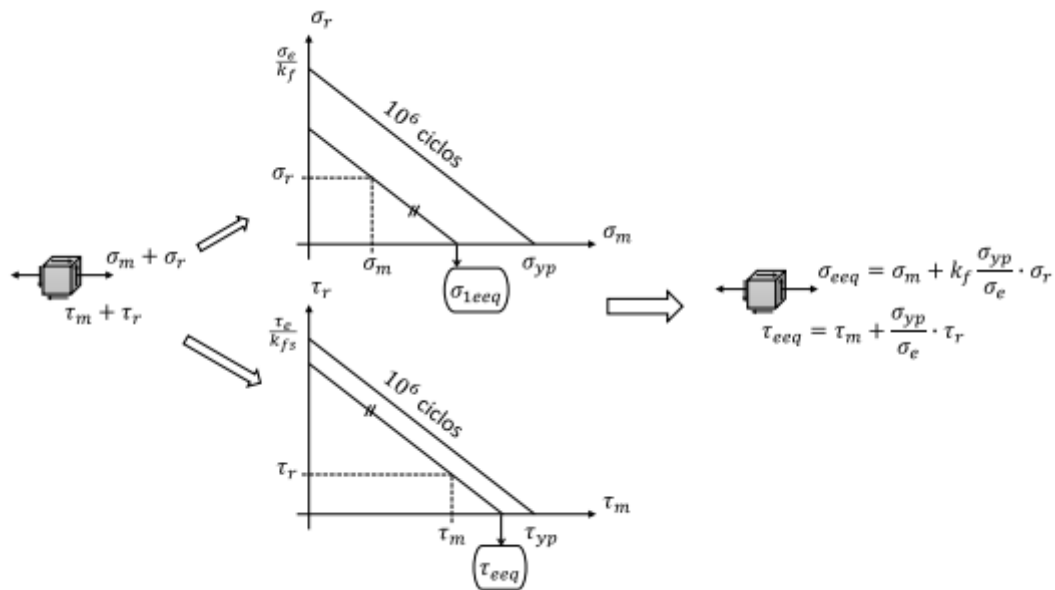


Figura 157. Tensiones estáticas equivalentes (material dúctil) para el cálculo a fatiga de ejes.

En este caso solo existen tensiones normales, la componente cortante es nula. Se procederá a sacar el límite de fatiga σ_e de nuestra pieza debido al material.

ACERO F-115

- Laminado en caliente.
- Límite de rotura $\sigma_u = 880$ MPa.
- Límite elástico de $\sigma_{yp} = 520$ MPa.

Se haya primero la tensión límite de fatiga $\sigma_{e'}$ que depende del límite de rotura del material:

$$\text{Si } \sigma_u < 1400 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_{e'} = 0.5 * \sigma_u$$

$$\text{Si } \sigma_u > 1400 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_{e'} = 700 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{e'} = 0.5 * \sigma_u = 0.5 * 880 = 440 \text{ MPa}$$

Se deben buscar ahora los coeficientes modificativos debido a la construcción del eje.

15.2.1.1.- Coeficiente de acabado superficial C_s

Depende del acabado del eje, en este caso, aunque el material será laminado en caliente, el eje se realizará por mecanizado y se acabará con un rectificado fino.

$$C_s = 0.9$$

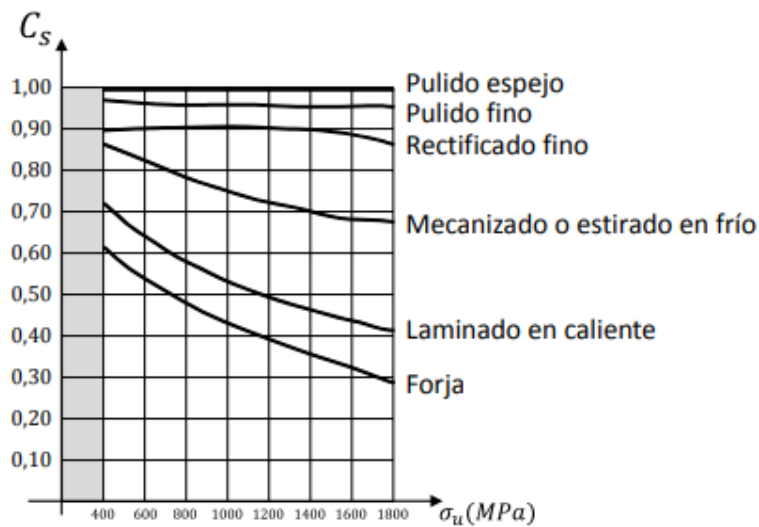


Figura 158. Diagrama para el coeficiente Cs

15.2.1.2.- Coeficiente de dimensiones y geometría C_d

Se trata de un coeficiente para expresar el tamaño de la pieza. El eje puede adoptarse como una pieza de tamaño mediano y por lo tanto tener un C_d = 0.85.

15.2.1.3.- Coeficiente de forma de trabajo C_t

Determina a que esfuerzos estará sometida la pieza, en este caso a esfuerzos de flexión por lo tanto le corresponde un C_t = 1.

15.2.1.4.- Coeficiente de choque C_k

El eje puede estar sometido a impactos externos durante su funcionamiento o bien durante su almacenamiento, es una pieza importante por lo que habrá que minimizarlos en la medida de lo posible. Se adoptará un valor C_k = 0.7 que representa que la pieza puede recibir impactos aunque estos no sen muy fuertes.

$$\sigma_e = \sigma_{e'} * C_S * C_T * C_D * C_K$$

$$\sigma_e = 440 * 0.9 * 0.85 * 1 * 0.7 = 235.62 \text{ MPa}$$

Según el diagrama de Soderberg visto anteriormente y por semejanza de triángulos:

$$\sigma_{eeq} = \sigma_m + \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} * \sigma_r$$

$$\sigma_{1eeq} = 6.08 + \frac{520}{235.62} * 6.08 = 19.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{2eeq} = 2.5 + \frac{520}{235.62} * 2.5 = 8 \text{ MPa}$$

Ahora, aplicando la teoría de Von-Mises podemos obtener un estado uniaxial estático equivalente para compararlo contra el límite de fluencia σ_{yp} .

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2} * [(19.5 - 8)^2 + 8^2 + 19.5^2]} < \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

$$\sigma_{eq} = 16.97 \text{ MPa} < \frac{520}{2}$$

Según los cálculos realizados la sección A no dará fallo por fatiga y por lo tanto se puede deducir además que tendrá vida infinita.

15.2.2 - SECCIÓN B.

En la sección B, se deberán tener en cuenta los efectos de la concentración de tensiones por el cambio de radio existente en el eje. Además el momento sobre dicha sección será diferente al máximo.

$$M_1 = 1488.75 \text{ N} * 70 \text{ mm} = 104212.5 \text{ Nmm}$$

$$M_2 = 663.5 \text{ N} * 70 \text{ mm} = 46445 \text{ Nmm}$$

Estos serán los dos momentos generados en los diferentes planos sobre la sección B, al igual que en el caso anterior se obtendrán tanto los momentos medios y alternos, como las tensiones medias y alternas generadas por dichos momentos.

Para el plano zy

$$M_{min} = 0 \qquad M_{max} = 104212.5 \text{ Nmm}$$

$$M_{m1} = \frac{104212.5 + 0}{2} = 52106.25 \text{ Nmm}$$

$$M_{r1} = \frac{104212.5 - 0}{2} = 52106.25 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{1m} = \sigma_{1r} = \frac{52106.25 * 15}{\frac{1}{64} * \pi * (30^4 - 15^4)} = 20.96 \text{ MPa}$$

Para el plano xy

$$M_{min} = 0 \qquad M_{max} = 46445 \text{ Nmm}$$

$$M_{m1} = \frac{46445 + 0}{2} = 23222.5 \text{ Nmm}$$

$$M_{r1} = \frac{46445 - 0}{2} = 23222.5 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{1m} = \sigma_{1r} = \frac{23222.5 * 15}{\frac{1}{64} * \pi * (30^4 - 15^4)} = 9.34 \text{ MPa}$$

El efecto de la concentración de tensiones es un valor que se aplicará en el momento de pasar una tensión a fatiga, con componente alterna y media, a una tensión equivalente que de fallo en el mismo número de ciclos pero con componente media únicamente. Para obtener este valor que se denomina K_f se necesita:

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

Donde K_t es el factor de concentración de tensiones para estática y q es un parámetro denominado sensibilidad a la entalla, cuyo valor se obtiene a partir de K_t y la dureza del material. Ambos parámetros se obtienen con la ayuda de tablas y gráficos.

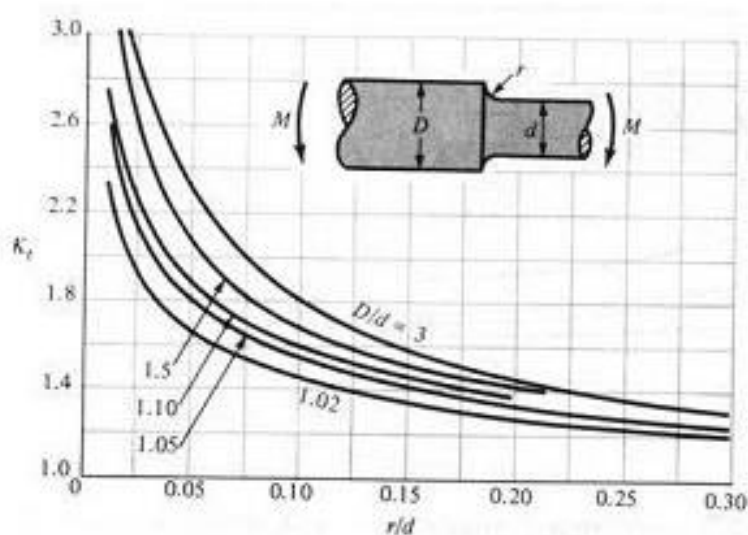


Figura 159. Tabla utilizada para obtener el factor K_t

$$\frac{D}{d} = \frac{50}{30} = 1.66$$

$$\frac{r}{d} = \frac{5}{30} = 0.16$$

$$K_T = 1.58$$

Atendiendo al diagrama y a los valores anteriores se puede obtener un valor aproximado para la concentración de tensiones a estática.

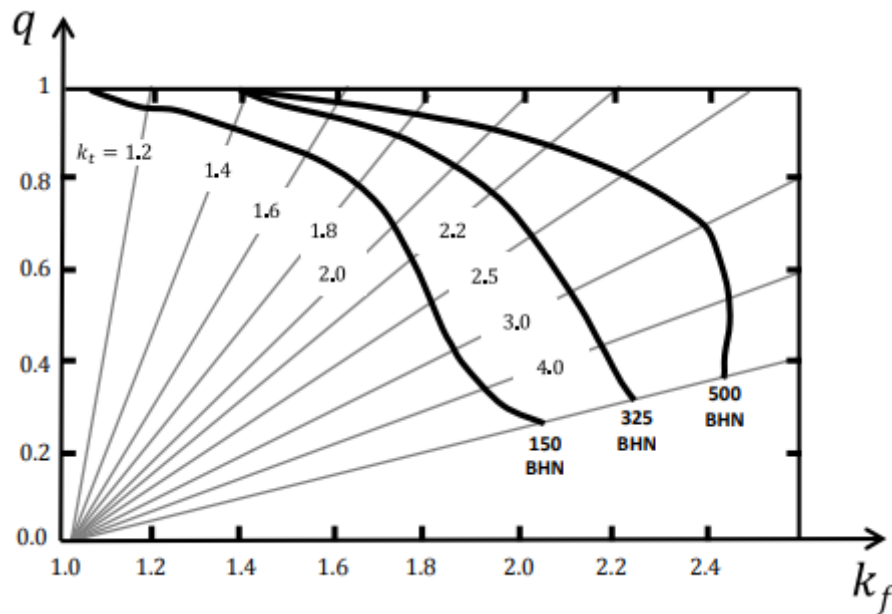


Figura 160. Tabla utilizada para obtener el valor q .

Para obtener el valor de q , se utilizará la siguiente tabla, se deberán obtener para ello:

$$\begin{aligned}
 K_T &= 1.58 \\
 BHN &= \frac{\sigma_u}{3.1} = \frac{880}{3.1} = 283.8 \\
 q &= 0.9
 \end{aligned}$$

Los valores obtenidos son aproximados, ya que es difícil obtener el valor exacto de los diagramas anteriores, sin embargo la variación entre los resultados no se supone tan grande como para suponer un problema.

$$K_f = 1 + 0.9 * (1.58 - 1) = 1.52$$

Una vez obtenido el valor de la concentración de tensiones en piezas sometidas a fatiga se pueden obtener las tensiones equivalentes de los estados 1 y 2.

$$\begin{aligned}
 \sigma_{eeq} &= \sigma_m + K_f \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} * \sigma_r \\
 \sigma_{1eeq} &= 20.96 + 1.52 * \frac{520}{235.62} * 20.96 = 91.27 \text{ MPa} \\
 \sigma_{2eeq} &= 9.34 + 1.52 * \frac{520}{235.62} * 9.34 = 40.67 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

A continuación, y como se ha realizado anteriormente se obtiene la tensión equivalente mediante Von-Misses, de esta manera pasamos de tener un estado biaxial de tensiones equivalentes estáticas a un estado uniaxial.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2} * [(91.27 - 40.67)^2 + 40.67^2 + 91.27^2]} < \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

$$\sigma_{eq} = 79.2 \text{ MPa} < \frac{520}{2}$$

Queda comprobado que la tensión equivalente obtenida es menor que el límite de fluencia del material σ_{yp} con un coeficiente de seguridad 2 para las dos secciones estudiadas, por lo tanto no existirá fallo por fatiga con 10^6 ciclos. Dicho esto, se puede asumir que el eje está bien diseñado pues tendrá una vida infinita.

Además, el cálculo a estática demuestra que el eje no dará fallo para las cargas a las que será sometido teniendo en cuenta su forma de trabajo.

16 - ESTUDIO PARTE SUPERIOR

En este punto se desarrollará el estudio completo de la parte superior de la plataforma de lanzamiento, que está formada por: conjunto placa base giratoria y la torre de lanzamiento.

Al igual que para el pórtico de sujeción se utilizará un programa informático, en este caso Ansys Workbench, con el que se obtendrán las mayores tensiones y deformaciones sobre los elementos previamente diseñados y se comprobará si pueden soportar las cargas a las que están sometidos. En este caso el software utilizado será de vital importancia para poder obtener los esfuerzos que soporta cada elemento dentro de la parte superior. Estos esfuerzos se deberán obtener con el objetivo de poder realizar estudios de otros elementos del conjunto superior más adelante.

La parte superior de la estructura es un conjunto complejo de elementos por lo que su estudio puede presentar ciertas complicaciones. Está dividida en:

- Torre de lanzamiento: Conjunto de elementos comerciales que han sido dimensionados según un catálogo. Si la estructura cumple las especificaciones del catálogo la torre no fallará.
- Conjunto placa base giratoria: Conjunto de elementos que permiten a la torre adoptar la inclinación deseada. Está formada por elementos comerciales y no comerciales. Los comerciales bastará con comprobar si cumplen los requerimientos propuestos por el fabricante. Por otra parte los elementos no comerciales se deberán comprobar.

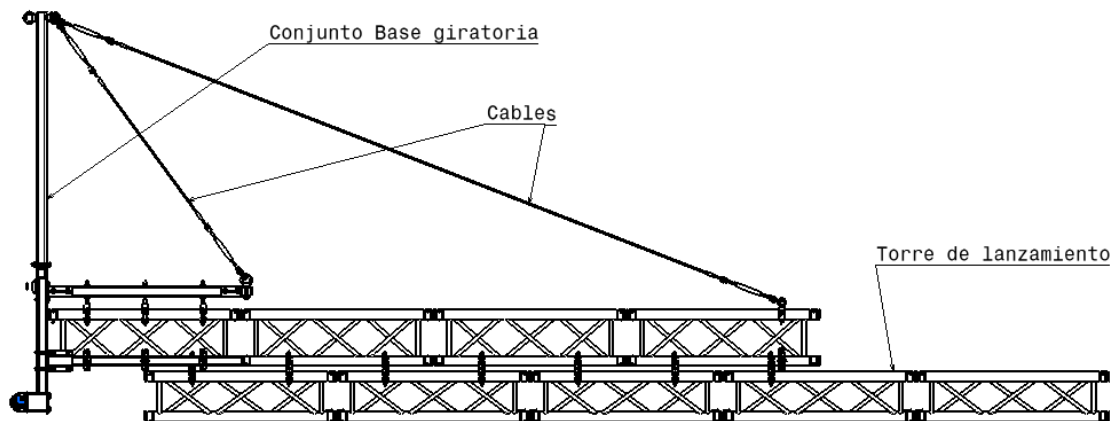


Figura 161. Conjunto superior en posición de montaje.

Como se puede observar, dentro del conjunto superior se encuentra el conjunto placa base giratoria, el cual se estudiará más adelante. Para ello será necesario saber los esfuerzos a los que se somete la placa base giratoria. A simple vista se puede observar que el conjunto superior es demasiado complejo como para poder obtener las fuerzas que se transmiten desde la torre de lanzamiento hasta la placa de manera manual. Se presenta por lo tanto una estructura hiperestática, es decir, la estructura está en equilibrio pero las ecuaciones de la estática resultarán insuficientes para determinar todas las fuerzas internas o las reacciones.

Se debe por lo tanto, buscar una manera de obtener los esfuerzos internos de la placa a partir de las fuerzas y reacciones exteriores conocidas. El estudio que se llevará a cabo será un análisis del modelo parte superior completo, con la torre de lanzamiento y el conjunto placa base giratoria. Con este estudio se podrán obtener tanto las reacciones internas que afectan a la placa base giratoria como el propio comportamiento de la estructura y de la torre de lanzamiento. Esto servirá para comprobar si la torre de lanzamiento está dimensionada correctamente.

Cabe destacar que antes de la realización de dichos análisis se ha realizado otro con el objetivo de poder llevar a cabo una simplificación del funcionamiento de los cables en la estructura. Para ello se realizan diversos análisis con el objetivo de encontrar un modelo equivalente en cuanto a funcionamiento dentro del software de elementos finitos. Los cables serán elementos de vital importancia para la transmisión de esfuerzos como se podrá comprobar más adelante.

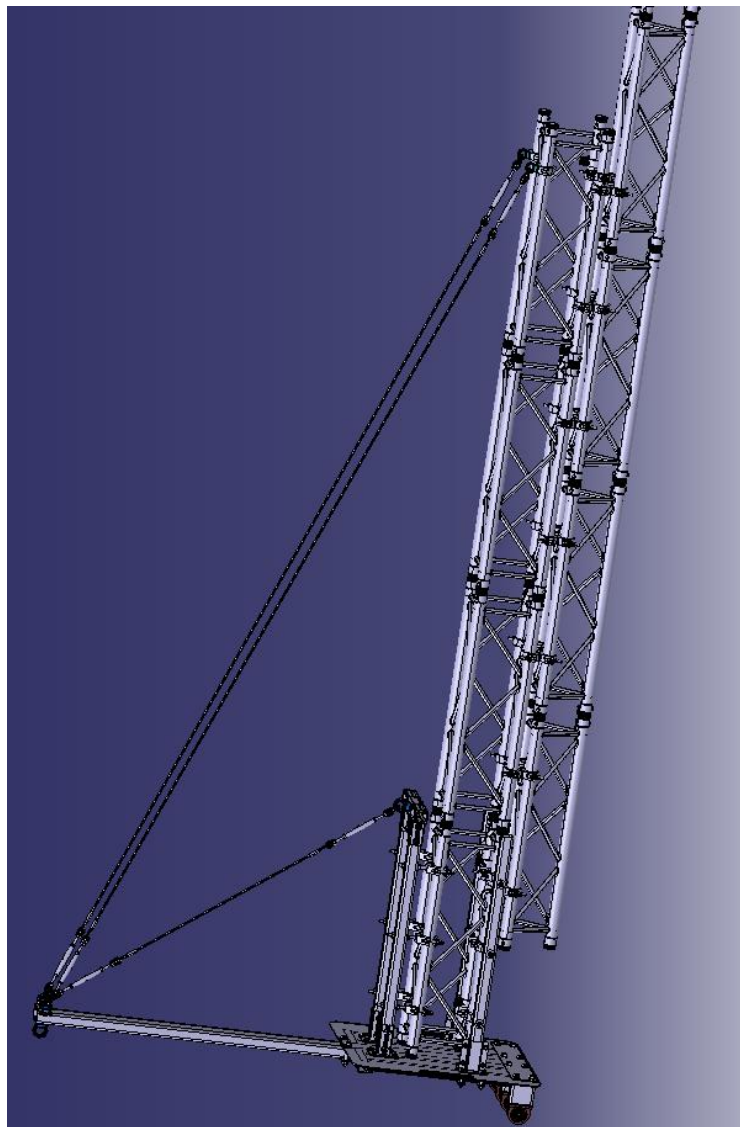


Figura 162. Conjunto superior.

Este estudio debe cumplir ciertos objetivos:

- La torre de lanzamiento no tendrá una deformación mayor a 20 mm en su parte superior.

- Crear una geometría dentro de Ansys Workbench que simule un cable correctamente.
- La tensión máxima de los cables no podrá sobrepasar la mitad de su carga máxima dada en catálogos.
- Obtención de las fuerzas que afectan al conjunto placa base giratoria.

16.1 - FUNCIONAMIENTO DE LOS CABLES.

Debida la complejidad de la parte superior de la plataforma de lanzamiento, antes de su análisis es preciso comprobar si ciertas estrategias adoptadas con el fin de simplificar este son correctas. El conjunto superior consta de una multitud de piezas, que a diferencia del pórtico no pueden ser simplificadas como elementos lineales.

Sin embargo, hay ciertos elementos como los cables, que deben ser analizados previamente para conocer su comportamiento antes de utilizarlos en la estructura completa. Los cables son elementos fundamentales dentro de la estructura, impedirán que esta absorba todas las tensiones y por lo tanto ayudará a que las deformaciones no sean excesivas. Los cables están colocados desde la viga principal del conjunto placa base giratoria hasta ciertos puntos de la torre de lanzamiento. Su función principal será la de impedir que la torre de truss se deforme de una manera excesiva interfiriendo así en el correcto lanzamiento del cohete.

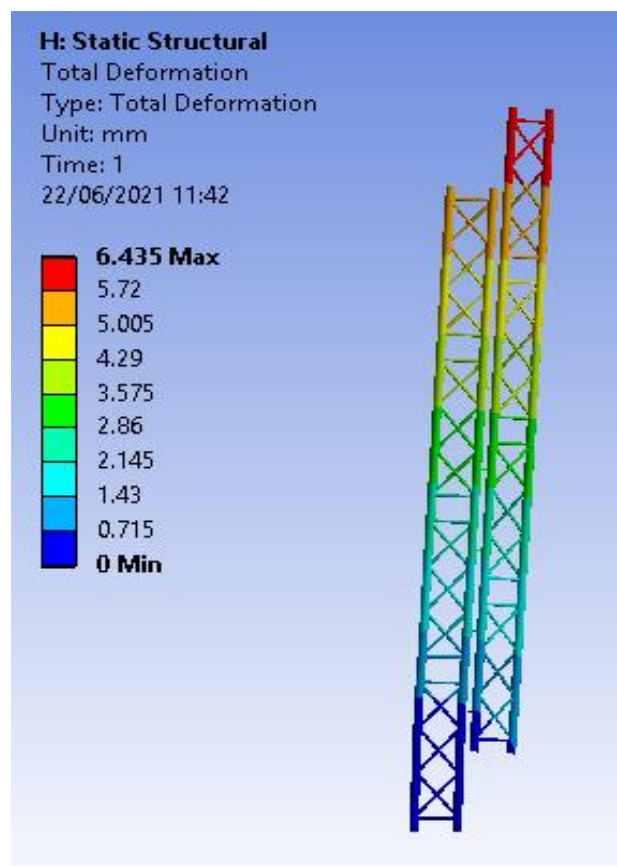


Figura 163. Deformación de la torre de lanzamiento empotrada en su base. Escala 35:1

Al analizar la estructura completa con el fin de ver su comportamiento y la transmisión de fuerzas, los cables deben estar modelados, pues son elementos a través de los cuales también

se transmitirán esfuerzos. Además deben estar precargados para impedir grandes deformaciones no deseadas.

A continuación, se desarrollará la solución propuesta para simplificar los cables y su unión a otros elementos de la estructura.

Un cable en Ansys Workbench puede ser definido, al igual que en Ansys Mechanical como un elemento barra que solo trabajará a tracción. Esta opción supondría una gran simplificación del modelo, pues se asume que el cable puede ser representado en el modelo por una línea recta. En la realidad, como se observa en la siguiente figura, el cable estará unido a un cáncamo, que se conectará a un tubo mediante un tornillo. Además el cable constará de un tensor y un grillete con los que se anclará al cáncamo. Todos estos elementos mencionados son necesarios para el correcto montaje de la plataforma de lanzamiento. A pesar de ello, son elementos que dificultarán el mallado y la obtención de resultados y que por lo tanto deben ser simplificados.

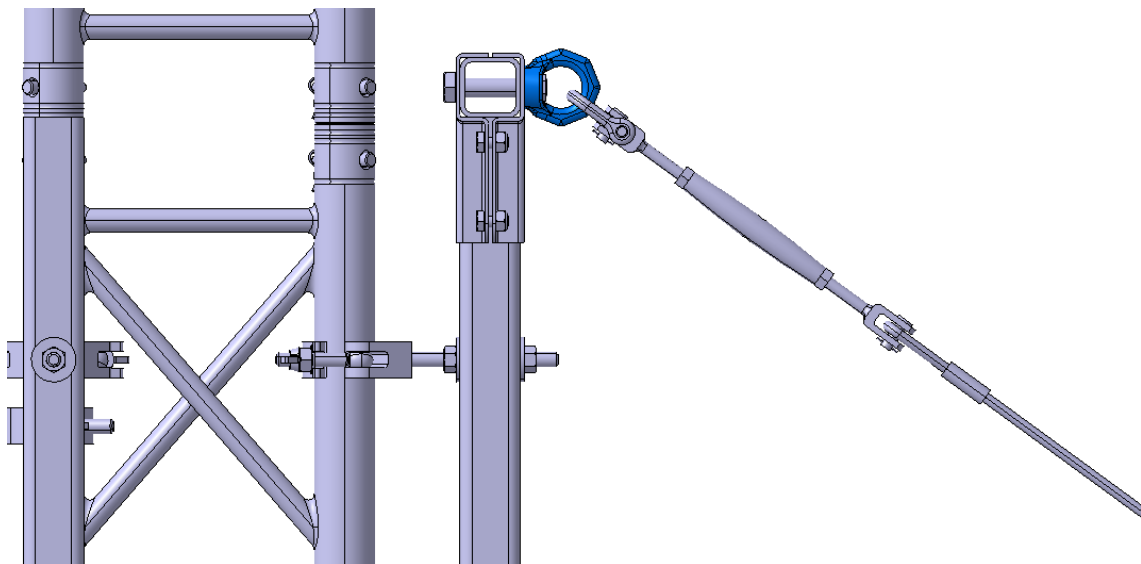


Figura 164. Representación de los elementos que forman el cable y el cáncamo.

16.1.1 - TIPO DE ANÁLISIS.

Todos los análisis realizados para obtener una solución válida del cable han sido análisis estáticos lineales. Esto es debido a que solo se quieren comprobar ciertos comportamientos de las soluciones en las que las grandes deformaciones dan igual. El contacto utilizado será del tipo "Bonded" que se trata de un contacto lineal.

16.1.2 - DEFINICIÓN DE UN CABLE.

Un cable es un elemento estructural que trabaja únicamente a tracción y que no transmite momentos. Dentro de un programa o a efectos de cálculo se puede tomar como una barra biarticulada que solo trabajará a tracción y que de trabajar a compresión no se tendrá en cuenta, pues no trabaja.

Se debe hallar por lo tanto la manera de que el programa identifique un elemento como un cable. Para definir un cable dentro del programa Ansys Workbench basta con crear dos puntos

y unirlos con una línea recta. A esta línea se le debe asignar una sección equivalente a la del cable y decirle al programa que asigne a la línea un elemento viga “Beam”

Dentro de Workbench no se puede asignar a una línea el elemento barra “Link” como si se podía hacer en Ansys Clásico [15]. El elemento barra es aquel que solo trabajará a tracción y compresión y que no transmitirá momentos. Un cable funciona igual que un elemento barra pero solamente a tracción.

Sin embargo el programa solo nos dejará asignar a la línea el elemento viga. Para que esta se comporte como un elemento barra bastará con que dentro del mallado se malle la línea con una sola división. De esta manera la línea pasará a comportarse como un elemento barra.

16.1.2.1.- Comprobación.

A continuación se realiza una comprobación con el fin de demostrar que dentro del programa Ansys Workbench si un elemento viga “Beam” es mallado con una sola división se comportará como un elemento barra.

Para ello se modela una línea recta y se empotran ambos extremos como se observa en la *figura 165*. Se malla con una sola división y se fuerza el desplazamiento de uno de los empotramientos. Después se comprueba la deformación de la barra y la transmisión de posibles momentos. Si la línea no se deforma, es decir, solo gira, querrá decir que se comporta como una barra biarticulada. Si por el contrario se deforma querrá decir que la línea se comporta como una viga empotrada que transmite momentos entre sus extremos.

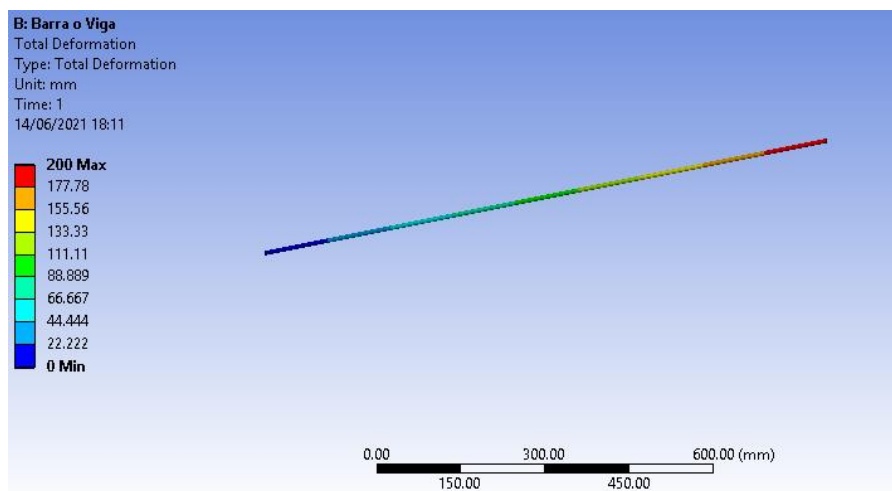


Figura 165. Comportamiento de la línea con una división.

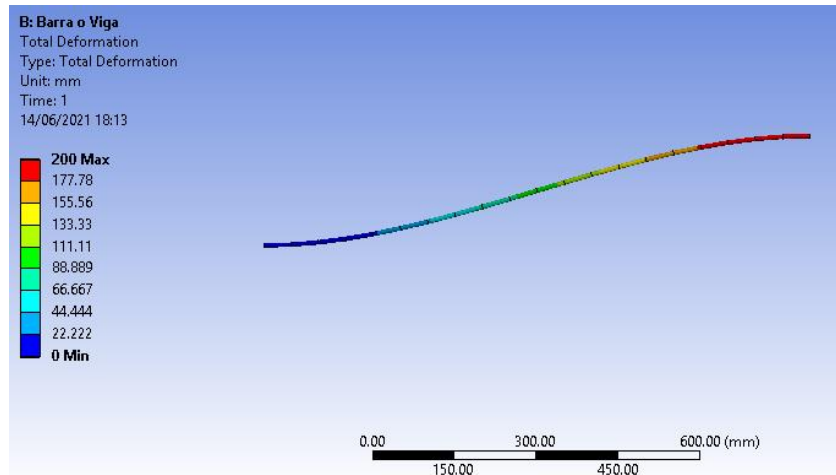


Figura 166. Comportamiento de la línea con 20 divisiones.

Como se puede observar en las *figuras 165 y 166* el comportamiento del elemento es totalmente diferente con una división y con 20. Con una división el elemento actúa como barra biarticulada y con 20 divisiones actúa como viga empotrada en sus extremos. A partir de ahora el cable se mallará con una sola división.

16.1.3 - PRIMERAS SIMPLIFICACIONES.

Una vez que se conoce la manera para que Workbench tenga en cuenta un elemento como un cable pasan a modelarse las primeras simplificaciones de la unión entre el cable y el resto de elementos de la estructura.

El grillete de unión entre el cáncamo y el cable así como el tensor y el propio cáncamo se eliminarán del modelo de estudio. Estos elementos deben estar diseñados siempre con mayores resistencias que el cable para no limitar el funcionamiento de este, por lo tanto su estudio no se llevará a cabo. Para unir el cable con la estructura, de manera que se puedan transmitir las cargas, se modelará una geometría con la misma sección que el tornillo del cáncamo al que se unirá el cable. Es el tornillo el que finalmente aguanta las cargas de la estructura y del cable y el que hace de unión entre estos dos, además es este el que dará fallo antes que el cáncamo.

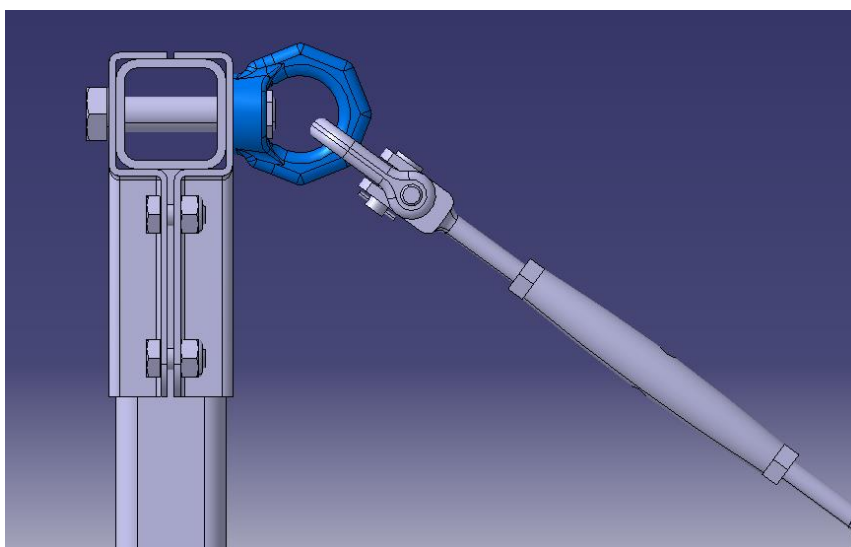


Figura 167. Unión cáncamo-Cable real diseñada.

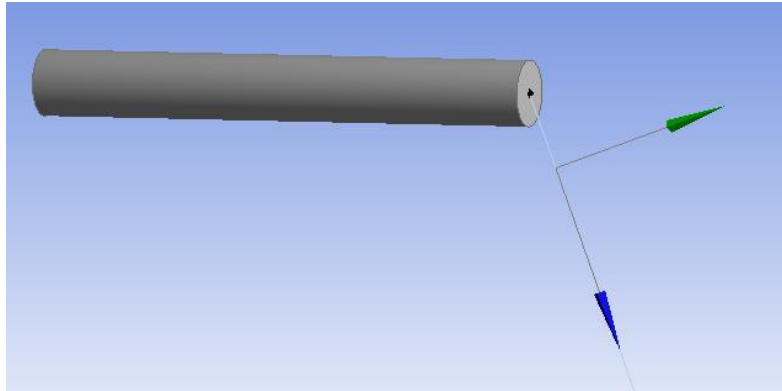


Figura 168. Simplificación de la unión cáncamo-cable y el tornillo adoptada.

16.1.4 - UNIÓN CABLE-CÁNCAMO.

Una vez modelada la geometría debe definirse la unión en el programa informático. Las uniones de elementos lineales con cuerpos sólidos pueden presentar ciertos tipos de problemas. La unión, como se puede observar en la figura anterior se da a través de un único punto situado en el centro de la cara del tornillo. Si la transmisión de fuerzas se hace teniendo en cuenta este punto como manera única de unión entre el cable y el tornillo pueden darse sobre dicho punto deformaciones y tensiones excesivas que no serían reales.

Ansys Workbench podría interpretar que toda la transmisión de esfuerzos se realiza por ese punto, y por lo tanto sobre esa cara del sólido estaría actuando una fuerza normal a esta sobre una superficie muy pequeña. Esto da como resultado tensiones excesivamente grandes y por lo tanto deformaciones que en la realidad no se darían.

Para solucionar este posible problema entre la unión del cable con el sólido se pensó en realizar una unión de patas de araña. Este tipo de uniones distribuyen la fuerza del cable en diferentes puntos unidos al sólido, de esta manera las tensiones no serán tan excesivas en un único punto.

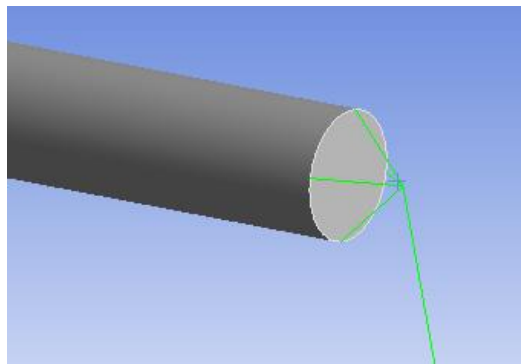


Figura 169. Unión mediante patas de araña.

Para que el programa Ansys Workbench tenga en cuenta que estos dos elementos están unidos se tienen varias alternativas. Dentro de la geometría se pueden unir estos elementos para formar de esta manera un solo elemento, o de lo contrario, se puede considerar como un conjunto total la estructura metiendo todos los elementos dentro de un "Part". Otra de las opciones es crear un contacto entre el cable y la cara.

La opción que mejor describirá el funcionamiento del cable será la creación de un contacto de tipo “Bonded”, donde se impide la separación y la fricción entre los elementos que están en contacto. Con este contacto se le dice al software que el cable y el tornillo deben estar siempre unidos y que no pueden existir desplazamientos entre ellos. Dentro de la definición del contacto “Bonded” se tendrá la opción de escoger MPC, esta opción rigidizará el contacto, es decir impedirá deformaciones anómalas entre la cara del sólido y el cable.

La opción de crear un contacto rígido MPC, como se podrá observar más adelante da errores. Este tipo de contacto convierte la barra en una viga permitiendo de esta manera la transmisión de momentos a través del cable. Por eso esta opción quedará descartada más adelante y se creará un contacto tipo “Bonded” controlado por el programa.

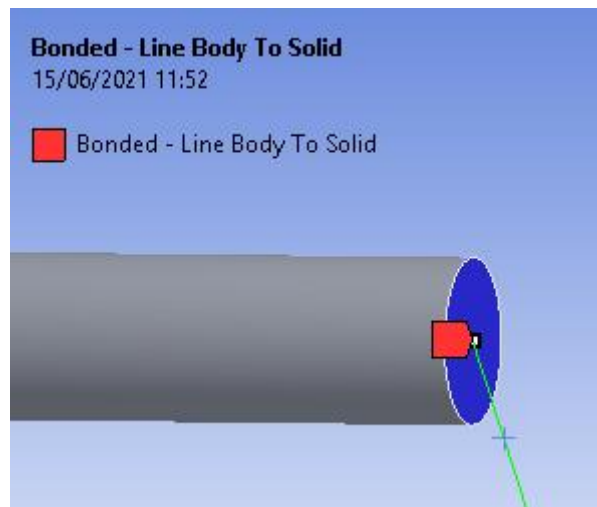


Figura 170. Bonded entre cara del tornillo y punto del cable.

16.1.5 - COMPORTAMIENTO DE LA UNIÓN FRENTE A ESFUERZOS.

A continuación se busca comprobar cómo se comportará a estática el modelo diseñado de cable y unión respecto a una fuerza exterior. La fuerza exterior se aplicará sobre un extremo del cable. El tornillo tendrá su cara libre empotrada, simulando una unión totalmente rígida, y en el extremo del cable sobre el que se colocará la fuerza se pondrá un apoyo desplazable. Este modelo ensayo servirá a su vez para comprobar el tipo de contacto más correcto que se puede definir entre un sólido y una línea. Se debe tener en cuenta que esta línea debe actuar siempre como un elemento barra y no como un elemento viga al tratarse de un cable.

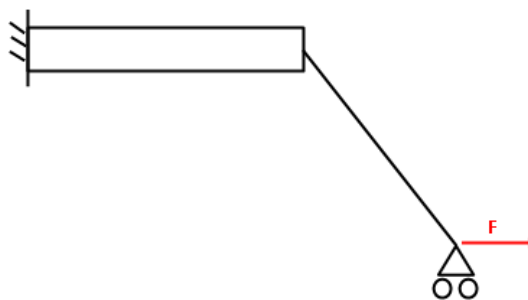


Figura 171. Esquema del modelo del análisis.

Se comprobarán la deformada del sólido y la del cable, el equilibrio estático y los esfuerzos que soporta el cable. Además se observará el comportamiento tensional del tornillo en la unión con el cable. Para el análisis se ha utilizado una fuerza de 300 N.

A continuación se exponen los ensayos realizados para dos tipos de contacto “Bonded” diferentes y finalmente la solución adoptada.

16.1.5.1.- Contacto Bonded MPC.

Primero se simula con este tipo de contacto. A simple vista la deformación que se da es lógica, el tornillo tiende a alargarse y flexionarse. La flexión existente es pequeña y mayor es la deformación el en tornillo cuanto más alejado está del empotramiento.

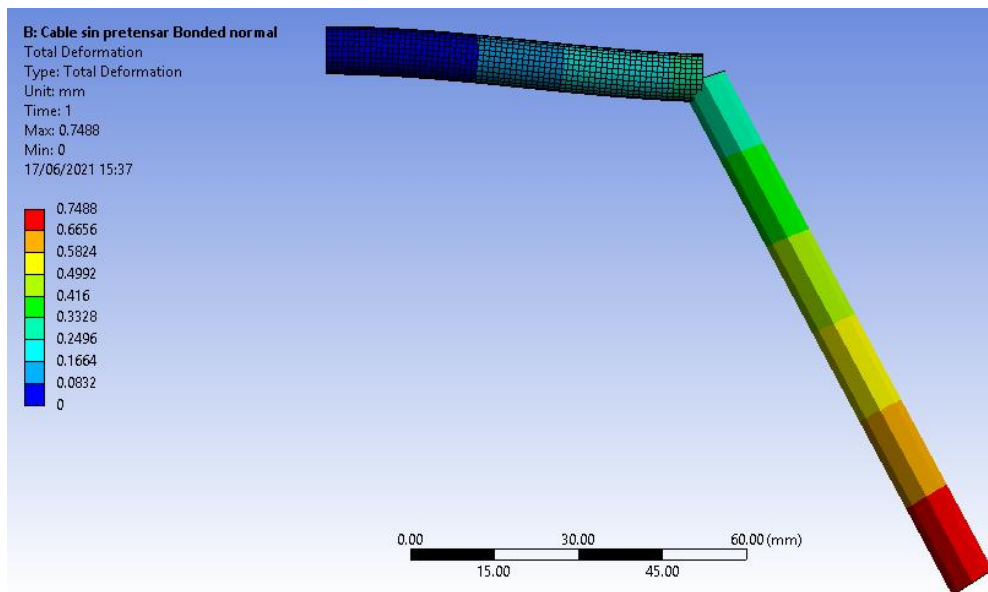


Figura 172. Deformación en milímetros del modelo con contacto Bonded MPC. Escala 19:1

En cuanto a las tensiones existentes en el tornillo, las mayores se dan en la unión entre el cable y este. También aparecen otras grandes tensiones en zonas del empotramiento. El tipo de contacto escogido ha permitido que no se creen tensiones muy altas en el punto de unión entre el cable y el sólido. Este era uno de los problemas a evitar.

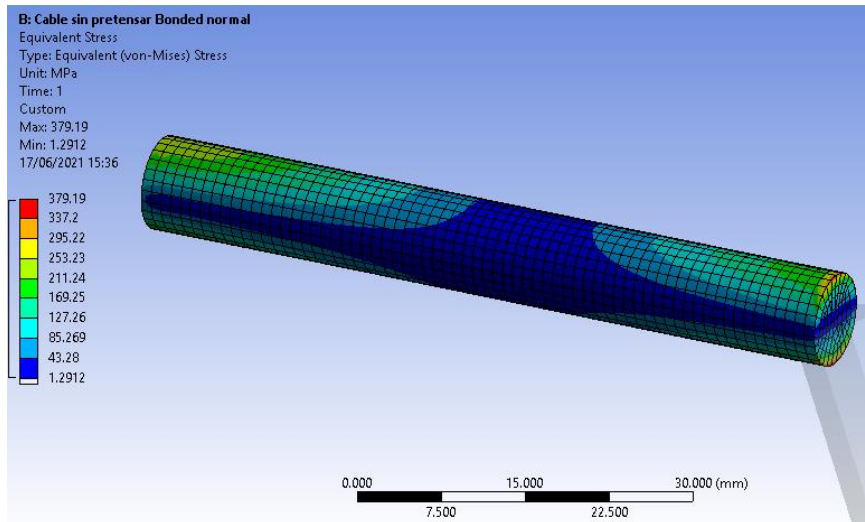


Figura 173. Tensiones en MPa para contacto Bonded MPC.

Sin embargo, el problema viene por el comportamiento del cable, este sí que sufre momentos. Esto no puede darse, de lo contrario no estaría actuando como una barra biarticulada y por lo tanto no sería un cable. Este tipo de contacto de formulación MPC rigidiza la unión y restringe los giros entre el cable y la cara de contacto por lo tanto acaba creando momentos.

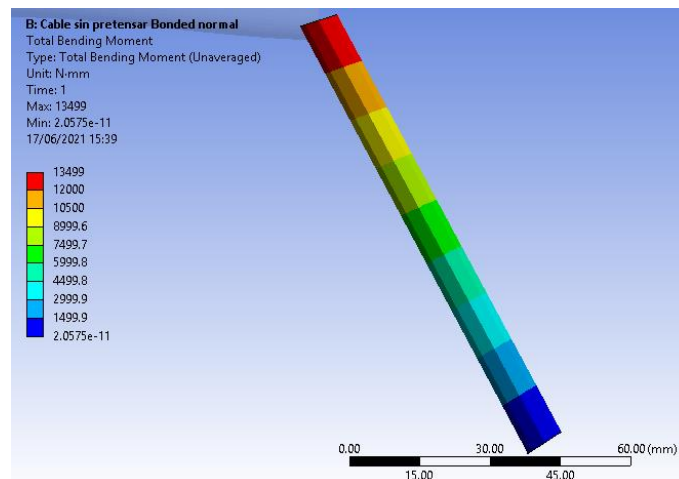


Figura 174. Momentos en el cable Nmm.

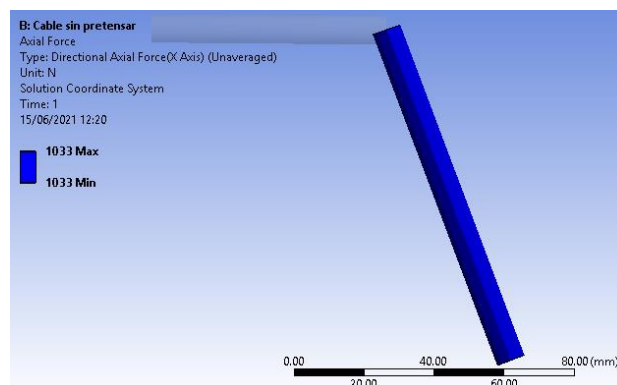


Figura 175. Fuerza axial del cable en Newtons.

Además para poder dar por válida la solución, el ensayo debe estar en equilibrio. Este ensayo se encuentra en equilibrio, sin embargo, la componente vertical de la fuerza del cable no es correcta según comprobaciones manuales. Al modelo se le ha aplicado una fuerza F_H sobre el desplazamiento, dicha fuerza F_H tiene a su vez una componente F_V creando así sobre el cable una fuerza axial compuesta por las dos, conocida como R .

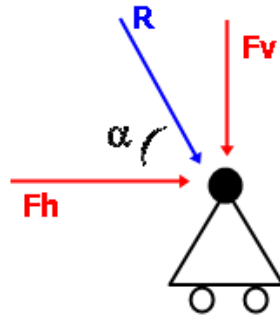


Figura 176. Esquema de fuerzas sobre el apoyo móvil.

Sabiendo el ángulo que forma el cable con la horizontal tras la aplicación de la carga F_H se puede obtener tanto la resultante R como la componente vertical F_V de la siguiente manera:

$$\tan \alpha = \frac{F_V}{F_H}$$

$$\tan 70.3 = \frac{F_v}{300}$$

$$F_V = 837.8 \text{ N}$$

Como datos se tienen, la longitud del cable que es de 101,5 mm; la fuerza horizontal que es la aplicada de 300 N; el ángulo del cable con la horizontal que es de 70.3°.

El valor de dicha fuerza obtenida del cálculo F_V debe dar igual que el valor de la fuerza vertical mostrada en Ansys. En este caso no coinciden por lo que el programa está realizando mal alguno de sus cálculos.

Results	
<input type="checkbox"/> X Axis	0. N
<input type="checkbox"/> Y Axis	6.4838e-004 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	-441.19 N
<input type="checkbox"/> Total	441.19 N

Figura 177. Resultados de las fuerzas en el apoyo móvil.

Queda descartada la utilización de este tipo de contacto por que no permite comportarse a la línea como un cable. Por lo tanto no es válido para el modelo final.

16.1.5.2.- Contacto Bonded controlado por el programa.

Se trata de la definición de un contacto Bonded normal, controlado por el programa que no implica la creación de una gran rigidez de la cara del sólido.

Como se puede observar en la *figura 178*, al no ser un contacto Bonded del tipo MPC se crean concentraciones de tensiones muy grandes alrededor del punto de unión entre el cable y el tornillo. Estas tensiones no se darán realmente sobre el sólido, y se producen por la aplicación de una fuerza sobre una superficie muy pequeña.

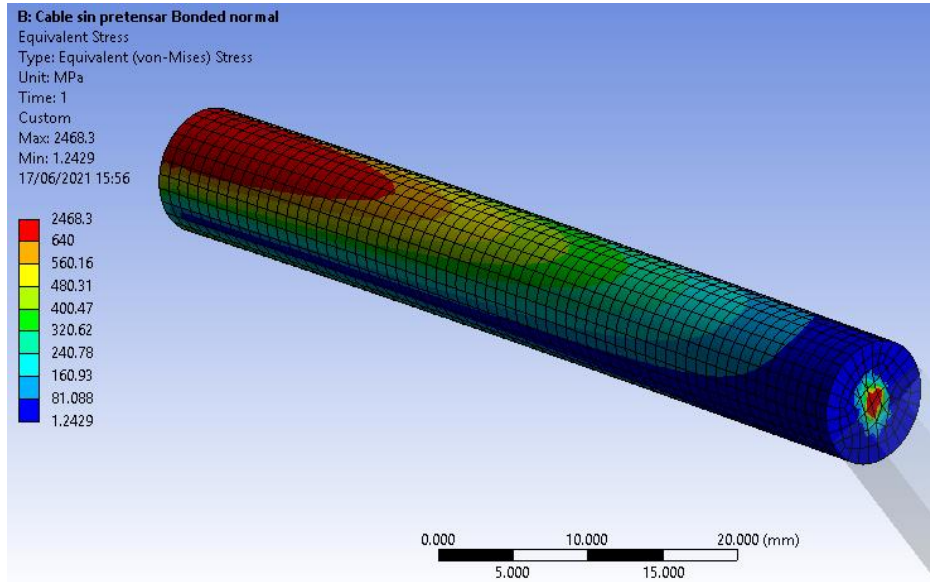


Figura 178. Tensiones en MPa para contacto Bonded controlado por el programa.

Se comprueba ahora la deformación del sólido y el cable y si existe transmisión de momentos entre los dos. En este caso el cable no sufre momentos, por lo tanto se está comportando como una barra biarticulada, válida para el modelo general de la parte superior.

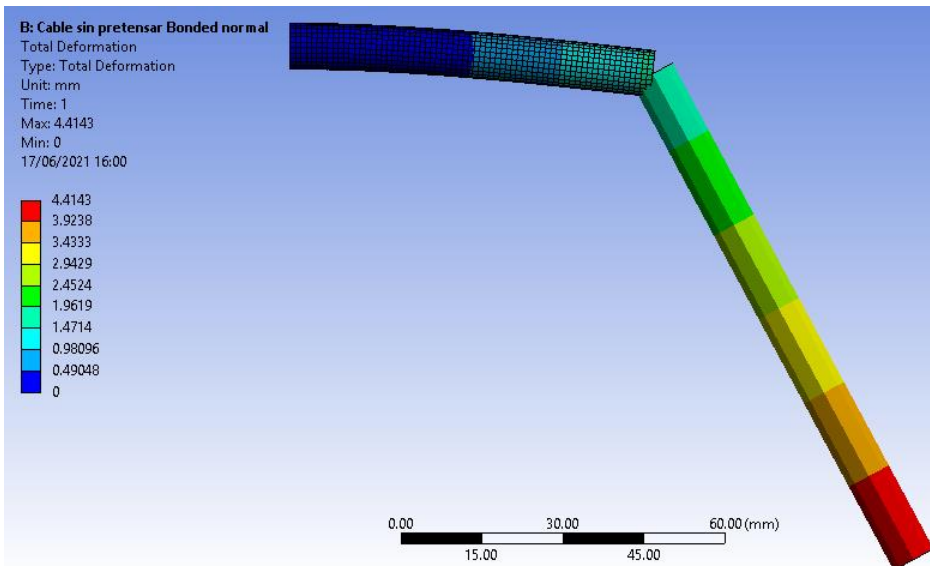


Figura 179. Deformaciones en mm para contacto Bonded controlado por el programa. Escala 3.3:1

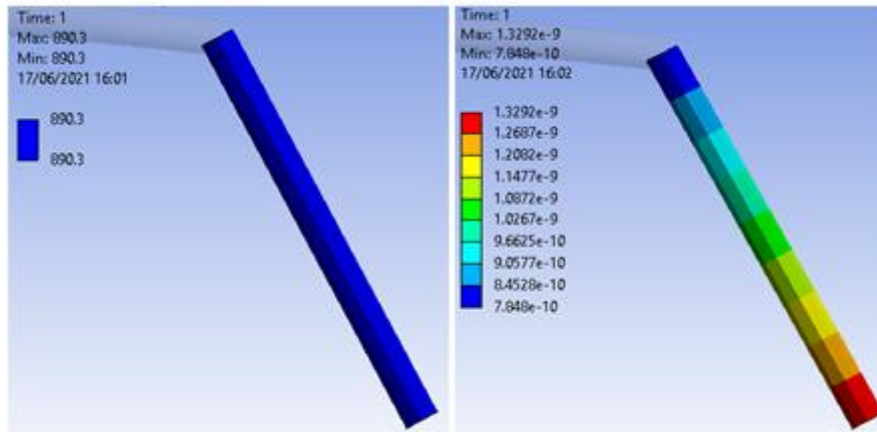


Figura 180. Izquierda: fuerza axial en N. Derecha: momentos en Nmm.

Al igual que en el ensayo anterior, se debe comprobar si las fuerzas aplicadas son correctas y si cumple con el equilibrio estático una vez ha sido deformado el conjunto.

$$\tan \alpha = \frac{F_V}{F_H}$$

$$\tan 70.3 = \frac{F_v}{300}$$

$$F_V = 837.8 \text{ N}$$

Results	
<input type="checkbox"/> X Axis	0. N
<input type="checkbox"/> Y Axis	1.0354e-014 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	-838.24 N
<input type="checkbox"/> Total	838.24 N

Figura 181. Resultados de las fuerzas en el apoyo móvil.

Las fuerzas existentes en el sistema concuerdan con las calculadas a mano, ahora se comprobará el sumatorio de momentos sobre el empotramiento. Hay que tener en cuenta que en Ansys siempre existe un error, en este caso es mínimo.

$$\sum M_y = 0$$

$$-56162 - 300 * 95\text{mm} + 838 * 101\text{mm} = 0$$

$$0.24 \text{ Nmm} = 0$$

Según lo estudiado el análisis se ha realizado correctamente, sin embargo, esta unión no representa la realidad, pues el cable nunca estará unido por un punto cuya superficie es tan pequeña y las tensiones y deformaciones creadas debido a ello son excesivamente grandes.

16.1.5.3.- Solución final adoptada.

El contacto "Bonded" controlado por el programa da una solución favorable, es decir, mantiene el elemento lineal como un cable. El problema viene derivado de la creación de tensiones en un punto muy reducido que finalmente afecta a todo el sólido. Para evitar este problema se puede

crear un pequeño sólido de rigidez infinita que sirva de unión entre el cable y el propio sólido (tornillo). De esta manera, las deformaciones y tensiones en el primer sólido de rigidez infinita serán totalmente despreciables, a su vez este cuerpo transmitirá los esfuerzos del cable a toda la superficie de la sección del tornillo.

Este nuevo cuerpo con una rigidez infinita se puede conocer como rigidizador. La unión entre el cable y este elemento se realizará con un contacto “Bonded” controlado por el programa como se ha realizado anteriormente, a su vez, se creará otro contacto “Bonded” entre el rigidizador y el tornillo. Este elemento se crea simplemente para mejorar el resultado del programa y que este modelo se comporte de la manera más real posible. El rigidizador en ningún caso será parte del tornillo en el modelo real.

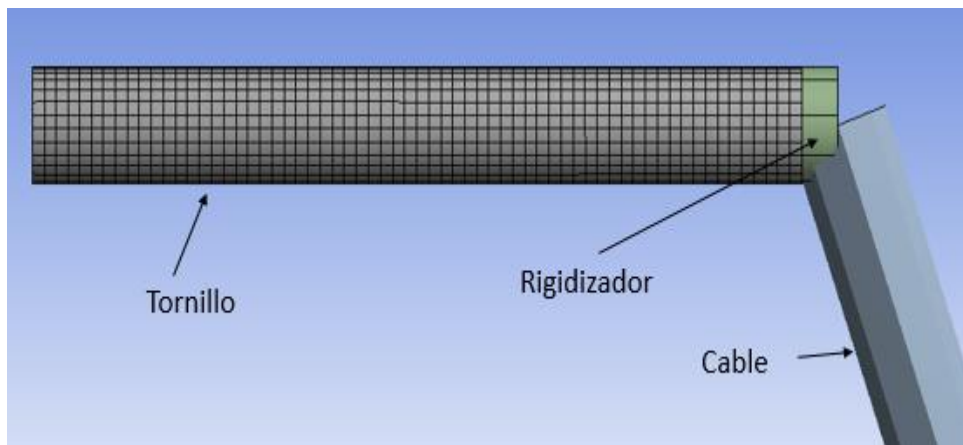


Figura 182. Cuerpos mallados.

El rigidizador debe mallarse con elementos relativamente grandes, con el objetivo de evitar grandes concentraciones de tensión, además solo se requiere para transmitir esfuerzos. El tornillo por el contrario se mallará con un tamaño más pequeño con el objetivo de ver correctamente las tensiones sobre el cuerpo.

Al igual que en los ensayos anteriores se deben realizar comprobaciones y cálculos que lo validen.

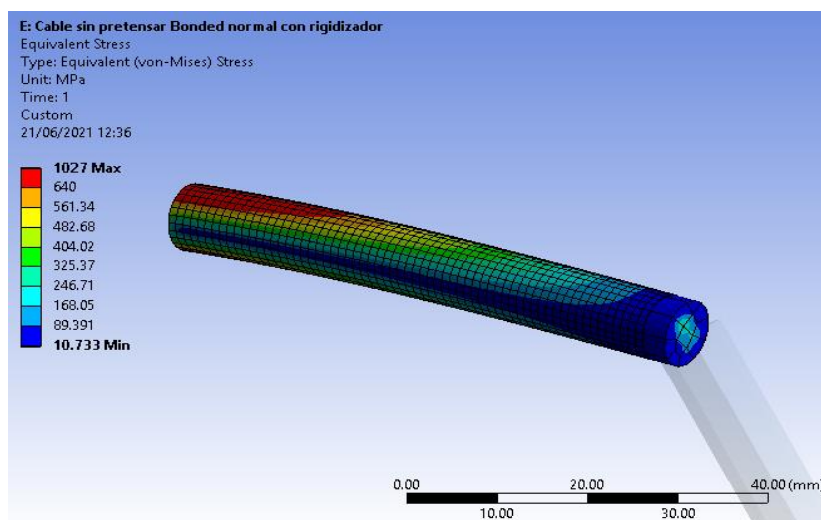


Figura 183. Tensiones en MPa para la solución final adoptada.

Las tensiones son máximas próximas al empotramiento. Como se puede observar, no existe concentración de tensiones en el punto de unión entre el cable y el rigidizador. Este tipo de tornillos consta de una calidad 8.8 por lo que tiene un límite de fluencia de 640 MPa, este límite ha sido superado en grandes zonas cercanas al empotramiento, sin embargo, se trata de un ensayo para probar el funcionamiento entre la unión tornillo cable. Las fuerzas aplicadas sobre este ensayo no son fuerzas que se darán en el modelo completo. Con la imagen anterior solo se quiere observar donde probablemente se darán las mayores tensiones en un sólido de este tipo.

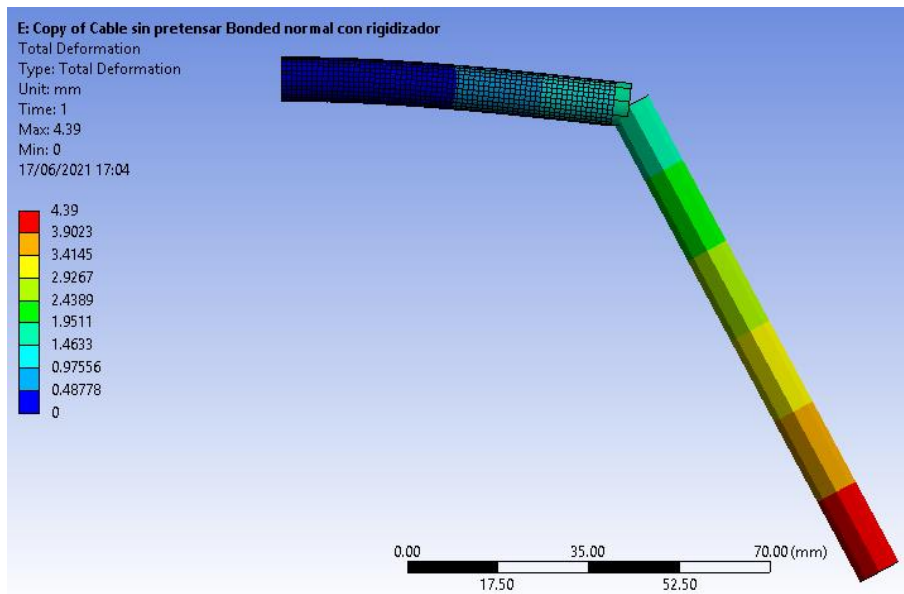


Figura 184. Deformaciones en mm para solución final. Escala 3.3:1

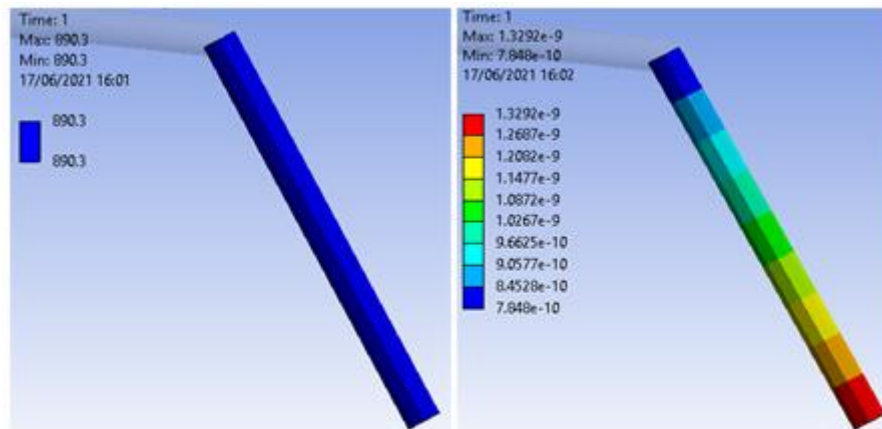


Figura 185. Izquierda: fuerza axial en N. Derecha: momentos en Nmm.

El cable actúa como tal, solamente soporta esfuerzos axiales. Los momentos se pueden considerar como cero. Se comprueban ahora el sumatorio de momentos y la distribución de fuerzas en el empotramiento y en el apoyo móvil respectivamente.

$$\tan \alpha = \frac{F_V}{F_H}$$

$$\tan 70.3 = \frac{F_v}{300}$$

$$F_V = 837.8 \text{ N}$$

Results	
X Axis	0. N
Y Axis	1.0354e-014 N
Z Axis	-838.24 N
Total	838.24 N

Figura 186. Resultados de las fuerzas en el apoyo móvil.

$$\sum M_y = 0$$

$$-56162 - 300 * 95\text{mm} + 838 * 101\text{mm} = 0$$

$$0.24 \text{ Nmm} = 0$$

Se puede dar por válido este modelo, por lo tanto será la solución adoptada para el ensayo del modelo completo de la parte superior de la estructura, compuesto por el conjunto placa base giratoria y la torre de lanzamiento.

16.1.6 - PRETENSIÓN DE UN CABLE.

Los cables en la plataforma de lanzamiento sirven como elementos que actuarán frente a posibles deformaciones excesivas de la torre o de la barra de la que tira el motor. Normalmente los cables no actúan desde el inicio del estado de carga, esto se debe a que no están tensos, es decir, los cables no actúan hasta que las fuerzas que los atraviesan los tensan.

Por ello es importante que los cables estén tensos antes de que la plataforma comience a sufrir las cargas, con el objetivo de que el Truss se deforme lo mínimo posible. En cada uno de los cables existe una pieza llamada tensor que permitirá precargarlo. De esta manera, cuando las fuerzas del peso del cohete comiencen a actuar sobre la torre de lanzamiento el cable ya estará actuando contra dichas fuerzas.

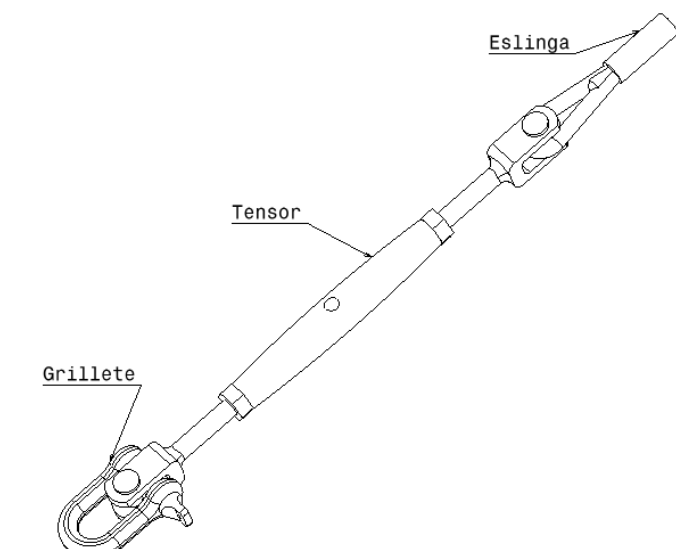


Figura 187. Representación de las piezas que componen el cable.

En Ansys Workbench no existen opciones que permitan precargar un cable como tal. Sin embargo, se adoptan diferentes estrategias que habrá que estudiar para poder precargar el cable.

Una de las opciones es aplicar temperatura con el objetivo de que el cable se contraiga, de esta manera se consigue acortar la longitud del cable y por lo tanto tensionarlo. Para ello habrá que definir un coeficiente de expansión térmica del material. Si el coeficiente es igual a 1 quiere decir que cada grado de temperatura que aumenta el material dobla su tamaño, y que si disminuye un grado este reduce su tamaño a cero.

El coeficiente de expansión térmica del acero tiene un valor de $1.2 \times 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, pero en este caso no se trabajará con dicho coeficiente y se utilizará uno que facilite los cálculos. Para crear la pretensión no es necesario que el coeficiente sea el del acero, bastará con saber interpretar su utilización para conseguir la pretensión adecuada. Finalmente se escoge un coeficiente de 0.01°C^{-1} lo que implica que si a un cable de 1 metro se le baja la temperatura 1 grado este se acortará un 1%, es decir, se acortará 10 milímetros.

Se realiza una comprobación en Ansys con el objetivo de ver el funcionamiento de una barra cuando se le aplica una temperatura. En este caso se quiere reducir el tamaño de un cable de 1 metro a 900 milímetros, es el 10% de la longitud del cable, por ello habrá que reducir la temperatura en 10 grados para lograrlo. Dentro de Workbench se define que la temperatura por defecto es de $22 \text{ }^\circ\text{C}$, por lo tanto habrá que bajarla hasta los $12 \text{ }^\circ\text{C}$.

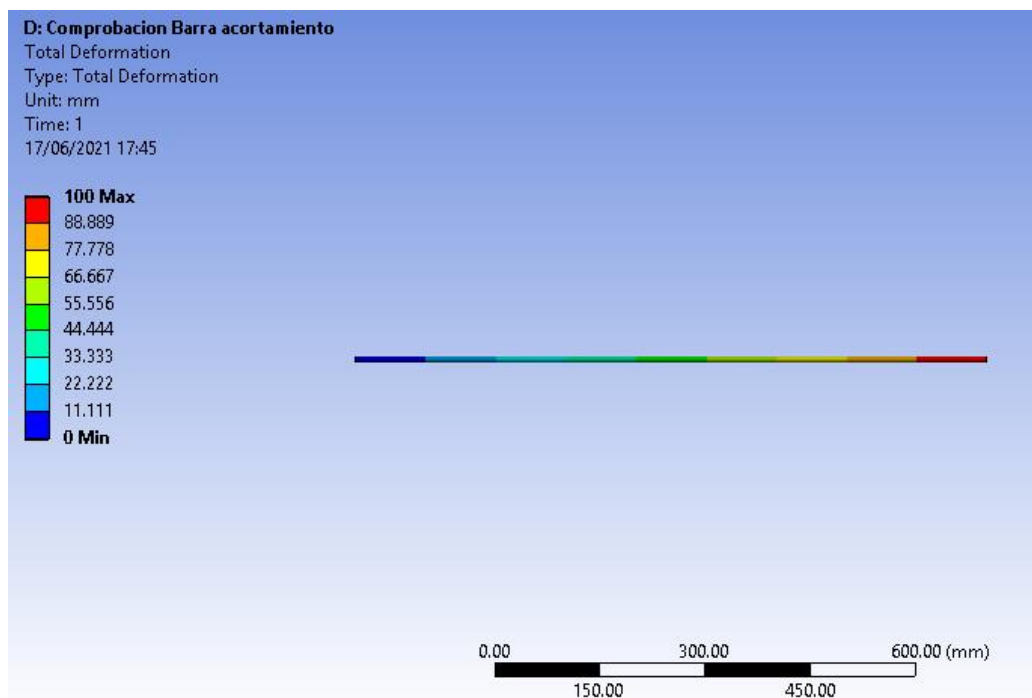


Figura 188. Deformación de una barra sometida a una reducción de $10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Para esta comprobación se empotrará el cable por uno de sus extremos y se comprobará la deformada después de haberle aplicado la reducción de temperatura. Se puede observar en la figura anterior cómo efectivamente la barra reduce su tamaño un 10%, y pasa esta vez a medir 900mm.

Por otra parte se realizará otro ensayo en el que se empotrará el cable por sus dos extremos y se le volverá a aplicar la reducción de temperatura. En este segundo experimento se podrá obtener la fuerza axial a la que estará sometido el cable. Finalmente para dar por válido este modelo y que se pueda aplicar posteriormente a la parte superior se deberá obtener la fuerza de la siguiente ecuación de resistencia de materiales:

$$\delta = \frac{N * L}{E * A}$$

Donde:

- N es la fuerza axial.
- δ es la deformación sufrida.
- L es la longitud inicial.
- E es el módulo de Young.
- A es el área de la sección.

Sabiendo que el cable mide 1000 milímetros y que la deformación sufrida es de 100 milímetros en la fórmula anterior se deberá obtener una fuerza axial igual a la obtenida mediante Ansys.

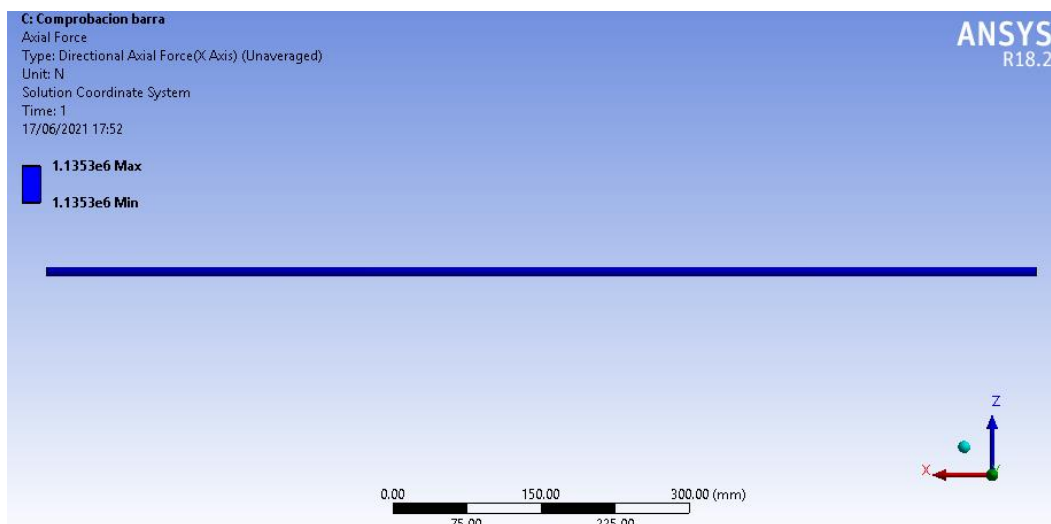


Figura 189. Tensión en el cable empotrado por sus extremos y sometido a una reducción de 10 °C.

$$100 = \frac{N * 1000}{210000 * \pi * 4.15^2}$$

$$N = 1136227 \text{ N}$$

Se comprueba que la tensión obtenida de manera manual y mediante el programa de elementos finitos es igual, por lo tanto se podrá utilizar éste método como manera para pretensar los cables más adelante.

16.1.7 - COMPORTAMIENTO DEL CABLE PRETENSADO FRENTE A ESFUERZOS.

Esta vez se realizará un ensayo parecido al realizado para observar el comportamiento de la unión entre el tornillo y el cable frente a una fuerza externa aplicada. En este nuevo ensayo se le aplicará una carga al tornillo para ver cómo se deforma, una vez vista la deformada se intentará corregir dicha deformación pretensando el cable.

Se debe destacar que se realizarán dos pasos de carga, primero se pretensará el cable bajándole la temperatura a este, y después se aplicarán las cargas externas.

Para comprobar que el cable está realizando correctamente su trabajo será necesario comprobar que efectivamente la deformación inicial que ha sufrido el tornillo se ve reducida por la pretensión del cable. La carga se aplicará sobre el rigidizador e inicialmente se observará lo que se deforma el tornillo. Esta carga será de 10000 N para poder observar una gran deformación, pues el propio cable impide que esta se dé.

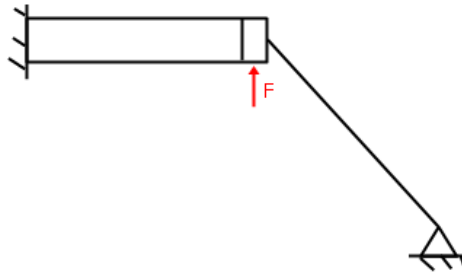


Figura 190. Esquema del modelo a realizar en Ansys.

16.1.7.1.- Deformación sin pretensión del cable.

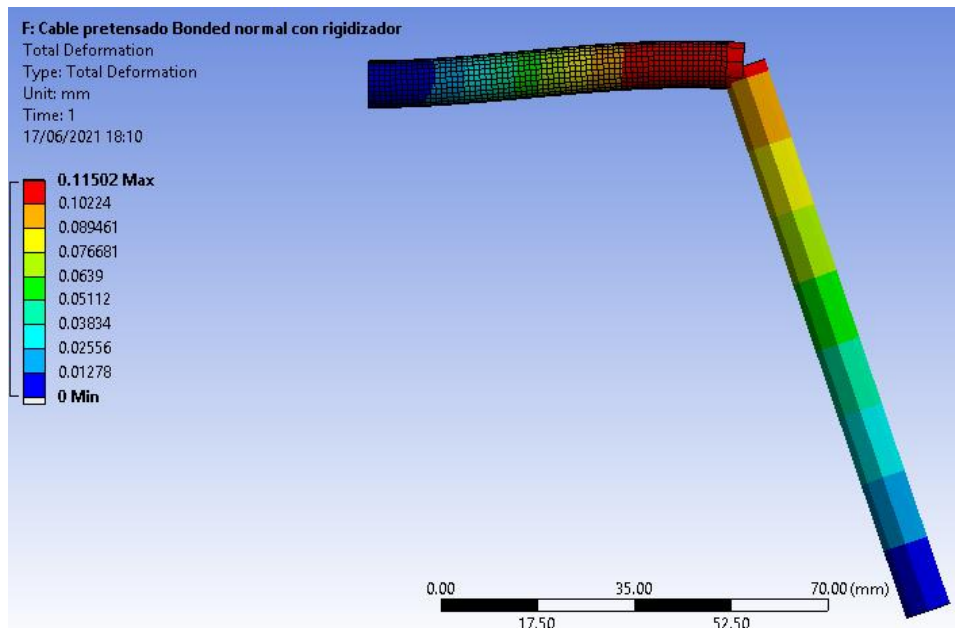


Figura 191. Deformación en milímetros sin pretensión. Escala 32:1.

Con el objetivo de compensar dicha deformación se debe acortar el cable 0.1 milímetros lo que supone un 0.1% de su longitud total. El cable mide 101.5 milímetros. Para ello será necesario bajar la temperatura 0.1 °C.

16.1.7.2.- Deformación con pretensión del cable.

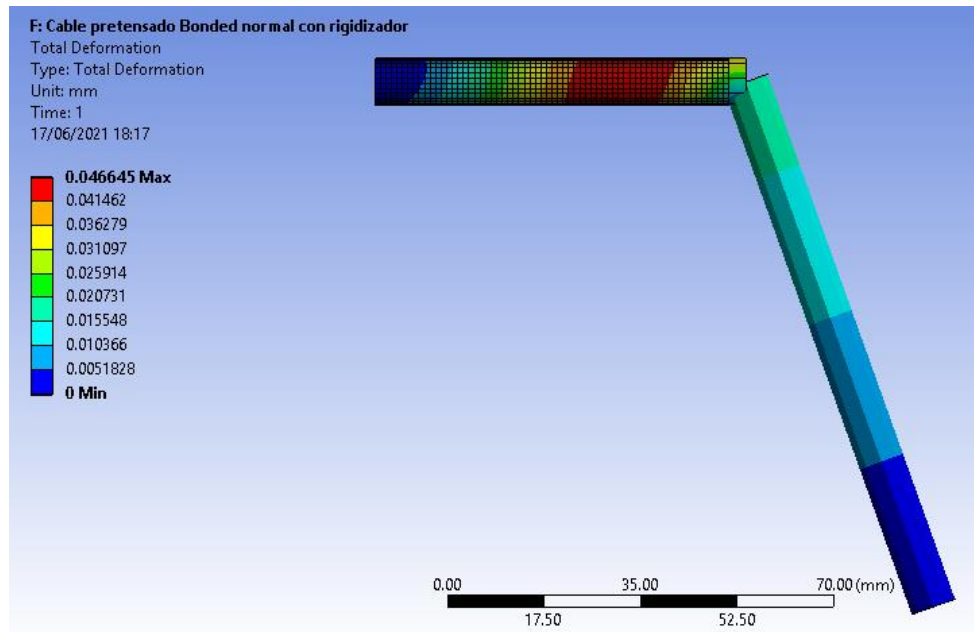


Figura 192. Deformación en mm una vez aplicada la pretensión. Escala 1:1.

Queda probado que efectivamente este sistema puede utilizarse para pretensar los cables y por lo tanto para evitar deformaciones excesivas. Por último se deben comprobar los sumatorios de fuerzas y momentos para dar por válida la solución.

$$\sum F_z = 0$$

$$10000 - 331.2 - 9668.8 = 0$$

$$\sum F_x = 0$$

$$3460.4 - 3460.4 = 0$$

$$\sum M_{y,empotramiento} = 0$$

$$7190.5 - 10000 * 65.5 + 9668.8 * 101 - 3460.4 * 95 = 0$$

$$1.3 = 0$$

16.1.8 - SOLUCIÓN FINAL ADOPTADA.

A modo de resumir y facilitar la definición de los cables, se muestra la decisión final adoptada y cómo se procederá a modelar los cables dentro del modelo completo del conjunto superior.

Según el estudio realizado, para que una línea sea modelada como un cable será necesario mallarla con un solo elemento (1 división). Una vez mallada la línea se debe crear un contacto entre el cable y la cara del sólido al que va unido. Para ello se utiliza un sólido más pequeño pegado al sólido mayor conocido como rigidizador, con una rigidez infinita para impedir grandes deformaciones y tensiones debido a que los esfuerzos se transmitirán a través de un único punto. El tipo de contacto será "Bonded" normal, controlado por el programa.

Además habrá que definir en el material un coeficiente de expansión térmica, en este caso por facilidad de cálculo será de $0.01 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$. Este coeficiente permitirá pretensar los cables antes de que las fuerzas externas actúen sobre la estructura.

16.2 - ANÁLISIS DE COMPORTAMIENTO DEL CONJUNTO SUPERIOR.

Tras haber conseguido una solución para la simplificación de los cables dentro del conjunto superior pasa a realizarse el análisis de este. En este apartado se detallará el tipo de análisis a realizar, explicando las razones del tipo escogido.

Después se expondrá la preparación del modelo, donde se transformará la carga triangular distribuida del peso del cohete en una carga distribuida escalonada, más fácil de aplicar en Ansys Workbench. Tras dicha transformación se expondrán las simplificaciones llevadas a cabo en el conjunto superior, estas simplificaciones estarán acompañadas de sus correspondientes validaciones. Las simplificaciones realizadas ocuparán gran parte del análisis, por ser de gran importancia. Dentro de este apartado se harán pequeños análisis que se explicarán con el objetivo de dar a conocer los motivos de su elección para el conjunto superior. El conjunto superior es complejo por lo tanto este apartado será de extrema importancia para reducir el coste computacional del análisis.

Se explicarán los contactos utilizados, detallando entre que piezas existen y el tipo que se ha utilizado. Se realizará el mallado y se especificarán los materiales utilizados y finalmente se aportarán las condiciones de contorno utilizadas, donde se podrá observar la colocación de las cargas sobre la estructura.

Una vez ofrecidas las pautas que seguirá el análisis se procederá a obtener la solución de este. La precarga correspondiente a los cables se realizará dentro de dicho apartado.

16.2.1 - TIPO DE ANÁLISIS.

El modelo sufre las mayores solicitaciones cuando se encuentra la torre de lanzamiento paralela respecto del suelo, es decir, en posición de montaje del cohete, con este ya montado. Cuando el motor empieza a funcionar, en un primer instante se tensa el cable que tira del conjunto superior para ponerlo de pie. El instante inicial en el que el motor empieza a tirar es en el que existe una tensión máxima en el cable. Debido a que la plataforma trabajará pocas veces se realizará un ensayo a estática, comprobando el estado de carga mayor.

A parte de estático el análisis será lineal. Esto es debido a que cumplirá todos los criterios de linealidad. Se supondrá que se trabaja siempre en la zona lineal del acero y del aluminio, pues la estructura no debe sobrepasar la mitad del límite de fluencia de los materiales.

Los contactos utilizados han sido del tipo "Bonded", contactos definidos como lineales por el programa. Se supondrán todas las uniones entre elementos como rígidas, las soldaduras y las uniones atornilladas. Estas últimas se suponen "Bonded" por qué se espera que el comportamiento de estas sea totalmente rígido. De lo contrario podría afectar a la inclinación de la torre de lanzamiento.

Además las grandes deformaciones no se darán suponiendo que se aplican cargas de valores pequeños.

16.2.2 - PREPARACIÓN DEL MODELO. ESFUERZOS SOBRE LA ESTRUCTURA.

Antes de comenzar con el análisis en Ansys Workbench, se deberá estudiar el modelo a ensayar. El conjunto superior no comprenderá en este caso los rodamientos ni los ejes. Los primeros se dimensionarán respecto a un catálogo según las fuerzas que aparecen sobre ellos.

Se deberán recalculer las fuerzas que afectan a este modelo para facilitar su introducción en Ansys Workbench. Se supone el peso del cohete como una carga distribuida triangular, con mayor peso en la base y menor en la punta. En Ansys Workbench la introducción de una carga triangular distribuida puede tener ciertas complicaciones, y para simplificar el análisis y la introducción de las cargas, se creará un estado de carga distribuida escalonada equivalente a la carga distribuida triangular.

La carga distribuida se colocará sobre la cara más exterior del truss triangular. Esta se puede dividir metro a metro, coincidiendo con cada tramo del truss. Para la carga escalonada por lo tanto se podrá dividir en tres metros, asignándole el valor equivalente correspondiente a cada escalón de la siguiente manera:

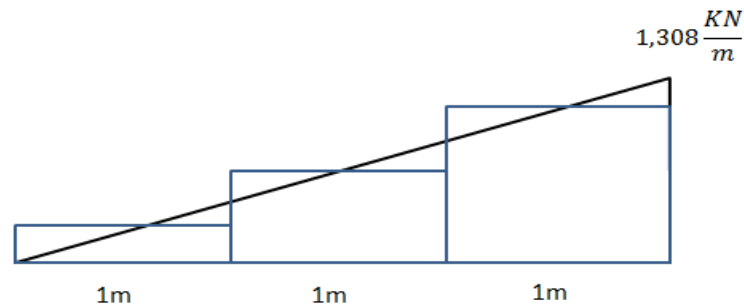


Figura 193. Equivalencia de una carga distribuida triangular y una escalonada.

El cohete tiene un peso total de 200 kg y una longitud de 3 metros. Según esto, y sabiendo que la mayoría del peso del cohete se encuentra en su base, las comprobaciones anteriores se ha tomado una fuerza a 1/3 de la base de este con un valor de 200 kg.

Para este ensayo se necesitará distribuir la carga. Por ello primero habrá que obtener una carga distribuida triangular a partir de una fuerza puntual de 200 kg.

$$200 \text{ kg} * 9.81 = 1962 \text{ N}$$

$$1962 \text{ N} * \frac{2}{3m} = 1308 \frac{\text{N}}{m} \rightarrow 1.308 \frac{\text{KN}}{m}$$

Una vez obtenido el valor de la carga distribuida triangular, se comenzará a crear una carga escalonada equivalente. Para ello hay que tener en cuenta que el área de la carga escalonada tiene que ser igual a la de la carga distribuida.

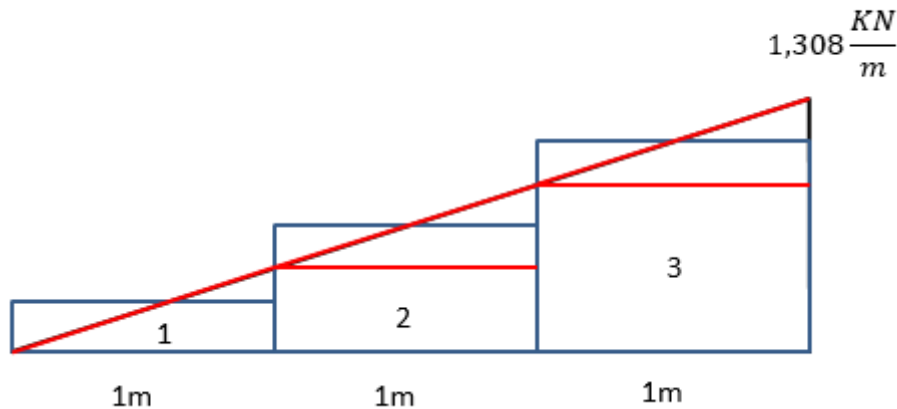


Figura 194. Visualización de la carga triangular como división en tres escalones diferenciados.

Para pasar de una carga triangular distribuida a una escalonada se han realizado tres escalones diferentes cuya base será de 1 metro y la altura se deberá calcular. La altura de dichos escalones coincidirá con la carga por metro que se deberá aplicar.

Para la obtención de dichas cargas se utilizarán las razones trigonométricas, y después se comprobarán que las áreas de las tres zonas diferenciadas, zona 1, zona 2 y zona 3 sean iguales a su homólogo triangular.

Primero se obtiene el ángulo de la carga distribuida triangular:

$$\tan \alpha = \frac{\text{Cateto opuesto}}{\text{Cateto contiguo}} = \frac{1.308}{3}$$

$$\alpha = 23.55^\circ$$

Ahora se calculará cada uno de los escalones.

16.2.2.1.- Zona 1.

La altura del cuadrado será la mitad de la altura del triángulo. Por lo tanto:

$$\tan 23.55 = \frac{X}{0.5} \rightarrow X = 0.218 \frac{KN}{m}$$

Se obtiene también la altura del triángulo para poder comprobar que las áreas efectivamente son iguales:

$$\tan 23.55 = \frac{X}{1} \rightarrow X = 0.436 \frac{KN}{m}$$

Cada uno de los pequeños triángulos rojos de la figura anterior tiene una altura de 0.436.

$$A_{\text{Triángulo}} = A_{\text{Cuadrado}}$$

$$\frac{b * h}{2} = b * h$$

$$\frac{1 * 0.436}{2} = 1 * 0.218$$

$$0.218 = 0.218$$

16.2.2.2.- Zona 2.

En este caso habrá que obtener la altura del triángulo formado por las zonas 1 y 2 y restarle la mitad de la altura del triángulo rojo de la zona dos para poder obtener finalmente la altura del escalón de dicha zona.

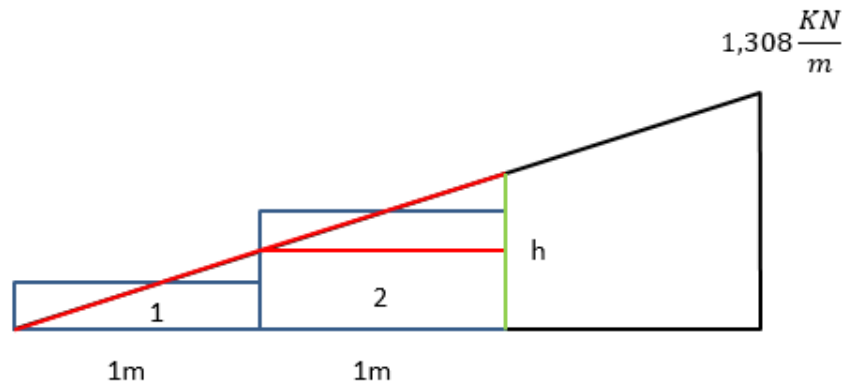


Figura 195. Zonas 1 y 2, y altura h del triángulo formado por estas zonas.

$$\tan 23.55 = \frac{X}{2} \rightarrow X = 0.872 \frac{KN}{m}$$

Obtenida la altura total se debe restar la mitad de la altura del triángulo rojo para obtener la altura del escalón:

$$0.872 - 0.218 = 0.654 \frac{KN}{m}$$

Esta vez para la obtención del área se seguirá el siguiente esquema, debido a que la zona 2 no se compone simplemente de un triángulo.



Figura 196. Izquierda: escalón de la zona 2. Derecha: sección de la carga triangular en la zona 2.

$$A_{\text{Triángulo}} + A_{\text{Cuadrado}} = A_{\text{Cuadrado}}$$

$$\frac{b * h}{2} + b * h = b * h$$

$$\frac{1 * 0.436}{2} + 0.436 * 1 = 1 * 0.654$$

$$0.654 = 0.654$$

16.2.2.3.- Zona 3.

En este caso se procede de la misma forma que en la zona 2. Altura del escalón:

$$1.308 - 0.218 = 1.09 \frac{KN}{m}$$

Se comprueba que las áreas sean iguales:

$$A_{Triángulo} + A_{Cuadrado} = A_{Cuadrado}$$

$$\frac{b * h}{2} + b * h = b * h$$

$$\frac{1 * 0.436}{2} + 0.872 * 1 = 1 * 1.09$$

$$1.09 = 1.09$$

Queda comprobado por tanto que la carga escalonada creada es equivalente a la carga distribuida triangular. La carga distribuida final tendrá este aspecto:

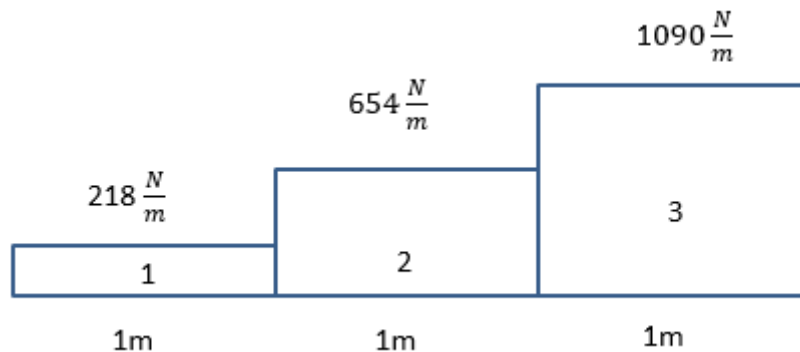


Figura 197. Carga escalonada distribuida que se aplicará sobre el truss triangular.

16.2.2.4.- Tensiones en el cable del motor.

Esta nueva carga distribuida equivalente no creará las mismas tensiones en el cable que la carga distribuida triangular asumida anteriormente. Es por eso que se hace necesario el cálculo de la tensión en el cable cuando la plataforma se encuentre en posición de montaje para la nueva carga distribuida.

Cada uno de los escalones se puede simplificar en una fuerza puntual aplicada en la mitad de dicho escalón. De esta manera, se tendrían tres fuerzas puntuales de 218, 654 y 1090 N pues cada escalón medirá un metro. Estas fuerzas más las fuerzas producidas por el peso de los elementos de la placa se utilizarán para obtener la tensión en el cable. Se vuelven a utilizar esquemas anteriores para poder facilitar la comprensión de cómo se obtienen las fuerzas y cómo se realiza el sumatorio de momentos.

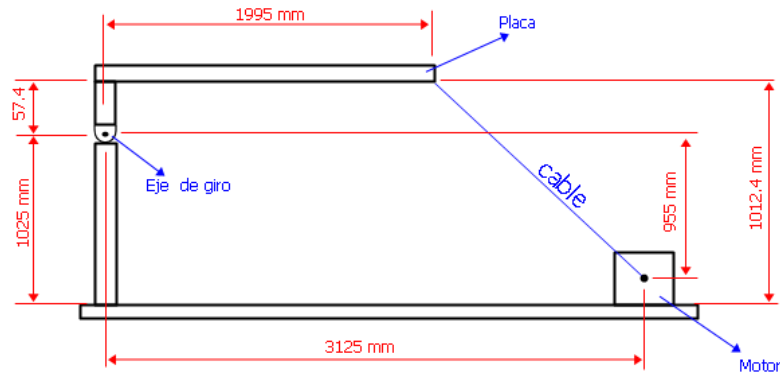


Figura 198. Esquema y distancias del cable desde el motor hasta la placa base giratoria.

De acuerdo al esquema de la *figura 198* se podrá obtener el ángulo α , que variará dependiendo de la longitud del cable y por lo tanto de la inclinación de la placa con respecto a la horizontal.

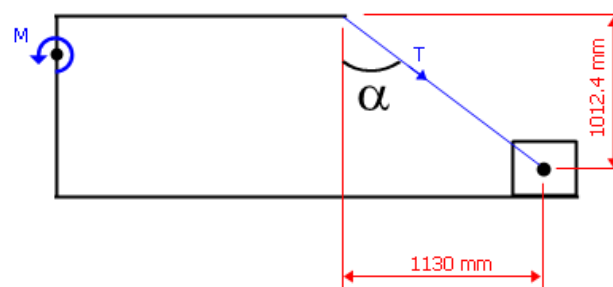


Figura 199. Esquema del ángulo formado por el cable cuando la placa se encuentra a 0° respecto al horizontal.

En este punto se limitará a explicar por encima cómo se puede obtener la tensión del cable de acuerdo a los momentos generados por los elementos de la parte superior de la estructura, si se requiere mayor información bastará con retroceder al apartado “11.3.- Obtención de la fuerza que ejerce el cable del motor” y observar el procedimiento seguido paso a paso. Según el esquema anterior se puede obtener la tensión del cable de la siguiente manera:

$$\sum M_o = 0; \quad M = T * \cos \alpha + T * \sin \alpha$$

Para obtener dicha tensión se necesitará el ángulo α cuando la placa base giratoria esté a 90° con respecto a la horizontal y el momento generado por los pesos de la parte superior más el cohete. El ángulo α se ha obtenido anteriormente y es de 47.17° . En cuanto al momento generado, dicho momento sin la carga del cohete será de 1916301.61 Nmm.

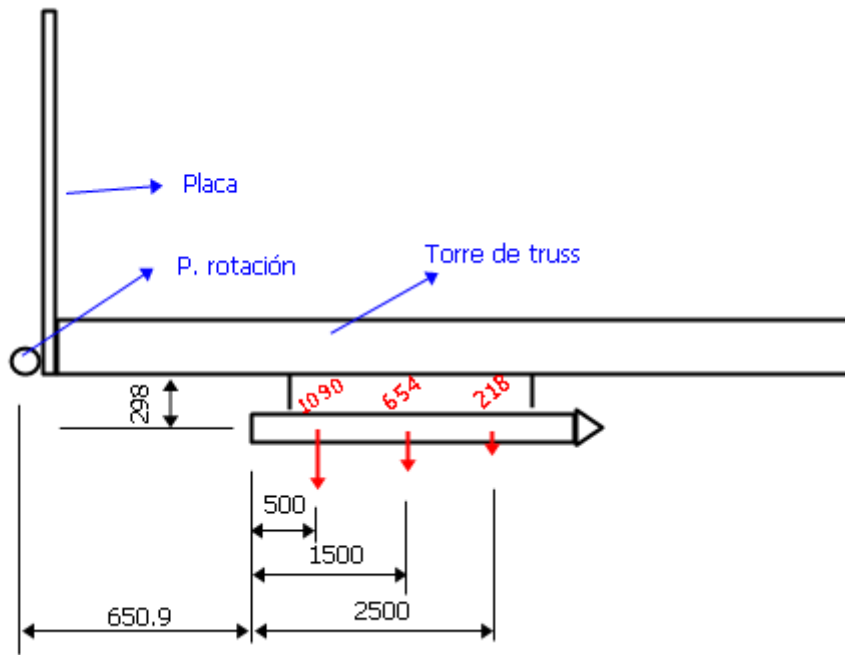


Figura 200. Esquema simplificado de la distancia entre el punto de rotación y las fuerzas del peso del cohete con la placa a 90° respecto la horizontal.

Para simplificar el esquema de la figura 200 solo se ha colocado una torre de truss. Las medidas hasta el punto de rotación son correctas y no están simplificadas. Se deberá añadir al momento generado por el peso de los elementos el momento generado por estas tres fuerzas puntuales equivalentes a la fuerza distribuida escalonada. De este modo:

$$M_{Total} = 1916301.61 + 1090 * (650.9 + 500) + 654 * (650.9 + 1500) + 218 * (650.9 + 2500) = 5264367.4 \text{ Nmm}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$5264367.4 + T * \cos(47.17) * 57.4 - T * \sin(47.17) * 1995 = 0$$

$$T = 3696.7 \text{ N}$$

$$T_{vertical}Z = 2513.1 \text{ N}$$

$$T_{horizontal}X = 2711.1 \text{ N}$$

Por otra parte, existen cargas de peso propio de la estructura que más adelante se estudiará su influencia y por lo tanto se decidirá si incluirlas o no. Como un primer paso, las cargas de peso propio que se estudiarán serán las de los truss por ser elementos de grandes longitudes sobre los que dichas cargas pueden llegar a tener influencia creando así grandes deformaciones.

Sobre el resto de elementos no se aplicarán las cargas de peso propio por considerarlas despreciables y suponer que no tendrán grandes efectos.

16.2.3 - SIMPLIFICACIONES DEL MODELO.

Estas simplificaciones van enfocadas a facilitar el mallado del modelo completo y a reducir el coste computacional de la solución. La primera de las simplificaciones se trata de modelar los tres cables de la estructura como una línea de la manera que se ha explicado anteriormente.

Además, se van a introducir muchas piezas dentro del programa Ansys, algunas de las cuales tienen geometrías complicadas que pueden simplificarse. Por ejemplo, todos los radios de acuerdo de las piezas serán eliminados con el objetivo de facilitar el mallado, a su vez los agujeros para los tornillos y los propios tornillos tampoco se modelarán.

Las abrazaderas son elementos con geometrías muy complejas, por lo tanto, se modelará entre un truss y otros pequeños tubos de sección resistente equivalente a la de las abrazaderas.

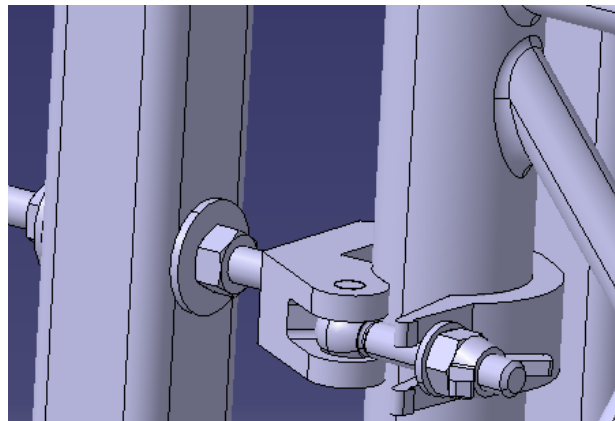


Figura 201. Detalle de la plataforma, abrazadera y radios de acuerdo.

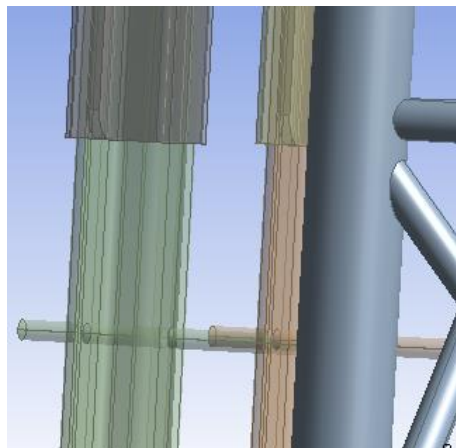


Figura 202. Detalle, simplificación de abrazaderas y radios de acuerdo.

Al igual que las abrazaderas, los cáncamos también se eliminarán, en su defecto se modelará el tornillo que tienen en su interior por ser el elemento que aguanta toda la carga, los cables se unirán a la cara de dicho tornillo.

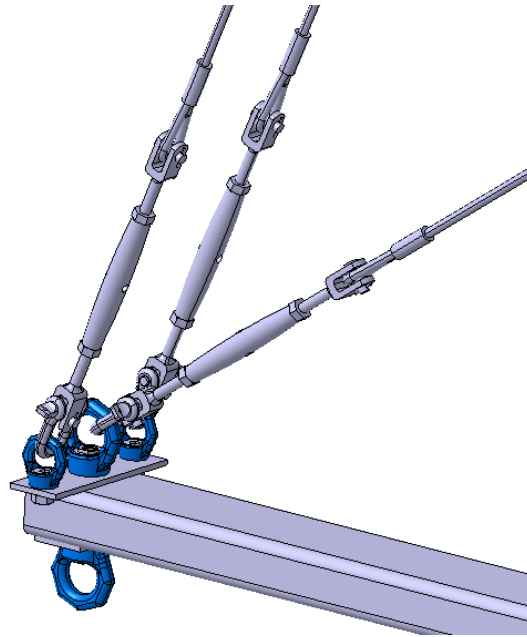


Figura 203. Detalle, cáncamos y cables con sus respectivos tensores.

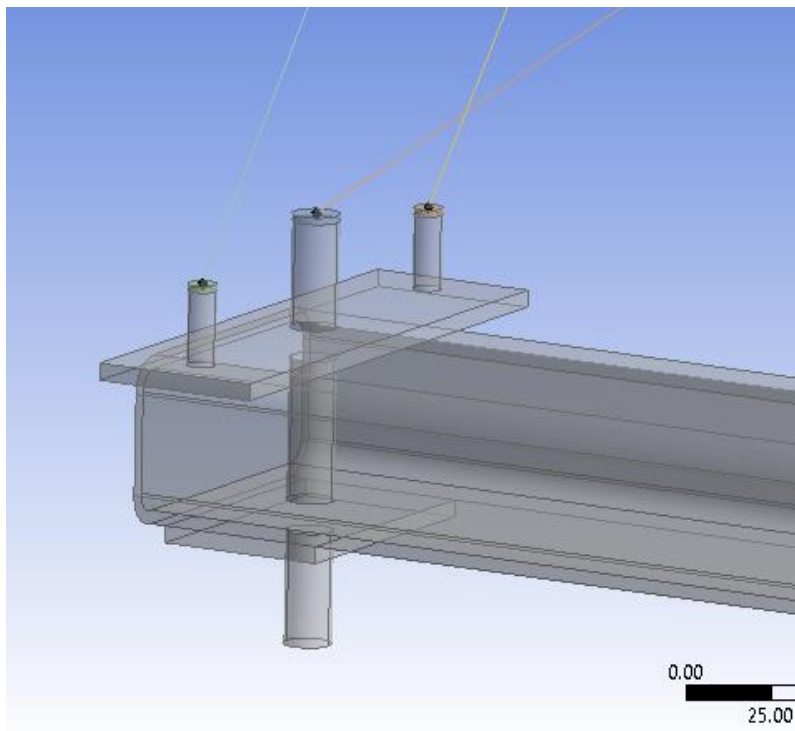


Figura 204. Simplificación adoptada de cáncamos y cables.

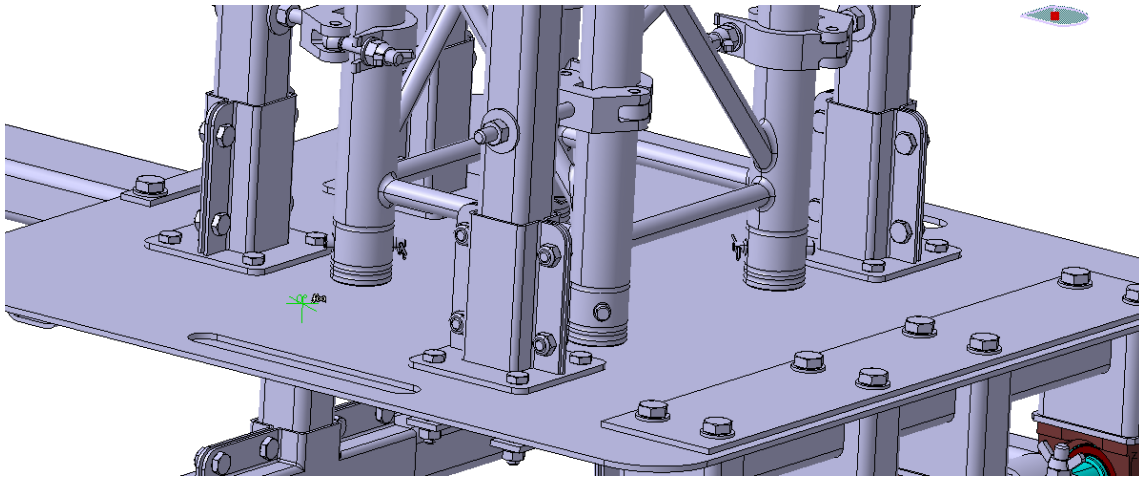


Figura 205. Vista de la base, tornillería, agujeros, radios del truss y pernos.

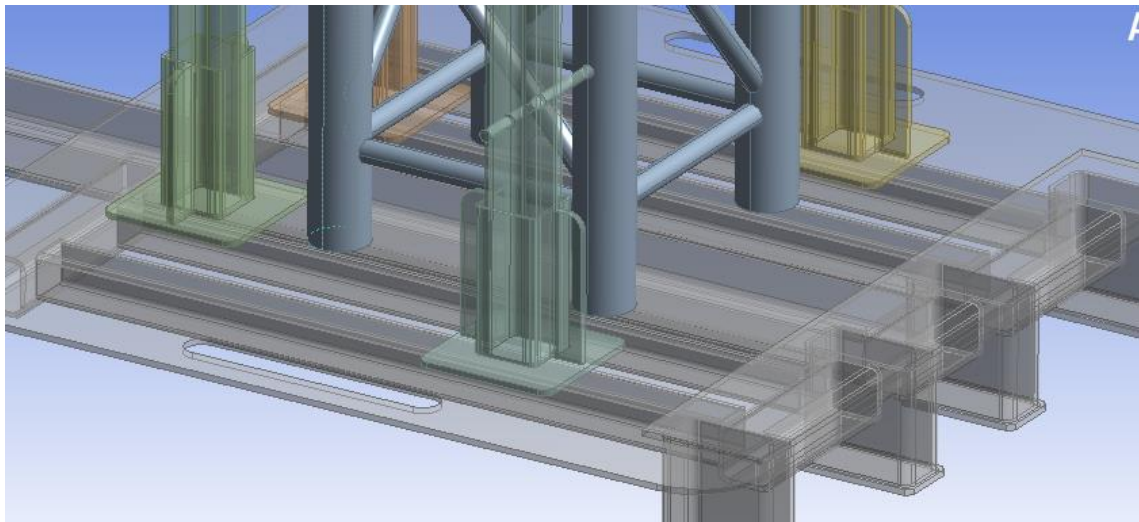


Figura 206. Vista de la base con las simplificaciones mencionadas aplicadas.

A parte de las simplificaciones mencionadas, se han creado soluciones para ayudar al programa a que converja más rápidamente. Soluciones que han sido ensayadas con el objetivo de que representen la realidad lo más fielmente posible.

16.2.3.1.- Torre de lanzamiento unida.

La torre de lanzamiento es el conjunto de truss y abrazaderas sobre las que se colocará el rail y que servirá como estructura para el cohete. Para definir completamente esta torre se hace preciso la definición de una gran cantidad de contactos, la mayoría de ellos de tipo “Bonded”. Se ha realizado un ensayo sometiendo a la torre a ciertas cargas para comprobar cómo se comporta esta con contactos y cómo lo hace si se unen todas las piezas como si fuese una única. Los contactos “Bonded” al fin y al cabo trabajan como si dos piezas estuviesen unidas, pues no existirá ni desplazamiento ni rozamiento entre las caras sobre las que se aplica dicho contacto. A efectos de la torre de lanzamiento se ha estudiado si dichos contactos tipo “Bonded” pueden ser sustituidos por la unión física de las piezas.

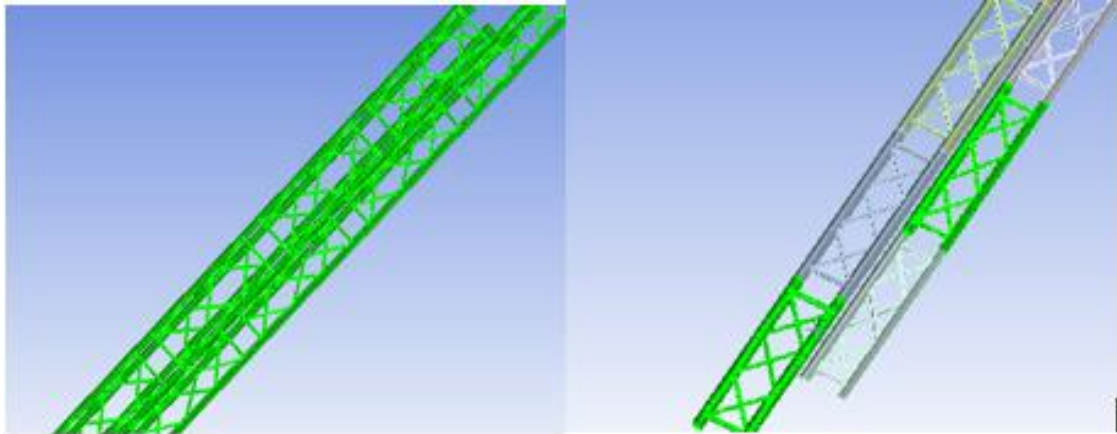


Figura 207. Izquierda: torre unida por completo. Derecha: torre con todos sus componentes.

Uno de los problemas que puede dar la unión física de las piezas es el mallado de estas. Cuando dos piezas están unidas y sus geometrías son bastante diferentes el mallado de las dos es más costoso pues la transición de una pieza a la otra puede dar lugar a elementos con mala relación de aspecto. Sin embargo, en piezas que no estén unidas entre las que se define un contacto esta transición se realiza de una manera mucho más sencilla, pues la malla no tiene por qué ser continua.

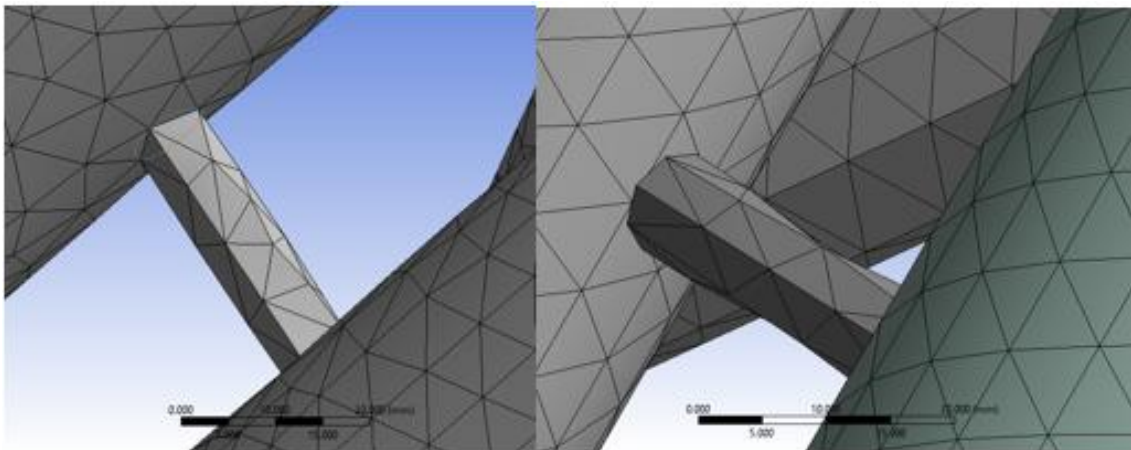


Figura 208. Izquierda: Torre unida por completo. Derecha: torre con componentes separados.

En la *figura 208* se puede observar cómo en la torre unida por completo los elementos realizan una transición y cómo en la torre cuyos elementos están separados la malla no realiza dicha transición. Sin embargo, a pesar de que la malla continua es un poco peor, no supone la creación de elementos con mala relación de aspecto.

Para finalmente dar por válida la consideración de unir la torre de lanzamiento como una única pieza se estudiará su comportamiento frente al mismo estado de carga. Se obtendrán las deformaciones de cada una, sus tensiones y las reacciones sobre los apoyos.

Para los análisis se empotrará la base del primero de los truss cuadrados y las cargas aplicadas serán las del cohete de manera escalonada sobre los truss triangulares. Cuando se introduce en Ansys una fuerza, esta se introduce de manera puntual, es decir, en Newtons, y posteriormente se selecciona la superficie sobre la que se distribuirá. Es por ello que se debe pasar de carga

distribuida a fuerza puntual. En este caso el valor será el mismo porque la zona de influencia de cada carga es de un metro.

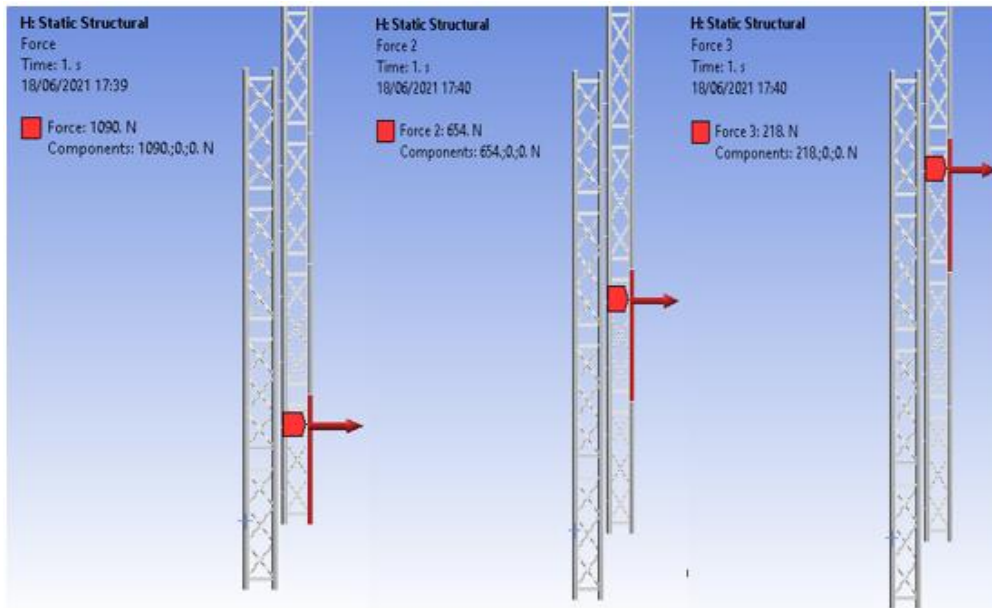


Figura 209. Cargas aplicadas sobre el truss.

16.2.3.2.- Comparación entre los dos modelos.

A continuación se presentan las comparaciones entre los dos modelos posibles, el modelo torre de lanzamiento totalmente unido y el modelo torre de lanzamiento con piezas individuales unidas mediante contactos “Bonded”. Se estudiarán en ambos modelos, la deformación sufrida y el sumatorio de fuerzas y momentos sobre el empotramiento. Ambos resultados deben ser parecidos, cabe decir que no tienen por qué dar exactamente los mismos resultados, pero estos deben tener una diferencia muy pequeña entre ellos.

Como se puede observar en la *figura 210*, las deformaciones tienen valores muy parecidos, apenas difieren en 0.04 milímetros en la zona de la deformación máxima. Además la línea que siguen las deformaciones es muy parecida, hasta el punto de que parecen completamente iguales.

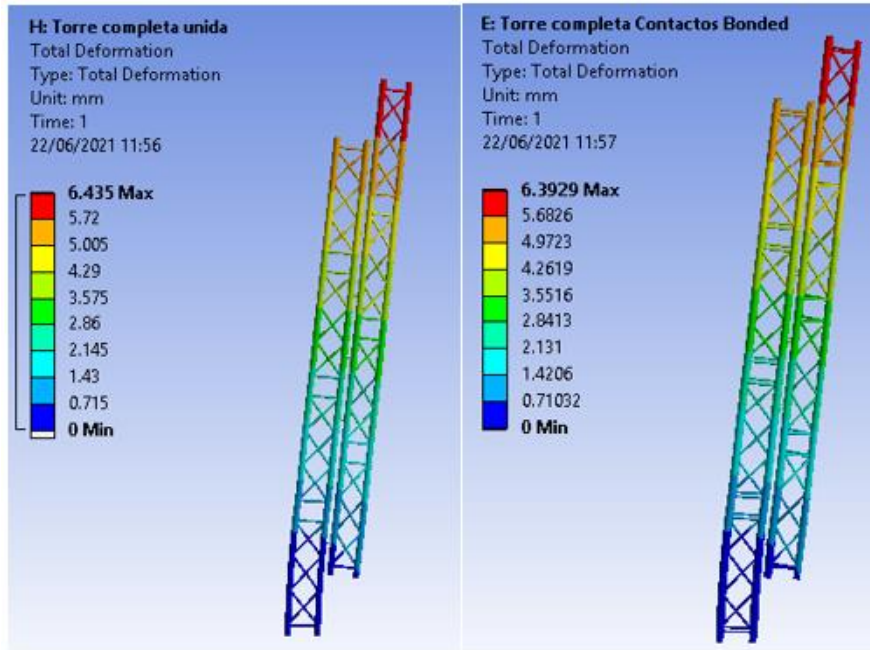


Figura 210. Izquierda: Torre unida en una sola pieza. Derecha: Torre unida contactos “Bonded”. Escala 71:1.

Se van a comprobar ahora las reacciones sobre el empotramiento, que se encuentra en la base del primer truss cuadrado. Estas reacciones deben ser parecidas y como siempre se comprobará posteriormente que se cumpla el equilibrio estático.

Results		Results	
X Axis	-1962. N	X Axis	-1962. N
Y Axis	-1.2382e-006 N	Y Axis	-1.1327e-006 N
Z Axis	4.5598e-007 N	Z Axis	5.8475e-007 N
Total	1962. N	Total	1962. N

Figura 211. Fuerzas sobre el empotramiento. Izquierda: Torre unida en una sola pieza. Derecha: Torre unida contactos “Bonded”.

$$\sum F_x = 0;$$

$$1090 + 654 + 218 - 1962 = 0$$

$$0 = 0$$

Results		Results	
X Axis	3.7293e-003 N·mm	X Axis	2.1644e-005 N·mm
Y Axis	-3.052e+006 N·mm	Y Axis	-3.0497e+006 N·mm
Z Axis	0.16304 N·mm	Z Axis	0.16304 N·mm
Total	3.052e+006 N·mm	Total	3.0497e+006 N·mm

Figura 212. Momentos sobre el empotramiento. Izquierda: Torre unida en una sola pieza. Derecha: Torre unida contactos “Bonded”.

$$\sum M_Y = 0;$$

$$-3052000 + 1090 * 1000 + 654 * 2000 + 218 * 3000 = 0$$

$$0 = 0$$

Como se puede observar las reacciones sobre los apoyos dan muy parecidas en ambos modelos. Además, se ha comprobado el equilibrio estático para el modelo en el que la torre de lanzamiento es una sola pieza y se cumple.

Aparecen ciertos momentos respecto de ejes que en un cálculo estático según la teoría no deberían aparecer, sin embargo esto es debido a pequeños desplazamientos que pueden surgir en el modelo mientras este se resuelve. Estos momentos aparecidos, son prácticamente nulos en comparación con el momento que aparece respecto del eje Y.

16.2.3.3.-Influencia del peso propio.

Aprovechando el ensayo anterior, se colocarán sobre los truss las cargas de peso propio correspondientes con el objetivo de ver si dichas cargas deberán tenerse en cuenta para el ensayo posterior del conjunto completo. Para ver si el peso propio tiene una gran influencia se observará la deformada de este frente a la del mismo modelo sin peso propio.

El truss triangular tiene un peso de 5.1 Kg/m, y el truss cuadrado uno de 7 Kg/m. Estos pesos se deberán introducir en las unidades correspondientes utilizadas:

$$5.1 \frac{Kg}{m} * 9.81 = 50 \frac{N}{m}$$

$$7 \frac{Kg}{m} * 9.81 = 68.67 \frac{N}{m}$$

Estas cargas distribuidas se introducirán como una fuerza puntual y después se les dará la superficie sobre la que influye dicha fuerza, es decir, dada una fuerza puntual, Ansys es capaz de distribuirla sobre una superficie. Cada truss es de 4 metros de alto por lo tanto:

$$50 \frac{N}{m} * 4 m = 200 N$$

$$68.67 \frac{N}{m} * 4 m = 274.6 N$$

Sobre el truss cuadrado, la fuerza se distribuirá sobre las dos patas delanteras, por lo tanto se aplicará a las dos patas delanteras la mitad de la fuerza.

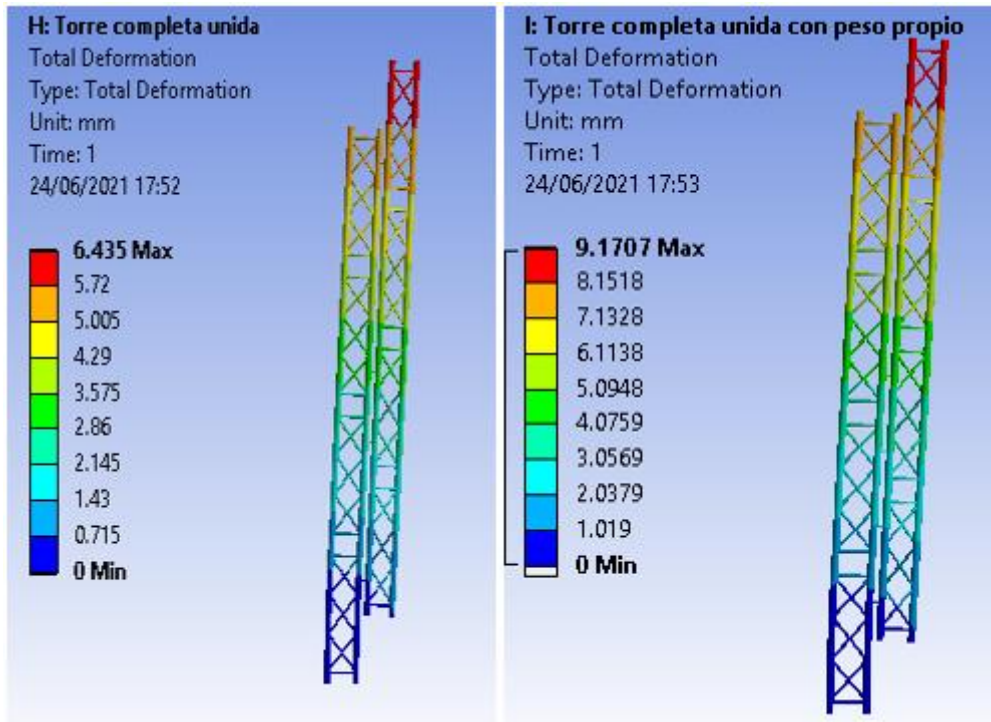


Figura 213. Izquierda: Deformación en mm sin peso propio aplicado. Derecha: Deformación en milímetros con peso propio aplicado.

Queda comprobado por tanto que el peso propio tendrá una gran influencia sobre la estructura, es por ello que los análisis del modelo completo se realizarán todos con el peso propio del truss triangular y cuadrado aplicados.

A parte de la torre de lanzamiento, existen varios elementos a los que también se les aplica una unión para formar una sola pieza, es el caso de las patas del conjunto placa base giratoria. Estas patas formarán una única pieza con los tornillos y las uniones tipo Starmodul. A su vez, todos los elementos de la placa, el emparrillado (conjunto de tubos por debajo de la placa) también formará una única pieza. Estos elementos de por sí están unidos mediante soldadura, y estas no será estudiadas ni modeladas por tratarse de un análisis a estática.

Tanto la placa como las patas serán independientes unas de otras a pesar de pertenecer al mismo conjunto. Estos elementos serán estudiados más detalladamente tras obtener el comportamiento del conjunto superior completo. Estos elementos unidos en una sola pieza no precisarán de un ensayo como el de la torre de lanzamiento para que sean validados debido a su sencillez se comportarán igual.

De esta forma finalmente se pueden distinguir en el modelo simplificado los siguientes tipos de elementos:

- Torre de lanzamiento: es la torre completa, con todos los truss y uniones entre estos, forman una sola pieza en el modelo.
- Patas de la placa base giratoria: son cuatro y están compuestas por la pata, los tornillos correspondientes y las abrazaderas que sirven de unión con la placa, todos los elementos forman una sola pieza.
- Placa: formada de una sola pieza por los elementos del emparrillado y los tornillos de los cables.

- Union Starmodul 0055-05: dos unidades.
- Tubo cuadrado 50x50x4: una unidad
- Tornillos superiores de los cables: dos unidades.
- Rigidizadores: piezas unidas al tornillo y al cable, en total son 6 unidades.
- Cables: 3 unidades

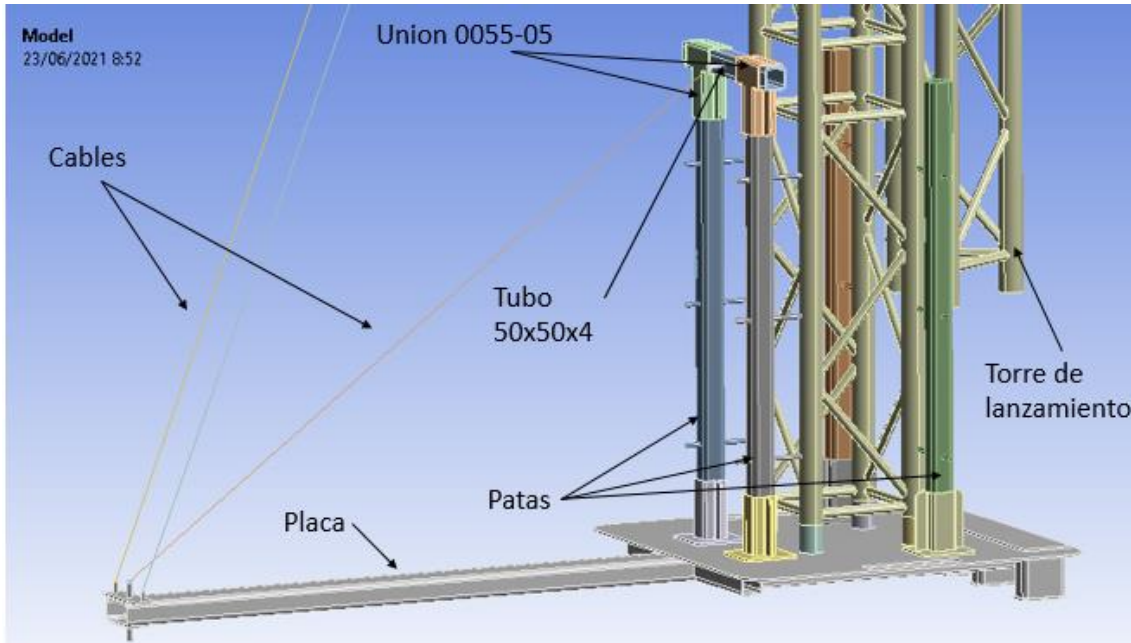


Figura 214. Elementos existentes dentro del modelo.

Los rigidizadores irán acoplados a los tornillos en los que se colocarán los cables, y los tornillos superiores de los cables serán dos geometrías cilíndricas de pequeño tamaño acopladas en la parte superior del truss cuadrado.

16.2.4 - CONTACTOS.

Todos los contactos existentes entre piezas son del tipo “Bonded”, se asume de esta manera pues todas las piezas se encuentran unidas rígidamente entre sí en este modelo. Al ser un modelo de gran tamaño, complejo y con una gran cantidad de elementos existirán muchos contactos entre los cuales están:

- Contacto Torre de lanzamiento – Patas
- Contacto Torre de lanzamiento – Tornillos superiores
- Contacto Torre de lanzamiento – Placa
- Contacto Patas – Placa
- Contacto Tornillos – Rigidizadores
- Contacto Cable – Rigidizador

A su vez, con el objetivo de obtener los esfuerzos sobre ciertos elementos de una manera más sencilla para poder ensayar posteriormente el elemento placa base giratoria, se han realizado cortes sobre las patas y la torre de lanzamiento. Estos cortes han creado una división que en la realidad no existe y han sido unidos mediante un contacto “Bonded” al cuerpo al que pertenecen. Esta solución se ha planteado para en un posterior postproceso facilitar la obtención de esfuerzos en dichos contactos creados.

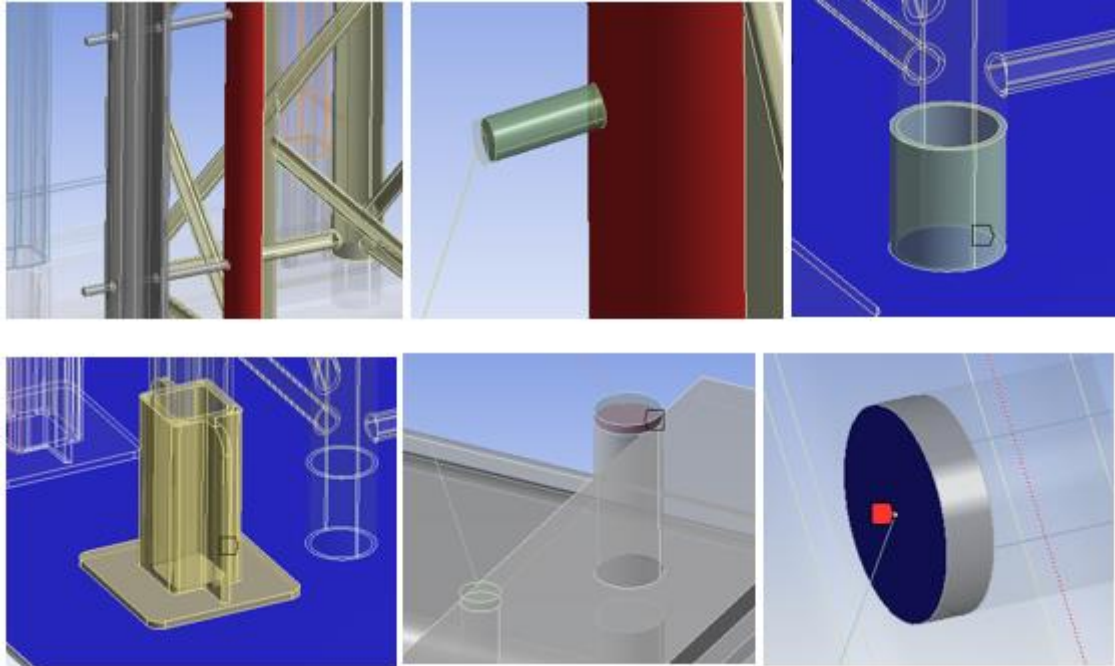


Figura 215. Contactos existentes en el modelo en orden respecto a la lista.

En la *figura 215* se pueden ver los contactos existentes en el modelo, todos ellos de tipo “Bonded”, a continuación también se muestran los contactos creados a partir de un corte para poder obtener los esfuerzos en dicho corte.

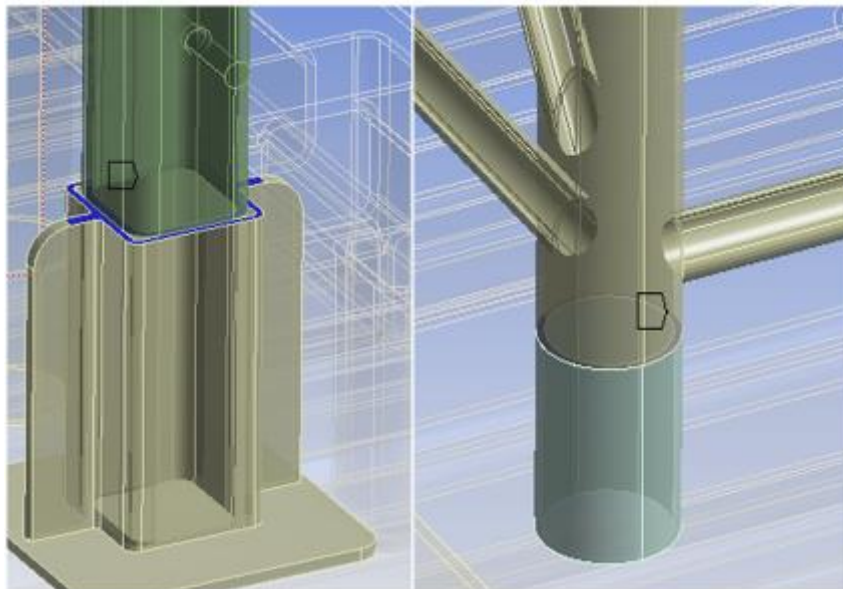


Figura 216. Izquierda: Contacto Pata-Pata. Derecha: Contacto Torre-Torre.

16.2.5 - MALLADO Y MATERIAL.

En cuanto al material, se han creado tres tipos diferentes. Un acero común para todos los elementos del conjunto placa base giratoria y los cables. Un aluminio para todos los elementos del truss y finalmente un elemento denominado Rigidizador, cuya rigidez será infinita. A continuación se presentan las características mecánicas de cada uno:

- Acero
 - Módulo de Young $E=210000$ MPa
 - Coeficiente de Poisson $V=0.3$
 - Densidad $D=7.85 \times 10^{-6}$ Kg/mm³
 - Límite elástico $\sigma_{yp}= 355$ MPa. (No es preciso definirlo dentro del programa).
 - Coeficiente de expansión térmica definido (no real) = 0.01 °C⁻¹

- Aluminio
 - Módulo de Young $E=70000$ MPa
 - Coeficiente de Poisson $V=0.34$
 - Densidad $D=2.7 \times 10^{-6}$ Kg/mm³
 - Límite elástico $\sigma_{yp}= 310$ MPa. (No es preciso definirlo dentro del programa).

- Rigidizador
 - Módulo de Young $E=21000000000$ MPa
 - Coeficiente de Poisson $V=0.3$
 - Densidad No hace falta definirla

En cuanto al mallado se refiere, se va a emplear en toda la estructura una malla de elementos tetraédricos, estos elementos son más fáciles para realizar un mallado de geometrías complejas con elementos de revolución. Además se ha intentado utilizar elementos hexaédricos con malos resultados, incluso con problemas para generar la malla por parte del programa.

Se debe tener en cuenta que el objetivo de este análisis es observar el comportamiento del conjunto superior, ver sus desplazamientos y obtener la transmisión de cargas, es por ello que no es necesaria la utilización de elementos hexaédricos de tamaño pequeño. Se debe identificar el tipo de análisis que se va a realizar, por sus características este análisis no precisa de un mallado pequeño en posibles zonas de concentración de tensiones ni de posteriores refinamientos.

En general en el mallado siempre se busca tener una buena relación de aspecto y el menor coste computacional posible. Por ello, en cuanto a relación de aspecto se refiere y para obtener los mejores resultados posibles en cuanto a la distribución tensional es preferible utilizar elementos cuadráticos y en general no lineales y pequeños. Con esto lo que se consigue es que la distribución de las tensiones sea lo más precisa posible.

Sin embargo, en el caso actual se necesita mallar una gran cantidad de elementos y no se quieren conocer las tensiones, simplemente el comportamiento estructural. Por esto se busca, para reducir considerablemente el coste computacional realizar una malla lo más grande posible guardando una relación de aspecto asequible. Debido a problemas con la relación de aspecto, se hace necesario también reducir los elementos, subiendo así el coste computacional. Para

evitar una subida muy grande del coste computacional se utilizarán elementos de orden inferior. De esta manera se conseguirá una malla adecuada con un coste computacional bajo. Los elementos tetraédricos de orden inferior son aquellos en los que la tensión no varía en su interior, pero como este análisis no tiene por objetivo ver la tensión en los elementos prima en mayor medida el coste computacional.

Para los cables, como ya se ha explicado en el apartado anterior se mallarán con una sola división, para conseguir que su comportamiento sea el de una barra biarticulada y no el de una viga.

Una vez expuestos los elementos y el tipo de malla que se utilizará en el conjunto, se pasa a hacer un listado con el material asignado y el tamaño de malla y estrategia seguida en cada uno de los elementos que conforman el conjunto superior:

Elemento	Unidades	Tipo de malla	Orden de elemento	Tamaño de elemento
Torre de lanzamiento	1	Tetraedro	Inferior	8 mm
Patas	4	Tetraedro	Inferior	10 mm
Placa	1	Tetraedro	Inferior	10 mm
Unión 0055-05	2	Tetraedro	Inferior	10 mm
Tubo 50x50x4	1	Tetraedro	Inferior	10 mm
Tornillos Superiores	2	Tetraedro	Inferior	Controlado por Ansys
Rigidizadores	6	Tetraedro	Inferior	4 mm - 5 mm
Cables	3	-	-	1 División

Tabla 11. Mallado de cada elemento del modelo.

En los rigidizadores, se distinguen dos tipos, uno de tamaño menor que el otro, dependiendo del diámetro del tornillo al que van unidos. Para el tornillo pequeño se utiliza un tamaño de malla de 3 mm y para el grande uno de 5 mm.

16.2.6 - CONDICIONES DE CONTORNO.

Las condiciones de contorno se dividirán en dos, las cargas exteriores que afectarán al modelo y las restricciones de movilidad o apoyos escogidos.

16.2.6.1.-Cargas.

Las cargas generadas por el cohete ya han sido explicadas en ensayos y comprobaciones anteriores al ensayo completo de la parte superior. La carga del cohete es una carga distribuida escalonada, que irá colocada sobre la parte más externa de truss triangular perteneciente a la torre de lanzamiento. Esta fuerza escalonada en conjunto con el peso propio de los elementos del conjunto superior generará una tensión sobre el cable que levanta la estructura. Dicha tensión se colocará sobre un tornillo modelado bajo la barra longitudinal unida a la placa.

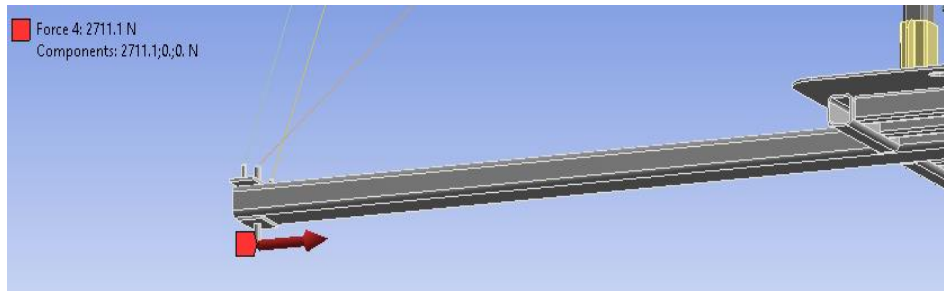


Figura 217. Componente horizontal de la tensión del cable.

A parte de estas cargas también se aplicarán las cargas del peso propio de las torres truss, tanto la triangular como la cuadrada. Por otro lado, la pretensión de los cables se aplicará como una condición térmica, dependiente del coeficiente de expansión térmica definido en el acero. Esta pretensión se aplicará una vez conocida la deformación y el comportamiento del modelo completo con el objetivo de minimizar la primera.

16.2.6.2.-Restricciones de movilidad.

En cuanto a las restricciones de movilidad existentes, se aplicará un empotramiento sobre el lugar donde irían colocados los rodamientos.

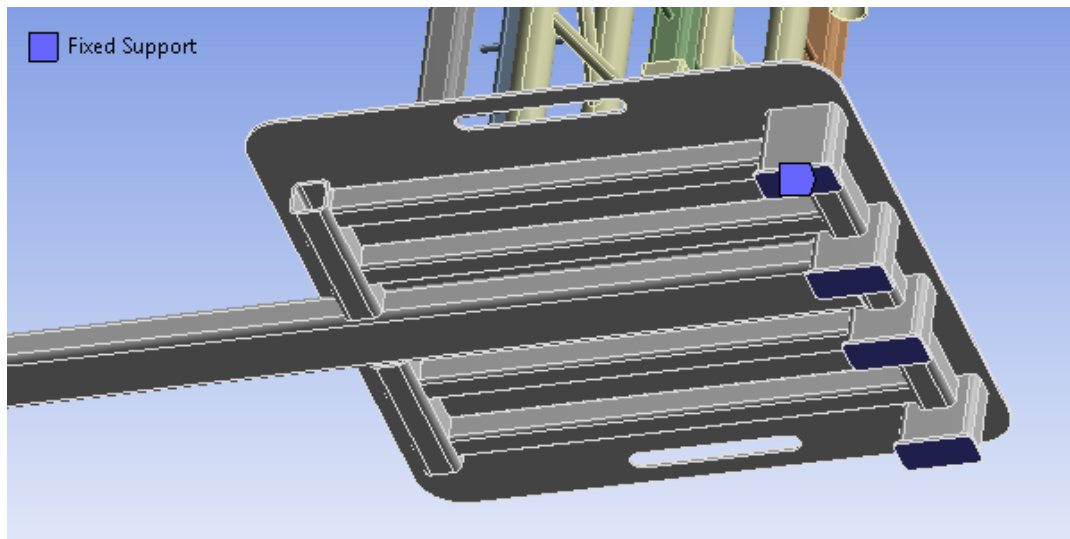


Figura 218. Empotramiento sobre las cuatro caras donde se colocarán los rodamientos.

16.3 - DESCRIPCIÓN DE RESULTADOS DEL ENSAYO CONJUNTO SUPERIOR.

Se van a comprobar los resultados obtenidos mediante el método de elementos finitos del ensayo creado para el conjunto superior. Antes de comenzar a visualizar los resultados se debe dar por válido el análisis, para ello se comprobará el equilibrio estático sobre el empotramiento. Cabe recordar que el estudio de la parte superior va enfocado a obtener resultados que permitan realizar un estudio más profundo del conjunto placa base giratoria. Para ello será necesario encontrar las cargas que se transmiten desde la torre de lanzamiento a la placa. A su vez, se observarán las deformaciones sufridas por la torre de lanzamiento, con el objetivo de que estas no sean excesivas y no frustren el lanzamiento del cohete.

Dentro de la descripción de resultados se podrá distinguir entre dos ensayos diferentes, uno que incluye una pretensión en los cables y otro que no la incluye. Primero se estudiará el comportamiento de la estructura sin pretensión en los cables para después poder aplicarla y corregir dicho comportamiento.

16.3.1 - COMPROBACIÓN DEL EQUILIBRIO ESTÁTICO.

Se comprobarán la equivalencia entre las reacciones tanto en el modelo con pretensión como en el modelo sin pretensión. Las fuerzas y los momentos en estas dos deben coincidir.

Results		Results	
X Axis	-5147.7 N	X Axis	-5147.7 N
Y Axis	-1.4183e-004 N	Y Axis	-2.2085e-004 N
Z Axis	2513.1 N	Z Axis	2513.1 N
Total	5728.4 N	Total	5728.4 N

Figura 219. Izquierda: modelo sin pretensión. Derecha: modelo con pretensión.

Las reacciones de fuerzas en los dos modelos son iguales, se debe comprobar esta vez el equilibrio estático.

$$\sum F_x = 0;$$

$$-5147.7 + 2711.1 + 218 + 654 + 1090 + 200 + 137.3 * 2 = 0$$

$$0 = 0$$

$$\sum F_z = 0;$$

$$2513.1 - 2513.1 = 0$$

$$0 = 0$$

Results		Results	
X Axis	0.308 N·mm	X Axis	10.969 N·mm
Y Axis	6.086e+005 N·mm	Y Axis	6.0912e+005 N·mm
Z Axis	0.26087 N·mm	Z Axis	0.26087 N·mm
Total	6.086e+005 N·mm	Total	6.0912e+005 N·mm

Figura 220. Izquierda: modelo sin pretensión. Derecha: modelo con pretensión.

Las reacciones de momentos en el empotramiento son prácticamente iguales en los dos modelos.

$$\sum My = 0;$$

$$\begin{aligned}
 &6.086 * 10^5 + 1090 * (108 + 1000) + 654 * (108 + 2000) + 218 * (108 + 3000) \\
 &\quad - 2513.1 * 1995 + 2711 * 14.5 + 200 * (108 + 2500) + 274.6 * (108 \\
 &\quad + 2000) = 0
 \end{aligned}$$

$$-1372 \text{ Nmm} = 0$$

Los ensayos realizados se dan por válidos, pues cumplen con el equilibrio estático. Ansys llega a los resultados mediante iteraciones por eso existen pequeños errores como el mostrado en los momentos. A pesar de ello, el error es mínimo en comparación con las fuerzas y momentos del modelo completo, por lo tanto el resultado se da por válido.

16.3.2 - MODELO SIN PRETENSIÓN.

En este modelo, una vez ha sido comprobado el equilibrio estático, simplemente se comprobarán las deformaciones existentes. Se debe recordar que el objeto de este ensayo no es el de obtener un estado tensional, por ello se ha utilizado una malla triangular con elementos de orden inferior, que faciliten la resolución del modelo.

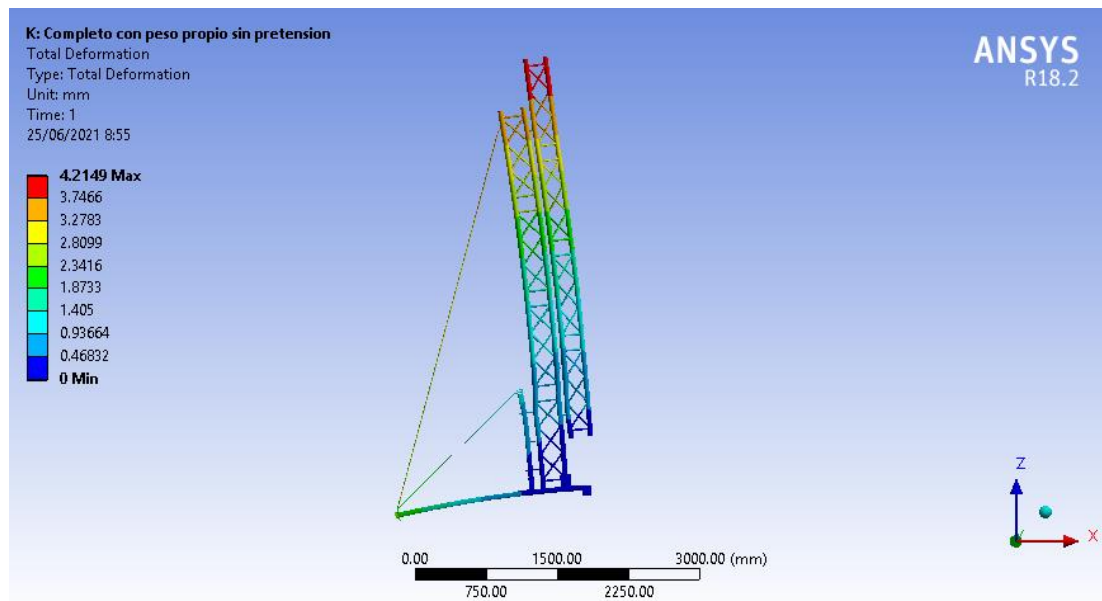


Figura 221. Deformación en mm de la parte superior sin pretensión en los cables. Escala: 120:1

La deformación máxima se dará en el punto más alto del truss triangular, siendo esta de 4.2 milímetros. También existirá una gran deformación sobre el final del perfil hueco rectangular 100x50x4 mm. La torre de lanzamiento queda muy por debajo del límite de deformación asumido de 20 milímetros, por lo tanto el cohete podría lanzarse sin pretensión en los cables. Sin embargo se intentará corregir aún más dicha deformación.

La torre de lanzamiento flexa en dirección contraria a la X del eje de coordenadas. Esto es debido a que la flexión generada por el perfil hueco rectangular 100x50x4 afecta a la torre a través de los cables. Para evitar la flexión del perfil hueco rectangular es recomendable

pretensar el cable más pequeño, que se encuentra unido a las patas traseras del conjunto pórtico de sujeción.

Dado el tipo de deformación que sufrirá el modelo, se podría pensar que los cables son elementos los cuales podrían ser suprimidos, de esta manera la torre de lanzamiento no tendría una deformación debido a la deformación del perfil hueco rectangular 100x50x4. Sin embargo, los cables también evitarán una deformación excesiva de dicho perfil como se puede observar en la siguiente figura.

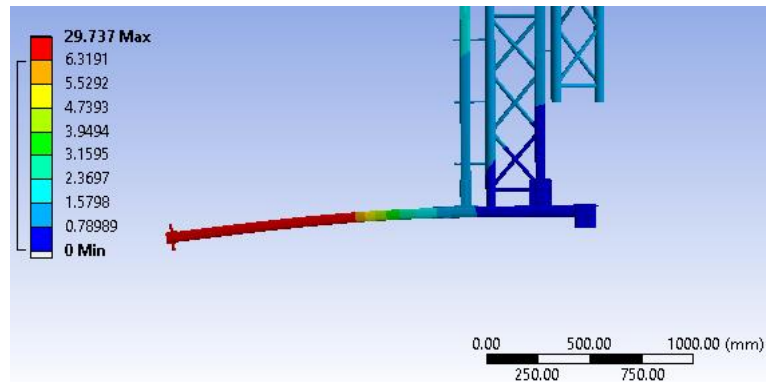


Figura 222. Deformación en mm sobre la barra sin utilizar cables.

Por último se obtendrán las fuerzas axiales de los cables y se comprobará que estén actuando como tal, es decir, que no transmitan momentos.

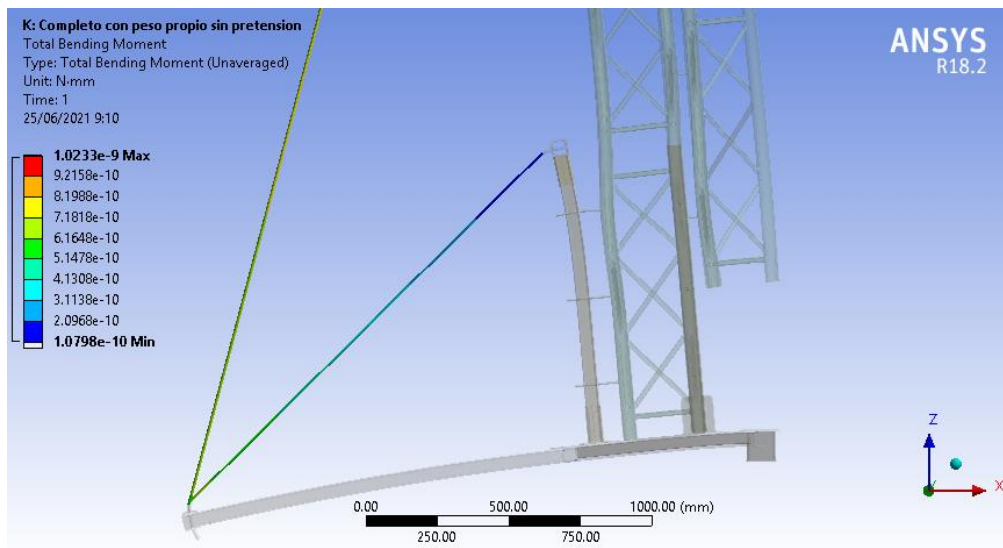


Figura 223. Momentos en Nmm sobre los cables de la estructura.

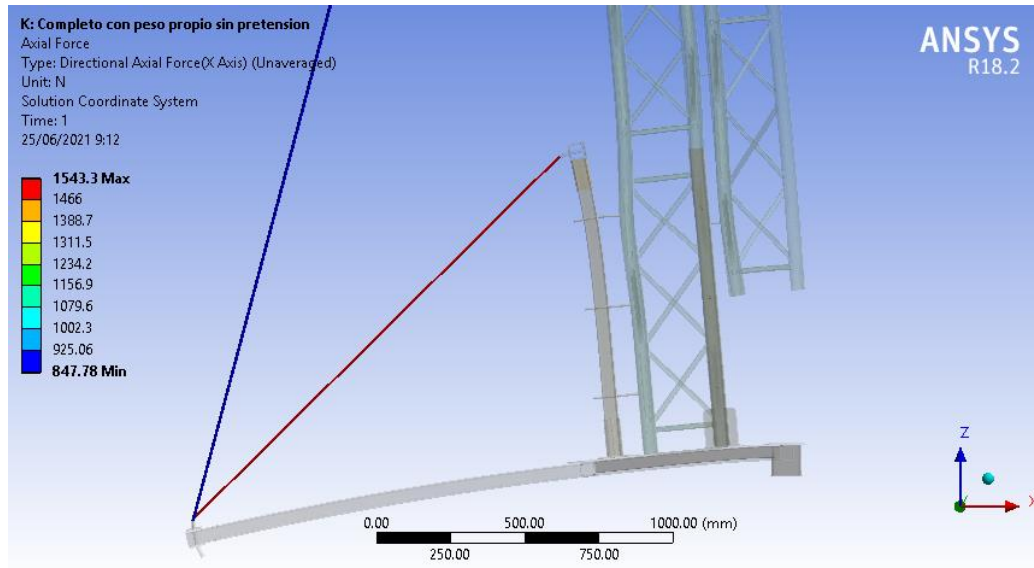


Figura 224. Fuerza axial en N sobre los cables de la estructura.

Los momentos existentes sobre los cables de la estructura son prácticamente nulos, a su vez la fuerza axial es continua a través del cable. El comportamiento de estos es el correcto.

16.3.3 - MODELO CON PRETENSIÓN.

A continuación se realizará una pretensión en los cables con el fin de poder corregir la deformación en los elementos antes observada. La deformación en el perfil hueco rectangular 100x50x4 (viga) afecta a la deformación de la torre de lanzamiento, por ello, se deberá corregir dicha deformación mediante una pretensión en el cable corto y ayudar con otra pretensión diferente en los cables más largos.

16.3.3.1.- Pretensión de los cables.

Como se puede observar en la *figura 221*, la viga tiene una deformación de aproximadamente 2 milímetros. Se deberá aplicar una pretensión capaz de evitar esa deformación. La pretensión en los cables se aplica en forma de condición térmica, como ya ha sido explicado en el apartado “15.1.-Funcionamiento de los cables”. El coeficiente de expansión térmica que se ha definido es de $0.01 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$. Lo que quiere decir que si se baja un grado la temperatura del material, el elemento con dicho material se acortará un 0.01 de su longitud total, o lo que es lo mismo, se acortará un 1%.

- Cable corto: 1687 mm.
- Cable largo: 4063 mm.

Para saber cuántos grados habrá que bajar al cable se realizan los siguientes cálculos:

$$\frac{2\text{mm}}{1687\text{mm}} * 100 = 0.118\%$$

Para que el cable corto se acortase 2 milímetros habría que acortar su tamaño un 0.118 %. Como se está trabajando con un coeficiente de expansión térmica relativamente grande, una pequeña variación de la temperatura implicará una deformación considerable. Para evitar que el cable corto asuma la deformación completa de la viga, pudiendo de esta manera afectar a otros

elementos de la estructura se acortará su tamaño en un 0.1% en vez de en un 0.118%, lo que implicará:

$$1687 \text{ mm} * \frac{0.1\%}{100} = 1.68 \text{ mm}$$

Se acortará el cable en 1.68 milímetros. Ahora se procede a calcular la reducción en la temperatura que se deberá aplicar para que este acortamiento se haga posible:

$$1\% \rightarrow 1 \text{ Grado}$$

$$0.1\% \rightarrow X \text{ Grados}$$

$$X = 0.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Se deberá bajar la temperatura de la barra en 0.1 °C. Por defecto Ansys define que la temperatura del ensayo se realizará a 22 °C, por lo tanto habrá que establecer una temperatura de 21.9 °C para el cable corto.

Por otra parte, los cables largos también se pretensarán, buscando evitar esa deformación excesiva de la viga. Estos cables deben pretensarse muy poco, pues una pretensión excesiva puede deformar la torre de lanzamiento fácilmente.

$$4063 \text{ mm} * \frac{0.01\%}{100} = 0.4 \text{ mm}$$

$$1\% \rightarrow 1 \text{ Grado}$$

$$0.01\% \rightarrow X \text{ Grados}$$

$$X = 0.01 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A los cables largos se les aplicará una reducción de temperatura de 0.01 °C, por lo tanto se establecerá su temperatura final en 21.99 °C. Para introducir estas pretensiones en Ansys se crearan dos pasos de carga, el primero para la pretensión de los cables, el segundo, una vez han sido estos pretensados, se aplicarán las fuerzas externas existentes.

16.3.3.2.- Deformación.

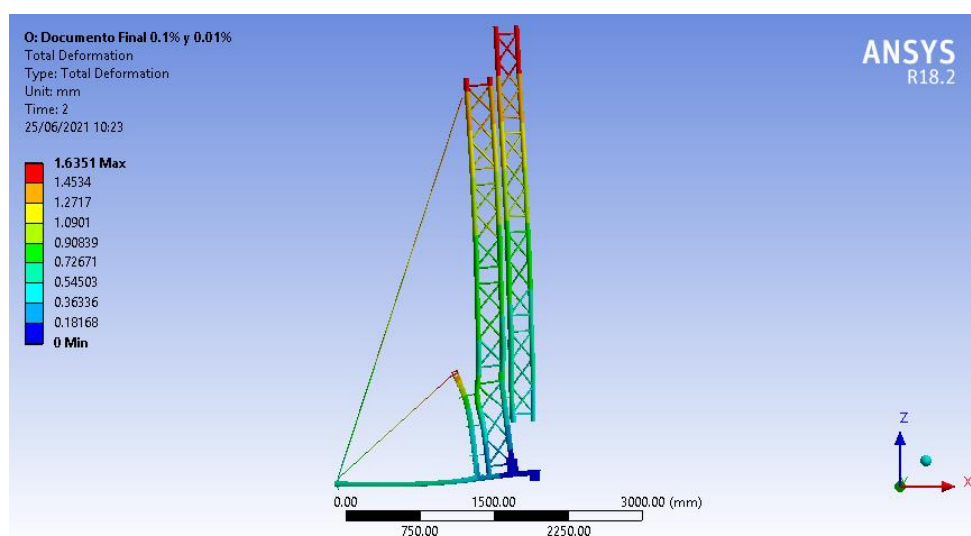


Figura 225. Deformación en milímetros del modelo con los cables pretensados. Escala: 160:1.

Como se puede observar la deformación es mucho menor, siendo esta vez de 1.6 milímetros en la parte superior de la torre de lanzamiento. Por lo tanto el comportamiento del conjunto superior es totalmente válido para lanzar un cohete, al no superar los 20 milímetros establecidos como límite.

16.3.3.3.- Comportamiento de los cables.

Al igual que antes se buscará verificar el comportamiento de los cables, para comprobar que efectivamente se están comportando como tal.

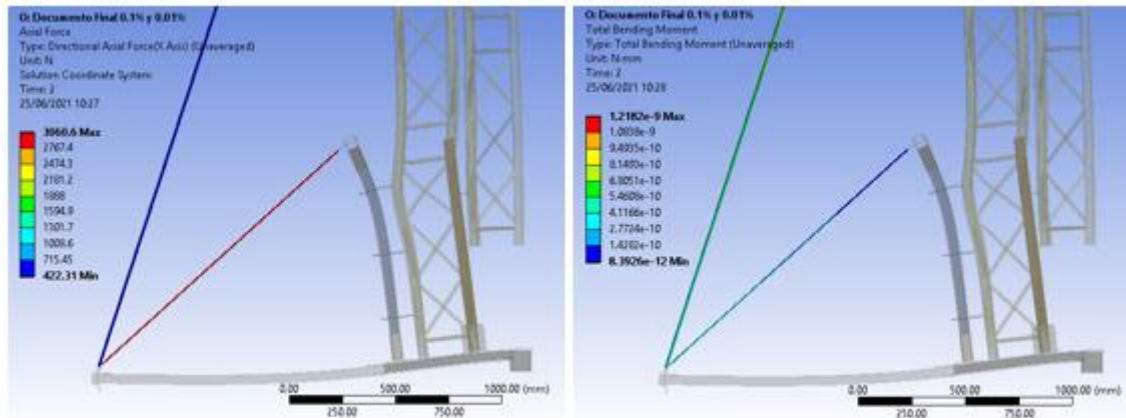


Figura 226. Fuerza axial en N y momentos en Nmm sobre los cables pretensados.

En la figura 226 se observa que los cables tendrán una fuerza axial continua y no existirán momentos sobre ellos, por lo tanto su comportamiento es el correcto.

Los dos cables tienen como carga máxima a tracción la de 550 kg. Por lo tanto se deberá comprobar si se cumple:

$$\frac{3060}{9.81} = 312 \text{ kg}$$

$$312 = \frac{550}{CS}$$

$$CS = 1.76$$

El cable corto, el que está sometido a mayor tensión a tracción, aguantará las cargas con un coeficiente de seguridad de 1,76. Para los cables no es necesario un coeficiente de seguridad 2, puesto que según el fabricante el cable ya tiene su propio coeficiente de seguridad, es decir, no fallará a 550 kg. El fabricante solamente especifica que no es conveniente superar dicha carga. Debido al coeficiente de seguridad del propio cable más el dimensionado en el análisis de 1.76, es suficiente para asegurar que no dará problemas.

16.3.3.4.- Obtención de esfuerzos y momentos.

Una vez comprobado el comportamiento del modelo del conjunto superior, se pasará a ensayar el conjunto placa base giratoria. Para ello es necesario obtener las fuerzas y los momentos que se transmiten a través de la torre de lanzamiento hacia la placa. Como se trata de una estructura simétrica respecto del plano ZX, bastará con obtener las reacciones de una de las mitades. Para obtener dichas reacciones se han realizado cortes sobre algunos elementos, después se han

unido dichos elementos mediante contactos “Bonded” y finalmente se han obtenido las reacciones sobre los contactos.

A continuación se introducirá una tabla con las reacciones obtenidas en cada uno de los contactos. Se deberá tener en cuenta el sistema de coordenadas colocado por Ansys. Las zonas de las que se obtendrán las reacciones son las siguientes:

- **Cables.**

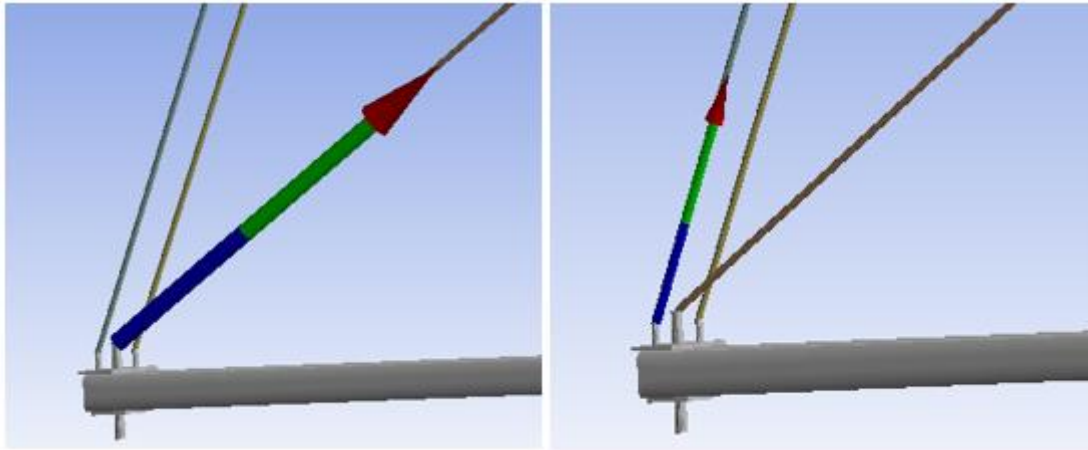


Figura 227. Reacciones sobre los cables.

- **Patas traseras y delanteras.**

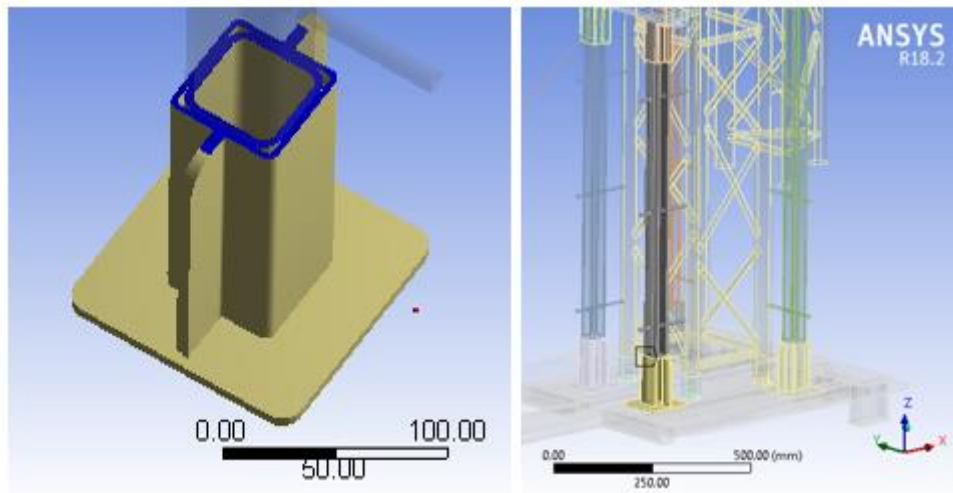


Figura 228. Lugar donde se obtendrán las reacciones sobre las patas.

- **Columnas de la torre, trasera y delantera.**

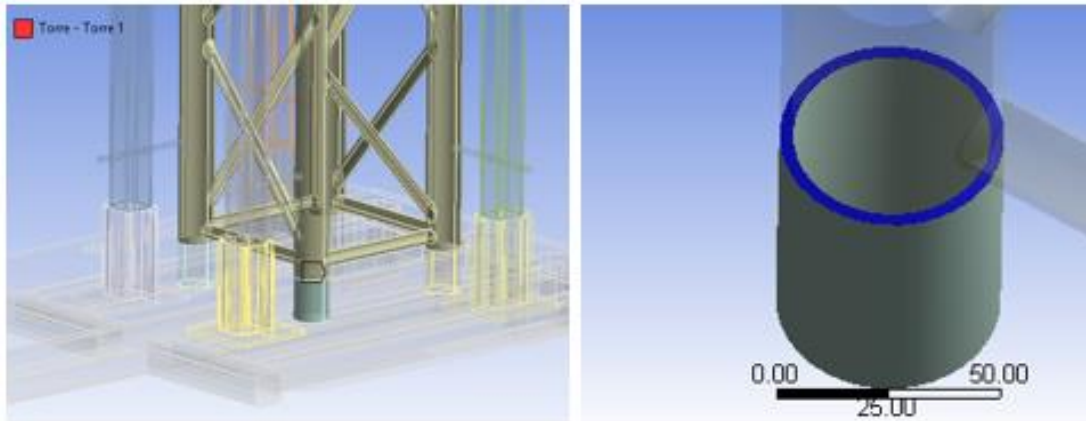


Figura 229. Lugar donde se obtendrán las reacciones sobre las patas de la torre.

Por patas de la torre se entenderá a cada uno de las columnas cilíndrica de esta. En este caso de la torre truss cuadrada HD34.

Elemento	Fx (N)	Fz (N)	My (Nmm)	Mz (Nmm)
Pata Trasera	129	-1008	22485	0
Pata Delantera	-144	-147	-36224	-9739.9
Columna de torre trasera	-162	275	12266	0
Columna de torre delantera	-252	-482	-11149	0
Cable corto	2469.7	1807.6	0	0
Cable largo	162	413	0	0

Tabla 12. Tabla fuerzas en los elementos.

16.3.3.5.-Tensiones sobre el conjunto superior.

Se han obtenido también las tensiones sobre el conjunto superior, con el fin de comprobar que no existan tensiones excesivamente grandes. A pesar de ello, las tensiones se comprobarán en los próximos ensayos.

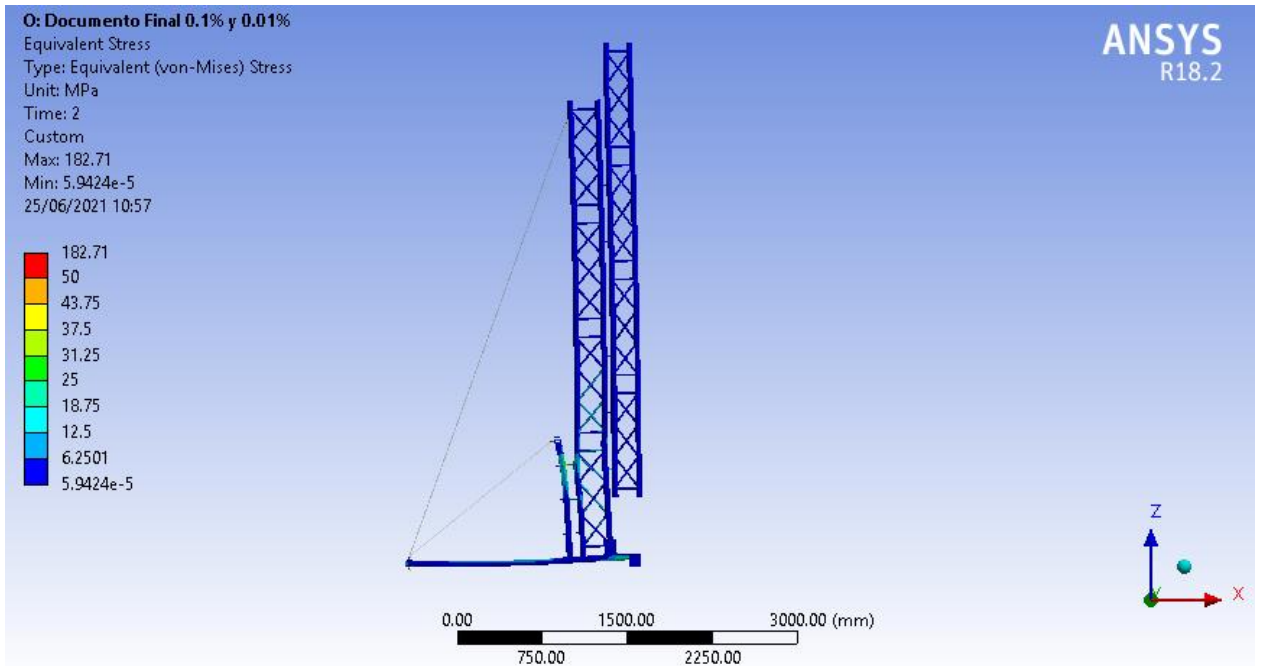


Figura 230. Tensiones en MPa del conjunto superior.

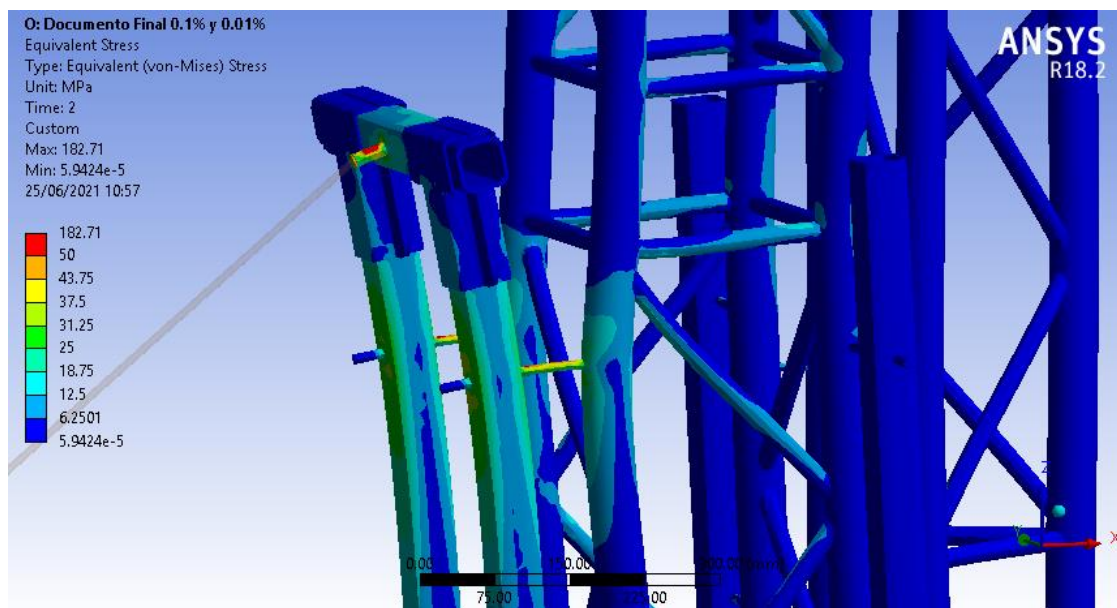


Figura 231. Detalle de zonas con mayores tensiones en MPa.

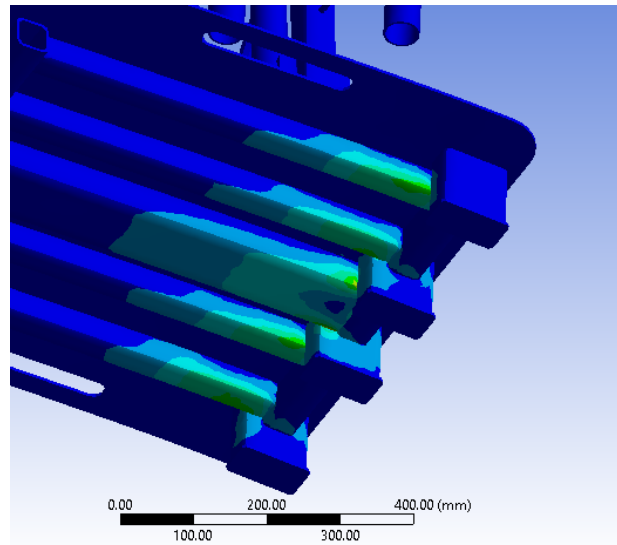


Figura 232. Detalle de zonas con mayores tensiones en MPa.

16.3.4 - RESUMEN DE RESULTADOS Y VALIDACIÓN DE LA ESTRUCTURA.

Los objetivos de obtener la transmisión de esfuerzos hacia el conjunto placa base giratoria y el de conseguir una simplificación válida para los cables han sido cumplidos. En cuanto al dimensionamiento del conjunto superior.

Deformación	Máxima existente	Máxima admisible	Condición
	δ_{max} (mm)	δ_{adm} (mm)	$\delta_{max} < \delta_{adm}$
	1.6	20	Cumple
Cables Largos	Máxima existente	Fuerza admisible	Condición
	F_{max} (N)	F_{adm} (kg)	$F_{max}/9.81 < F_{adm}$
	422	550	Cumple
Cable corto	F_{max} (N)	F_{adm} (kg)	$F_{max}/9.81 < F_{adm}$
	3060	550	Cumple

Figura 233. Validación de resultados para el conjunto superior.

17 - ESTUDIO DEL CONJUNTO PLACA BASE GIRATORIA.

Una vez han sido obtenidos los resultados del conjunto superior o parte superior en los ensayos, se puede pasar a realizar un estudio más profundo del conjunto placa base giratoria.

En este estudio se darán primero, el tipo de análisis realizado, las simplificaciones llevadas a cabo, el mallado escogido, los materiales que forman el modelo y las cargas y condiciones de contorno aplicadas. Después se visualizarán los resultados obtenidos y se comprobará si el conjunto placa base giratoria cumple con los requisitos y no da fallo. Al igual que los ensayos realizados anteriormente, este será un ensayo a estática.

La estructura deberá cumplir ciertos requisitos para que pueda ser utilizado correctamente:

- La tensión máxima de la pieza (exceptuando zonas muy localizadas) no podrá sobrepasar la mitad del límite de fluencia del material.
- Las tensiones y deformaciones deberán asemejarse a las obtenidas en el análisis de la parte superior completa.

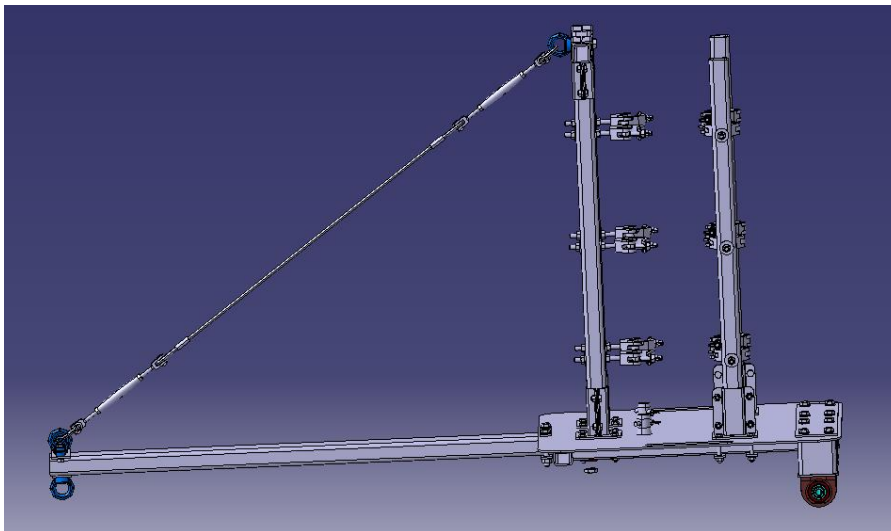


Figura 234. Conjunto placa base giratoria.

17.1 - ANÁLISIS MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.

17.1.1 - TIPO DE ANÁLISIS.

El programa utilizado es Ansys Workbench, por su facilidad para analizar estructuras tridimensionales y dar resultados precisos acerca del estado tensional de la estructura y sus deformaciones.

Se realizará un análisis estático lineal, utilizando las cargas anteriormente obtenidas. Todos los contactos en el modelo son tipo "Bonded", contactos rígidos que trabajan de forma lineal. Además, se trabajará en la zona elástica del material, sin superar el límite de fluencia. Si las deformaciones fuesen muy grandes en el análisis lineal se tendría que realizar uno no lineal. Sin embargo, se estima que estas no serán grandes debido a las cargas aplicadas.

17.1.2 - SIMPLIFICACIONES DEL MODELO.

Se va a utilizar el modelo de la parte superior para analizar el conjunto placa base giratoria. Algunas de las simplificaciones realizadas para dicho modelo pueden ser útiles para este, como son la eliminación de ciertos radios de acuerdo en algunas piezas, la tornillería y la no creación de soldaduras, que como ya se ha explicado, no se comprobará.

A parte de las simplificaciones creadas anteriormente, se eliminarán los cables y se dejarán sobre el modelo, la base de las patas traseras y delanteras y la base de las columnas de la torre, con el objetivo de colocar las fuerzas obtenidas en el ensayo anterior sobre dichos elementos.

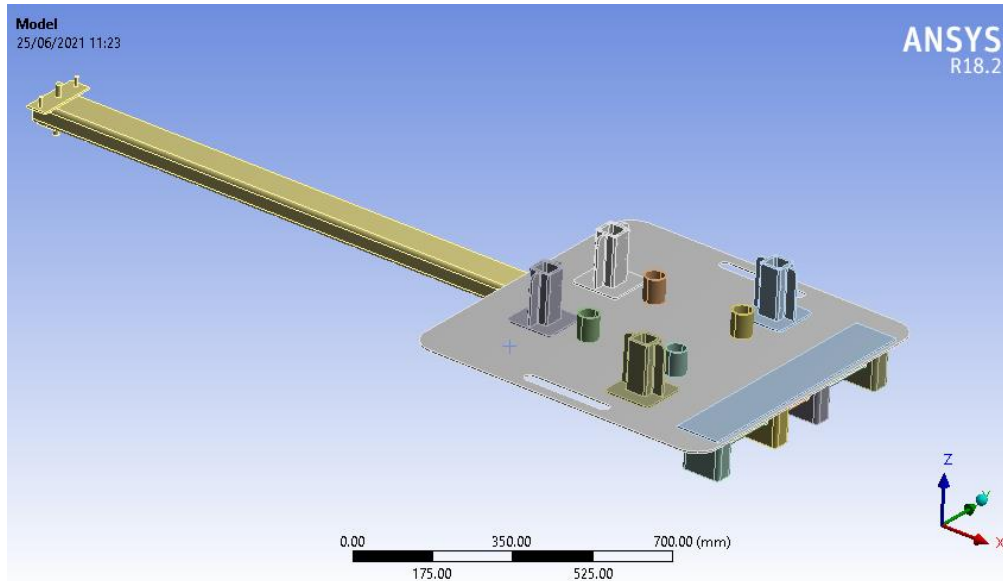


Figura 235- Simplificaciones adoptadas en el modelo del conjunto placa base giratoria.

En este modelo cada uno de los elementos que lo componen no estará unido a otros, de esta manera habrá que crear una gran cantidad de contactos pero se facilitará enormemente el mallado total del conjunto.

17.1.3 - CONTACTOS.

Todos los contactos que existen entre una pieza y otra se definirán como contacto "Bonded". Existen una gran cantidad de elementos y por lo tanto muchos contactos, todos ellos son de piezas que irán soldadas o unidas mediante tornillos a otras, por lo que no existirán desplazamientos ni rozamientos entre ellas. Se asume que los elementos atornillados a la placa, como son los soportes Starmodul, se comportarán como una unión totalmente rígida. Las cargas que deben soportar estas uniones no son tan grandes como para despegar la unión de la chapa. Además estas uniones atornilladas no pueden tener deformaciones excesivas ya que de lo contrario afectarían enormemente al ángulo de inclinación de la torre de lanzamiento.

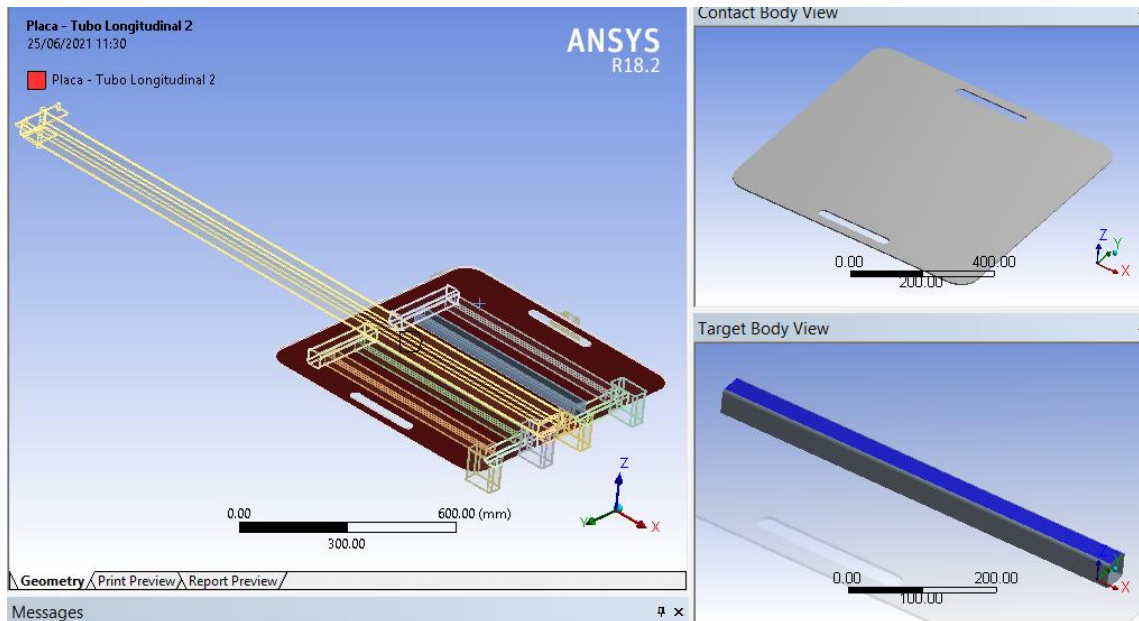


Figura 236. Ejemplo de contactos definidos.

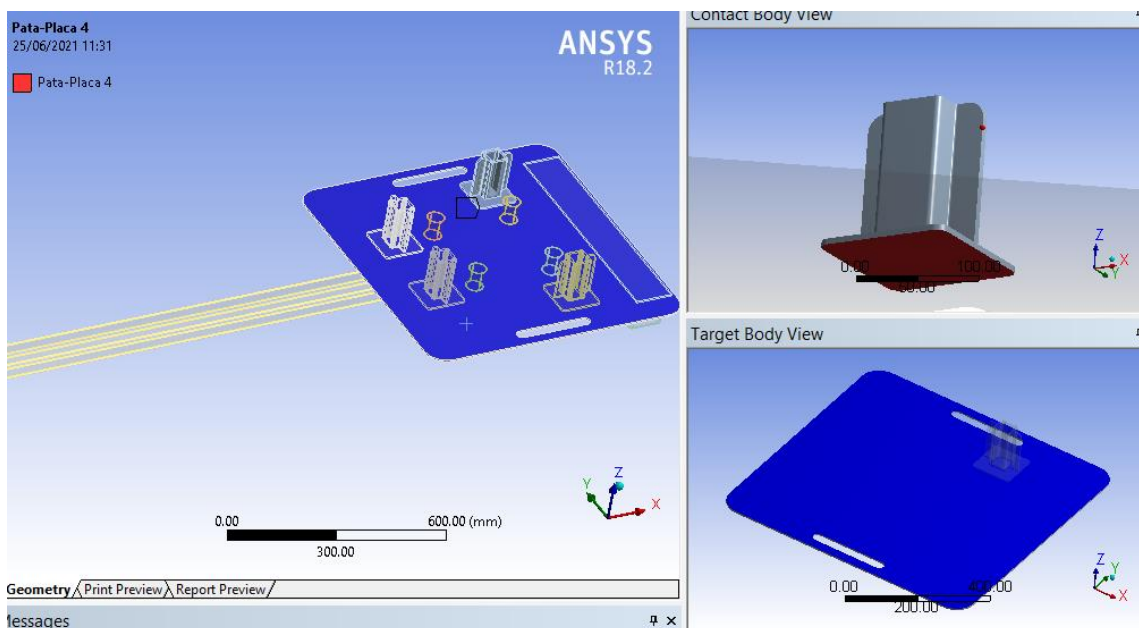


Figura 237. Ejemplo de contactos definidos.

17.1.4 - MALLADO Y MATERIAL.

El mallado de cada elemento del conjunto se realizará de una manera individual. En general, todos ellos llevarán un mallado del tipo hexaédrico con elementos de orden superior excepto las columnas del truss, que tendrán un mallado tetraédrico de orden superior debido a que es una pieza de revolución. Además estos elementos no serán los que mayores tensiones aguanten.

Se han escogido mallados de pequeñas dimensiones para poder observar las variaciones de tensiones de una mejor manera. Además, se debe guardar siempre una correcta relación de aspecto, y los elementos del conjunto, al ser tubos o placas de pequeño espesor pueden crear elementos losa fácilmente. Los elementos losa son aquellos que tienen una de sus medidas muy

pequeña, en general son parecidos a una baldosa, una de sus caras se asemeja a un cuadrado pero su espesor es muy reducido. Este tipo de elementos introducen anisotropía numérica, es decir, las cualidades del material, sobre todo de la rigidez, varían dependiendo de la dirección en la que se miden. Los elementos baldosa trabajarán bien en su cara cuadrada pero introducirán una rigidez artificial en su superficie estrecha.

El mallado de los elementos se ha realizado de manera individualizada, a continuación se mostrará una imagen con la cantidad de elementos del conjunto y posteriormente se explicará el tipo de mallado y tamaño escogido para cada uno.

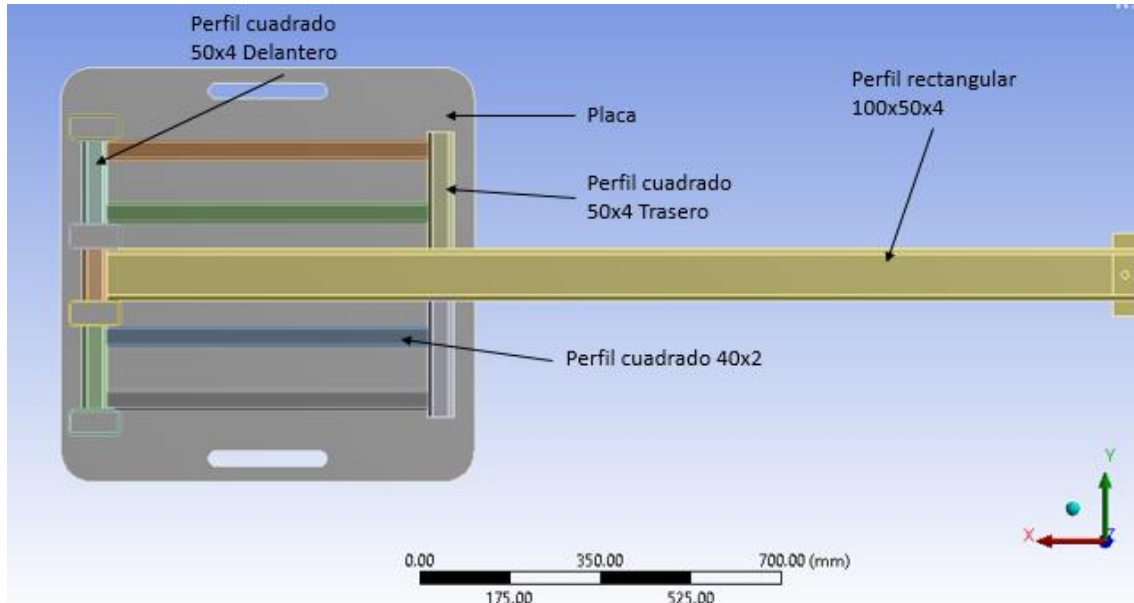


Figura 238. Elementos dentro del modelo conjunto placa base giratoria.

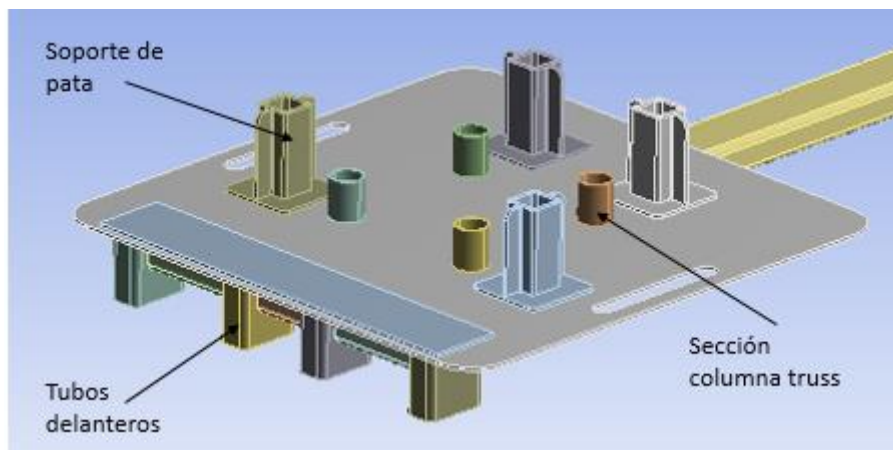


Figura 239. Elementos dentro del modelo conjunto placa base giratoria.

Elemento	Unidades	Tipo de malla	Orden de elemento	Tamaño de elemento
Perfil cuadrado 50x4 Delantero	3	Hexaedro	Superior	8 mm
Placa	2	Hexaedro	Superior	8 mm
Perfil cuadrado 50x4 Trasero	2	Hexaedro	Superior	8 mm
Perfil cuadrado 40x2	4	Hexaedro	Superior	4 mm
Perfil rectangular 100x50x4	1	Hexaedro	Superior	8 mm
Soporte de pata	4	Hexaedro	Superior	8 mm
Sección columna <u>truss</u>	4	Tetraedro	Superior	8 mm
Tubos delanteros	4	Hexaedro	Superior	8 mm

Tabla 13. Tipo de malla de cada elemento.

Como se puede observar, todos los elementos exceptuando la sección columna truss estarán mallados con elementos hexaédricos de orden superior, intentando guardar una relación de aspecto correcta, sin crear elementos tiza ni baldosa. Los elementos hexaédricos son los más recomendados para obtener las tensiones sobre la pieza pues son capaces de captar las variaciones de tensión en todas las zonas.

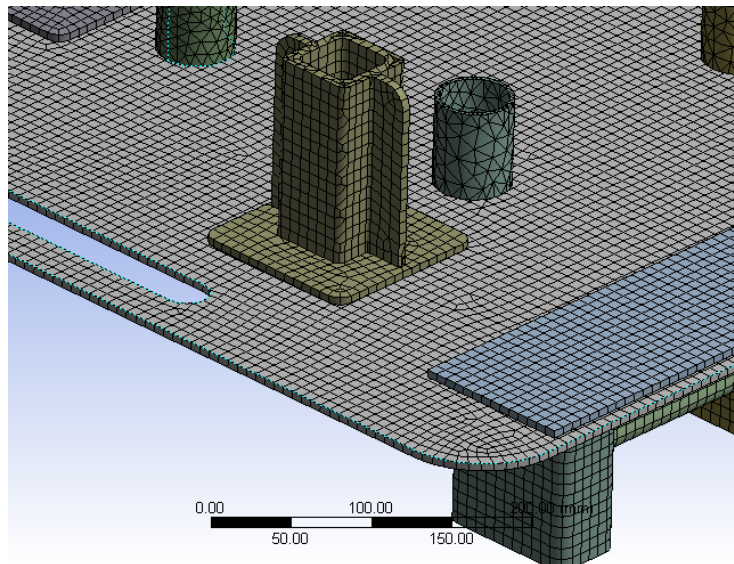


Figura 240. Detalle de ciertos mallados realizados

En cuanto al material se refiere, se han definido dos tipos de materiales, acero, para todos los elementos excepto las secciones columna del truss para el que se ha escogido un aluminio. Sus propiedades son las siguientes:

- Acero
 - Módulo de Young $E=210000$ MPa
 - Coeficiente de Poisson $V=0.3$
 - Densidad $D=7.85 \times 10^{-6}$ Kg/mm³
 - Coeficiente de expansión térmica definido (no real) = 0.01 °C⁻¹
 - Límite elástico $\sigma_{yp}= 355$ MPa. (No es preciso definirlo dentro del programa).

- Aluminio

- Módulo de Young $E=70000 \text{ MPa}$
- Coeficiente de Poisson $V=0.34$
- Densidad $D=2.7 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
- Límite elástico $\sigma_{yp}= 310 \text{ MPa}$. (No es preciso definirlo dentro del programa).

17.1.5 - CONDICIONES DE CONTORNO.

17.1.5.1.- Cargas.

Las cargas que se colocarán sobre el modelo han sido definidas en el ensayo anterior, serán las resultantes de los esfuerzos obtenidos en los cables, las patas y las columnas del truss cuadrado. A parte de estas también se deberán añadir las cargas debidas al cable del motor que serán:

$$F_z = -2513.11 \text{ N}$$

$$F_x = 2711.06 \text{ N}$$

Las cargas se colocarán, las de los cables sobre los tornillos colocados al final del perfil rectangular 100x50x4 y el resto sobre las pequeñas secciones creadas sobre la placa, unidas a esta mediante contactos "Bonded".

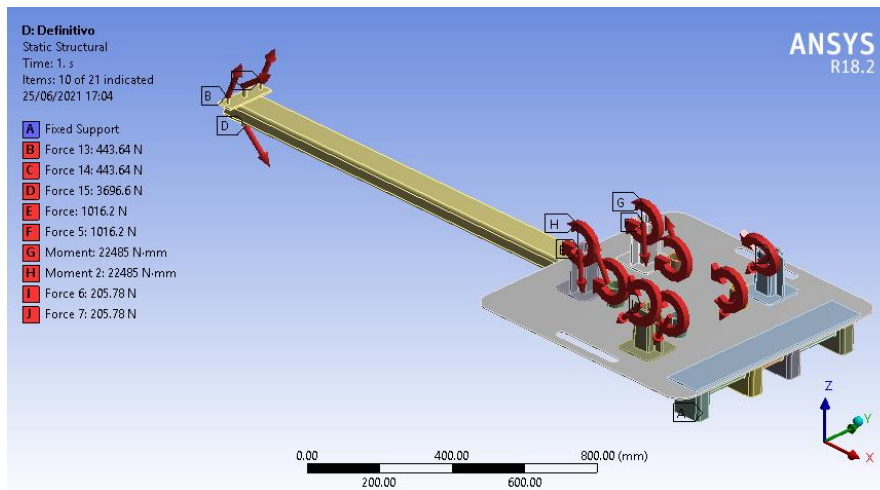


Figura 241. Cargas y momentos aplicados sobre el modelo.

17.1.5.2.-Restricciones de movilidad.

Al igual que en el ensayo del conjunto superior o parte superior solo existirá una restricción de movilidad, un empotramiento bajo los tubos delanteros sobre los que irían colocados los rodamientos.

17.2 - DESCRIPCIÓN DE RESULTADOS DEL CONJUNTO PLACA BASE GIRATORIA.

En este apartado se describirán los resultados obtenidos y se comprobará si cumplen con los requisitos que permitan afirmar que el conjunto placa base giratoria no dará fallo estático y que por lo tanto es factible su construcción.

Primero de nada, se deberá comprobar que el sumatorio de esfuerzos y momentos sobre el empotramiento cumple el equilibrio estático y por lo tanto da igual a 0.

17.2.1 - DEFORMACIONES.

Las deformaciones obtenidas en el conjunto placa base giratoria para el estado de mayores sollicitaciones son pequeñas. La deformación máxima estará por debajo de 1 milímetro. Estas deformaciones deberían ser muy parecidas a las obtenidas en el conjunto superior con los cables pretensados, pues sobre este modelo actúan las mismas fuerzas que en el anterior. Se puede comprobar como efectivamente son deformaciones con valores muy próximos.

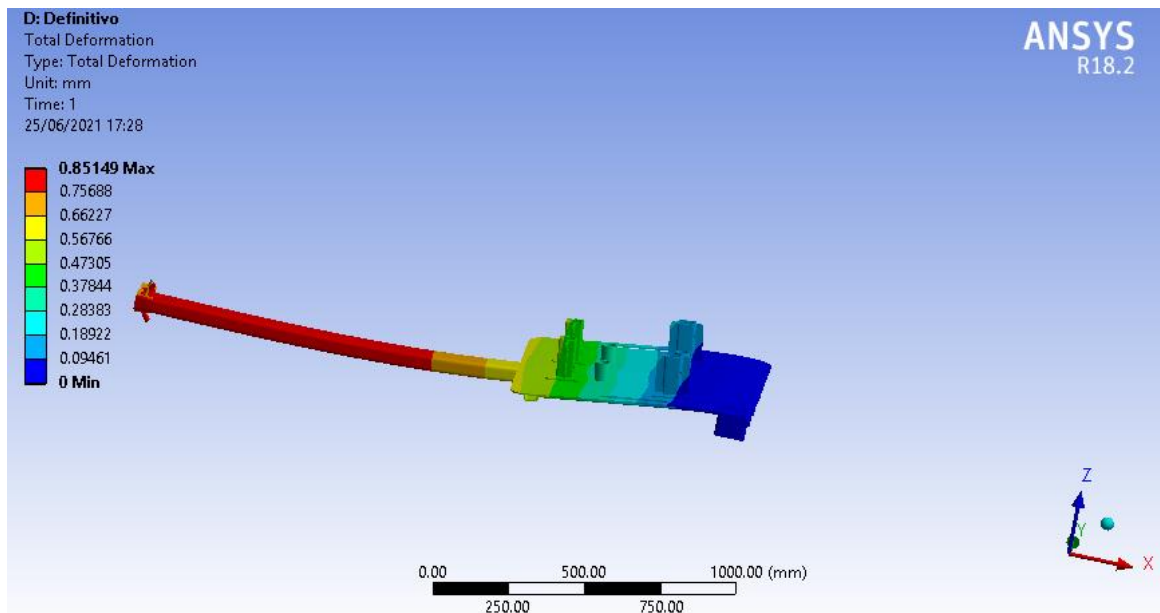


Figura 242. Deformaciones en mm. Escala: 130:1.

17.2.2 - TENSIONES.

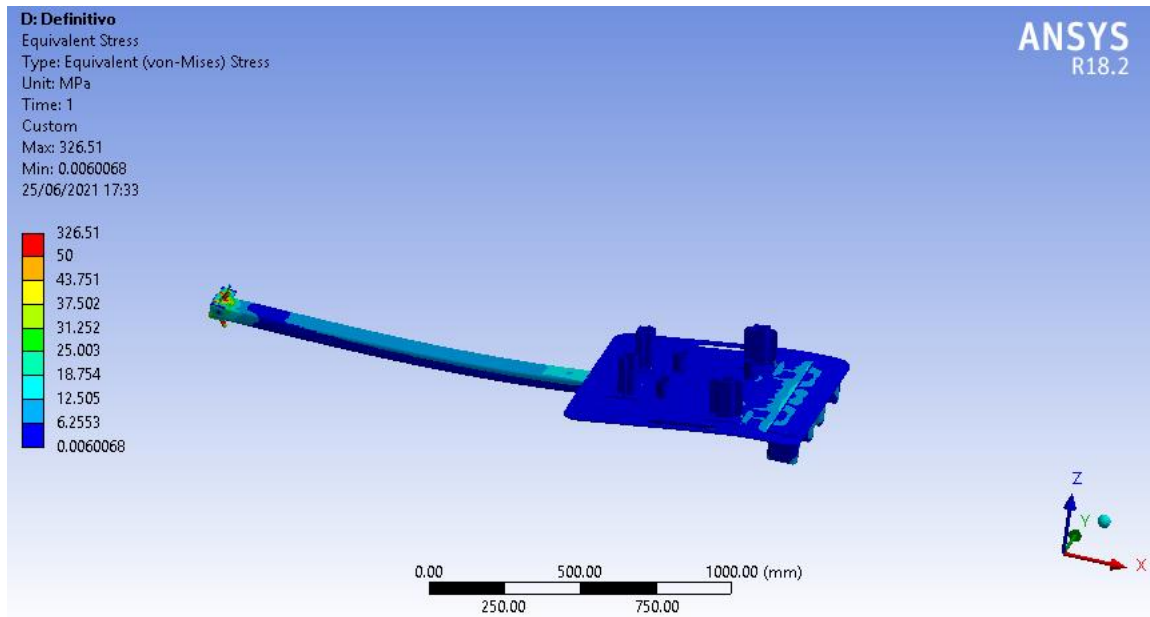


Figura 243. Tensiones en MPa sobre el conjunto placa base giratoria.

Los valores de las tensiones son relativamente bajos, estando su máximo en los tornillos de anclaje de los cables. El valor máximo de las tensiones en estos tornillos no supera su límite de fluencia, el cual es de 640 MPa, además se trata de tensiones muy focalizadas en zonas relativamente pequeñas.

Por otra parte, las tensiones sobre el conjunto placa base giratoria tendrán su máximo en la parrilla de tubos construida bajo la placa, en las zonas próximas al empotramiento.

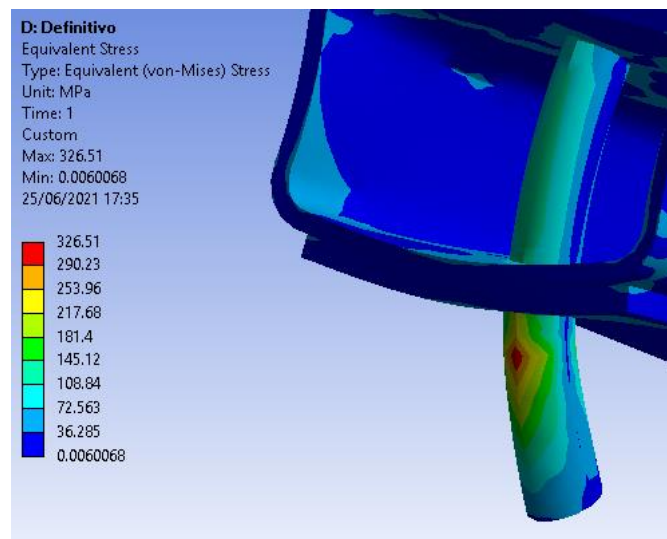


Figura 244. Detalle de tensiones en MPa sobre el tornillo para el cable del motor.

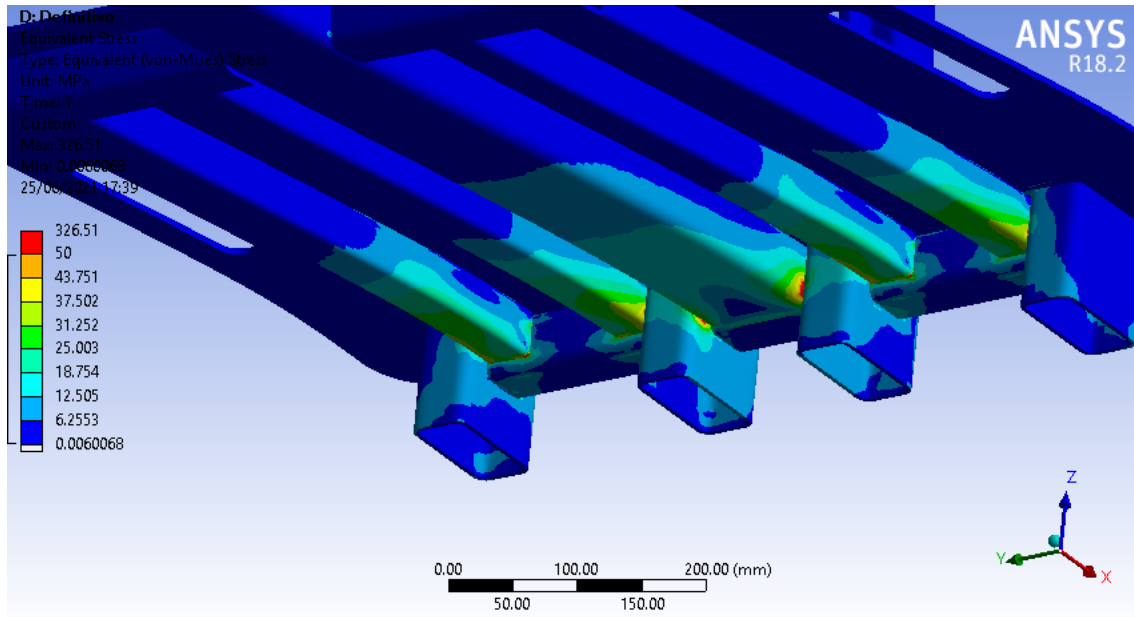


Figura 245. Detalle de tensiones en MPa próximas al empotramiento.

Estas tensiones están muy por debajo del límite de fluencia, se han comprobado que tienen valores en torno a 70 MPa como máximo. Se debe destacar que el valor de estas tensiones no puede ser asumido como valor máximo real, pues se da en zonas en las que existiría un cordón de soldadura.

Este valor será un valor orientativo, que al ser mucho menor que el límite de fluencia es suficiente para asumir que no dará fallo a estática. Sin embargo, la utilización de soldadura en dichas uniones podría crear concentraciones de tensión y dar fallos del material en las zonas afectadas térmicamente alrededor del cordón. Por eso no se puede asumir el valor obtenido en Ansys como valor real.

Tensión	Máxima existente	Fluencia del material	Condición
	σ_{max} (Mpa)	σ_{yp} (Mpa)	$\sigma_{max} < \sigma_{yp}/2$
	70	355	Cumple

Tabla 14. Valores obtenidos y comparación para el conjunto placa base giratoria.

18 - ANÁLISIS PARA COHETES DE MAYOR TAMAÑO.

Sobre este apartado se darán las soluciones obtenidas para los análisis de los elementos estudiados, a excepción del soporte Starmodul 0055-05, el cual se ha estudiado para conocer su comportamiento únicamente. Estos estudios se han realizado para el estado de carga de un cohete de 4 metros de altura y 300 kg de peso, con un diámetro de 20 cm.

Se mostrarán únicamente las soluciones, no se mostrarán los cálculos para obtener las máximas solicitaciones, ni el procedimiento para realizar los análisis. Estos han quedado definidos anteriormente para un estado de carga menor. El procedimiento en estos análisis será el mismo.

Se volverán a mostrar los objetivos a cumplir para la validación de cada una de las partes estudiadas. Si no se cumpliesen los objetivos se darían posibles soluciones y mejoras a realizar sobre la propia plataforma. Estas soluciones propuestas no se volverán a ensayar.

18.1 - CONJUNTO PÓRTICO DE SUJECCIÓN.

Para la validación de la estructura se deben cumplir los siguientes requisitos:

- La deformación máxima obtenida en el punto de aplicación de las cargas sobre el motor no supere los 30 milímetros.
- Exista el contacto de mínimo 4 apoyos con el suelo (de lo contrario, la estructura podría acabar volcando).
- Las tensiones máximas obtenidas no superen la mitad del límite de fluencia del material.

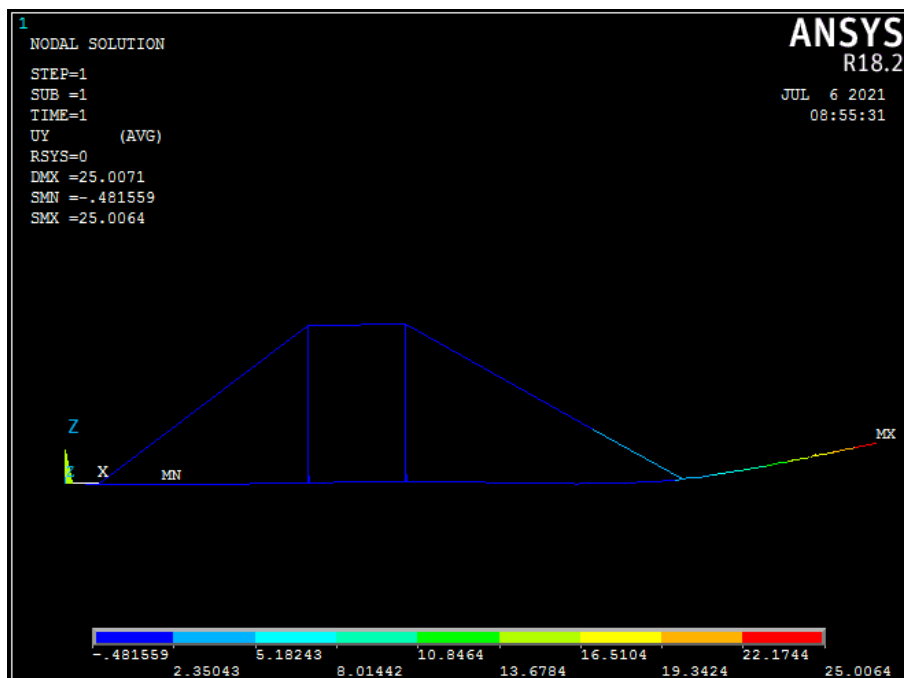


Figura 246. Deformación en mm del pórtico de sujeción para un cohete de 4 metros y 300 kg.

PRINT REACTION SOLUTIONS PER NODE

***** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING *****

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1
 TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN THE GLOBAL COORDINATE SYSTEM

NODE	FX	FZ	FY	MX	MZ	MY
2	-0.20559E-006	2774.1				
82		610.31				
173	0.87211E-006	2774.1	0.13353E-007			
264		610.31				
TOTAL VALUES						
VALUE	0.66653E-006	6768.7	0.13353E-007	0.0000	0.0000	0.0000

Tabla 15. Número de apoyos que actúan en el pórtico de sujeción para un cohete de 4 metros y 300 kg.



Figura 247. Tensión en MPa sobre el pórtico de sujeción para un cohete de 4 metros y 300 kg.

Deformación	Máxima existente	Máxima admisible	Condición
	δ_{max} (mm)	δ_{adm} (mm)	$\delta_{max} < \delta_{adm}$
	25	30	Cumple
Tensión	Máxima existente	Fluencia del material	Condición
	σ_{max} (Mpa)	σ_{yp} (Mpa)	$\sigma_{max} < \sigma_{yp}/2$
	135.1	355	Cumple
Nº de apoyos	Trabajan	Mínimo trabajando	Condición
	4	4	Cumple

Tabla 16. Resultados obtenidos para el pórtico de sujeción con un cohete de 4 metros y 300 kg.

Todos los requerimientos para la validación del pórtico se cumplen. Sin embargo, se recomienda la utilización de pesos, en especial sobre la placa del motor del conjunto pórtico de sujeción, con

el objetivo de reducir la deformación del pórtico. Además este peso sumado a otros que se podrían añadir sobre ciertos apoyos ayudaría a que más pies entrasen en contacto con el suelo, dotando a la estructura de una mayor estabilidad.

18.2 - EJE DE ROTACIÓN (BULÓN).

El bulón o eje de la plataforma de lanzamiento se estudiará simplemente a estática, por ser la manera en la que se comportará frente a las cargas. Para su validez debe cumplirse que:

- Las tensiones máximas obtenidas a estática mediante el cálculo tradicional no superen la mitad del límite de fluencia del material.

$$\sigma = \frac{M * r}{I}$$

$$\sigma = \frac{238896 * 25}{\frac{1}{64} * \pi * (50^4 - 15^4)} = 19.6 \text{ MPa}$$

El material utilizado para la construcción del eje es un acero F-115 laminado en caliente con un límite de rotura $\sigma_u = 880 \text{ MPa}$ y un límite elástico de $\sigma_{yp} = 520 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} < \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{19.6^2} < \frac{520}{2}$$

$$\sigma_{eq} = 19.6 < 260 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple.}$$

18.3 - PARTE SUPERIOR.

Los resultados mostrados incluirán la pretensión en los cables.

Para la validación de la estructura se deben cumplir los siguientes requisitos:

- La deformación máxima obtenida en la parte superior del Truss de lanzamiento no supere los 20 milímetros.
- La fuerza medida en masa a través de los cables no supere los 550 kilogramos.
- Obtención de las fuerzas sobre los apoyos que más tarde se modelarán en el análisis del conjunto placa base giratoria.

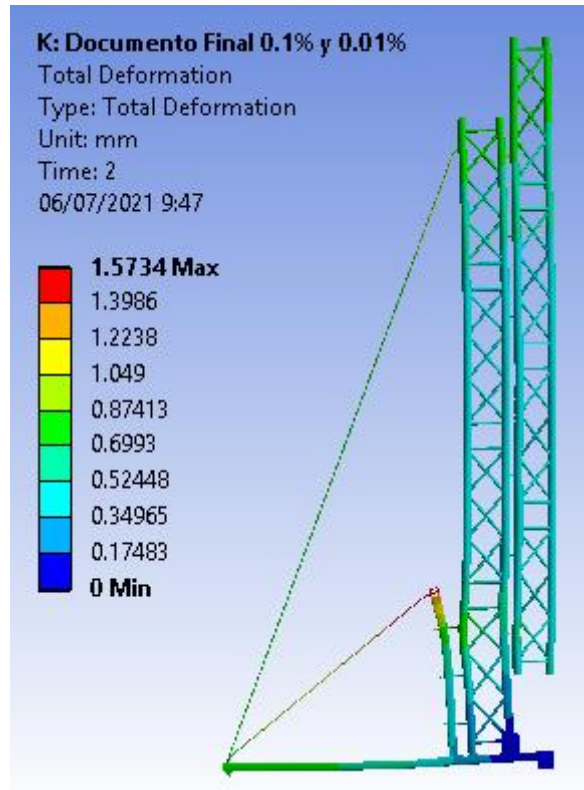


Figura 248. Deformación de la parte superior en mm frente a cargas provocadas por un cohete de 4 metros y 300 kg. Escala: 86:1.

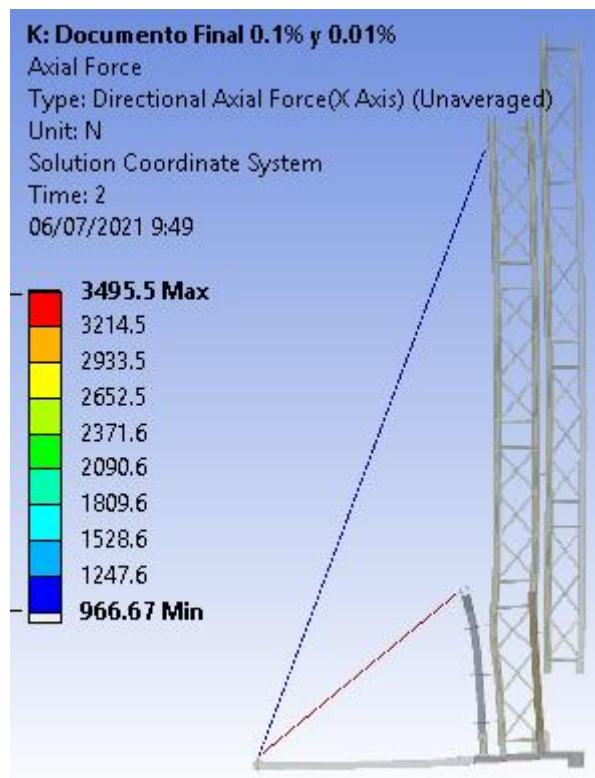


Figura 249. Fuerza en N a través de los cables con un cohete de 4 metros y 300 kg.

Deformación	Máxima existente	Máxima admisible	Condición
	δ_{max} (mm)	δ_{adm} (mm)	$\delta_{max} < \delta_{adm}$
	1.5	20	Cumple
Cables Largos	Máxima existente	Fuerza admisible	Condición
	F_{max} (N)	F_{adm} (kg)	$F_{max}/9.81 < F_{adm}$
	966.67	550	Cumple
Cable corto	F_{max} (N)	F_{adm} (kg)	$F_{max}/9.81 < F_{adm}$
	3495.5	550	Cumple

Tabla 17. Valores obtenidos para la parte superior con un cohete de 4 metros y 300 kg.

El cable corto, tiene una tensión menor que la admisible, sin embargo no cumple con un coeficiente de seguridad 2.

$$\frac{3495.5}{9.81} = 356.3 \text{ kg}$$

$$356.3 = \frac{550}{CS}$$

$$CS = 1.54$$

Se obtiene un coeficiente de seguridad de 1.5 para el cable. Pero se debe destacar que el fabricante ya adopta previamente un coeficiente de seguridad, es decir, el cable no dará fallo si se alcanzan los 550 kg. Teniendo esto en cuenta, se podría asegurar que el cable no fallará. Si se precisase mayor seguridad bastaría con comprar otro cable de acero.

18.4 - CONJUNTO PLACA BASE GIRATORIA.

La estructura deberá cumplir ciertos requisitos para que pueda ser utilizada correctamente:

- La tensión máxima de la pieza (exceptuando zonas muy localizadas) no podrá sobrepasar la mitad del límite de fluencia del material.
- Las tensiones y deformaciones deberán asemejarse a las obtenidas en el análisis de la parte superior completa.

Al igual que en el caso anterior las tensiones máximas se dan sobre el tornillo, elemento que no se estudiará. Las tensiones máximas se dan bajo la placa.

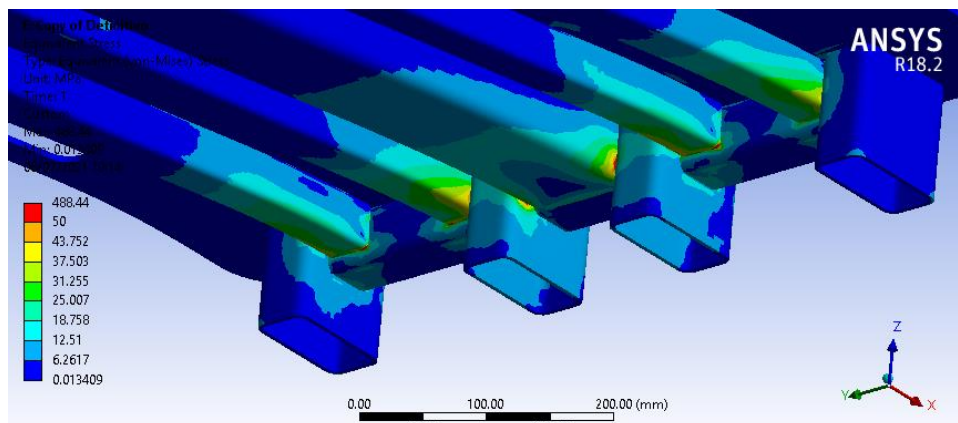


Figura 250. Tensión máxima en MPa del conjunto placa base giratoria con un cohete de 4 metros y 300 kg.

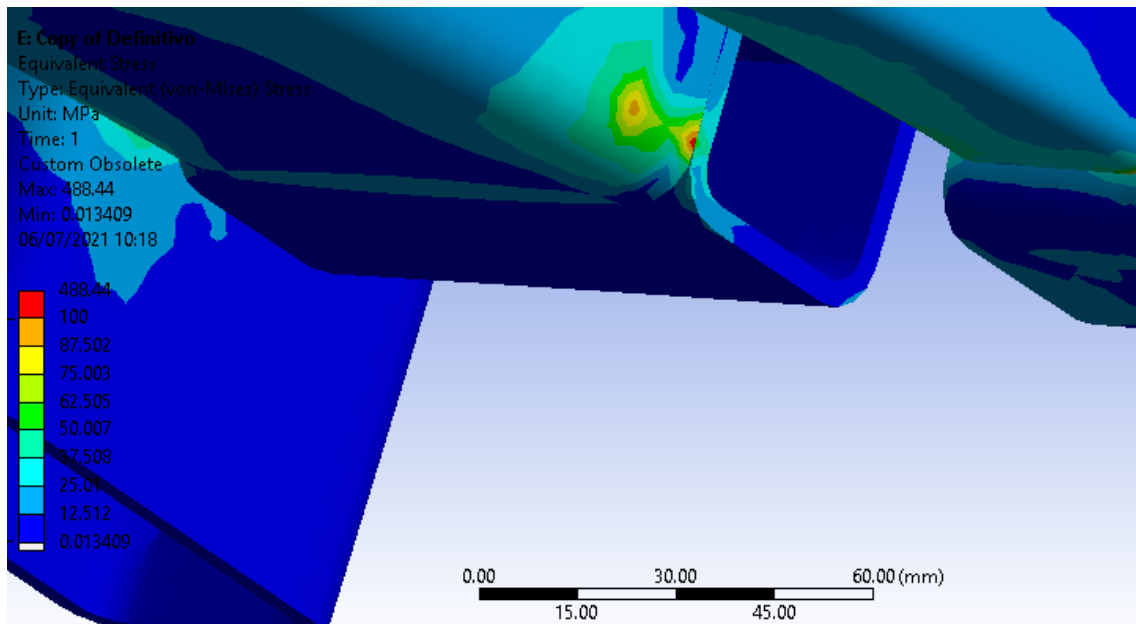


Figura 251. Detalle de las tensiones máximas sobre la placa.

Tensión	Máxima existente	Fluencia del material	Condición
	σ_{max} (Mpa)	σ_{yp} (Mpa)	$\sigma_{max} < \sigma_{yp}/2$
	100	355	Cumple

Tabla 18. Valores obtenidos para el conjunto placa base giratoria con un cohete de 4 metros y 300 kg.

ASPECTOS ECONÓMICOS

19 - DESCRIPCIÓN DEL PRESUPUESTO.

1- Recursos Humanos.

Se incluye en este apartado el gasto asociado al número de horas empleadas por el alumno en el papel de Ingeniero y el gasto asociado al número de horas empleadas por el Tutor en el papel Director de Proyecto.

RECURSOS HUMANOS	NUMERO HORAS	TASA HORARIA	COSTE
Ingeniero	300	30,00 €	9.000,00 €
Director de Proyecto	18	50,00 €	900,00 €
TOTAL			9.900,00 €

Tabla 19. Partida de costes de recursos humanos.

2- Amortizaciones.

Se incluyen los gastos derivados del uso del equipo informático y de las Licencias de los diferentes Softwares utilizados para la realización de este proyecto. Para el equipo informático se establece una vida útil de 10000 horas. Para el prorrateo de las Licencias de Software se establece una utilización de 3000 horas al año.

AMORTIZACIONES	COSTE TOTAL	HORAS UTILIZACION	HORAS USO	COSTE
Equipo Informático	800 €	10.000	285	22,80 €
Licencia OFFICE 365 Personal	69 €	3.000	65	1,50 €
Licencia CATIA V5	30.000 €	3.000	90	900,00 €
Licencia ANSYS Academic	25.400 €	3.000	130	1.100,67 €
TOTAL				2.024,96 €

Tabla 20. Partida de amortizaciones.

3- Elementos Comerciales.

Se incluyen los gastos correspondientes a la compra de los diferentes elementos comerciales utilizados en la Plataforma de Lanzamiento. Para la tornillería es necesaria la compra de cantidades mínimas.

ELEMENTOS COMERCIALES			
NAXPRO TRUSS	UNIDADES	COSTE UNITARIO	COSTE
Travesaño HD33x100 - 304331000	5	130,00 €	650,00 €
Travesaño HD34x100 - 304341000	4	132,00 €	528,00 €
Doble Abrazadera delgada - 400200045	16	19,99 €	319,84 €
Media Abrazadera con ojal - 400200085	4	15,90 €	63,60 €
Semicono M12 - 300000025	4	9,50 €	38,00 €
Base Acero 800x800x5 - 300000090	1	199,00 €	199,00 €
		TOTAL	1.798,44 €
DOUGHY	UNIDADES	COSTE UNITARIO	COSTE
Abrazadera Doughy 57000	2	22,80 €	45,60 €
Abrazadera Doughy delgada 57001	6	20,80 €	124,80 €
		TOTAL	170,40 €
SCHAEFFLER IBERIA	UNIDADES	COSTE UNITARIO	COSTE
Soporte Rodamiento UCPA206	4	35,27 €	141,08 €
		TOTAL	141,08 €
STARMODUL	UNIDADES	COSTE UNITARIO	COSTE
Soporte tubo cuadrado 0055-13	4	7,43 €	29,72 €
Unión tubo cuadrado 0055-05	13	10,21 €	132,73 €
Unión tubo cuadrado 0055-08	2	19,55 €	39,10 €
Unión tubo cuadrado 0055-06	2	14,88 €	29,76 €
Unión tubo cuadrado 0055-10	4	17,65 €	70,60 €
Unión tubo cuadrado 0055-11	1	15,49 €	15,49 €
Unión tubo cuadrado 0055-21	4	12,38 €	49,52 €
Unión tubo cuadrado 0055-17	8	3,05 €	24,40 €
		TOTAL	391,32 €
ELESA+GANter IBERICA	UNIDADES	COSTE UNITARIO	COSTE
Tuerca cáncamo giratoria GN583-M16	3	182,25 €	546,75 €
Cáncamo giratorio GN581-M10-A	8	84,37 €	674,96 €
Terminal cubo cuadrado NDX.Q-50x3-M20	1	4,23 €	4,23 €
Pie de nivelación LV.A-80-24-M20x198	1	14,80 €	14,80 €
Pie de nivelación LV.A-80-14-M12x98	4	7,02 €	28,08 €
Pie de nivelación LS.A-50-14-M12x98	14	5,84 €	81,76 €
		TOTAL	1.350,58 €

RATIONALSTOCK	UNIDADES	COSTE UNITARIO	COSTE
Eslinga Acero FP47637	1	25,13 €	25,13 €
Eslinga Acero FP47643	2	43,33 €	86,66 €
Grillete recto inox FP23578	6	3,26 €	19,56 €
Tensor horquilla inox FP064728	6	16,37 €	98,22 €
Tornillo hexagonal M10x1.5x70 - FT072971	20	0,28 €	5,60 €
Tornillo hexagonal M10x1.5x75 - FT097337	10	0,64 €	6,40 €
Tornillo hexagonal M10x1.5x80 - FT060163	10	0,63 €	6,30 €
Tornillo hexagonal M12x1.75x60 - FT43986	10	0,66 €	6,60 €
Tornillo hexagonal M12x1.75x70 - FT43988	10	0,69 €	6,90 €
Tornillo hexagonal M12x1.75x90 - FT54592	10	1,09 €	10,90 €
Tornillo hexagonal M12x1.75x140 - FT43986	12	1,00 €	12,00 €
Tornillo hexagonal M14x2.0x90 - FT095032	2	0,93 €	1,86 €
Tornillo hexagonal M14x2.0x130 - FT097345	8	1,97 €	15,76 €
Tornillo hexagonal M16x2.0x75 - FT095034	1	0,55 €	0,55 €
Tornillo sin cabeza M16x2.0x100 - FT42570	1	7,26 €	7,26 €
Tuerca hexagonal M10x1.5 - FT044453	34	0,035 €	1,19 €
Tuerca hexagonal M12x1.75 - FT044454	62	0,052 €	3,22 €
Tuerca hexagonal M14x2.0 - FT044455	2	0,079 €	0,16 €
Tuerca hexagonal M16x2.0 - FT044456	2	0,11 €	0,22 €
Tuerca hexagonal fina M20x2.5 - FT048799	1	0,22 €	0,22 €
Arandela plana M10 - FT46060	32	0,013 €	0,42 €
Arandela plana M12 - FT46062	18	0,025 €	0,45 €
Arandela plana M14 - FT46064	12	0,030 €	0,36 €
Arandela ala ancha M12 - FT46269	48	0,074 €	3,55 €
Arandela ala ancha M16 - FT46271	3	0,140 €	0,42 €
		TOTAL	319,91 €

SSAB	UNIDADES	COSTE UNITARIO	COSTE
Tubo cuadrado 50x50.4 (L = 6 metros)	8	99,97 €	799,76 €
Tubo cuadrado 40x40.2 (L = 6 metros)	1	49,69 €	49,69 €
Tubo rectangular 100x50.4 (L = 6 metros)	1	90,77 €	90,77 €
Chapa acero 2000x1000x5	1	130,00 €	130,00 €
		TOTAL	1.070,22 €

vidaXL	UNIDADES	COSTE UNITARIO	COSTE
Cabrestante Eléctrico 210231ES-12V	1	105,99 €	105,99 €
		TOTAL ELEMENTOS COMERCIALES	5.347,94 €

Tabla 21. Partida de costes de elementos comerciales.

4- Trabajos de fabricación y soldadura.

Se incluyen en este apartado los gastos correspondientes a la fabricación de los bulones de los rodamientos, así como el corte y taladrado de los tubos estructurales y las pletinas de acero para posibilitar el montaje de la Plataforma de Lanzamiento.

TRABAJOS DE FABRICACION Y SOLDADURA	NUMERO HORAS	TASA HORARIA	COSTE
Bulón rodamiento según plano (2 unidades)	2	50 €	100,00 €
Corte y taladrado tubos según planos	8	50 €	400,00 €
Corte y taladrado chapas según planos	8	50 €	400,00 €
Trabajos de soldadura según planos	4	50 €	200,00 €
TOTAL			1.100,00 €

Tabla 22. Partida de trabajos de fabricación y soldadura.

5- Presupuesto Plataforma de Lanzamiento.

El coste completo del diseño y fabricación del proyecto es:

PRESUPUESTO PLATAFORMA LANZAMIENTO	
Recursos Humanos	9.900,00 €
Amortizaciones	2.024,96 €
Elementos Comerciales	5.347,94 €
Trabajos de Fabricación y Soldadura	1.100,00 €
TOTAL	18.372,90 €

Tabla 23. Presupuesto total.

CONCLUSIONES.

El objetivo principal del proyecto era el diseño y análisis de una plataforma de lanzamiento frente a unos estados de carga concretos, creados por cohetes del equipo Bisky Team. El diseño de la estructura debe tener un coeficiente de seguridad 2 y ser capaz de lanzar cohetes de 3 metros y 200 kilogramos. Como objetivo secundario se estableció la posibilidad de crear una plataforma de lanzamiento más robusta capaz de lanzar cohetes mayores, en este caso de 4 metros y 300 kilogramos.

Los resultados para los ensayos de la plataforma frente al cohete más pequeño han resultado satisfactorios. La plataforma cumple con los requisitos establecidos para los elementos estudiados (conjunto pórtico de sujeción, ejes, parte superior y conjunto placa base giratoria) guardando un coeficiente de seguridad incluso mayor que 2. Probando de esta manera que será totalmente válida para el lanzamiento funcional de este tipo de cohetes.

Por otro lado, también se ha comprobado el diseño para cohetes de mayores dimensiones, los resultados también cumplen con los requisitos establecidos. A lo sumo se podría utilizar otro cable corto que soporte mayor peso y de esta manera tener un coeficiente de seguridad mayor. Ciertos elementos de la estructura están sobredimensionados, tales como: los ejes y el conjunto placa base giratoria. Los ejes se conciben de esta manera para impedir cualquier pequeña deformación que pueda afectar al correcto giro de la plataforma. El conjunto placa base giratoria se encuentra lejos de superar el límite de fluencia del material incluso con un coeficiente de seguridad 2. Sin embargo, uno de los requerimientos del proyecto era el económico. Atendiendo al límite de fluencia del acero estructural utilizado (355 MPa) se puede observar que es el necesario para que los elementos del conjunto pórtico de sujeción cumplan con los requisitos. El acero estructural del conjunto placa base giratoria podría tener un menor límite de fluencia, pero entonces sería necesario comprar elementos estructurales con diferentes tipos de aceros, lo que supondría elevar el costo total. Los elementos estructurales como las barras no se compran por unidades, se compran por lotes, siendo el mínimo 6 metros.

Esta decisión adoptada supondrá un menor coste económico. También se podrían utilizar otro tipo de perfiles estructurales más pequeños debido al sobredimensionamiento, pero se produciría el mismo problema. Resulta ser más barato la compra de perfiles iguales en longitudes grandes que no la de pequeñas longitudes de cada perfil.

El diseño de la plataforma muestra finalmente una estructura desmontable totalmente, acoplable en ciertos ángulos para el lanzamiento de forma rápida y que garantice a su vez soporte estable para el cohete.

Uno de los puntos a favor del diseño es la facilidad y la posibilidad de cambiar piezas de la propia estructura cuando estas se estropean o dejan de utilizarse. Además el propio diseño admite ciertos elementos de mayores dimensiones como la torre de lanzamiento, lo que posibilitaría lanzar cohetes aún más grandes que los estudiados.

Por otra parte, se han encontrado en el mercado elementos más grandes, con mayores secciones y con mejores rigideces, lo que permitiría seguir una investigación más profunda acerca de los tipos de plataformas que se podrían llegar a construir.

El desarrollo de esta plataforma puede servir a su vez como punto de partida para el dimensionamiento de otras plataformas que puedan optimizarse tanto a nivel constructivo

como a nivel económico. Por lo tanto este proyecto además de cumplir los objetivos establecidos inicialmente, será de gran utilidad aportando información y conocimientos acerca del mundo de la industria aeroespacial, en concreto de las estructuras útiles para dicha industria.

BIBLIOGRAFÍA.

- [1] Bisky Team. Disponible en: <http://www.biskyteam.com/el-proyecto/> [Último acceso: Julio 2021].
- [2] Wikipedia, “Sputnik”, 22 Febrero 2021. Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Sputnik_1 [Último acceso: Marzo 2021].
- [3] Universidad de los Andes (Venezuela), “Torsión en barras prismáticas”. Disponible en: http://www.ula.ve/facultad-ingenieria/images/mecanica/Mecanica_Materiales/II/TEMA_IV.pdf [Último acceso: Junio 2021].
- [4] Wikipedia, “Plataforma de lanzamiento”, 12 Marzo 2020. Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Plataforma_de_despegue [Último acceso: Junio 2021].
- [5] Profe JN el canal del ingeniero, “Mecánica de materiales: torsión en elementos no circulares, conceptos fundamentales”, 17 Octubre 2017. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=-JlblOFUn-8&t=637s> [Último acceso: Junio 2021].
- [6] Mechead, “Ansys contact types and explanations”, 7 Marzo 2021. Disponible en: <https://www.mechead.com/contact-types-and-behaviours-in-ansys/> [Último acceso: Junio 2021].
- [7] Dare, “Morning star rocket in tower”, 8 Abril 2020. Disponible en: <https://dare.tudelft.nl/morning-star-rocket-in-tower/> [Último acceso: Junio 2021].
- [8] Delf Team, “Stratos III press kit”, 10 Febrero 2020. Disponible en: <https://www.dropbox.com/sh/wmeoeu18qwxn124/AAANM8OZWdbxGrPXXu8Ao7b0a?dl=0> [Último acceso: Junio 2021].
- [9] Wired, “A Rocket Built by Students Reached Space for the First Time”, 22 Mayo 2019. Disponible en: <https://www.wired.com/story/a-rocket-built-by-students-reached-space-for-the-first-time/> [Último acceso: Junio 2021].
- [10] Aesir, “Odin”, 31 Julio 2016. Disponible en: <https://aesir.se/projects/odin> [Último acceso: Junio 2021].
- [11] Rocket Photography, “Pitching Tripod Mount”, 3 Febrero 2014. Disponible en: <http://www.rocketryphotography.com/PitchTripodMnt.html> [Último acceso: Junio 2021].
- [12] Wikipedia, “Complejo de lanzamiento 39”, 22 Febrero 2021. Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Complejo_de_lanzamiento_39 [Último acceso: Marzo 2021].
- [13] ESA, “Ariane 6”, 20 Mayo 2020. Disponible en: https://www.esa.int/Enabling_Support/Space_Transportation/Launch_vehicles/Ariane_6 [Último acceso: Junio 2021].

- [14] Total materia, “Propiedades del acero”, 16 Julio 2012. Disponible en: <https://www.totalmateria.com/page.aspx?ID=propiedadesdelacero&LN=ES> [Último acceso: Febrero 2021].
- [15] Ansys Learning Forum, “how to create link180 element in TENSION in ansys workbench?”, Abril 2018. Disponible en: <https://forum.ansys.com/discussion/1337/how-to-create-link180-element-in-tension-in-ansys-workbench> [Último acceso: Junio 2021].
- [16] M. Abasolo, J. Aguirrebeitia, I. Coria e I. Heras, Guía práctica de Elementos Finitos en Estática, Ediciones Paraninfo S.A., 2017.
- [17] M. Abasolo, S. Navalpotro, E. Iriondo y J. Corral, “Diseño de Máquinas”, Bilbao.
- [18] Apuntes de Resistencia de Materiales. 3º Curso de Ingeniería Mecánica. Escuela de Ingeniería de Bilbao.
- [19] Producciones el sótano, “¿Cuánto peso puede cargar mi Truss?”, 20 Junio 2015. Disponible en: <https://www.produccioneselsotano.com/cuanto-peso-puede-cargar-mi-truss-conceptos-basicos-de-rigging/> [Último acceso: Febrero 2021].
- [20] Universitat Politècnica de València – UPV, “Uniones perfiles tubulares”, 19 Octubre 2017. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=SMbROtp3A-o> [Último acceso: Noviembre 2020].
- [21] National Geographic, “Bases de lanzamiento activas en el mundo”, 5 Octubre 2018. Disponible en: <https://www.nationalgeographic.es/espacio/2018/10/estas-son-las-bases-de-lanzamiento-de-cohetes-activas-del-mundo> [Último acceso: Junio 2021].
- [22] Actualidad Aeroespacial, “La nasa prepara la plataforma de lanzamiento 39B para las misiones Artemisa”, 15 Julio 2019. Disponible en: <https://actualidadaeroespacial.com/la-nasa-prepara-la-plataforma-de-lanzamientos-39b-para-las-misiones-artemisa/> [Último acceso: Mayo 2021].
- [23] Wikipedia, “Silo misilístico”, 27 Octubre 2019. Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Silo_misil%C3%ADstico [Último acceso: Abril 2021].
- [24] Wikipedia, “Silo misilístico”, 30 Octubre 2019. Disponible en: <https://es.wikipedia.org/wiki/HIMARS> [Último acceso: Abril 2021].
- [25] Ayuda proporcionada por Ansys.

ANEXO I: ELEMENTOS COMERCIALES.

NAXPRO TRUSS

Ferdinand-Braun-Str. 19
46399 Bocholt, Alemania
www.naxpro-truss.es

- 1- Travesaño HD33x100 – 304331000
Material: Aluminio EN-AW 6082 T6
Límite elástico: 310 MPa
Peso = 5.10 Kg
5 unidades



- 2- Travesaño HD34x100 – 304341000
Material: Aluminio EN-AW 6082 T6
Límite elástico: 310 MPa
Peso = 7.00 Kg
4 unidades



- 3- Doble Abrazadera delgada – 400200045
Fuerza Portante: 200 Kg
Peso = 0.700 Kg
16 unidades



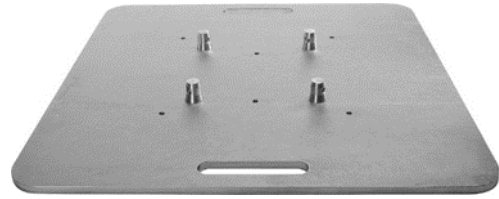
- 4- Media Abrazadera con ojal – 400200085
Fuerza Portante: 170 Kg
Peso = 0.350 Kg
4 unidades



- 5- Semicono M12 – 300000025
Material: Aluminio EN-AW 6082 T6
Límite elástico: 310 MPa
Peso = 0.10 Kg
4 unidades



- 6- Base Acero 800x800x5 – 300000090
Material: Acero S355
Peso = 24.5 Kg
1 unidad



SCHAEFFLER IBERIA

C/ Foment, 2 Pol. Pont Reixat

 08960 Barcelona

www.schaeffler.es

- 1- Soporte Rodamiento UCPA206

 Capacidad carga dinámica: 19.5 kN

 Capacidad carga estática: 11.2 kN

 Peso = 1.220 Kg

4 unidades



FAG

★ **UCPA206**

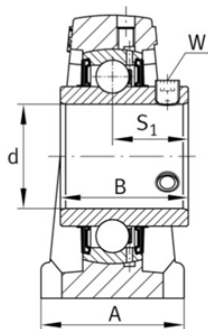
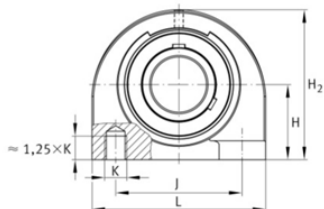
Soporte de apoyo

ID de Schaeffler
0821998250000

★ Productos preferidos

Soportes de apoyo UCPA, soporte de fundición gris, con base corta, rodamiento insertable con tornillos prisioneros en el anillo interior, obturaciones RSR

Información técnica



Medidas principales y datos de rendimiento

d	30 mm	Diámetro del agujero
L	94 mm	Longitud total
H ₂	84 mm	Altura
	1,282 kg	Peso

Medidas

H	42,9 mm	Distancia eje geométrico
A	48 mm	Anchura (base)
Q	M6	Conexión lubricación de rosca
B	38,1 mm	Width of inner ring
S ₁	22,2 mm	Distance of raceway to locking collar

Medidas de montaje

J	66 mm	Distancia agujero de fijación
K	M14	Agujero de fijación roscado

Información adicional

PA206	Soporte
UC206	Referencia rodamiento

DOUGHTY UK

Crow Arch Lane
 Ringwood
 Hampshire

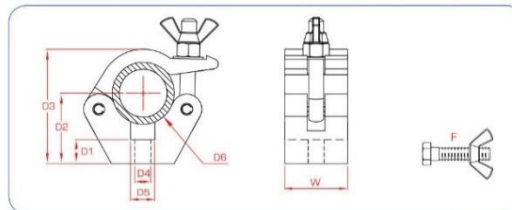
www.doughty-engineering.co.uk

- 1- Abrazadera Doughty 57000
 Fuerza Portante: 750 Kg
 Peso = 0.630 Kg
2 unidades

Estándar		
CTS	1650 lbs	[750 Kg]
D1	0.75"	[19mm]
D2	2.17"	[55mm]
D3	3.50"	[90mm]
D4	0.50"	[Ø12.7mm]
D5	0.75"	[19mm]
D6	Ø2"	[Ø48 - 51mm]
W	1.97"	[50mm]
Peso	1.39 lbs	[0.63 Kg]



T57000 - Plateada



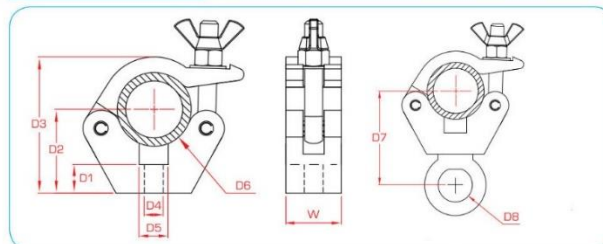
DOUGHTY

- 2- Abrazadera Doughty delgada 57001
 Fuerza Portante: 750 Kg
 Peso = 0.410 Kg
6 unidades

Estándar delgada		
CTS	1650 lbs	[750 Kg]
D1	0.75"	[19mm]
D2	2.17"	[55mm]
D3	3.54"	[90mm]
D4	Ø0.5"	[Ø12.7mm]
D5	0.75"	[19mm]
D6	Ø2"	[Ø48 - 51mm]
W	1.18"	[30mm]
Peso	0.90 lbs	[0.41 Kg]



T57001 - Plateada



DOUGHTY

STARMODUL

C/ Palauet, 131

25001 - Lleida

www.starmodul.com

- 1- Soporte tubo cuadrado 0055-13
Material: Acero S355
Peso = 1.560 Kg
4 unidades



0055-13

- 2- Unión tubo cuadrado 0055-05
Material: Acero S355
Peso = 1.295 Kg
13 unidades



0055-05

- 3- Unión tubo cuadrado 0055-08
Material: Acero S355
Peso = 2.966 Kg
2 unidades



0055-08

- 4- Unión tubo cuadrado 0055-06
Material: Acero S355
Peso = 2.131 Kg
2 unidades



0055-06

- 5- Unión tubo cuadrado 0055-10
Material: Acero S355
Peso = 2.338 Kg
4 unidades



0055-10

- 6- Unión tubo cuadrado 0055-11
Material: Acero S355
Peso = 2.076 Kg
1 unidad



0055-11

- 7- Unión tubo cuadrado 0055-21
Material: Acero S355
Peso = 1.690 Kg
4 unidades



0055-21

- 8- Unión tubo cuadrado 0055-17
Material: Acero S355
Peso = 0,413 Kg
8 unidades



0055-17

ELESA+GANTER IBERICA S.L.

Polígono Mendiola, Naves 1 y 2

20590 - Soraluze

www.elesa-ganter.es

- 1- Tuerca Cáncamo giratoria GN583-M16
Fuerza Portante: 1500 Kg
Peso = 0.300 Kg
3 unidades



- 2- Cáncamo giratorio GN581-M10-A
Fuerza Portante: 400 Kg
Peso = 0.120 Kg
8 unidades



- 3- Terminal cubo cuadrado NDX.Q-50x3-M20
Carga máxima: 850 Kg
Peso = 0.075 Kg
1 unidad



- 4- Pie de Nivelación LV.A-80-24-M20x198
Carga máxima: 1800 Kg
Peso = 0.714 Kg
1 unidad



- 5- Pie de Nivelación LV.A-80-14-M12x98
Carga máxima: 1600 Kg
Peso = 0.140 Kg
4 unidades

- 6- Pie de Nivelación LS.A-50-14-M12x98
Carga máxima: 1300 Kg
Peso = 0.106 Kg
14 unidades



RATIONALSTOCK

Ferretería industrial online

www.rationalstock.es

- 1- Eslinga Acero Trefilado FP47637
Carga máxima: 550 Kg
Peso = 0.560 Kg
1 unidad

- 2- Eslinga Acero Trefilado FP47643
Carga máxima: 550 Kg
Peso = 1.580 Kg
2 unidades



- 3- Grillete recto inox FP23578
Carga máxima: 700 Kg
Peso = 0.143 Kg
6 unidades



- 4- Tensor tubular horquilla inox FP064728
Carga máxima: 500 Kg
Peso = 0.578 Kg
6 unidades



- 5- Tornillo Hexagonal M10x1.5x70 DIN-933 (FT072971)
 Peso = 0.055 Kg
16 unidades

- 6- Tornillo Hexagonal M10x1.5x75 DIN-933 (FT097337)
 Peso = 0.058 Kg
4 unidades

- 7- Tornillo Hexagonal M10x1.5x80 DIN-933 (FT060163)
 Peso = 0.061 Kg
8 unidades

- 8- Tornillo Hexagonal M12x1.75x60 DIN-933 (FT43986)
 Peso = 0.071 Kg
4 unidades

- 9- Tornillo Hexagonal M12x1.75x70 DIN-933 (FT43988)
 Peso = 0.085 Kg
4 unidades

- 10- Tornillo Hexagonal M12x1.75x90 DIN-933 (FT54592)
 Peso = 0.098 Kg
2 unidades

- 11- Tornillo Hexagonal M12x1.75x140 DIN-933 (FT43986)
 Peso = 0.142 Kg
12 unidades

- 12- Tornillo Hexagonal M14x2.0x90 DIN-933 (FT095032)
 Peso = 0.130 Kg
2 unidades

- 13- Tornillo Hexagonal M14x2.0x130 DIN-933 (FT097345)
 Peso = 0.185 Kg
8 unidades

- 14- Tornillo Hexagonal M16x2.0x75 DIN-933 (FT095034)
 Peso = 0.157 Kg
1 unidad

TORNILLO HEXAGONAL DIN-933

Material: Acero (8.8) cincado

A	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36	M39	M42	M45	M48	M52
Paso	0,5	0,7	0,8	1	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4	4,5	4,5	5	5
D	2	2,8	3,5	4	4,8	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	15	17	18,7	21	22,5	25	26	28	30	33
C	5,5	7	8	10	11	13	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46	50	55	60	65	70	75	80

(Todas las medidas están expresadas en mm.)

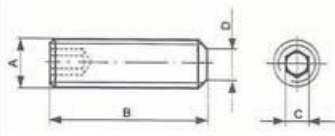
15- Tornillo sin cabeza M16x2.0x100 DIN-913 (FT42570)

Peso = 0.154 Kg

1 unidad

TORNILLO SIN CABEZA DIN-913

Material: Acero (12.9) pavonado negro



	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16
Paso	0,5	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2
D	2	2,5	3,5	4	5,5	7	8,5	12
C	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8

(Todas las medidas están expresadas en mm.)

16- Tuerca Hexagonal M10x1.5 DIN-934 (FT044453)

Peso = 0.012 Kg

34 unidades

17- Tuerca Hexagonal M12x1.75 DIN-934 (FT044454)

Peso = 0.018 Kg

62 unidades

18- Tuerca Hexagonal M14x2.0 DIN-934 (FT044455)

Peso = 0.026 Kg

2 unidades

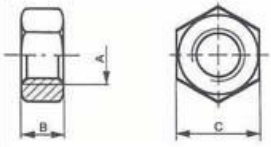
19- Tuerca Hexagonal M16x2.0 DIN-934 (FT044456)

Peso = 0.034 Kg

2 unidades

TUERCA HEXAGONAL DIN-934

Material: Acero (8) cincado



A	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36	M39	M42	M45	M48	M52	M56	M60	M64	M68
Paso	0,4	0,5	0,7	0,8	1	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4	4,5	4,5	5	5	5,5	5,5	6	6
B	1,6	2,4	3,2	4	5	5,5	6,5	8	10	11	13	15	16	18	19	22	24	26	29	31	34	36	38	42	45	48	51	54
C	4	5,5	7	8	10	11	13	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100

(Todas las medidas están expresadas en mm.)

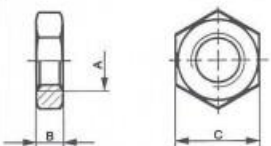
20- Tuerca Hexagonal fina M20x2.5 DIN-936 (FT048799)

Peso = 0.037 Kg

1 unidad

TUERCA HEXAGONAL FINA (CONTRATUERCA) DIN-936

Material: Acero (8) cincado



A	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36	M39	M42	M45
Paso	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4	4,5	4,5
B	3	3,3	3,5	5	6	7	8	8	9	9	10	10	12	12	14	14	16	16	18
C	7	8	10	13	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46	50	55	60	65	70

(Todas las medidas están expresadas en mm.)

21- Arandela M10 DIN-125-1A (FT46060)

Peso = 0.004 Kg

32 unidades

22- Arandela M12 DIN-125-1A (FT46062)

Peso = 0.006 Kg

18 unidades

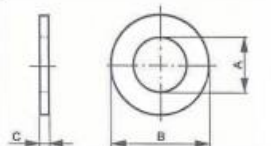
23- Arandela M14 DIN-125-1A (FT46064)

Peso = 0.008 Kg

12 unidades

ARANDELA PLANA DIN-125-1A

Material: Acero cincado



	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36	M39	M42	M45	M48	M52	M56	M60	M64
	-	5/32	3/16	-	9/32	5/16	3/8	1/2	9/16	5/8	11/16	3/4	7/8	-	1	11/8	11/4	13/8	11/2	15/8	13/4	-	2	21/4	-	21/2
A	3,2	4,3	5,3	6,4	7,4	8,4	10,5	13	15	17	19	21	23	25	28	31	34	37	40	43	46	50	54	58	62	66
B	7	9	10	12	14	16	20	24	28	30	34	37	39	44	50	56	60	66	72	78	85	92	98	105	110	115
C	0,5	0,8	1	1,6	1,6	1,6	2	2,5	2,5	3	3	3	3	4	4	4	5	5	6	7	7	8	8	9	9	9

(Todas las medidas están expresadas en mm.)

24- Arandela ala ancha M12 DIN-9021 (FT46269)

Peso = 0.022 Kg

48 unidades

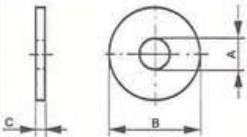
25- Arandela ala ancha M16 DIN-9021 (FT46271)

Peso = 0.041 Kg

3 unidades

ARANDELA PLANA ALA ANCHA DIN-9021

Material: Acero cincado



	M3	M3,5	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M24	M30
	-	1/8	5/32	3/16	-	9/32	5/16	3/8	1/2	9/16	5/8	11/16	3/4	-	11/8
A (mín.)	3,2	3,7	4,3	5,3	6,4	7,4	8,4	10,5	13	15	17	20	22	26	33
B (máx.)	9	11	12	15	18	22	24	30	37	44	50	56	60	72	92
C	0,8	0,8	1	1,2	1,6	2	2	2,5	3	3	3	4	4	4	5

(Todas las medidas están expresadas en mm.)

SSAB Steel, S.L.

Oianzabaleta Kalea 10

20305 - Irún

www.SSAB.es



SSAB DOMEX TUBE – HOLLOW SECTIONS

The SSAB Domex Tube product family has been specially developed for demanding construction projects. The wide range of tubes offers the most cost-effective and light solution for the engineer. The welding of the tubes is straightforward and fabrication is cost effective.

Using SSAB Domex Tubes is easy with SSAB manuals and the FrameCalc design tool. SSAB Domex Tubes meet or exceed the requirements of EN 10219 standards and are available in steel grade S235 up to S550. They are designed for EC3 and EN 1090 steel construction.

DIMENSIONAL RANGE – SSAB DOMEX TUBES

Shape	External dimensions (mm)	Wall thickness (mm)
Circular	42.4 - 323.9	2.0 - 12.50
Square	40 x 40 - 300 x 300	2.0 - 12.50
Rectangular	50 x 30 - 400 x 200	2.0 - 12.50

STEEL GRADES – SSAB DOMEX TUBES

Steel grade	Yield strength, $R_{p0.2}$ (min MPa)	Tensile strength, R_m (MPa)	Elongation, A (min %)	Impact testing, Charpy -V (min J)
SSAB Domex Tube S235JRH	235	340 - 470	24	27 (-40 °C)
SSAB Domex Tube S355J2H	355	470 - 630	20	27 (-40 °C)
SSAB Domex Tube Double Grade	420	500 - 630	20	40 (-40 °C)
SSAB Domex Tube S460MH	460	530 - 720	17	27 (-40 °C)
SSAB Domex Tube S500MH	500	580 - 760	15	27 (-40 °C)
SSAB Domex Tube S550MH	550	600 - 760	14	27 (-40 °C)

- | | |
|--|-------------------|
| 1- Tubo cuadrado 50x50.4 (L = 6 metros) | <u>8 unidades</u> |
| 2- Tubo cuadrado 40x40.2 (L = 6 metros) | <u>1 unidad</u> |
| 3- Tubo rectangular 100x50.4 (L = 6 metros) | <u>1 unidad</u> |
| 4- Pletina 2000x1000x5 | <u>1 unidad</u> |

vidaXL Marketplace Int.

www.vidaxl.es

- 5- Cabrestante Eléctrico 210231ES-12V
Peso = 6.500 Kg
1 unidad



Especificaciones

- Máx. extracción de cable: 1360 KG
- Máx. corriente: 145 amperios
- Motor: 1,2 HP, imán permanente DC 12 V
- Relación de engranajes: 153: 1
- Engranaje: Planetario diferencial
- Longitud del cable de acero: 9 m
- Peso: 6,5 kg
- Dimensiones: 285 x 105 x 105 mm (largo x ancho x alto)
- Diámetro del tambor: 31,75 mm
- Control: Interruptor remoto con cable + mando a distancia inalámbrico
- Con placa de montaje y rodillo guía
- EAN: 8718475863489
- SKU: 210231
- Brand: vidaXL

ANEXO II: MANUAL DE MONTAJE.

Para el correcto montaje de la Plataforma de Lanzamiento se seguirán al pie de la letra estas instrucciones, acompañadas de los planos de conjunto que se indican a continuación. No se procederá al montaje sino se dispone de la documentación técnica en su totalidad.

Relación de planos de conjunto necesarios para el montaje:

- | | |
|--|-------------------|
| - Plataforma Lanzamiento | PTLZ-001 |
| - Conjunto Pórtico Sujeción | CPS-001_H1 |
| - Conjunto Pórtico Sujeción | CPS-001_H2 |
| - Conjunto Placa Base Giratoria | CPBG-001 |
| - Torre Lanzamiento | TLZ-001 |

Se divide el montaje en cuatro partes. Las tres primeras partes conforme a los tres componentes principales que se pueden ver en el plano general del proyecto PTLZ-001. La cuarta parte como montaje final.

- 1- Conjunto Pórtico Sujeción.
- 2- Conjunto Placa Base Giratoria.
- 3- Torre Lanzamiento.
- 4- Plataforma Lanzamiento

Serán necesarias durante el montaje las siguientes herramientas:

- Llave fija plana y llave de estrella para tornillos de cabeza hexagonal de tamaños; 14, 17, 19, 22, 24 y 30.
- Martillo de goma y martillo de aluminio.
- Listones de madera para golpeo y como base provisional.
- Caballetes de madera y escalera de mano.
- Casco, guantes, calzado y gafas de seguridad.
- Nivel de burbuja.

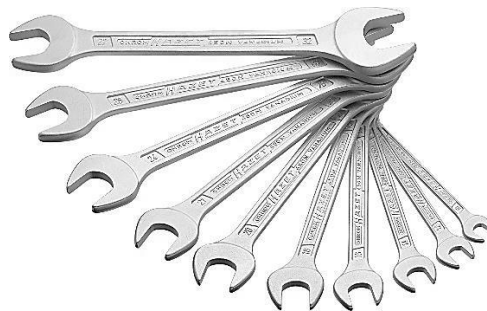


Figura 252. Llaves fijas.

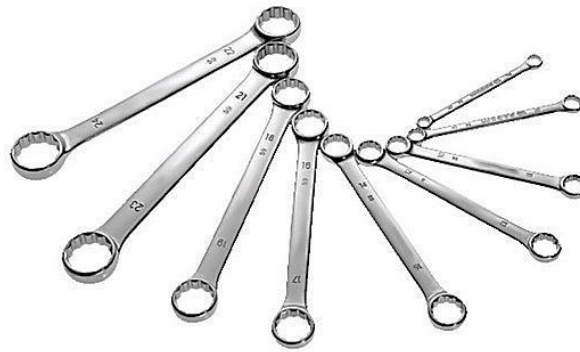


Figura 253. Llaves de estrella



Figura 254. Izquierda: Ropa de seguridad. Derecha: Nivel de burbuja.

Si el primer montaje de la Plataforma de Lanzamiento se realiza en el mismo lugar de lanzamiento, es posible que sea necesaria una lima ó rotalín, e incluso un rotaflex, para realizar “in situ” algún ajuste propio del primer montaje.

Para facilitar el manejo de los componentes más pesados se podrá contar con la ayuda de un elevador de material portátil o de una carretilla elevadora.

Teniendo en cuenta que la Plataforma de Lanzamiento es una estructura estática, no será necesario el uso atornilladores automáticos para el montaje y se podrán hacer todos los aprietes tornillo-tuerca a mano atornillando “a tope”. Se considerará atornillado “a tope” el realizado hasta hacer desaparecer el gap (espacio) entre las superficies a apretar y aplicar después entre 1/8 y 1/4 de vuelta más. Las uniones entre tubos y la propia geometría de la estructura aportan la suficiente rigidez y estabilidad al conjunto para hacer innecesario el uso de grandes pares de apriete. En caso de utilizar atornilladores automáticos los pares máximos de apriete serán los indicados en la norma CETA 00520-11.69

1.- Montaje Conjunto Pórtico Sujeción.

Se realizará conforme a planos **CPS-001_H1** y **CPS-001_H2**.

Una vez determinada la ubicación de lanzamiento, se asegurará una correcta limpieza de piedras u otros objetos en un área de al menos 6 x 5 metros y se procederá con el montaje siguiendo el orden que se indica a continuación:

- 1.1- Montar todos los Pies de Nivelación **[29]** y **[33]** en sus correspondientes tubos **[3]**, **[5]**, **[6]**, **[7]** y **[14]**. Se deberá mantener una altura uniforme entre todos ellos.

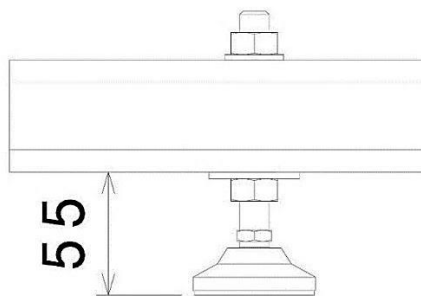


Figura 255. Altura montaje Pie de Nivelación

- 1.2- Montar los Cáncamos anti-viento **[27]** y las uniones angulares **[30]** en sus correspondientes tubos **[3]**, **[6]** y **[7]**. Colocar los tubos en el suelo sobre los Pies de Nivelación y en posición aproximada al montaje final tal y como muestra el plano **CPS-001_H2**.

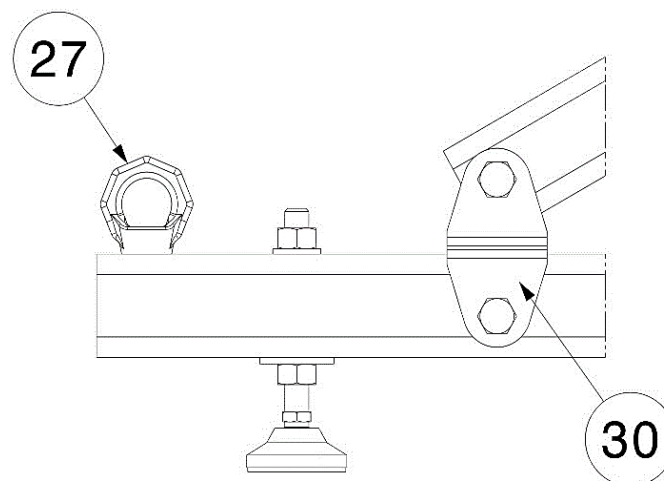


Figura 256. Cáncamo y Unión Angular

- 1.3- Montar sobre los dos tubos inferiores centrales **[5]** los dos Pórticos de Sujeción, el Principal y el de Apoyo. Siempre montando de abajo hacia arriba. El correcto posicionado de los Pórticos sobre los tubos inferiores lo proporcionarán los tubos inclinados **[17]** y **[8]**. No

apretar a tope las uniones de los tubos porque eso permitirá con la ayuda del mazo de goma pequeños ajustes de posición a lo largo del montaje.

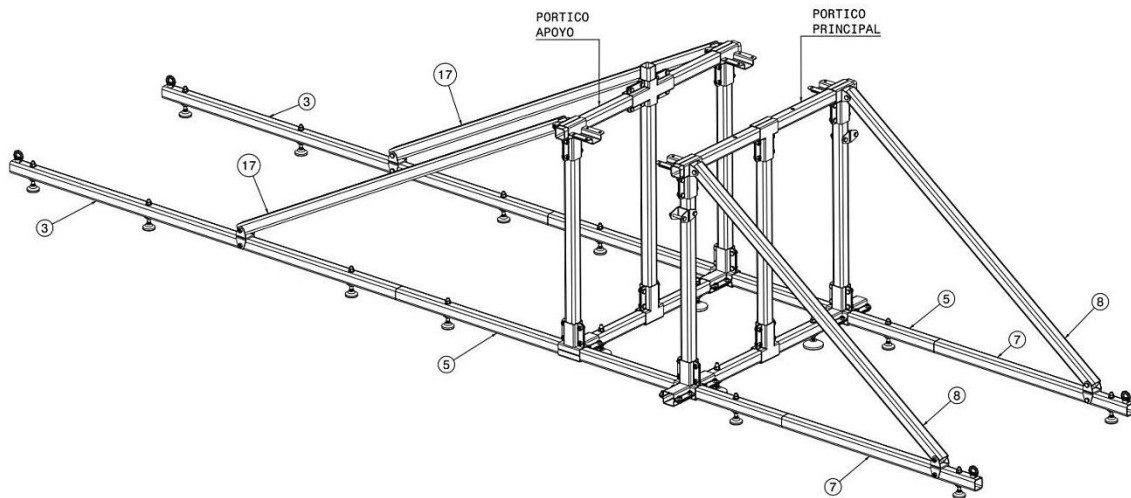


Figura 257. Pórtico Principal y de Apoyo.

- 1.4- Montar a continuación los tubos de unión entre Pórticos [15] y las uniones [4] para los tubos inferiores [3], [5] y [7].
- 1.5- Montar aparte las placas de apoyo del Cabrestante [2] y [20] sobre los tubos soporte [18] y [19]. A continuación se montará sobre la placa [2] el Cabrestante [1]. Se dejará todo sin apretar para posteriores ajustes. Se coloca ahora el Cabrestante en su ubicación definitiva entre los tubos inferiores [3] con las uniones [26] y se montará el tubo inferior [18].

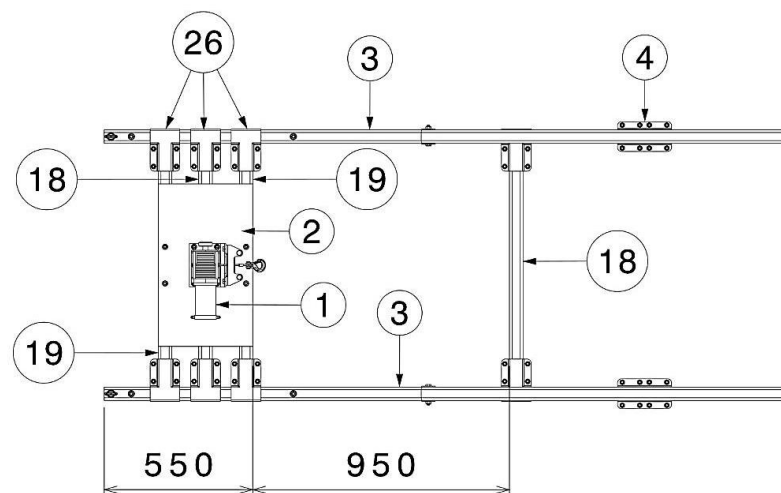


Figura 258. Ubicación Cabrestante.

- 1.6- Montar a continuación los tubos inferiores laterales [6], uniéndolos al Pórtico Principal con los tubos inclinados [9].

1.7- A estas alturas del proceso, se tendrá el Conjunto Pórtico Sujeción, por llamarlo de algún modo “sin apriete”. Se procederá a reapretar a mano “a tope” toda la estructura, siempre de abajo a arriba y de los Pórticos hacia el exterior. Se debe ir comprobando a su vez la horizontalidad del tubo **[13]** en todo momento durante el reapriete.

1.8- Para finalizar, montar a tope con mazo de goma el terminal cuadrado **[25]** en el tubo central del Pórtico de Apoyo **[12]** y se roscará el Pie de nivelación hasta la medida indicada en la figura 9. Montar las dos abrazaderas **[21]** sobre el tubo **[13]** del Pórtico principal. El apriete definitivo de las abrazaderas se realizará una vez se haya montado sobre ellas el Conjunto Placa Base Giratoria.

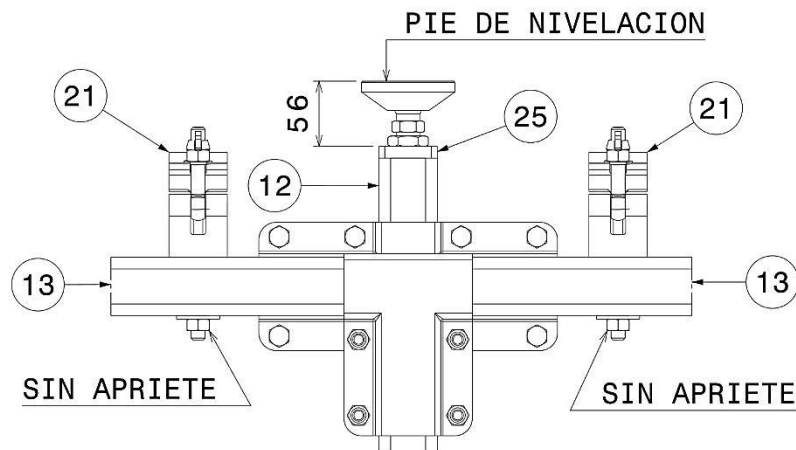


Figura 259. Detalle Abrazaderas, Terminal cuadrado y Pie de Nivelación.

2.- Montaje Conjunto Placa Base Giratoria.

Se realizará conforme a plano **CPBG-001**.

Se deberán montar componentes a la par que se siguen las instrucciones del montaje para finalizar el montaje de conjunto sobre el pórtico de sujeción.

- 2.1- Montar 2 rodamientos **[10]** en un bulón **[11]**, sin apretar del todo los tornillos prisioneros para poder mover los rodamientos al montarlos a la Placa Base Soldada **[1]**.

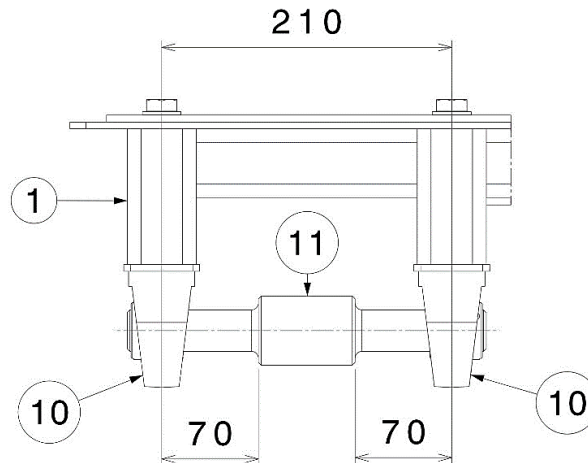


Figura 260. Montaje Rodamientos y Bulón.

- 2.2- Se montará a continuación en el lado opuesto de la Placa Base Soldada **[1]**, los 2 cáncamos **[27]** para enganche del cable cabrestante y del tirante tensor. Se montarán también los 2 cáncamos **[26]** para el enganche de los 2 tirantes tensores de la Torre de Lanzamiento.

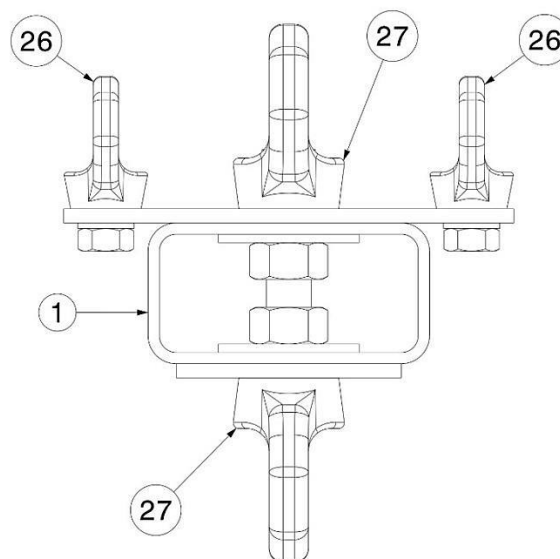


Figura 261. Montaje Cáncamos.

- 2.3- Montar la Placa Base Soldada **[1]** sobre el Conjunto Pórtico Sujeción. Se posicionarán los bulones rodamiento centrados sobre las abrazaderas del Pórtico y se comprobará que el tubo rectangular apoya a su vez centrado sobre el Pie de Nivelación. A continuación cierran las abrazaderas y se probará el correcto giro de la Placa Base Soldada sobre los rodamientos, desde la posición de montaje hasta disponerla verticalmente. Realizados todos los ajustes necesarios y cuando el giro sea suave y sin esfuerzos, se apretarán en su ubicación definitiva las abrazaderas, rodamientos y bulones.

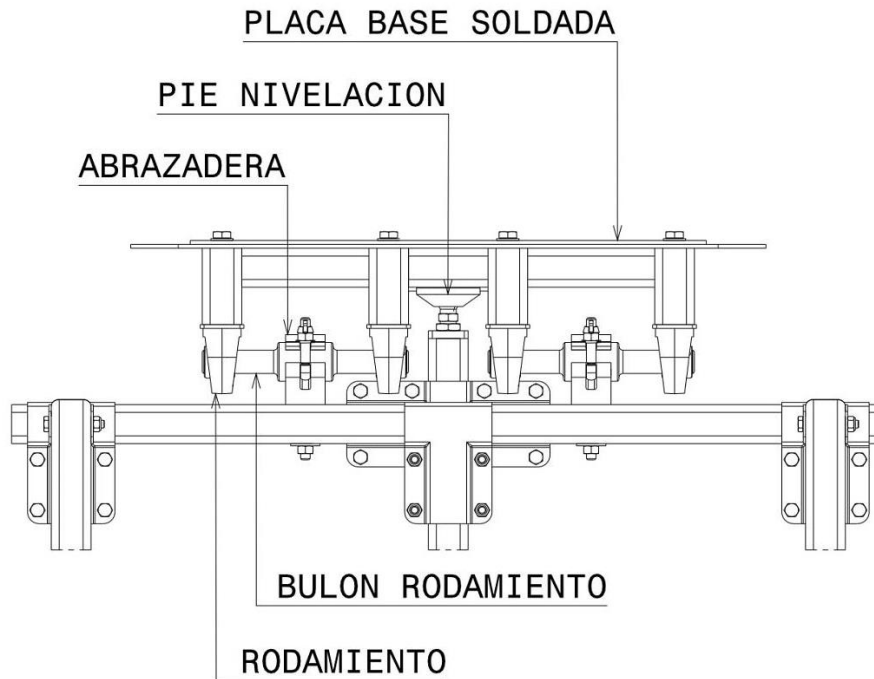


Figura 262. Montaje Placa Base sobre Pórtico Sujeción.

- 2.4- Se montarán aparte, sobre cada uno de los 4 tubos cuadrados **[3]** tres abrazaderas **[25]** que posteriormente amarrarán sobre el primer travesaño de la Torre de Lanzamiento. Se deberán montar las abrazaderas pegadas a los tubos y sin apretar para llevarlas a su posición de amarre más adelante.
- 2.5- Montar sobre la Placa Base Soldada **[1]** los cuatro semi-conos **[20]**, que posicionan la Torre de Lanzamiento. Se deben dejar sin apretar para posteriores ajustes.
- 2.6- Montar los 4 Sopores tubo cuadrado **[19]** sobre la Placa Base Soldada **[1]**. Se dejan sin apriete para su posterior ajuste y se montará la Pletina Refuerzo **[13]**, apretada a tope.
- 2.7- Encajar a continuación los 4 tubos cuadrados **[3]** en los Sopores **[19]**, apretándolos a tope para que formen un único componente. Montar el cáncamo **[27]** para el tirante tensor **[2]** en el tubo **[5]** y se une a los 2 tubos traseros **[3]** mediante 2 uniones **[4]**.

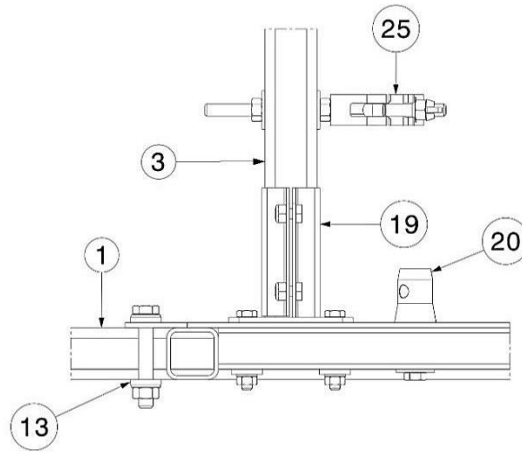


Figura 263. Detalle montaje.

2.8- Se procederá ahora al apriete de todas las piezas incorporadas en los puntos del 4 al 7. Para su correcto encaje se utilizará como utillaje patrón uno de los travesaños HD34. Se debe comprobar la horizontalidad de la Placa Base y nivelarla si es necesario antes de incorporar el travesaño sobre los 4 semi-conos [20]. Se adelantarán las 12 abrazaderas [25] y se apretarán sobre el travesaño. Se procederá ahora a apretar los 4 semi-conos [20] y a continuación los 4 soportes [19]. Para finalizar se debe apretar el sistema tuerca-contratuerca de las abrazaderas [25] contra los 4 tubos [3].

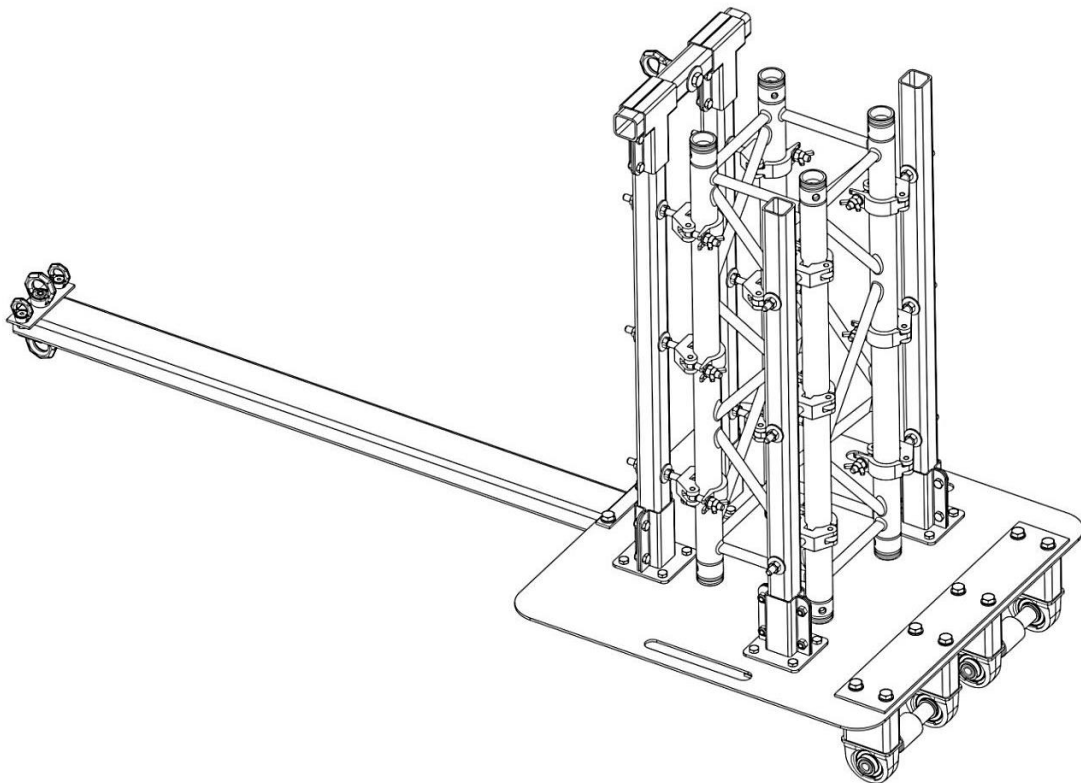


Figura 264. Detalle montaje con Traviesa.

2.9- Se finaliza montando en ambos extremos el tirante tensor **[2]** en los cáncamos **[27]** y se aprovechará para montar solo los 2 tirantes tensores que se unirán más adelante a la Torre de Lanzamiento en los cáncamos **[26]**.

Se procederá en este momento a desmontar el Travesaño utilizado como utillaje patrón. Antes de desmontar el Travesaño se debe haber marcado este convenientemente para poder montarlo de nuevo exactamente en la misma posición sobre la estructura después de haberlo incorporado a la Torre de Lanzamiento.

3.- Montaje Torre de Lanzamiento.

Se realizará conforme a plano **TLZ-001**.

El montaje se realizará sobre la superficie más plana posible. Estas instrucciones son un extracto de las recogidas en el manual de instrucciones del fabricante. Solo será necesario para el montaje un martillo de aluminio.

3.1- Se montarán primero los 4 travesaños HD34 **[2]**. Se introducen 4 dobles conos en un extremo, fijándolos con 4 pernos cónicos y asegurándolos con 4 clips. Se montaran los pernos siempre de fuera hacia adentro y los clips se montaran siempre en la parte interior de los travesaños.

3.2- Se unen ahora los 4 travesaños entre sí, asegurando la colocación en primera posición (base de la Torre de Lanzamiento) el travesaño que ha sido marcado anteriormente y que se ha utilizado como utillaje patrón durante el montaje de la Placa Base Giratoria. Se fijarán las uniones mediante perno cónico y clip. Los clips montados siempre en el interior.

3.3- Se deberán repetir ahora los puntos 1 y 2 con los 5 travesaños HD33 **[1]**.

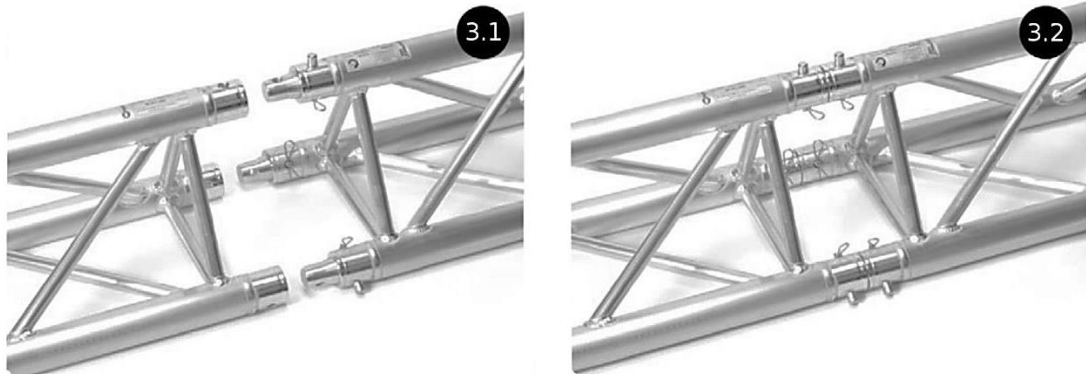


Figura 265. Montaje Travesaños.

3.4- Se procederá a la unión de la Torre HD34 [2] con la Torre HD33 [1] por medio de 14 doble abrazaderas [4]. El decalaje entre las 2 Torres será 500 mm desde la base del travesaño marcado. Las 2 Torres quedarán alineadas.

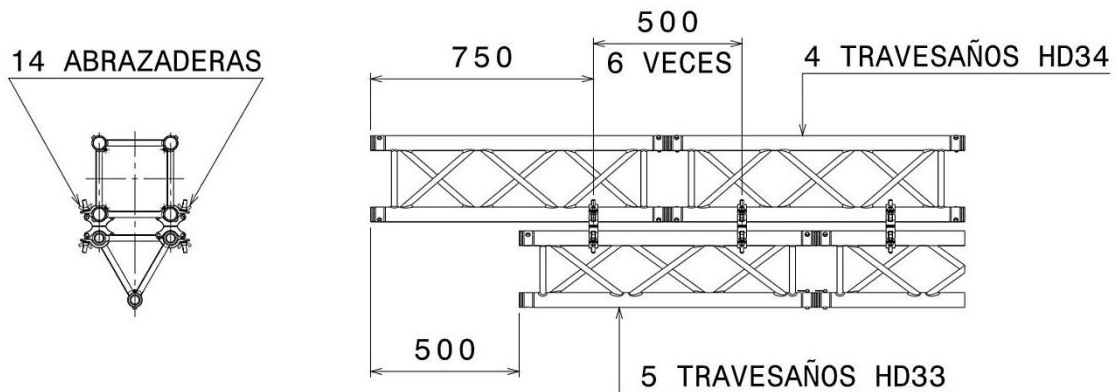


Figura 266. Decalaje entre Torres.

3.5- Se montarán en el travesaño HD34 más alejado de la base 4 abrazaderas con cáncamo [3]. Dos hacia atrás, donde se atarán los tensores que quedaron libres durante el montaje de la Placa Base Giratoria, y otros dos hacia los lados, donde podrán atarse cables laterales auxiliares hasta los tubos laterales inferiores del Pórtico, si es que por las condiciones de viento fueran necesarios.

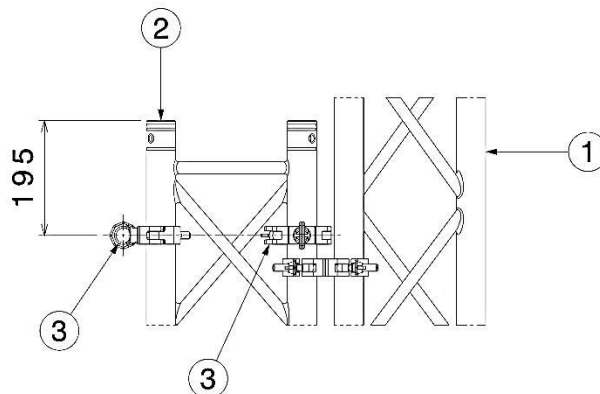


Figura 267. Montaje Cáncamos Superiores.

4.- Plataforma Lanzamiento.

Se realizará conforme a plano **PLTLZ-001**.

El último paso para completar la Plataforma de Lanzamiento es montar la Torre de Lanzamiento **[3]** sobre el Conjunto Placa Base Giratoria **[2]**, ya montada sobre el Pórtico de Sujeción **[1]**.

Para facilitar el movimiento y colocación de la Torre de Lanzamiento es conveniente utilizar una elevadora de material portátil o de una carretilla elevadora.

Se girará el Conjunto Placa Base Giratoria **[2]** hasta dejar horizontales los tubos de amarre de la Torre de Lanzamiento. Se deberá asegurar la posición con el cable del cabrestante.

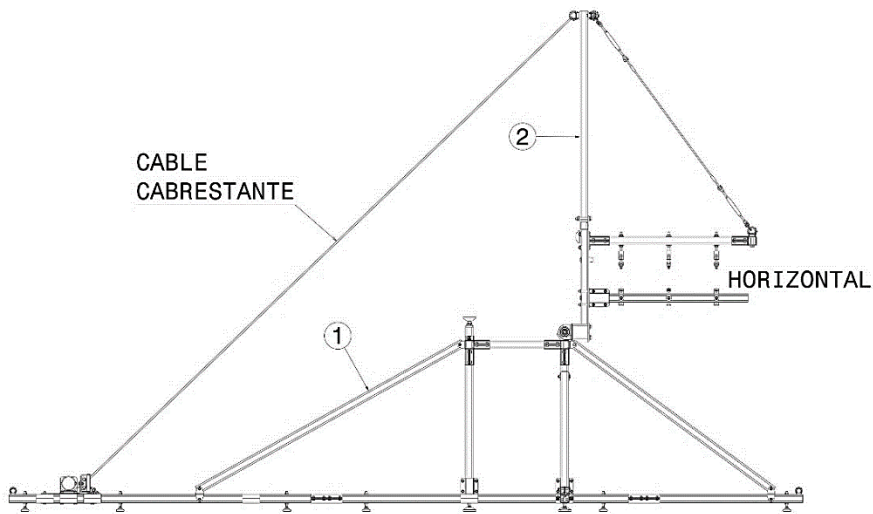


Figura 268. Posición montaje Torre Lanzamiento.

4.1- Se montará la Torre de Lanzamiento en los 4 semi-conos del Conjunto Placa Base Giratoria. Se fijarán con pernos cónicos **[7]** y con clips **[6]**. Los clips montados por la parte interior del travesaño. Se procederá a cerrar las 12 abrazaderas sobre el travesaño. Y se deberá comprobar la horizontalidad según se vayan apretando abrazaderas. El apriete se realizará desde la Placa Base **[2]** hacia la derecha.

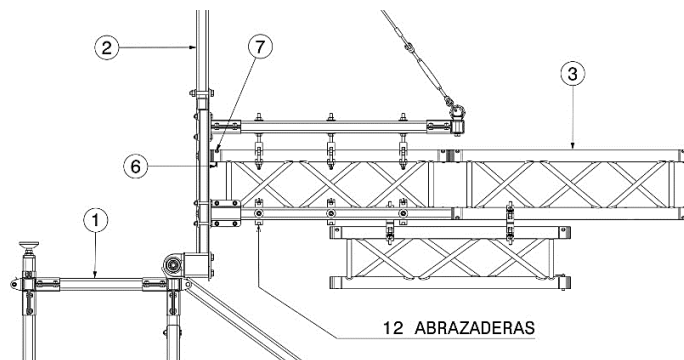


Figura 269. Montaje Torre Lanzamiento.

4.2- Atar los 2 tirantes tensores **[4]** en los cáncamos del travesaño HD34 más alejado de la Placa Base Giratoria y los tensorlos comprobando la horizontalidad de la Torre de Lanzamiento.

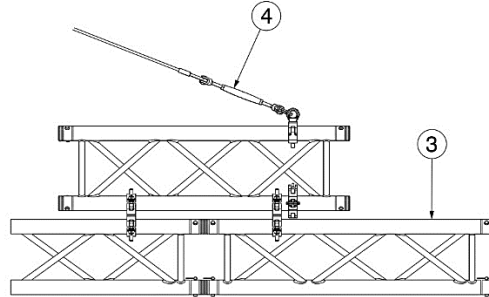


Figura 270. Montaje Tirantes Tensores.

4.3- En este momento se estará en disposición de levantar la Plataforma de Lanzamiento por medio del cable cabrestante hasta dejarla en el ángulo idóneo para el lanzamiento. Para evitar el golpeo con el Pie de nivelación **[5]** debido a una posible caída de la plataforma al superar una inclinación indicada en los cálculos previos al estudio de los elementos, se podrán utilizar cables unidos a la parte superior del truss triangular que sujetados a mano impidan la caída de la estructura. El Pie de nivelación determinará el ángulo de lanzamiento deseado.

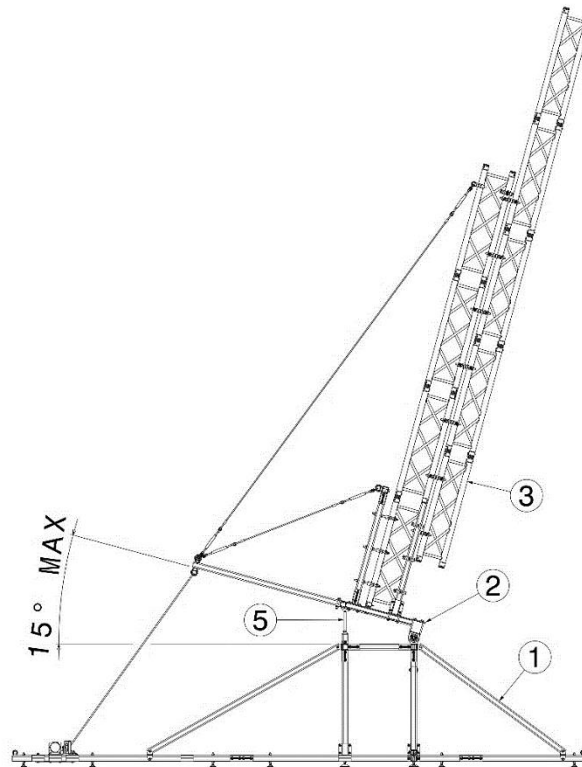
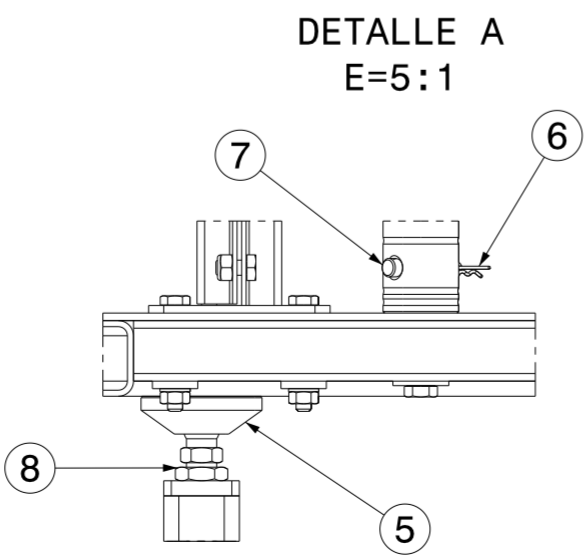
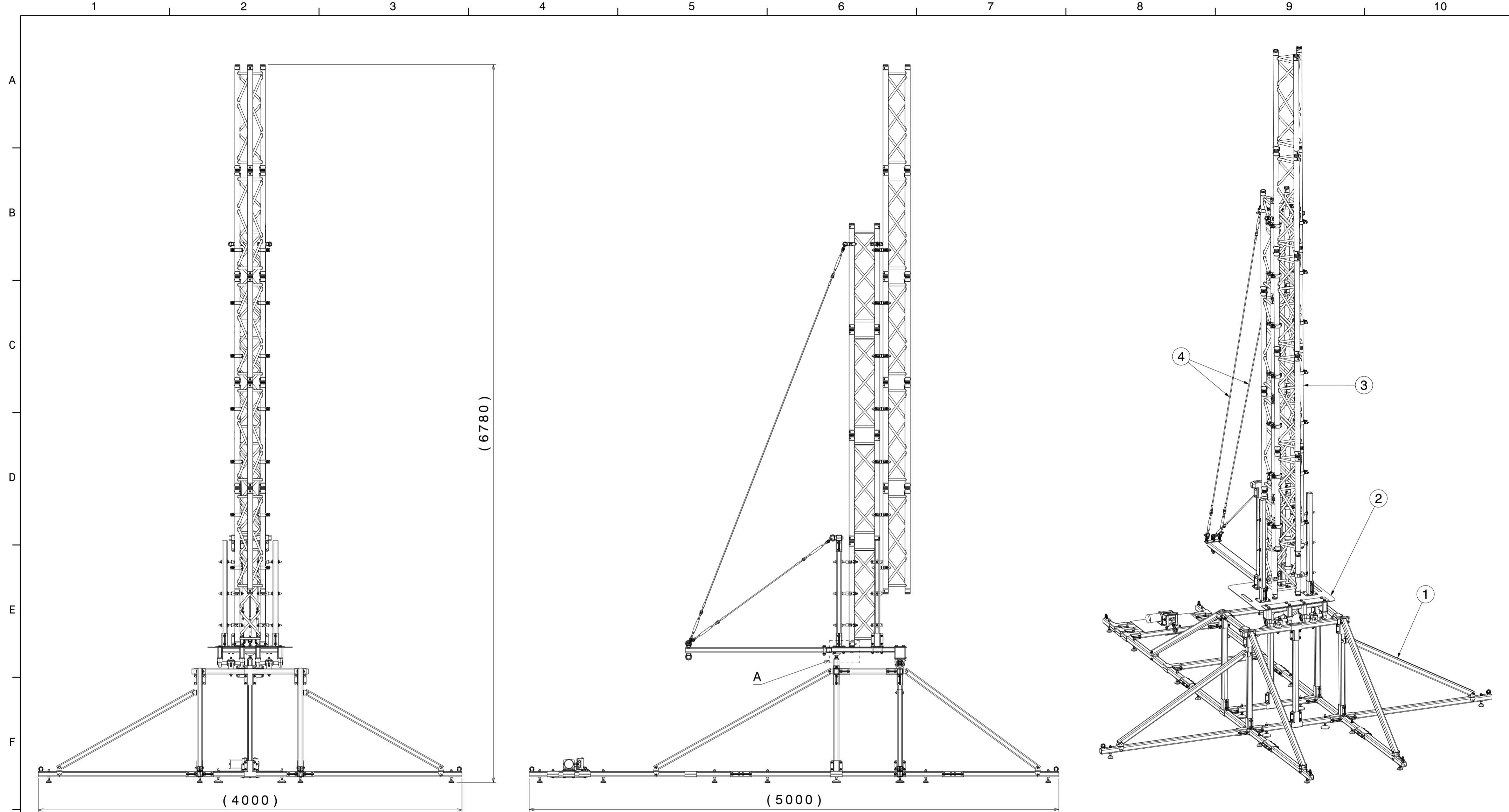


Figura 271. Posición de lanzamiento

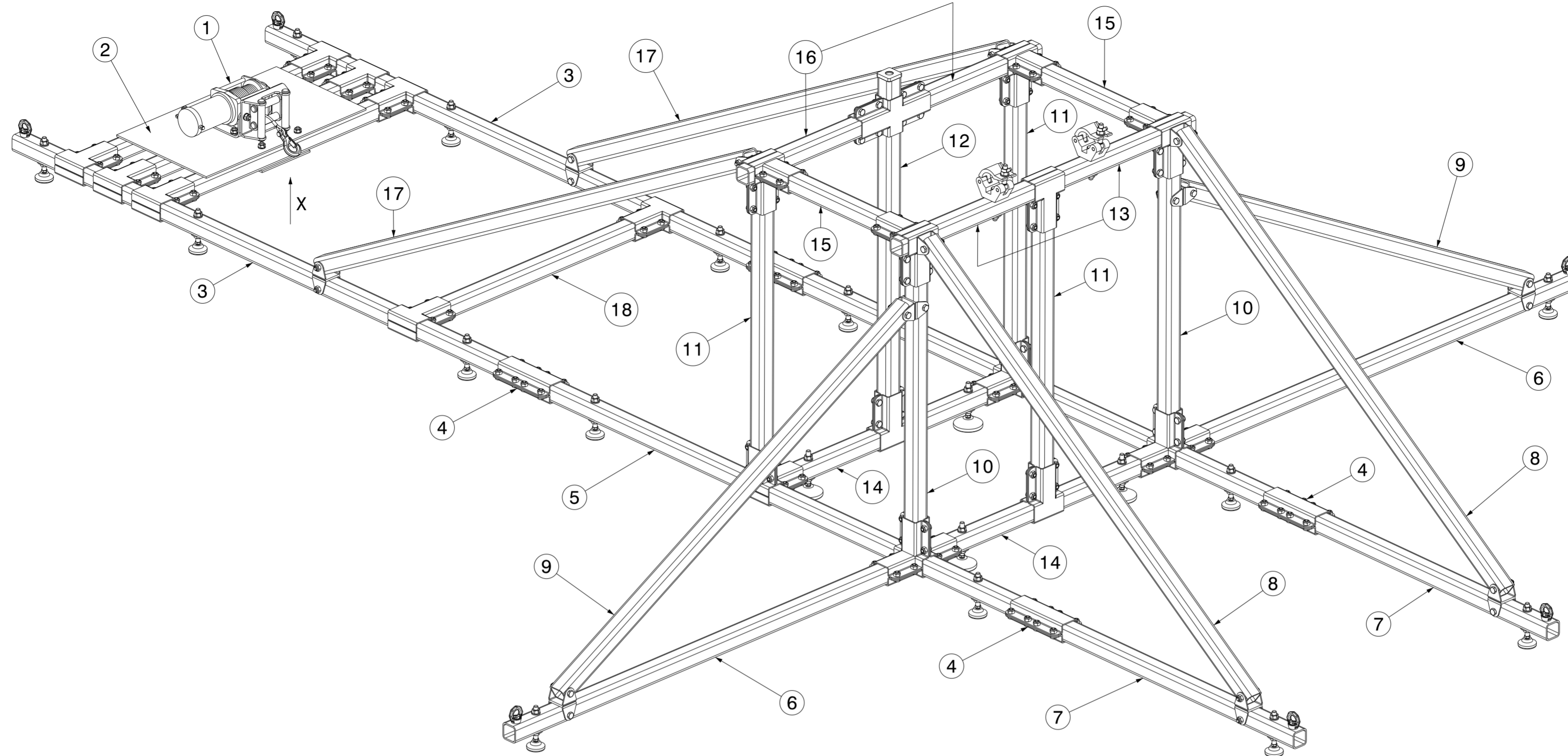
4.4-Finalmente y antes de realizar el montaje del cohete sobre la estructura se recomienda la colocación de pesos a lo largo del conjunto pórtico de sujeción con el objetivo de reducir los movimientos o vibraciones que esta pueda sufrir debido al lanzamiento. Se podrán colocar pesos en la placa del motor, lugar habilitado para ello y además podrán utilizarse sacos de arena a lo largo de la estructura. Si fuese preciso, se podría instalar otra placa en el conjunto pórtico de sujeción con el único propósito de soportar pesos.

ANEXO III: PLANOS

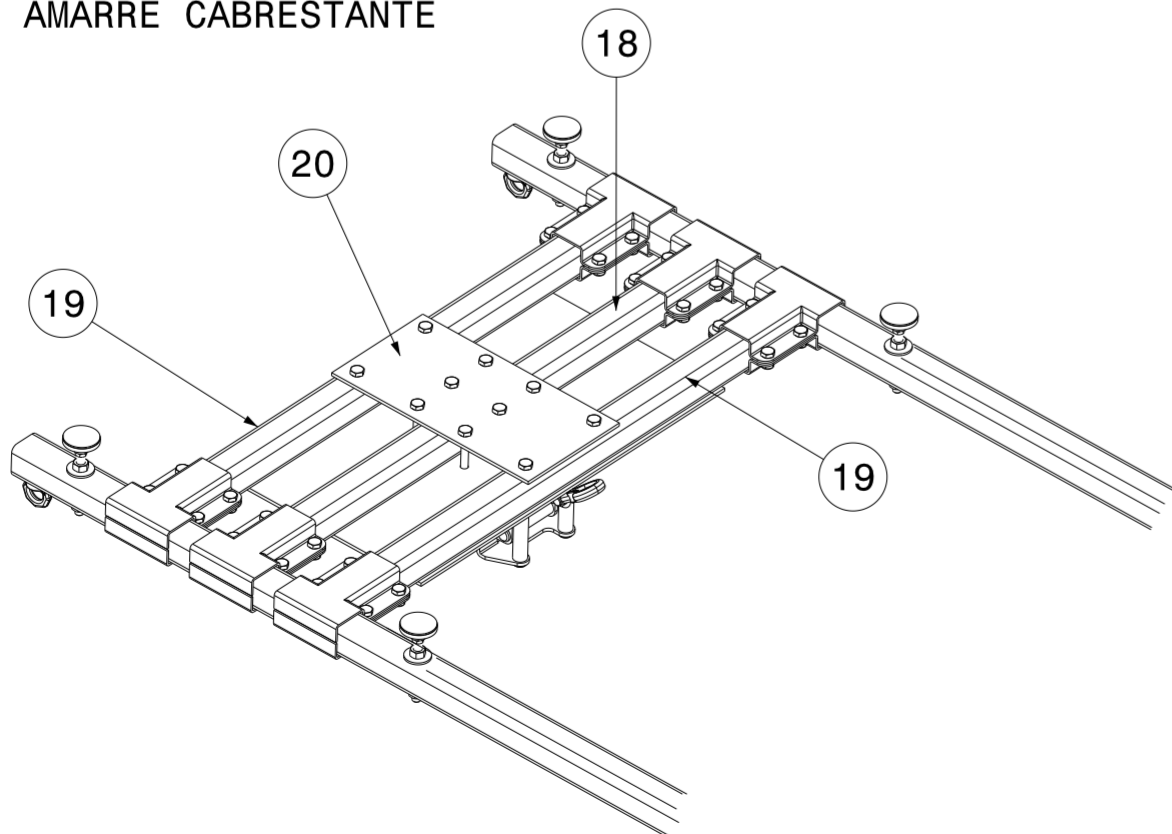


PESO TOTAL PLATAFORMA LANZAMIENTO = 457.17 Kg

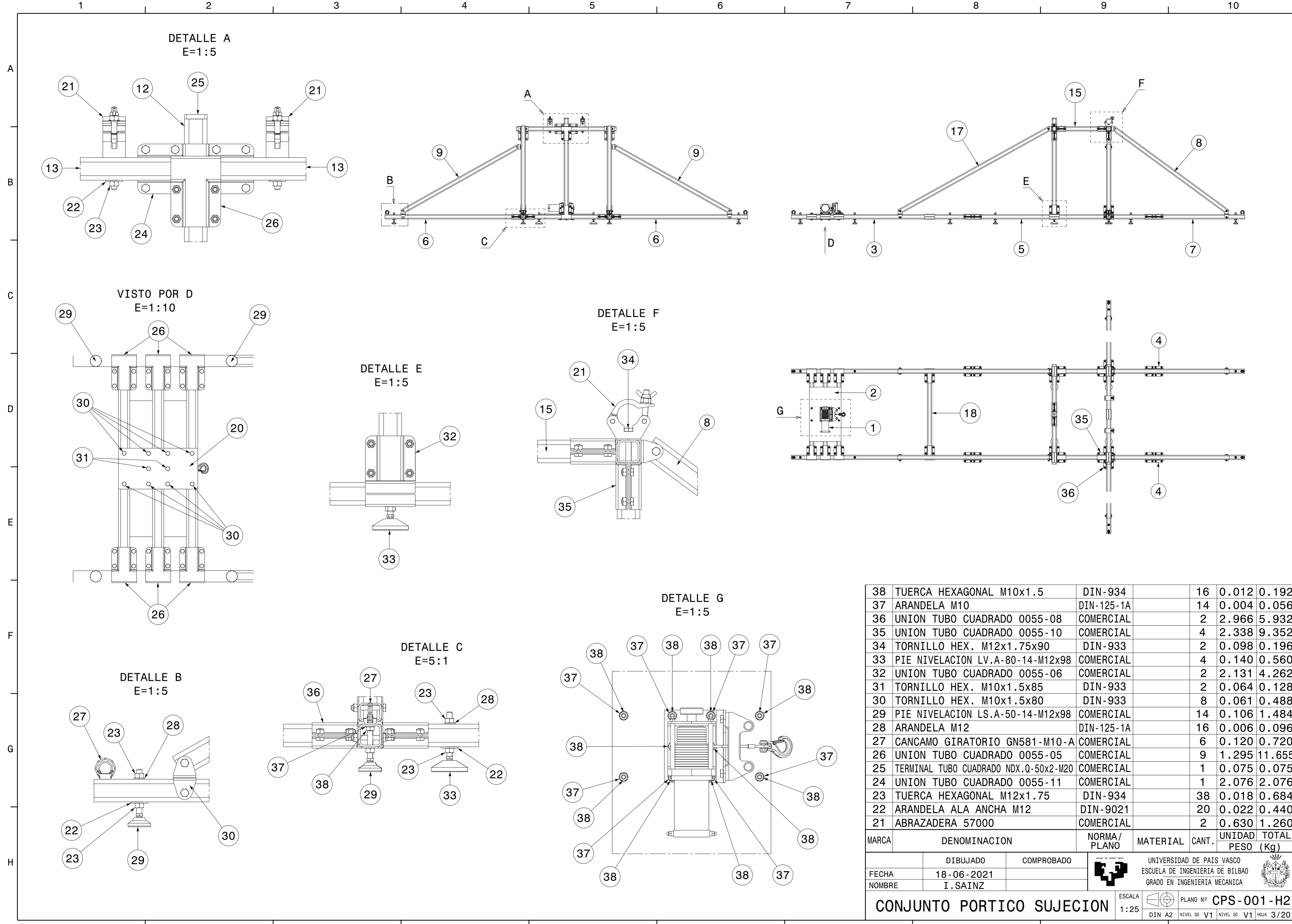
8	TUERCA HEX. FINA M20x2.5	DIN-936		1	0.037	0.037
7	PERNO Ø12	COMERCIAL		4	0.047	0.188
6	CLIP	COMERCIAL		4	0.002	0.008
5	PIE NIVELACION LV.A-80-24-M20x198	COMERCIAL		1	0.714	0.714
4	TIRANTE TENSOR REGULABLE	CPBG-003		2	3.010	6.020
3	TORRE LANZAMIENTO	TLZ-001		1	64.700	64.700
2	CONJUNTO PLACA BASE GIRATORIA	CPBG-001		1	115.50	115.50
1	CONJUNTO PORTICO SUJECION	CPS-001-H1/H2		1	270.0	270.0
MARCA	DENOMINACION	NORMA/ PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD	TOTAL PESO (Kg)
	DIBUJADO	COMPROBADO	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
FECHA	18-06-2021		ESCALA 1:25			
NOMBRE	I.SAINZ		PLANO Nº PLTLZ-001 DIN A2 NIVEL 3D V1 NIVEL 2D V1 HOJA 1/20			
PLATAFORMA LANZAMIENTO						



VISTO POR X
DETALLE INFERIOR
AMARRE CABRESTANTE

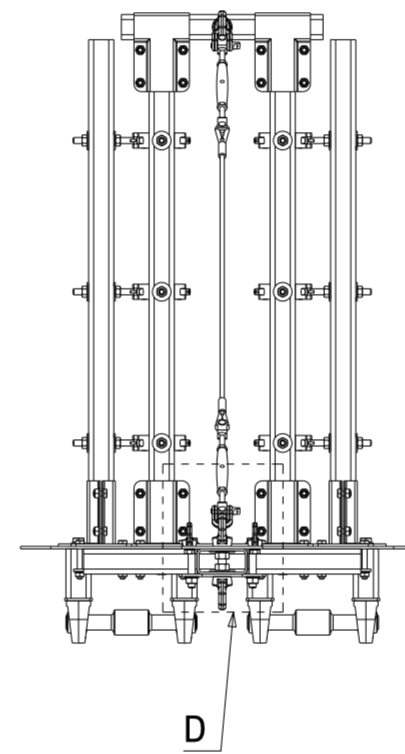
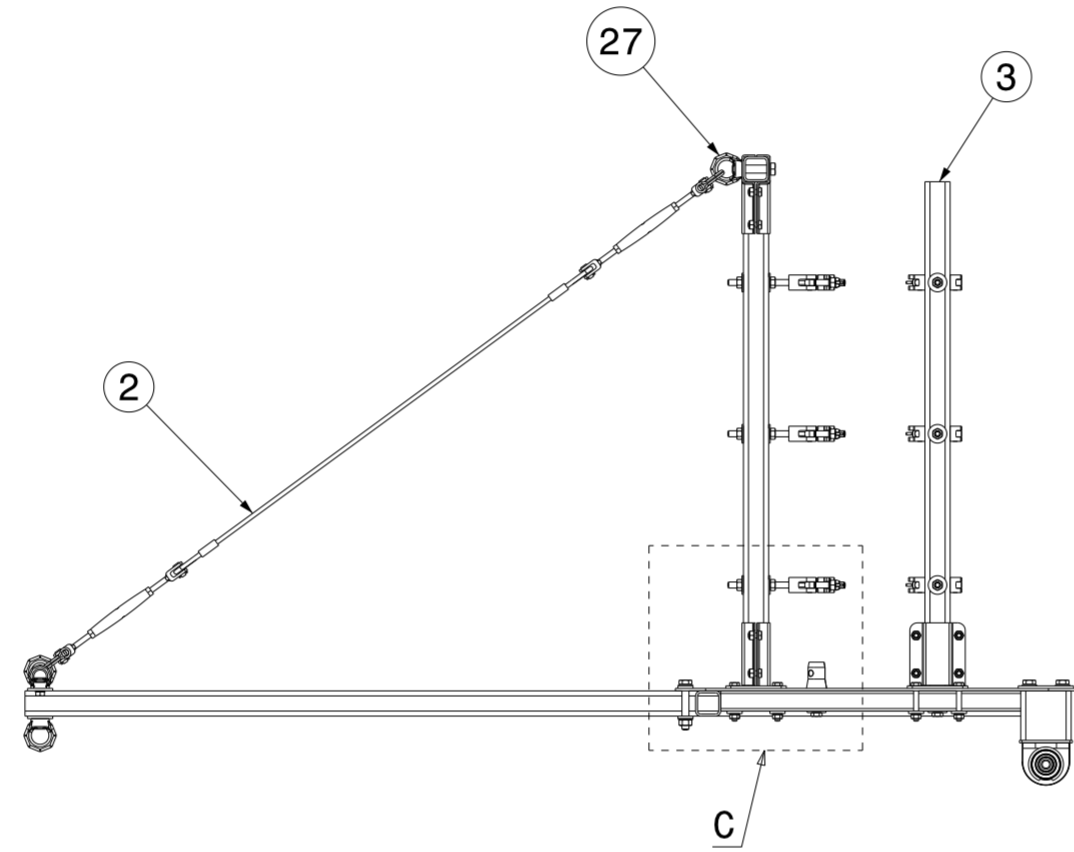
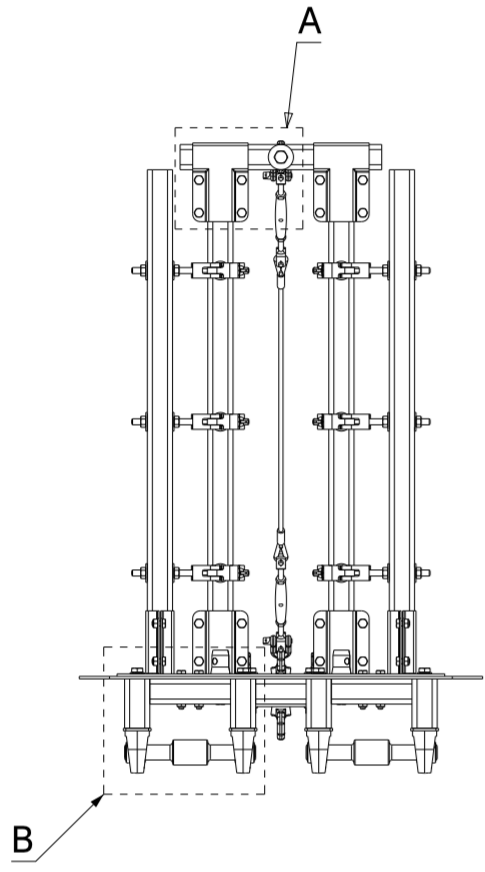
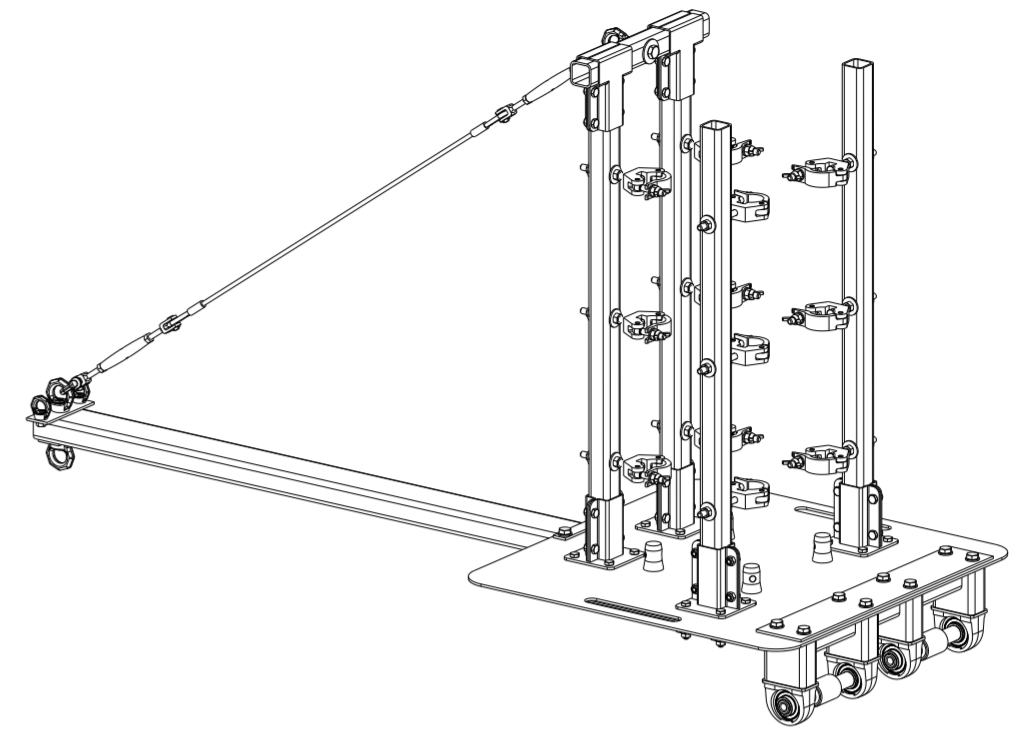
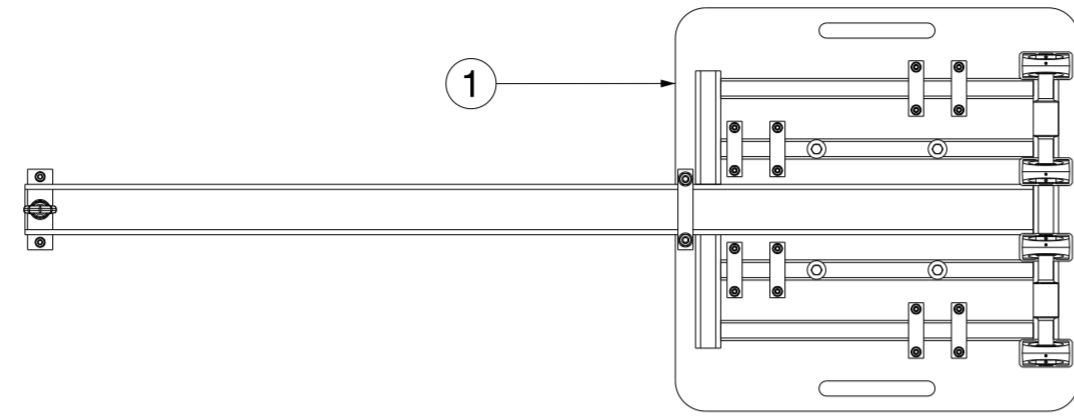
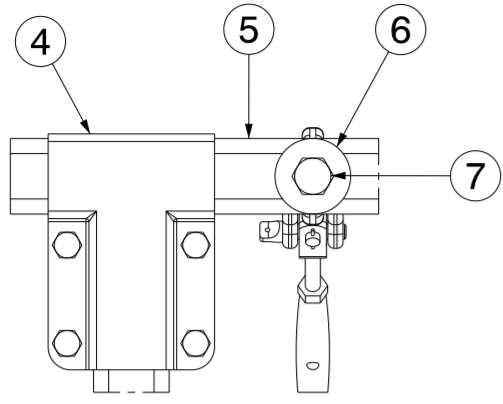


PESO TOTAL CONJUNTO PORTICO SUJECION = 267.777 Kg						
CANT.	UNIDAD	TOTAL PESO (Kg)	MARCA	DENOMINACION	NORMA/PLANO	MATERIAL
1	2.435	2.435		PLACA 350x180x5	CPS-002	S355
2	4.800	9.600		TUBO CUADRADO 50x50.4-L900	CPS-004	S355
2	4.812	9.624		TUBO CUADRADO 50x50.4-L900	CPS-004	S355
2	10.205	20.410		TUBO CUADRADO 50x50.4-L1911	CPS-005	S355
2	2.807	5.614		TUBO CUADRADO 50x50.4-L525	CPS-007	S355
2	2.908	5.816		TUBO CUADRADO 50x50.4-L544	CPS-007	S355
2	4.796	9.592		TUBO CUADRADO 50x50.4-L900	CPS-007	S355
1	5.858	5.858		TUBO CUADRADO 50x50.4-L1100	CPS-007	S355
1	5.640	11.280		TUBO CUADRADO 50x50.4-L1055	CPS-006	S355
3	4.903	14.709		TUBO CUADRADO 50x50.4-L917	CPS-006	S355
2	4.895	9.790		TUBO CUADRADO 50x50.4-L917	CPS-006	S355
2	7.933	15.866		TUBO CUADRADO 50x50.4-L1486	CPS-005	S355
2	8.391	16.782		TUBO CUADRADO 50x50.4-L1572	CPS-005	S355
2	5.323	10.646		TUBO CUADRADO 50x50.4-L999	CPS-004	S355
2	7.986	15.972		TUBO CUADRADO 50x50.4-L1497	CPS-003	S355
2	10.677	21.354		TUBO CUADRADO 50x50.4-L2000	CPS-003	S355
4	1.690	6.760		UNION TUBO CUADRADO 0055-21	COMERCIAL	
2	10.654	21.308		TUBO CUADRADO 50x50.4-L1999	CPS-003	S355
1	8.205	8.205		PLACA 600x350x5	CPS-002	S355
1	6.500	6.500		CABRESTANTE ELECTRICO 210231ES-12V	COMERCIAL	
MARCA	DENOMINACION	NORMA/PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD	TOTAL PESO (Kg)
	DIBUJADO	COMPROBADO	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
	FECHA	18-06-2021	ESCALA 1:10			
	NOMBRE	I.SAINZ	PLANO Nº CPS-001-H1			
CONJUNTO PORTICO SUJECION			DIN A2 NIVEL 3D V1 NIVEL 2D V1 HOJA 2/20			

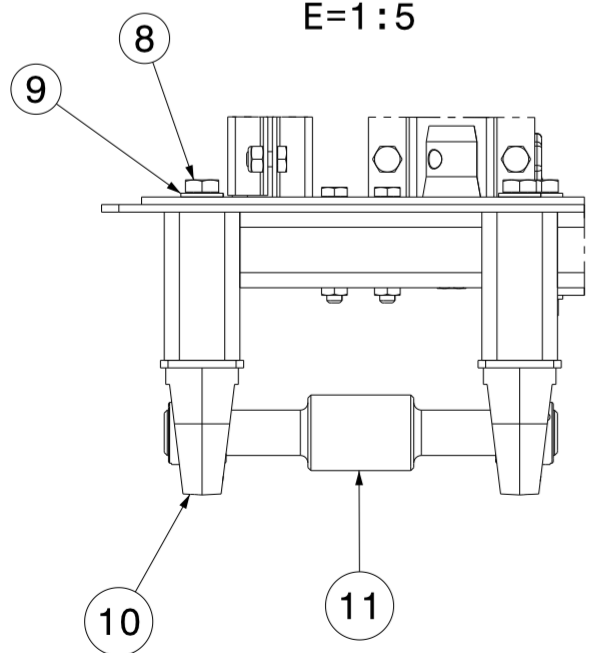


38	TUERCA HEXAGONAL M10x1.5	DIN-934		16	0.012	0.192
37	ARANDELA M10	DIN-125-1A		14	0.004	0.056
36	UNION TUBO CUADRADO 0055-08	COMERCIAL		2	2.966	5.932
35	UNION TUBO CUADRADO 0055-10	COMERCIAL		4	2.338	9.352
34	TORNILLO HEX. M12x1.75x90	DIN-933		2	0.098	0.196
33	PIE NIVELACION LV.A-80-14-M12x98	COMERCIAL		4	0.140	0.560
32	UNION TUBO CUADRADO 0055-06	COMERCIAL		2	2.131	4.262
31	TORNILLO HEX. M10x1.5x85	DIN-933		2	0.064	0.128
30	TORNILLO HEX. M10x1.5x80	DIN-933		8	0.061	0.488
29	PIE NIVELACION LS.A-50-14-M12x98	COMERCIAL		14	0.106	1.484
28	ARANDELA M12	DIN-125-1A		16	0.006	0.096
27	CANCAMO GIRATORIO GN581-M10-A	COMERCIAL		6	0.120	0.720
26	UNION TUBO CUADRADO 0055-05	COMERCIAL		9	1.295	11.655
25	TERMINAL TUBO CUADRADO NDX.Q-50x2-M20	COMERCIAL		1	0.075	0.075
24	UNION TUBO CUADRADO 0055-11	COMERCIAL		1	2.076	2.076
23	TUERCA HEXAGONAL M12x1.75	DIN-934		38	0.018	0.684
22	ARANDELA ALA ANCHA M12	DIN-9021		20	0.022	0.440
21	ABRAZADERA 57000	COMERCIAL		2	0.630	1.260
MARCA	DENOMINACION	NORMA/PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD	TOTAL PESO (Kg)
	DIBUJADO	COMPROBADO				
FECHA	18-06-2021		UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
NOMBRE	I.SAINZ					
CONJUNTO PORTICO SUJECION		ESCALA 1:25	PLANO Nº	CPS-001-H2		
		DIN A2	NIVEL 3D V1	NIVEL 2D V1	HOJA 3/20	

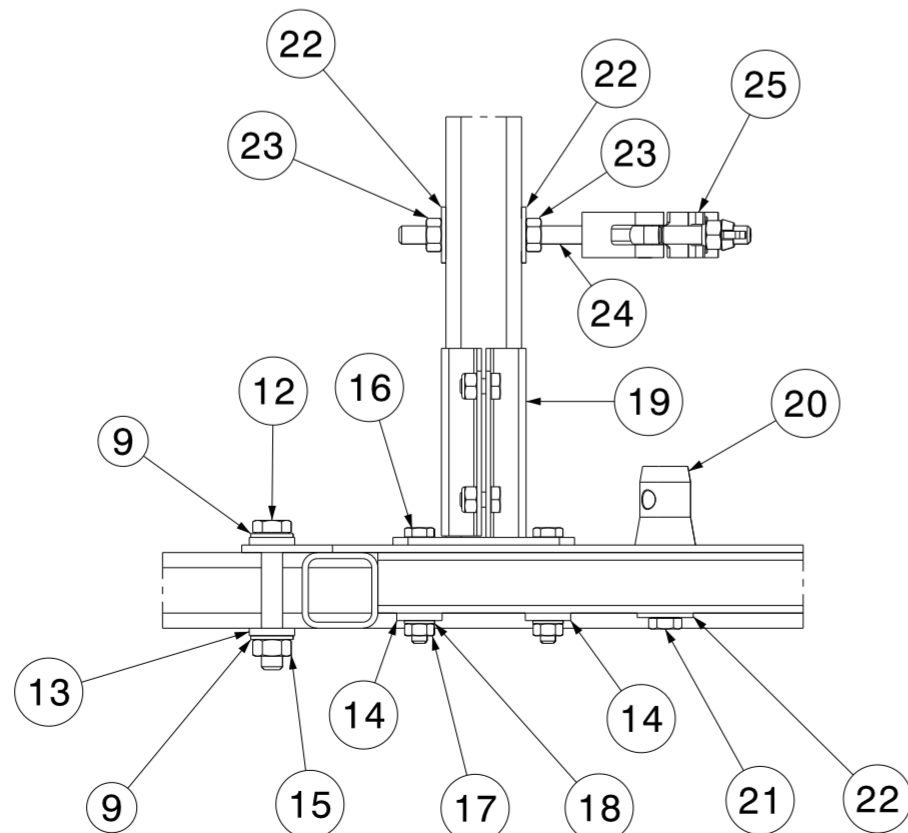
DETALLE A
E=5:1



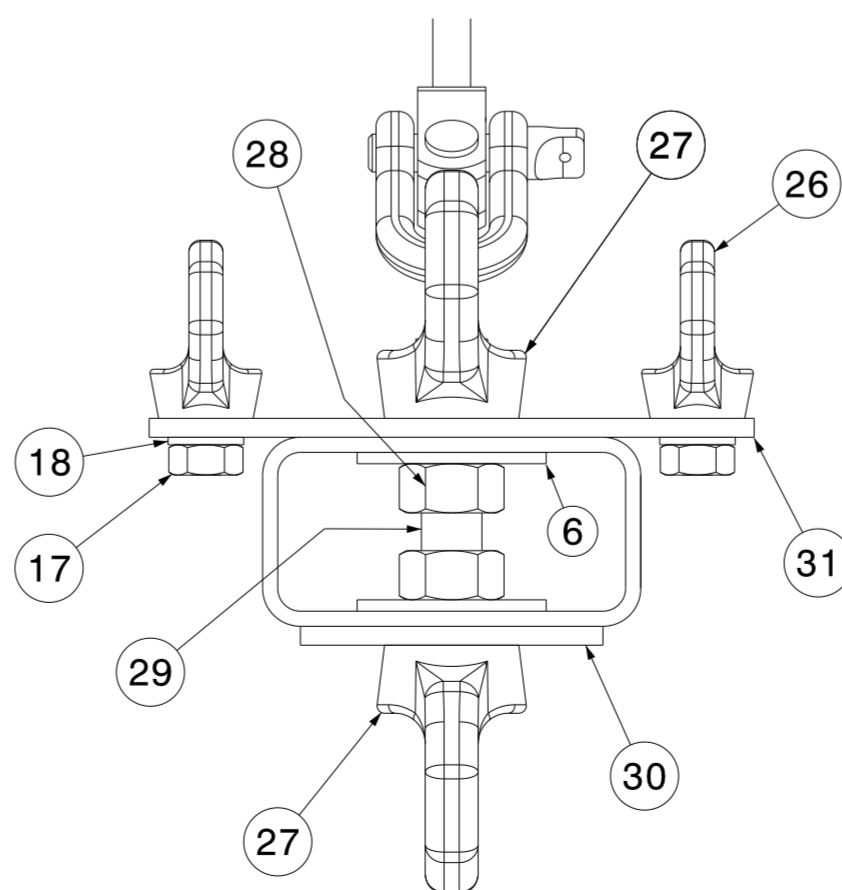
DETALLE B
E=1:5



DETALLE C
E=1:5



DETALLE D
E=1:2

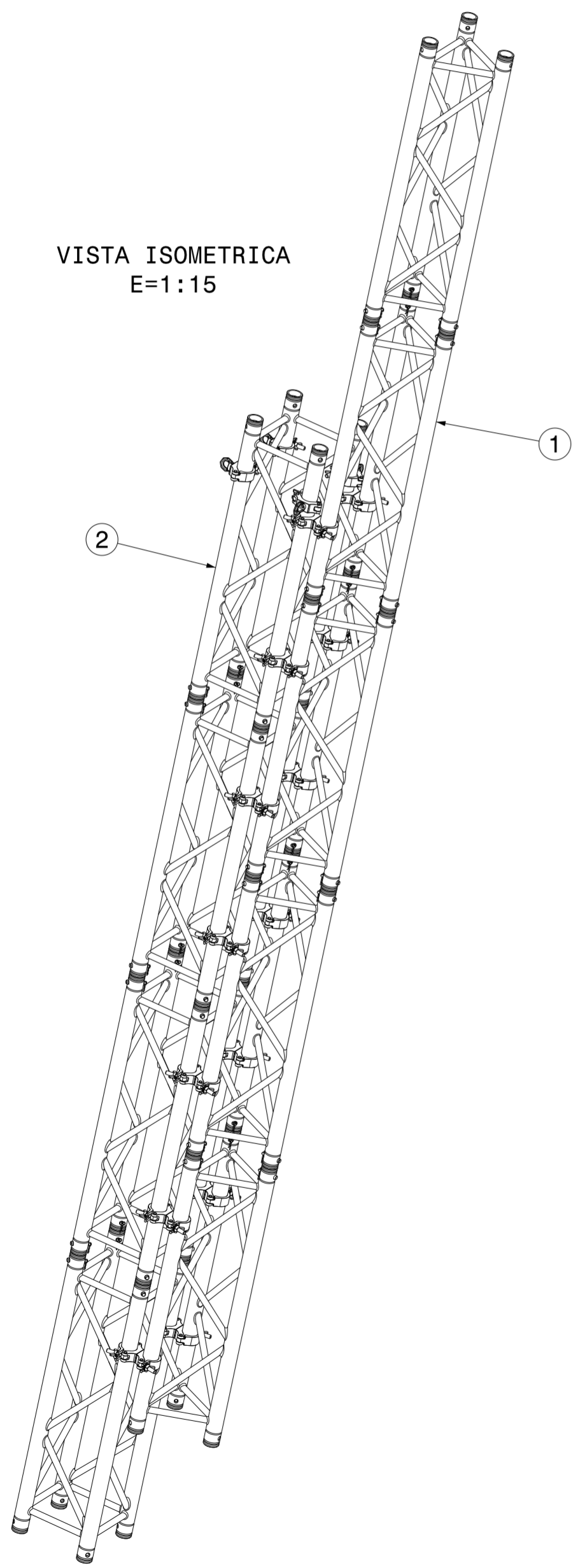


PESO TOTAL CONJUNTO PLACA BASE GIRATORIA = 115.50 Kg						
MARCA	DENOMINACION	NORMA/ PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD	TOTAL PESO (Kg)
31	PLETINA 160x50x5	CPBG-006	S355	1	0.307	0.307
30	PLETINA 80x50x5	CPBG-006	S355	1	0.157	0.157
29	TORNILLO S/C M16x2.0x100(12.8)	DIN-913		1	0.154	0.154
28	TUERCA HEXAGONAL M16x2.0	DIN-934		2	0.034	0.068
27	TUERCA CANCELADO GIRATORIO GN583-M16	COMERCIAL		3	0.300	0.900
26	CANCELADO GIRATORIO GN581-M10-A	COMERCIAL		2	0.120	0.240
25	ABRAZADERA 57001	COMERCIAL		12	0.410	4.920
24	TORNILLO HEX. M12x1.75x140	DIN-933		12	0.142	1.704
23	TUERCA HEXAGONAL M12x1.75	DIN-934		24	0.018	0.432
22	ARANDELA ALA ANCHA M12	DIN-9021		28	0.022	0.616
21	TORNILLO HEXAGONAL M12x1.75x70	DIN-933		4	0.085	0.340
20	SEMI-CONO M12x1.75	COMERCIAL		4	0.010	0.040
19	SOPORTE TUBO CUADRADO 0055-13	COMERCIAL		4	1.560	6.240
18	ARANDELA M10	DIN-125-1A		16	0.004	0.064
17	TUERCA HEXAGONAL M10x1.5	DIN-934		16	0.012	0.192
16	TORNILLO HEXAGONAL M10x1.5x70	DIN-933		16	0.055	0.880
15	TUERCA HEXAGONAL M14x2	DIN-934		2	0.026	0.052
14	PLETINA 110x30x5	CPBG-006	S355	8	0.121	0.968
13	PLETINA 160x30x5	CPBG-006	S355	1	0.175	0.175
12	TORNILLO HEXAGONAL M14x2x90	DIN-933		2	0.130	0.260
11	BULON RODAMIENTO	CPBG-005	F115	2	1.772	3.544
10	SOPORTE RODAMIENTO UCPA206	COMERCIAL		4	1.220	4.880
9	ARANDELA M14	DIN-125-1A		10	0.008	0.080
8	TORNILLO HEXAGONAL M14x2x130	DIN-933		8	0.185	1.480
7	TORNILLO HEXAGONAL M16x2x75	DIN-933		1	0.157	0.157
6	ARANDELA ALA ANCHA M16	DIN-9021		1	0.041	0.041
5	TUBO CUADRADO 50x50.4-L400	CPBG-004	S355	1	2.125	2.125
4	UNION TUBO CUADRADO 0055-05	COMERCIAL		2	1.295	2.590
3	TUBO CUADRADO 50x50.4-L1000	CPBG-004	S355	4	5.317	21.268
2	TIRANTE TENSOR REGULABLE	CPBG-003		1	2.002	2.002
1	PLACA BASE SOLDADA	CPBG-002	S355	1	59.019	59.019
					UNIDAD	TOTAL
					PESO	(Kg)
FECHA	DIBUJADO	COMPROBADO	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO			
NOMBRE	I. SAINZ		ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO			
			GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
			ESCALA	PLANO Nº	CPBG-001	
			1:15	DIN A2	NIVEL 3D V1	NIVEL 2D V1
			HOJA 4/20			

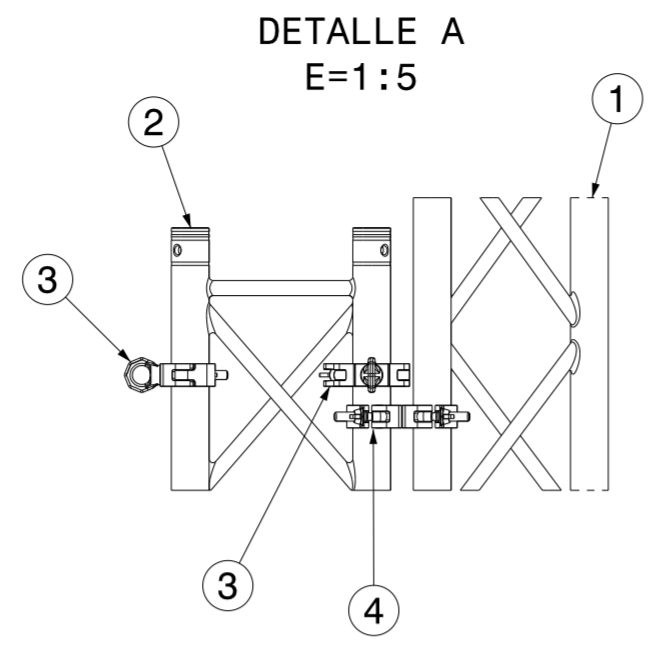
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

A
B
C
D
E
F
G
H

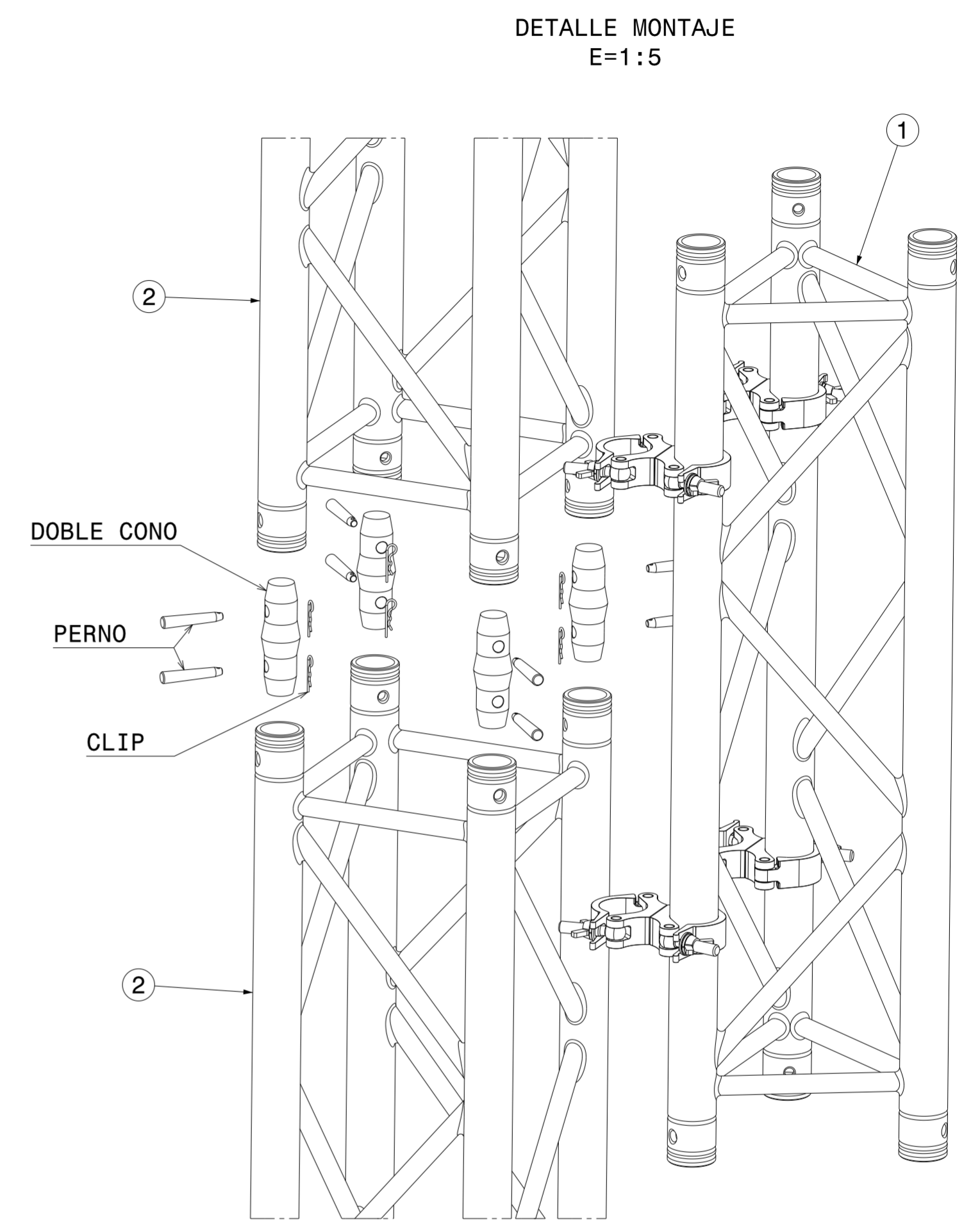
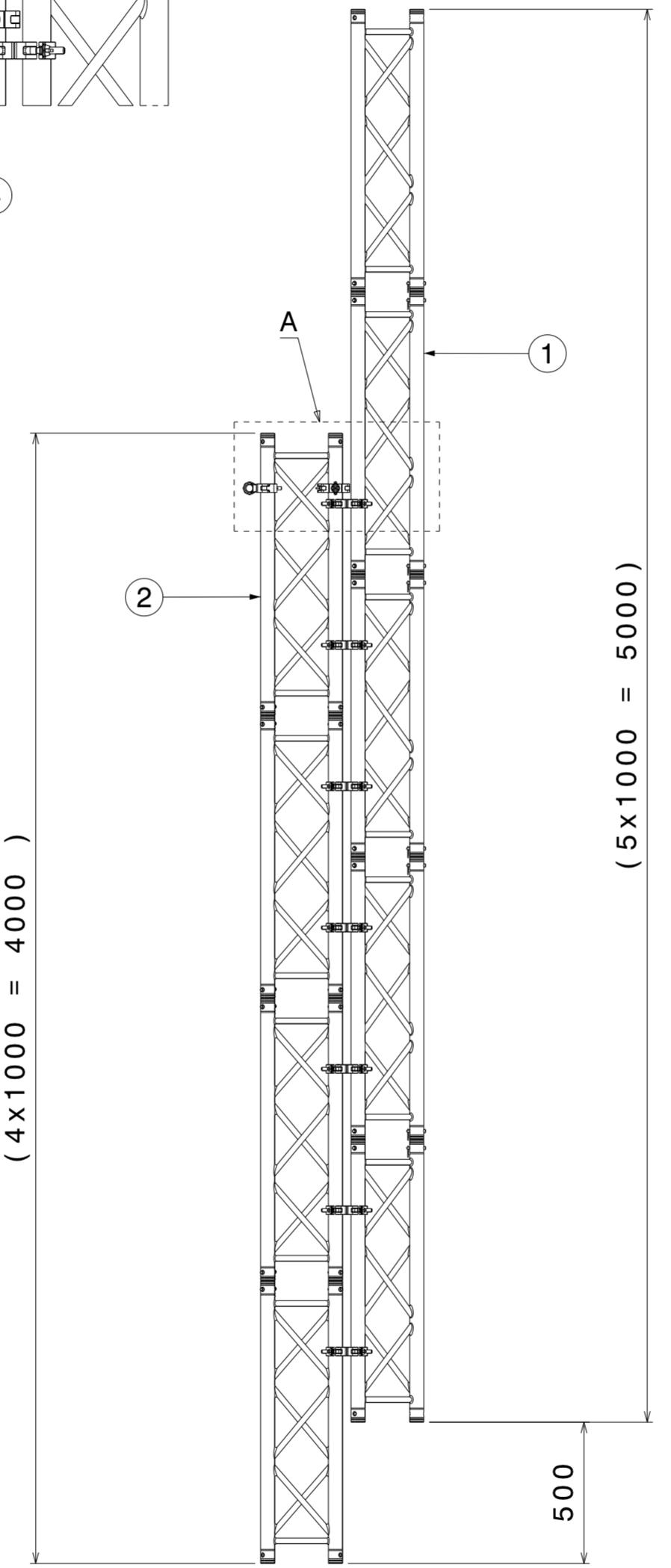
A
B
C
D
E
F
G
H



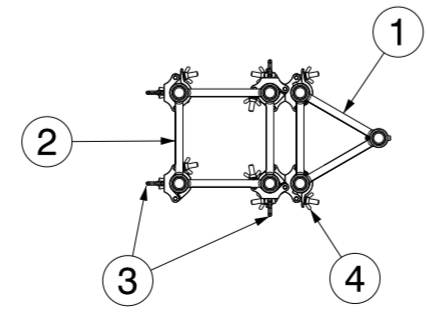
VISTA ISOMETRICA
E=1:15



DETALLE A
E=1:5



DETALLE MONTAJE
E=1:5

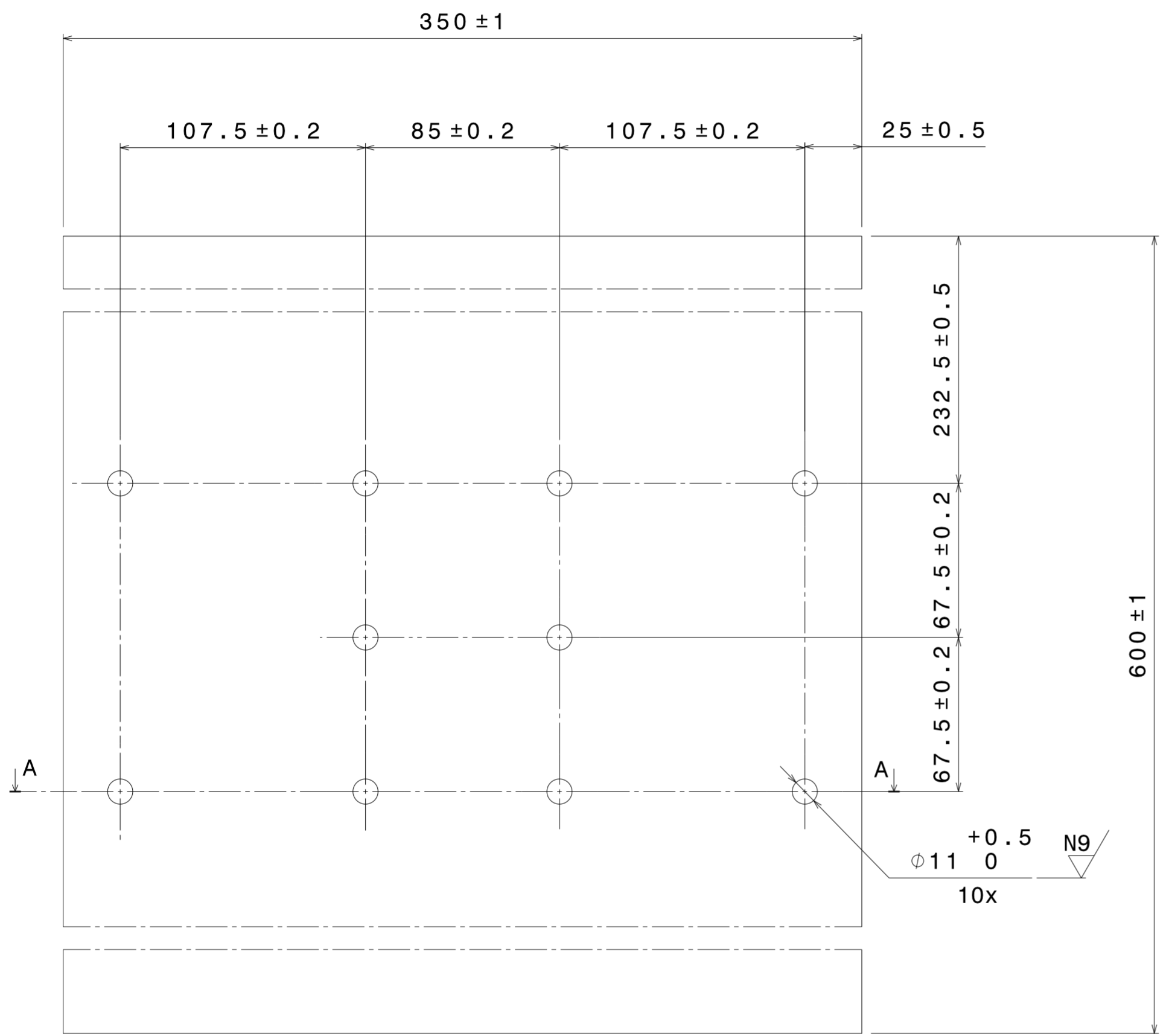


PESO TOTAL TORRE LANZAMIENTO = 64.7 Kg						
4	DOBLE ABRAZADERA DELGADA 400200045	COMERCIAL		14	0.700	9.800
3	MEDIA ABRAZADERA CON OJAL 400200045	COMERCIAL		4	0.350	1.400
2	TRAVESAÑO HD34-304341000 DOBLE CONO (4x) + PERNO (8x) + CLIP (8x)	COMERCIAL		4	7.000	28.000
1	TRAVESAÑO HD33-304331000 DOBLE CONO (3x) + PERNO (6x) + CLIP (6x)	COMERCIAL		5	5.100	25.500
MARCA	DENOMINACION	NORMA/ PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD	TOTAL PESO (Kg)
	DIBUJADO	COMPROBADO	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
FECHA	18-06-2021		ESCALA 1:20			
NOMBRE	I. SAINZ		PLANO Nº PLTLZ-001 DIN A2 NIVEL 3D V1 NIVEL 2D V1 HOJA 5/20			
TORRE LANZAMIENTO						

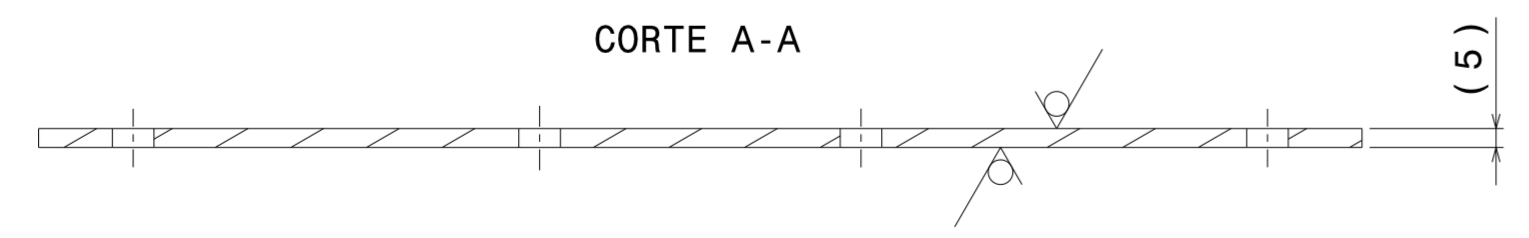
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

A B C D E F G H

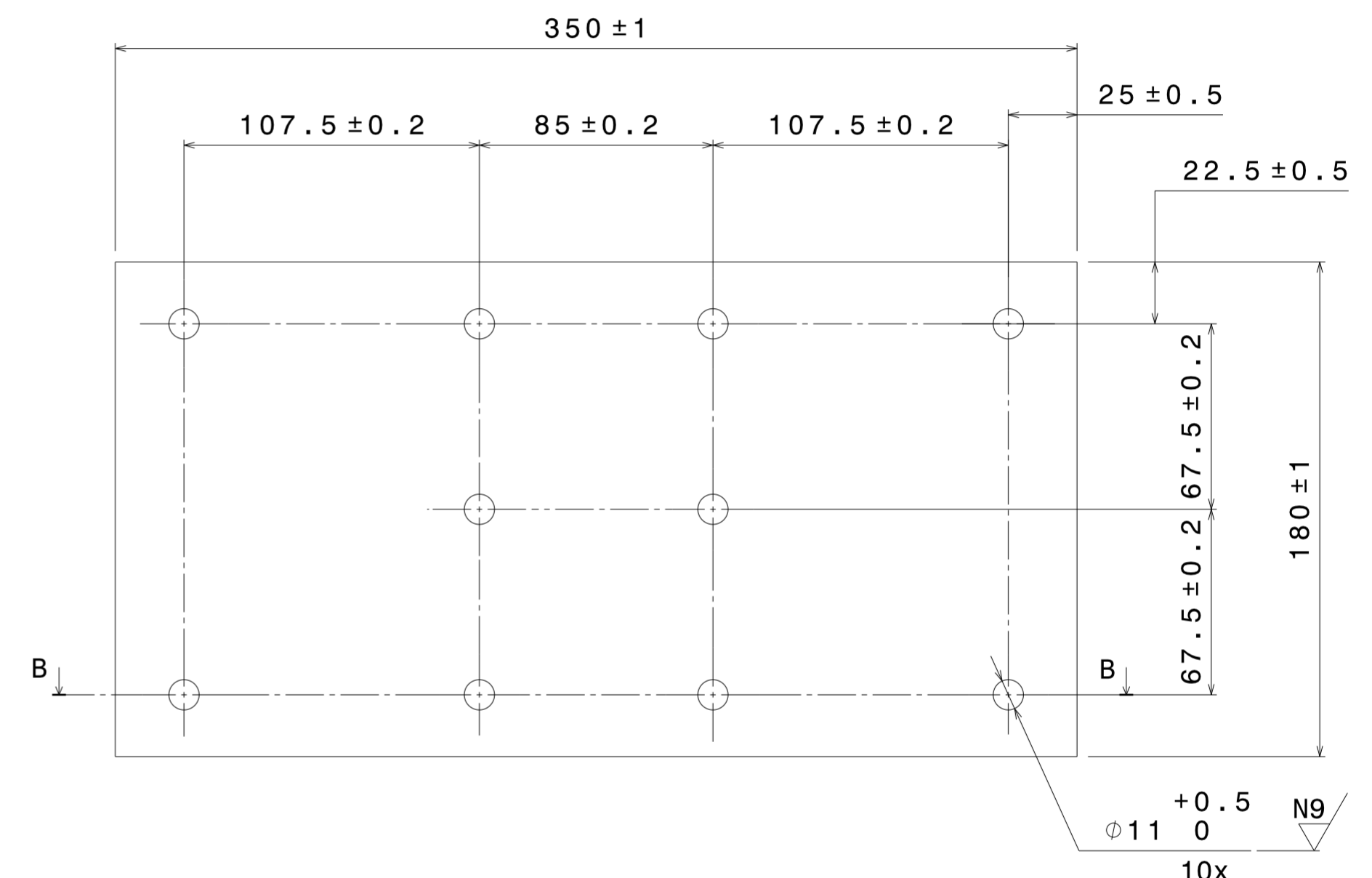
② N11 (N9 ,)



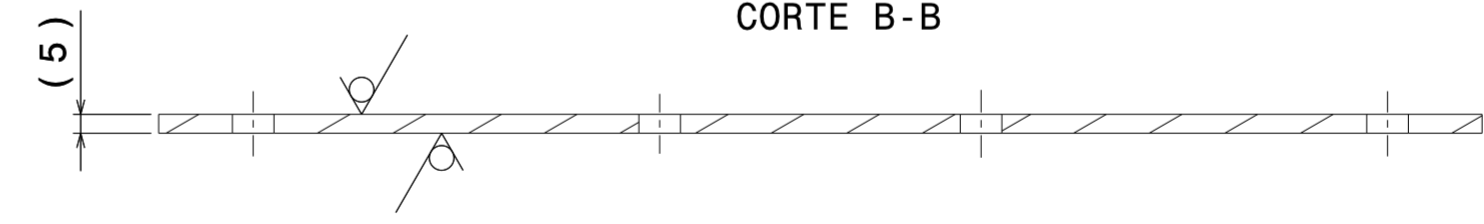
CORTE A-A



②0 N11 (N9 ,)



CORTE B-B

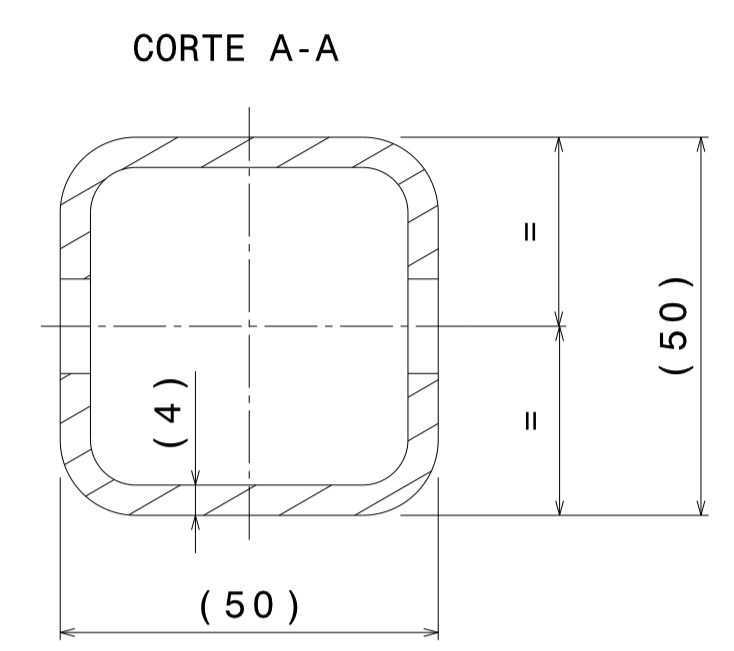
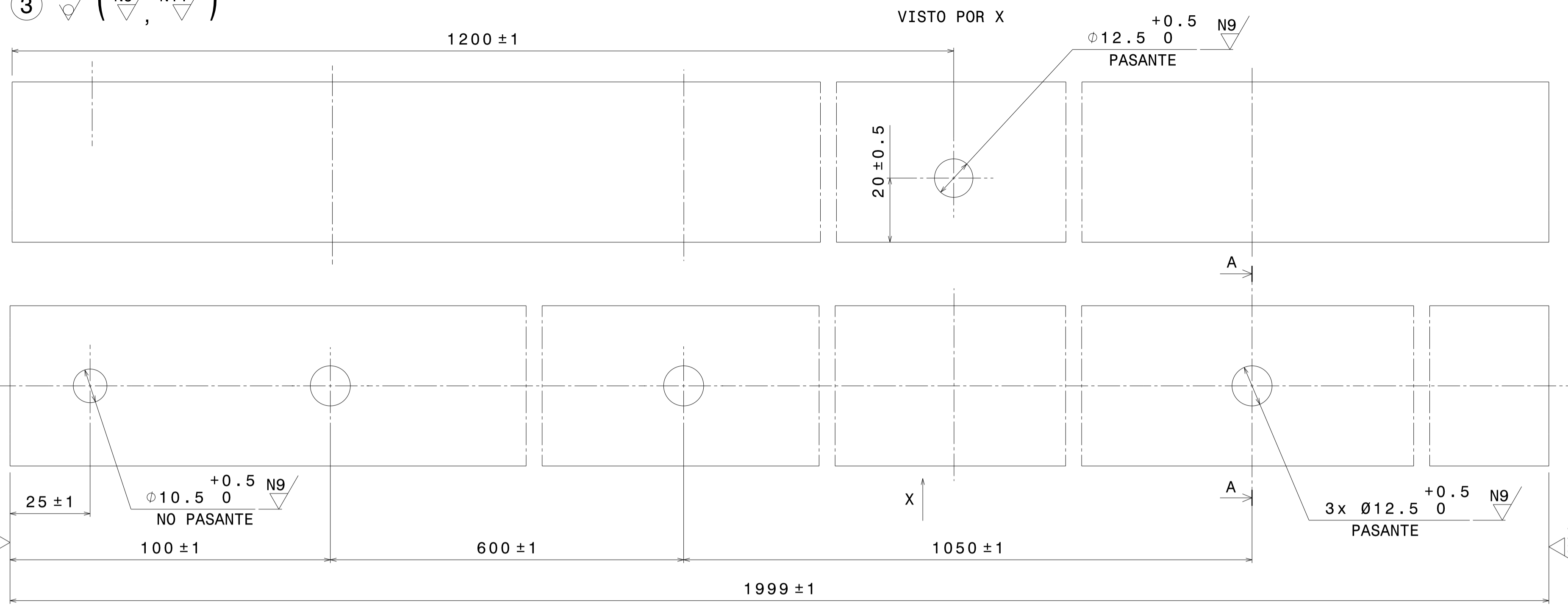


CHAFLANAR TALADROS POR AMBOS LADOS 0.5±0.25x45°
DIMENSIONES SIN TOLERANCIA ISO 2678-m

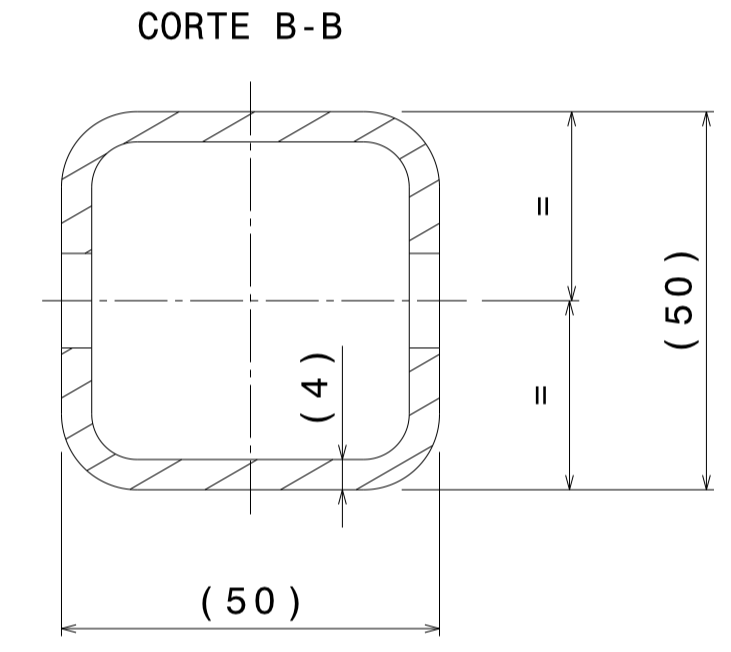
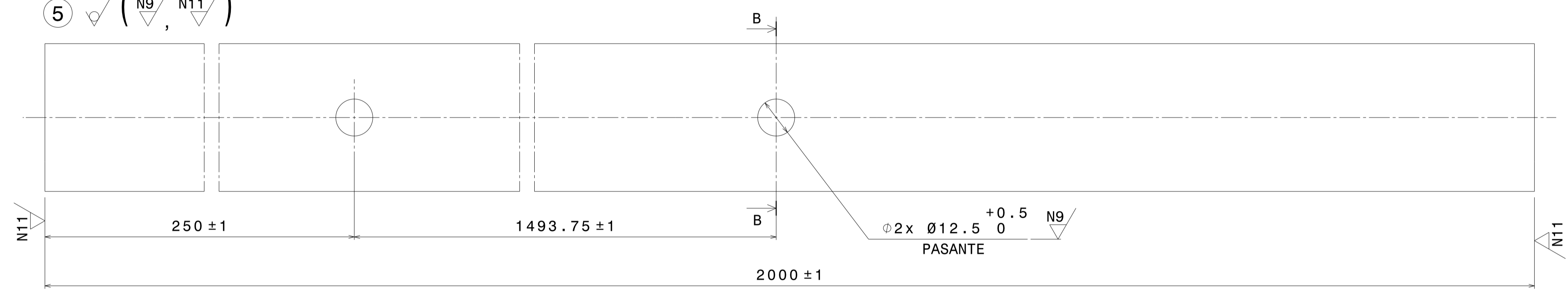
20	PLACA 350x180x5mm		S355	1	2.435	2.435
2	PLACA 600x350x5mm		S355	1	8.205	8.205
MARCA	DENOMINACION	NORMA/ PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD	TOTAL
					PESO (Kg)	
FECHA	DIBUJADO	COMPROBADO	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
NOMBRE	I.SAINZ					
PLACAS CABRESTANTE (CONJUNTO PORTICO SUJECION)			ESCALA 1:2	PLANO Nº DIN A2	CPS-002 NIVEL 3D V1 NIVEL 2D V1 HOJA 6/20	

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

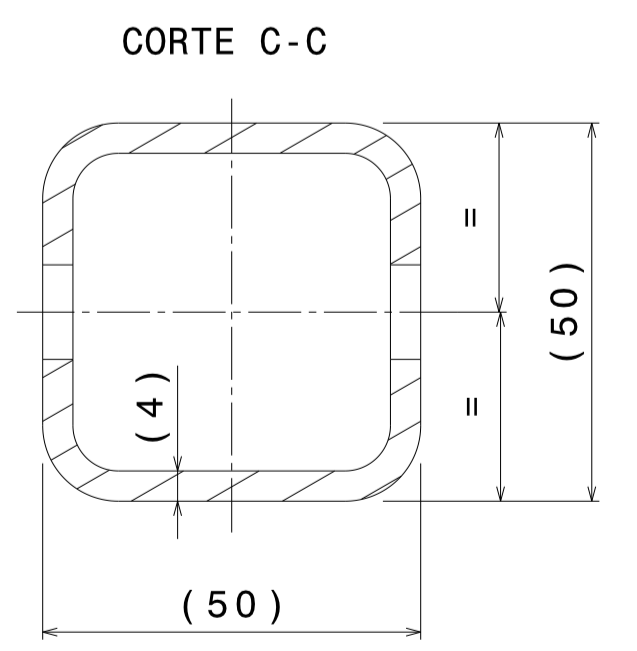
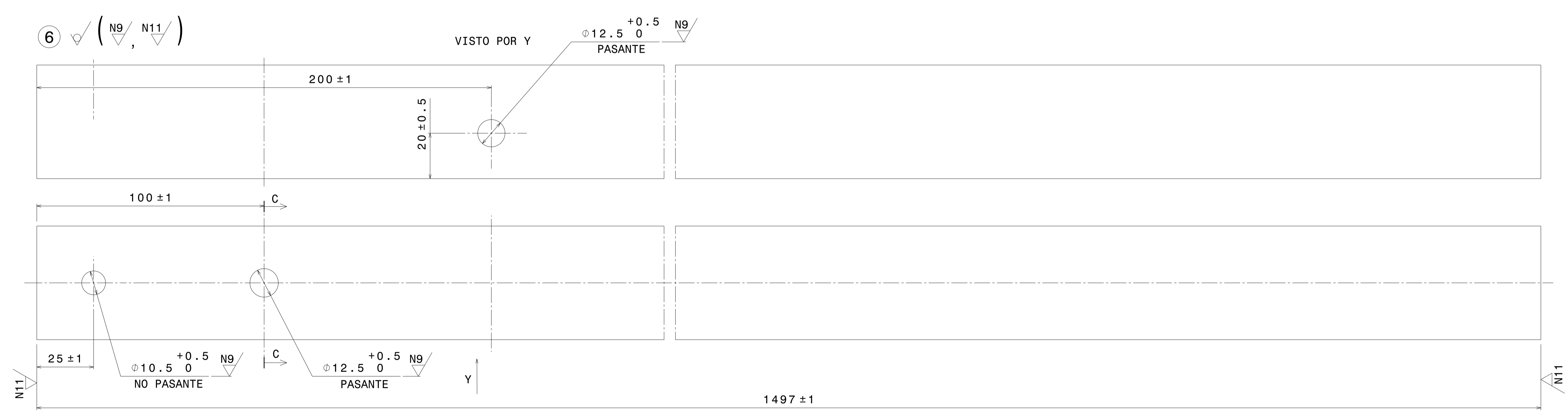
③ (N9, N11)



⑤ (N9, N11)



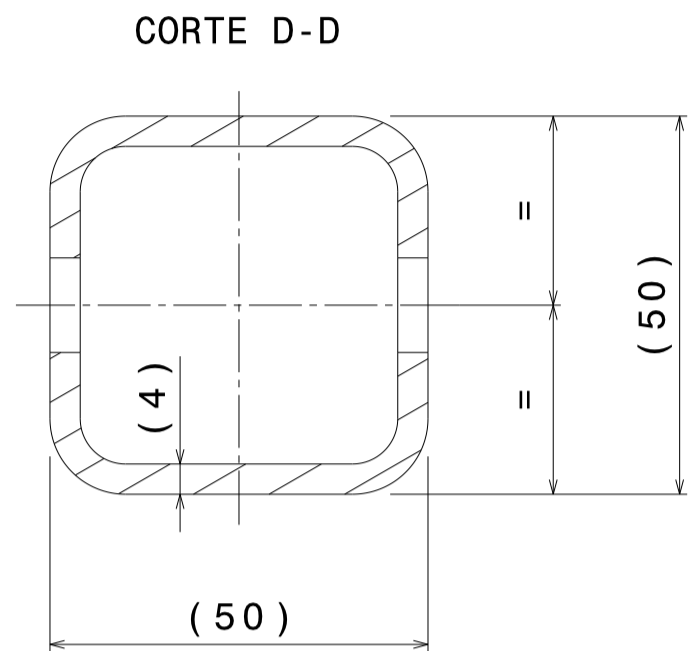
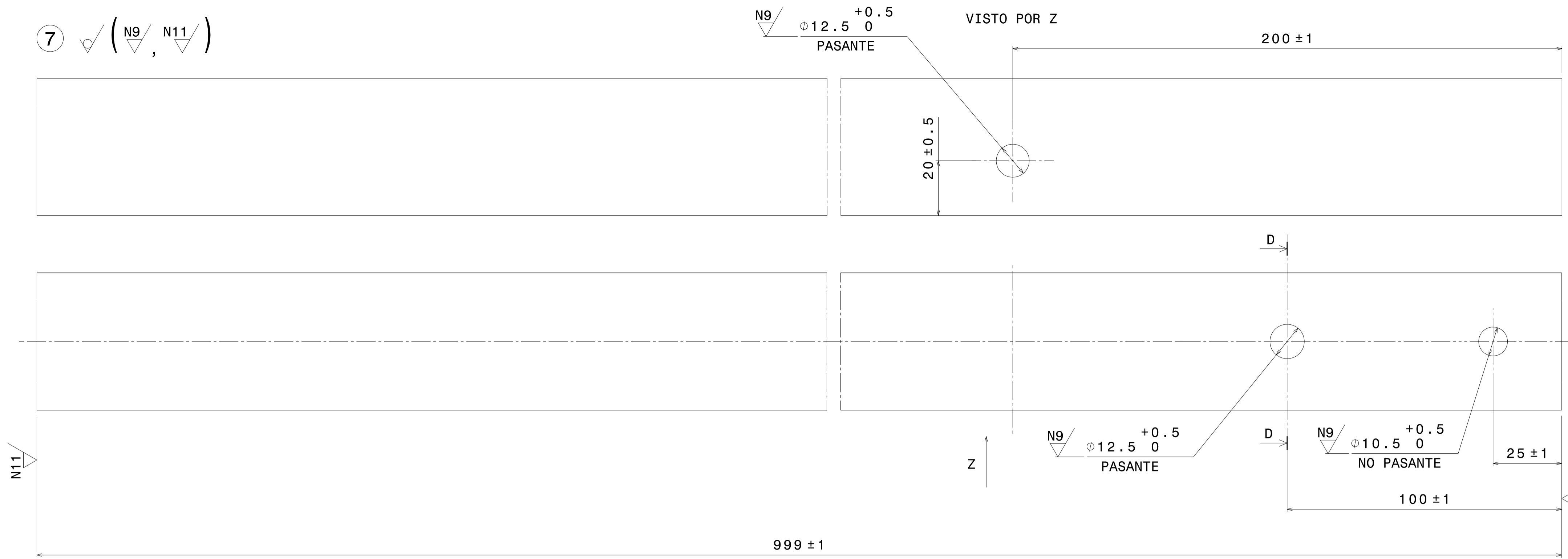
⑥ (N9, N11)



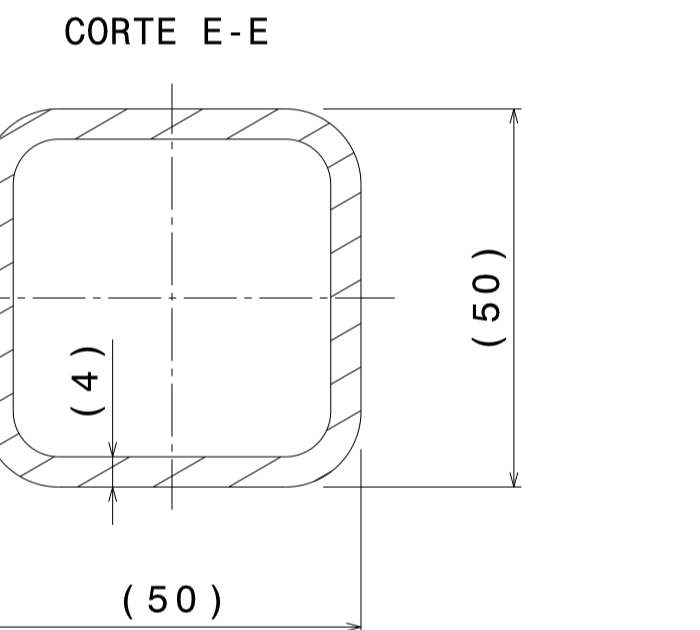
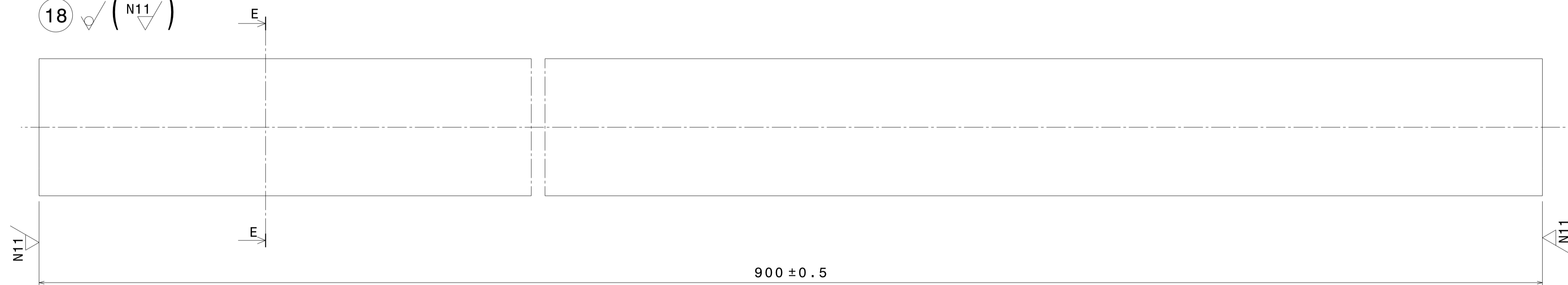
6	TUBO CUADRADO 50x50.4-L1497		S355	2	7.986	15.972
5	TUBO CUADRADO 50x50.4-L2000		S355	2	10.677	21.354
3	TUBO CUADRADO 50x50.4-L1999		S355	2	10.654	21.308
MARCA	DENOMINACION	NORMA/PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD PESO (Kg)	TOTAL PESO (Kg)
FECHA	DIBUJADO	COMPROBADO	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO			
NOMBRE	18-06-2021		ESCUOLA DE INGENIERIA DE BILBAO			
	I. SAINZ		GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
TUBO CUADRADO 50x50.4 (CONJUNTO PORTICO SUJECION)			ESCALA 1:1	PLANO Nº	CPS-003	
			DIN A1	NEVEL 20 V1	NEVEL 20 V1	HOJA 7/20

CHAFLANAR TALADROS POR AMBOS LADOS 0.5±0.25x45°
DIMENSIONES SIN TOLERANCIA ISO 2678-m

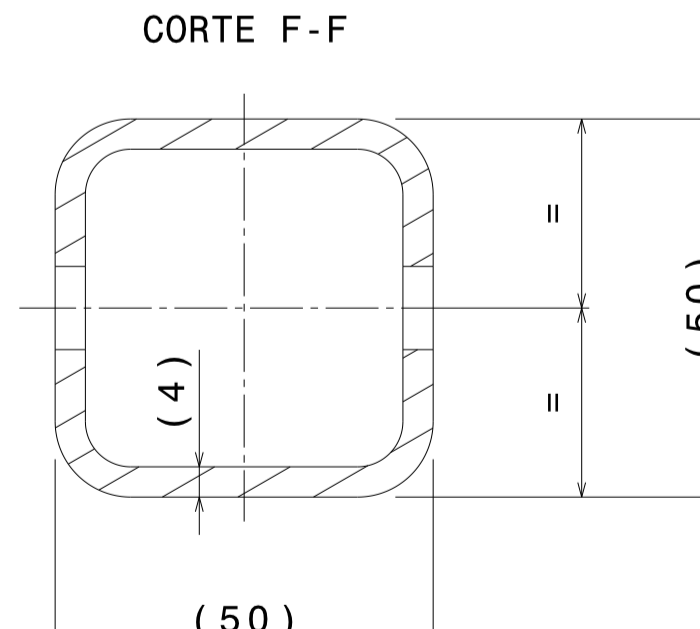
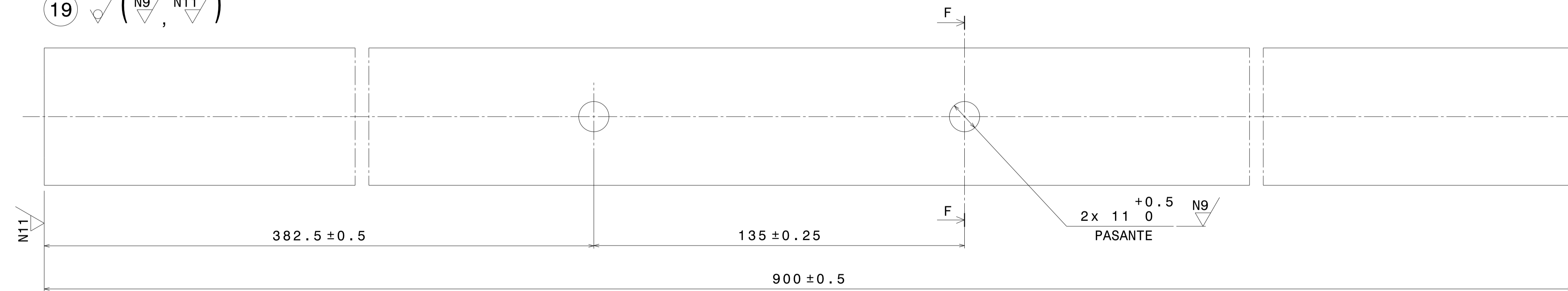
7 ✓ (N9, N11)



18 ✓ (N11)

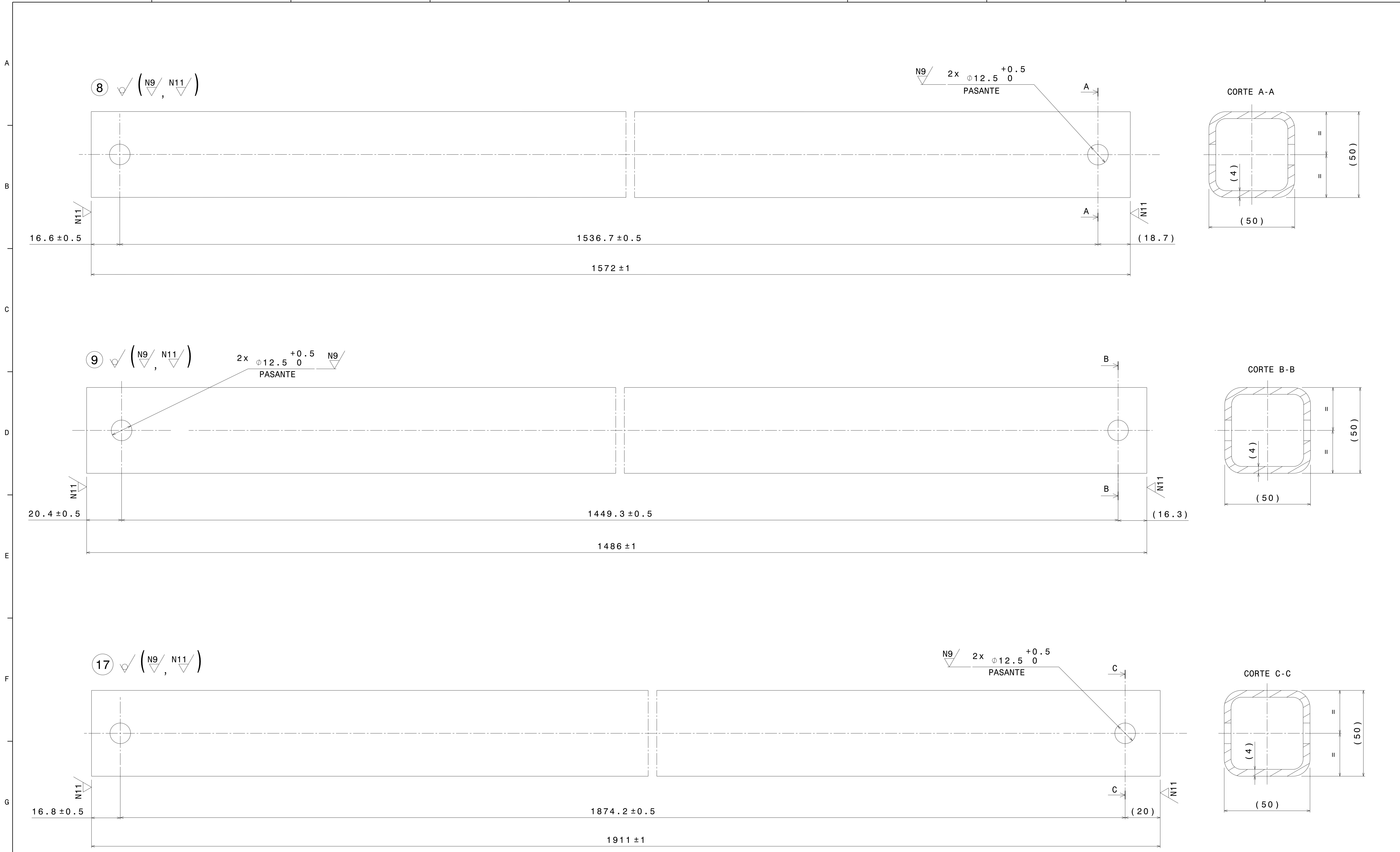


19 ✓ (N9, N11)



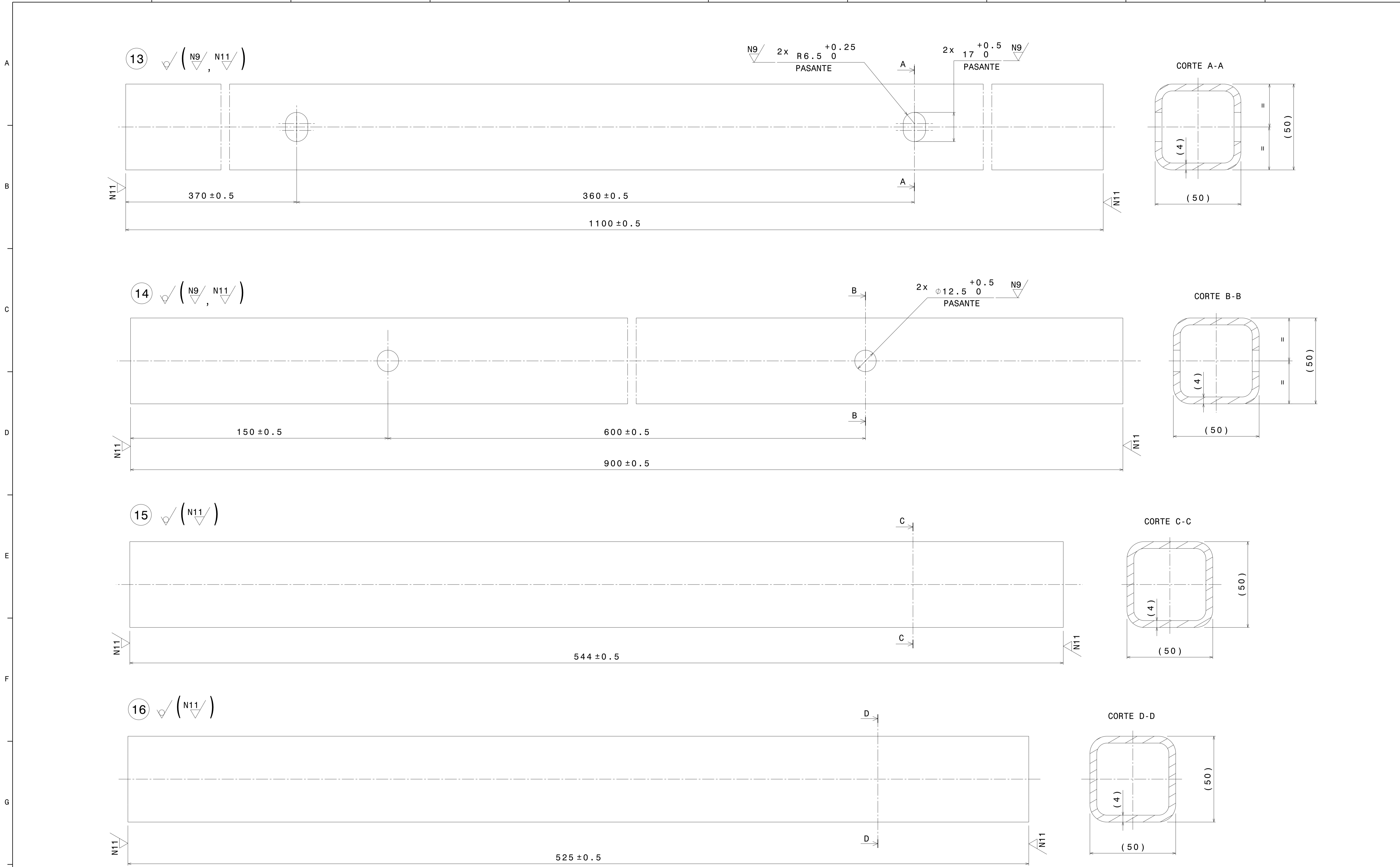
19	TUBO CUADRADO 50x50.4-L900		S355	2	4.800	9.600
18	TUBO CUADRADO 50x50.4-L900		S355	2	4.812	9.624
7	TUBO CUADRADO 50x50.4-L999		S355	2	5.323	10.646
MARCA	DENOMINACION	NORMA/PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD	TOTAL PESO (Kg)
	DIBUJADO	COMPROBADO	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO			
FECHA	18-06-2021		ESUELA DE INGENIERIA DE BILBAO			
NOMBRE	I. SAINZ		GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
TUBO CUADRADO 50x50.4 (CONJUNTO PORTICO SUJECION)			ESCALA 1:1	PLANO Nº	CPS-004	
			DIN A1	NIVEL 20 V1	NIVEL 20 V1	HOJA 8/20

CHAFLANAR TALADROS POR AMBOS LADOS 0.5±0.25x45°
DIMENSIONES SIN TOLERANCIA ISO 2678-m



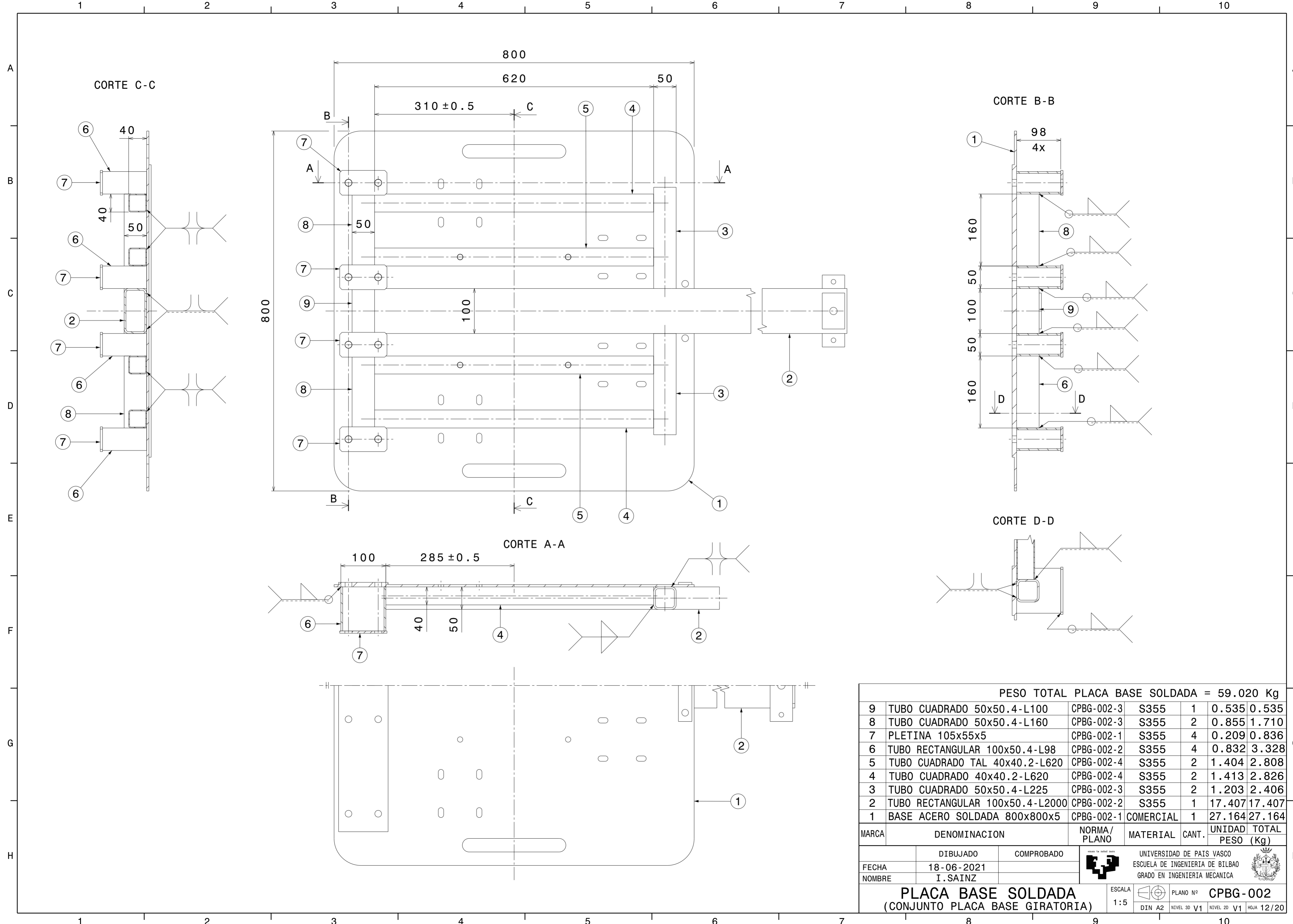
17	TUBO CUADRADO 50x50.4-L1911		S355	2	10.205	20.410
9	TUBO CUADRADO 50x50.4-L1468		S355	2	7.933	15.866
8	TUBO CUADRADO 50x50.4-L1572		S355	2	8.391	16.782
MARCA	DENOMINACION	NORMA/PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD PESO (Kg)	TOTAL
FECHA	DIBUJADO	COMPROBADO	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO			
NOMBRE	18-06-2021		ESCUOLA DE INGENIERIA DE BILBAO			
	I. SAINZ		GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
TUBO CUADRADO 50x50.4 (CONJUNTO PORTICO SUJECION)			ESCALA 1:1	PLANO Nº	CPS-005	
			DIN A1	NEVEL 20 V1	NEVEL 20 V1	HOJA 9/20

CHAFLANAR TALADROS POR AMBOS LADOS 0.5±0.25x45°
DIMENSIONES SIN TOLERANCIA ISO 2678-m



16	TUBO CUADRADO 50x50.4-L525		S355	2	2.807	5.614
15	TUBO CUADRADO 50x50.4-L544		S355	2	2.908	5.816
14	TUBO CUADRADO 50x50.4-L900		S355	2	4.796	9.592
13	TUBO CUADRADO 50x50.4-L1100		S355	1	5.858	5.858
MARCA	DENOMINACION	NORMA/PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD PESO (Kg)	TOTAL
FECHA	DIBUJADO	COMPROBADO	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO			
NOMBRE	18-06-2021		ESUELA DE INGENIERIA DE BILBAO			
	I. SAINZ		GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
TUBO CUADRADO 50x50.4			ESCALA	PLANO Nº	CPS-007	
(CONJUNTO PORTICO SUJECION)			1:1	DIN A1	NIVEL 20 V1	NIVEL 20 V1 HOJA 11/20

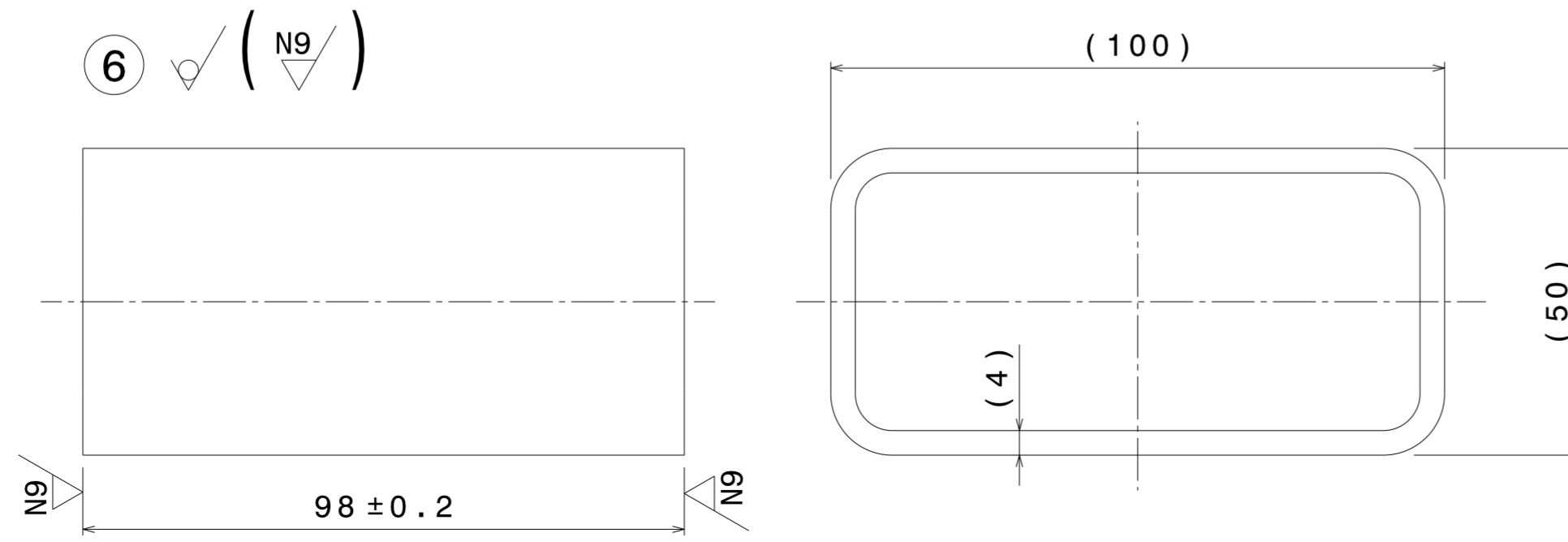
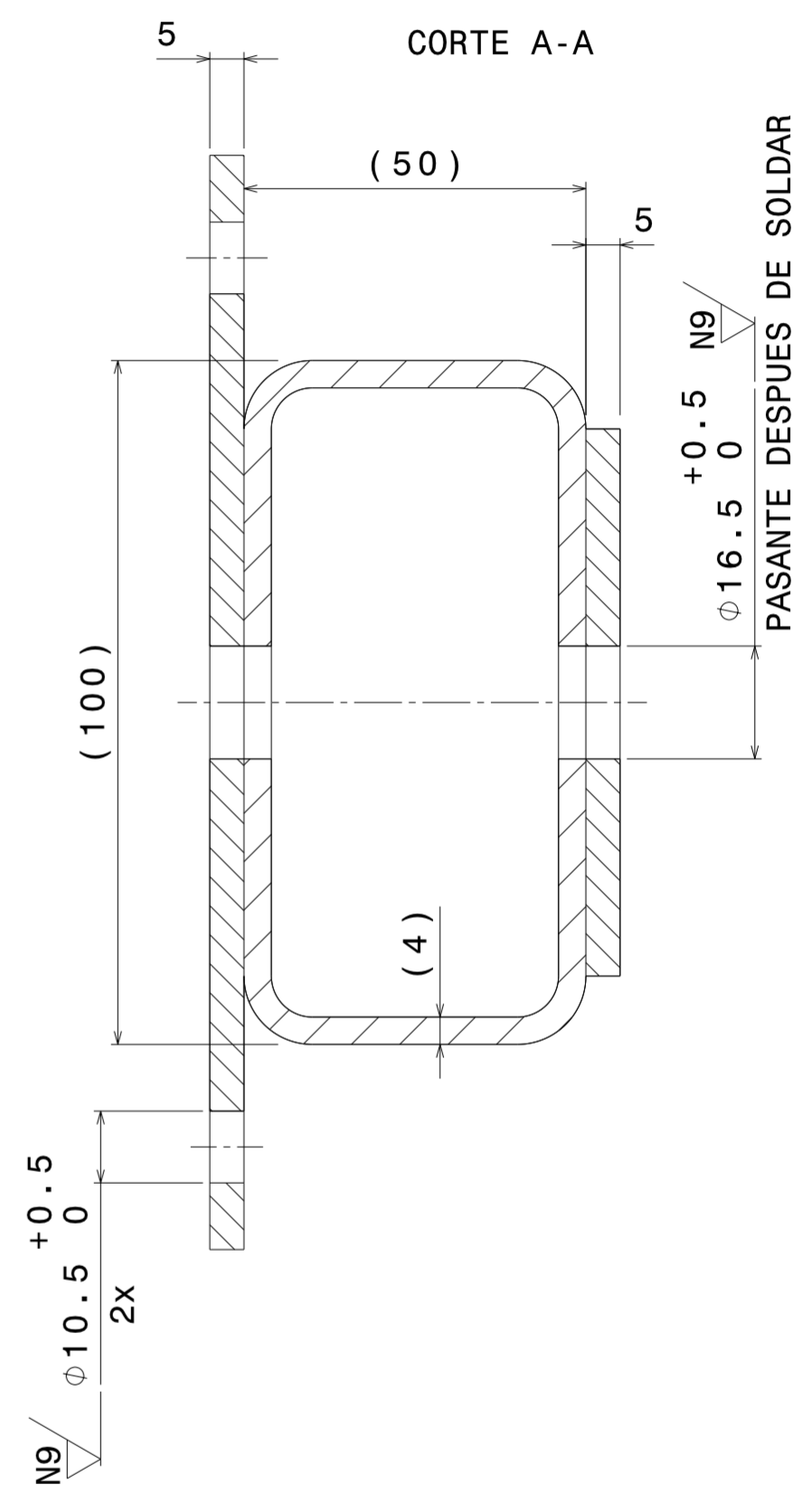
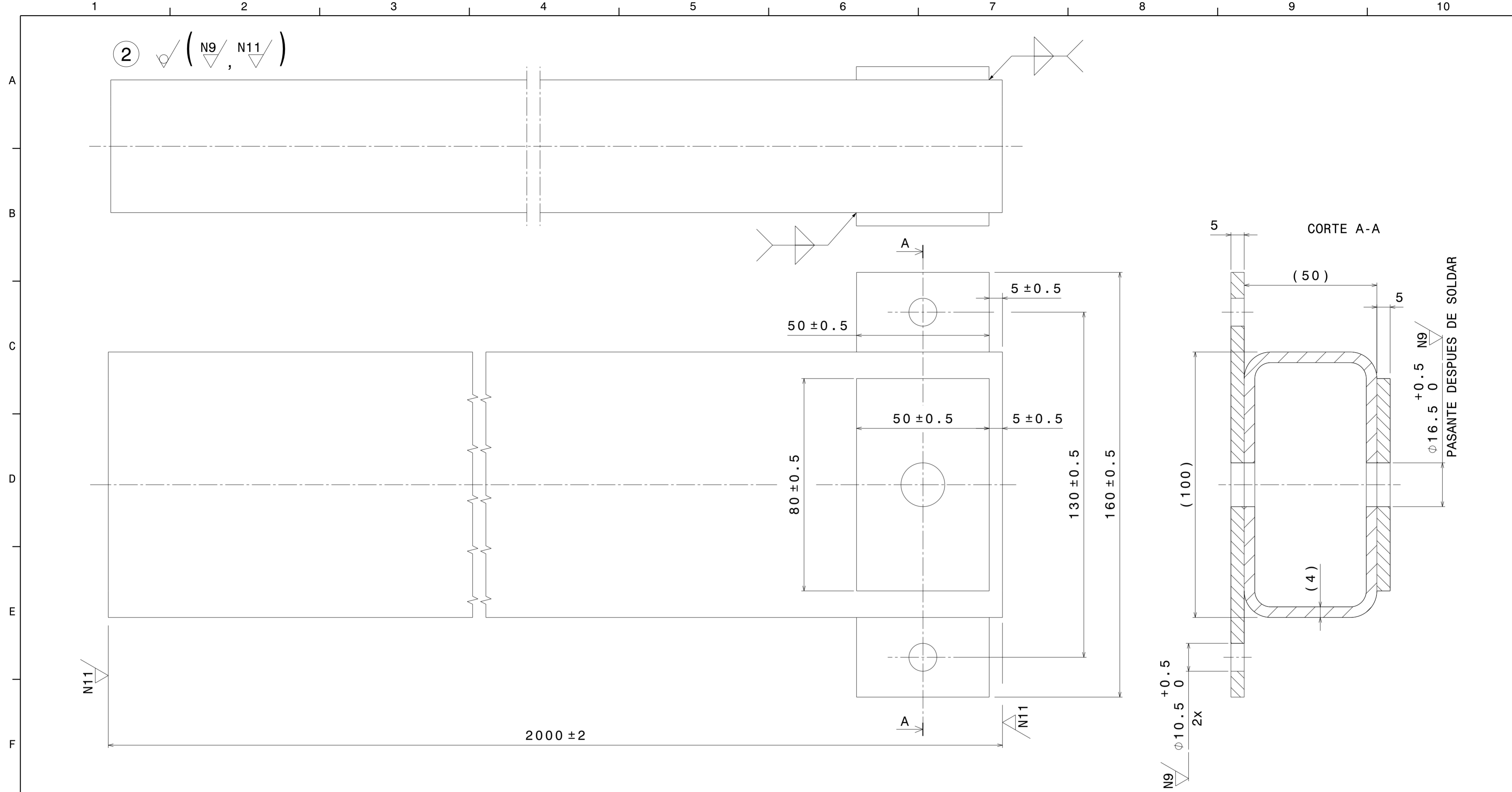
CHAFLANAR TALADROS POR AMBOS LADOS $0.5 \pm 0.25 \times 45^\circ$
 DIMENSIONES SIN TOLERANCIA ISO 2678-m



PESO TOTAL PLACA BASE SOLDADA = 59.020 Kg

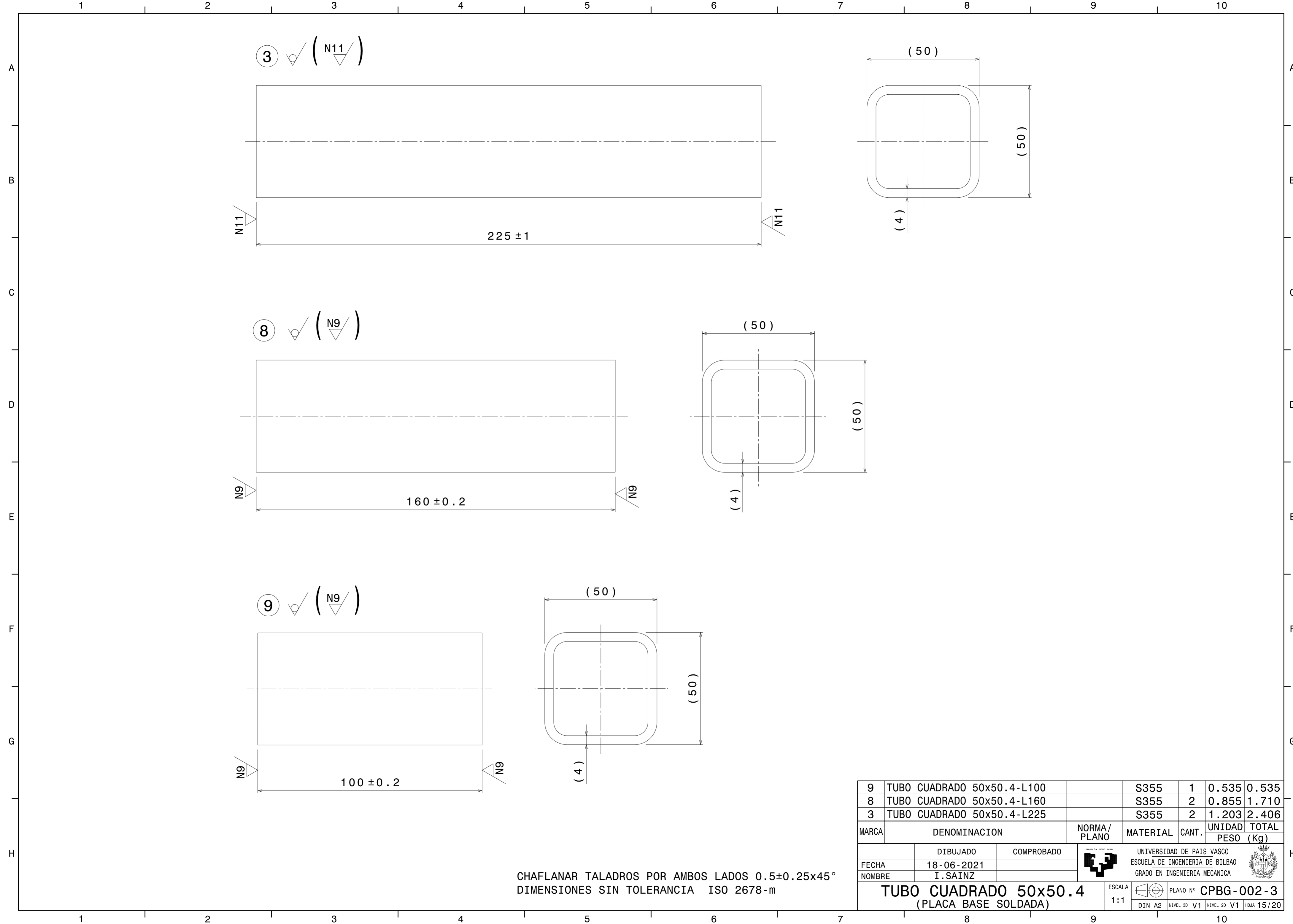
9	TUBO CUADRADO 50x50.4-L100	CPBG-002-3	S355	1	0.535	0.535
8	TUBO CUADRADO 50x50.4-L160	CPBG-002-3	S355	2	0.855	1.710
7	PLETINA 105x55x5	CPBG-002-1	S355	4	0.209	0.836
6	TUBO RECTANGULAR 100x50.4-L98	CPBG-002-2	S355	4	0.832	3.328
5	TUBO CUADRADO TAL 40x40.2-L620	CPBG-002-4	S355	2	1.404	2.808
4	TUBO CUADRADO 40x40.2-L620	CPBG-002-4	S355	2	1.413	2.826
3	TUBO CUADRADO 50x50.4-L225	CPBG-002-3	S355	2	1.203	2.406
2	TUBO RECTANGULAR 100x50.4-L2000	CPBG-002-2	S355	1	17.407	17.407
1	BASE ACERO SOLDADA 800x800x5	CPBG-002-1	COMERCIAL	1	27.164	27.164

MARCA	DENOMINACION	NORMA/ PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD	TOTAL PESO (Kg)
DIBUJADO		COMPROBADO		UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO		
FECHA		I. SAINZ		ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO		
NOMBRE		I. SAINZ		GRADO EN INGENIERIA MECANICA		
PLACA BASE SOLDADA (CONJUNTO PLACA BASE GIRATORIA)			ESCALA 1:5	PLANO Nº CPBG-002	HOJA 12/20	



CHAFLANAR TALADROS POR AMBOS LADOS $0.5 \pm 0.25 \times 45^\circ$
 DIMENSIONES SIN TOLERANCIA ISO 2678-m

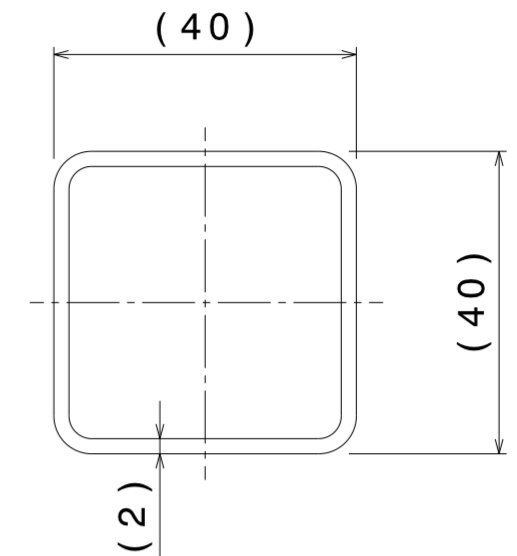
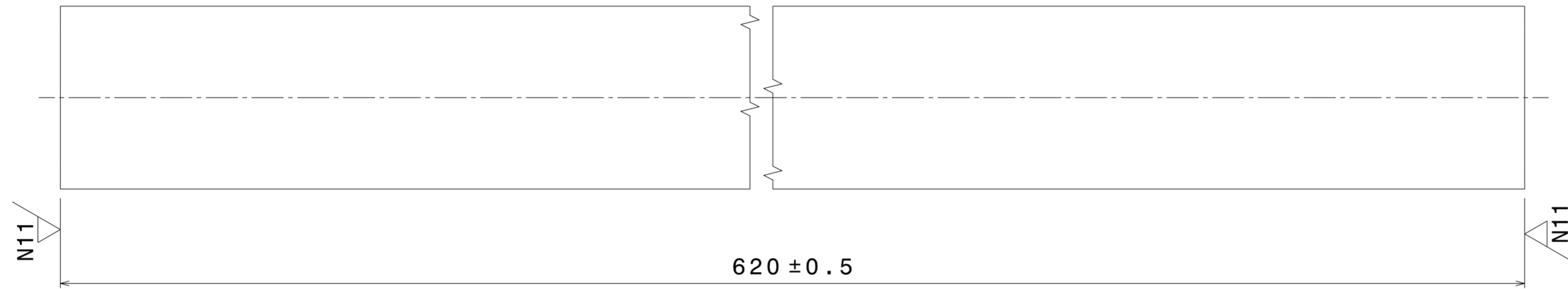
6	TUBO RECTANGULAR 100x50.4-L98		S355	4	0.832	0.832
2	TUBO RECTANGULAR 100x50.4-L2000		S355	1	17.407	17.407
MARCA	DENOMINACION	NORMA/ PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD PESO (Kg)	TOTAL
	DIBUJADO	COMPROBADO	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
FECHA	18-06-2021		UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
NOMBRE	I. SAINZ		UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
TUBO RECTANGULAR 100x50.4 (PLACA BASE SOLDADA)			ESCALA	PLANO Nº C PBG - 002 - 2 1:1		
			DIN A2	NIVEL 3D V1	NIVEL 2D V1	HOJA 14/20



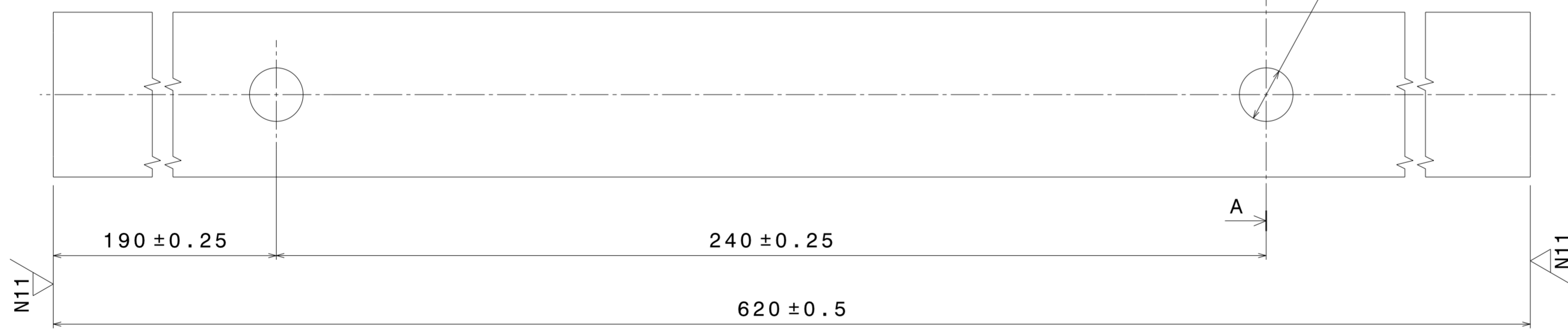
CHAFLANAR TALADROS POR AMBOS LADOS $0.5 \pm 0.25 \times 45^\circ$
 DIMENSIONES SIN TOLERANCIA ISO 2678-m

9	TUBO CUADRADO 50x50.4-L100		S355	1	0.535	0.535
8	TUBO CUADRADO 50x50.4-L160		S355	2	0.855	1.710
3	TUBO CUADRADO 50x50.4-L225		S355	2	1.203	2.406
MARCA	DENOMINACION	NORMA/ PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD	TOTAL
					PESO (Kg)	
FECHA	DIBUJADO	COMPROBADO	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
NOMBRE	I. SAINZ					
TUBO CUADRADO 50x50.4 (PLACA BASE SOLDADA)			ESCALA	PLANO Nº C PBG - 002 - 3		
			1:1	DIN A2	NIVEL 3D V1	NIVEL 2D V1
			HOJA 15/20			

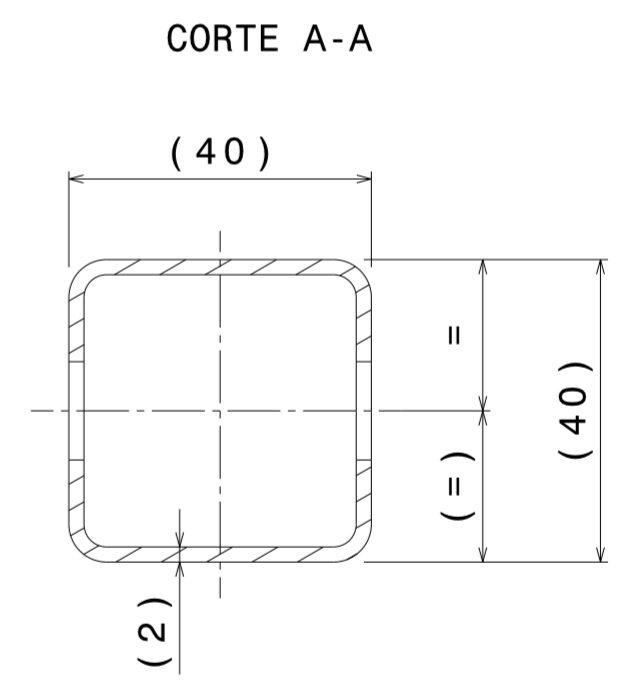
④ $\sqrt{\text{N11}}$



⑤ $\sqrt{\text{N9}, \text{N11}}$

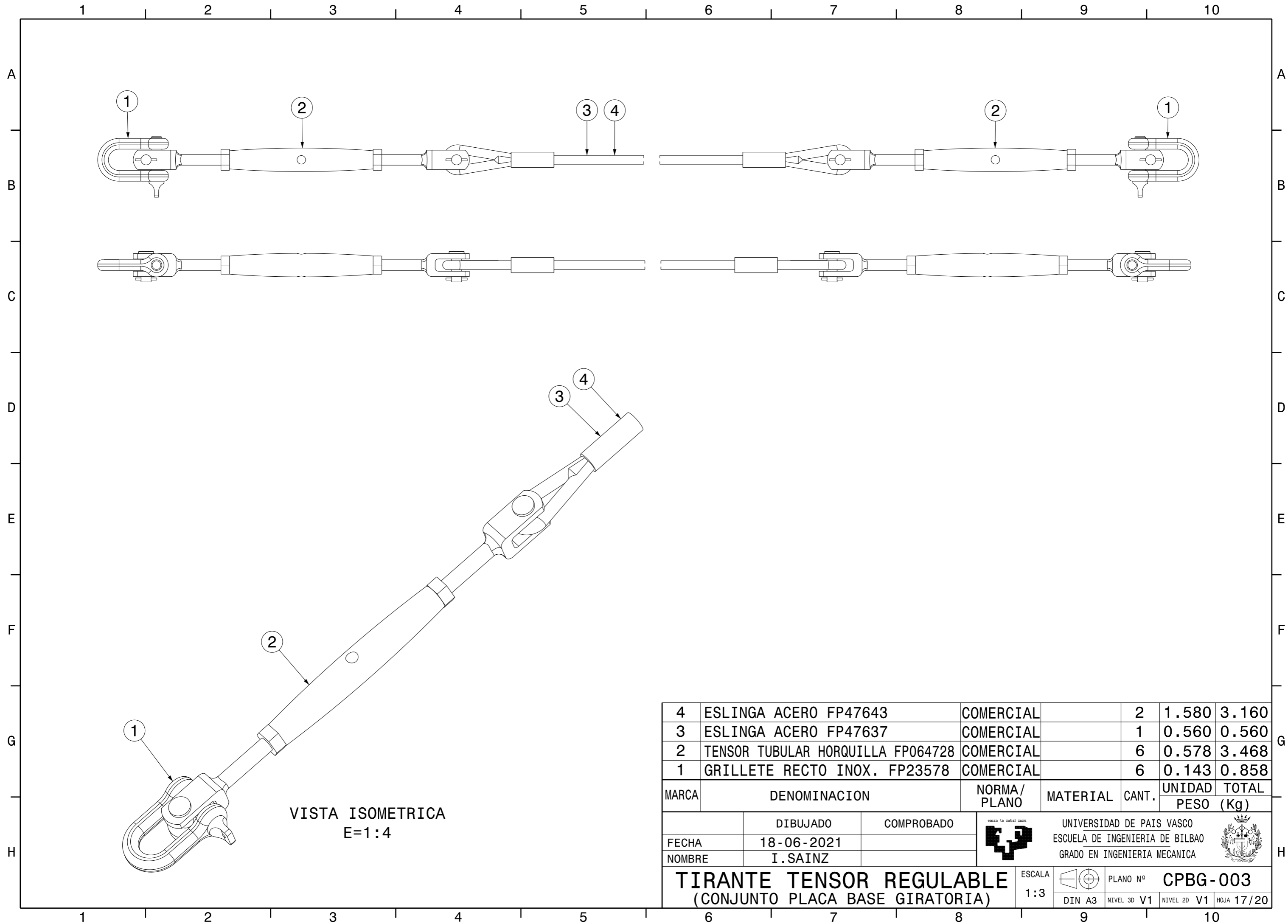


2x $\phi 13 \begin{matrix} +0.5 \\ 0 \end{matrix}$ PASANTE N9






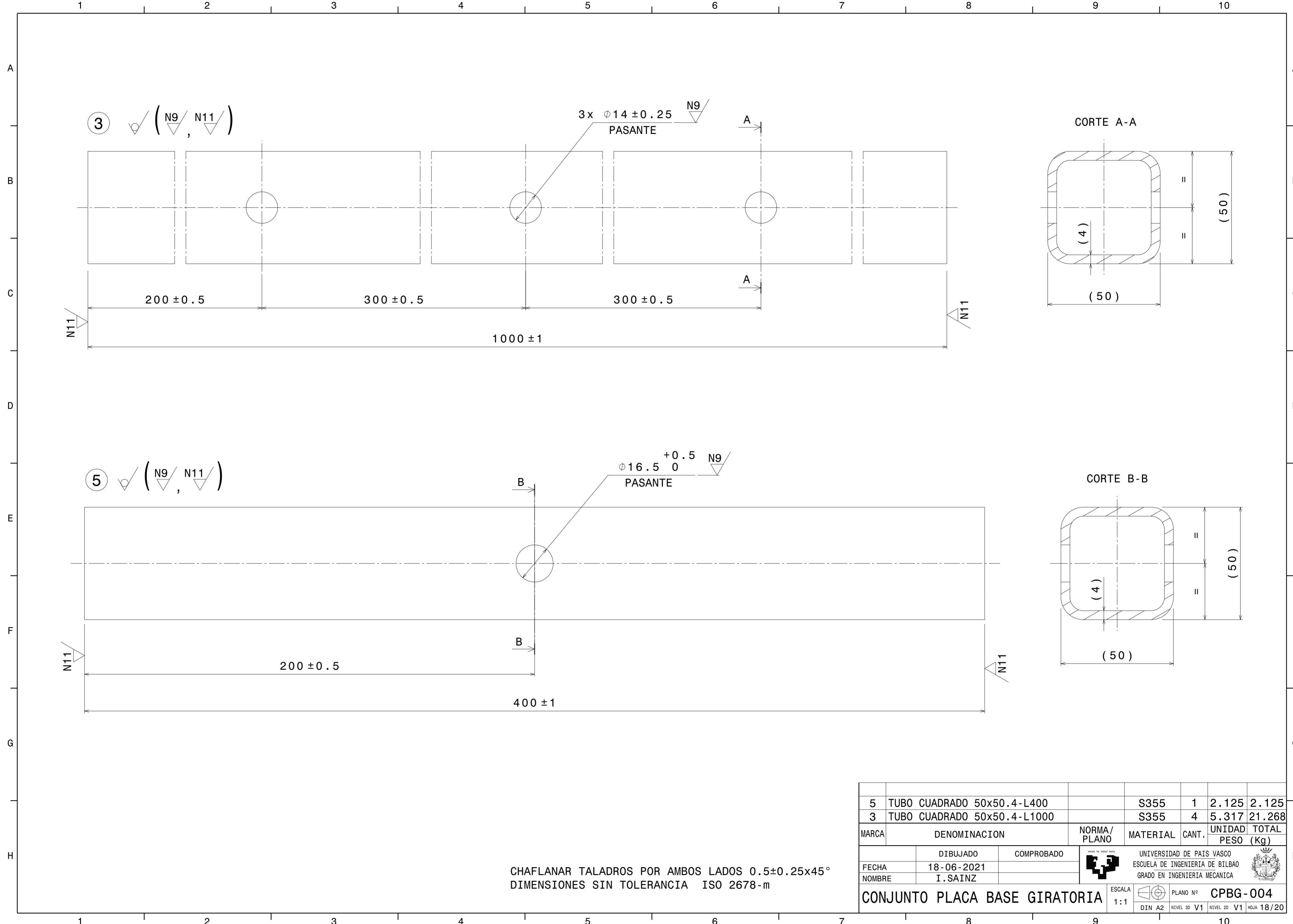
CHAFLANAR TALADROS POR AMBOS LADOS $0.5 \pm 0.25 \times 45^\circ$
 DIMENSIONES SIN TOLERANCIA ISO 2678-m

5	TUBO CUADRADO TAL 40x40.2-L620		S355	2	1.404	2.808
4	TUBO CUADRADO 40x40.2-L620		S355	2	1.413	2.826
MARCA	DENOMINACION	NORMA/ PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD	TOTAL
					PESO (Kg)	
FECHA	DIBUJADO	COMPROBADO	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
NOMBRE	I. SAINZ					
TUBO CUADRADO 40x40.2 (PLACA BASE SOLDADA)			ESCALA	PLANO Nº CPBG-002-4 DIN A2 NIVEL 3D V1 NIVEL 2D V1 HOJA 16/20		
			1:1			



VISTA ISOMETRICA
E=1:4

4	ESLINGA ACERO FP47643	COMERCIAL		2	1.580	3.160
3	ESLINGA ACERO FP47637	COMERCIAL		1	0.560	0.560
2	TENSOR TUBULAR HORQUILLA FP064728	COMERCIAL		6	0.578	3.468
1	GRILLETE RECTO INOX. FP23578	COMERCIAL		6	0.143	0.858
MARCA	DENOMINACION	NORMA/ PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD	TOTAL
					PESO (Kg)	
	DIBUJADO	COMPROBADO	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO GRADO EN INGENIERIA MECANICA 			
FECHA	18-06-2021					
NOMBRE	I.SAINZ					
TIRANTE TENSOR REGULABLE (CONJUNTO PLACA BASE GIRATORIA)			ESCALA 1:3	 PLANO Nº DIN A3	PLANO Nº NIVEL 3D V1	NIVEL 2D V1 HOJA 17/20

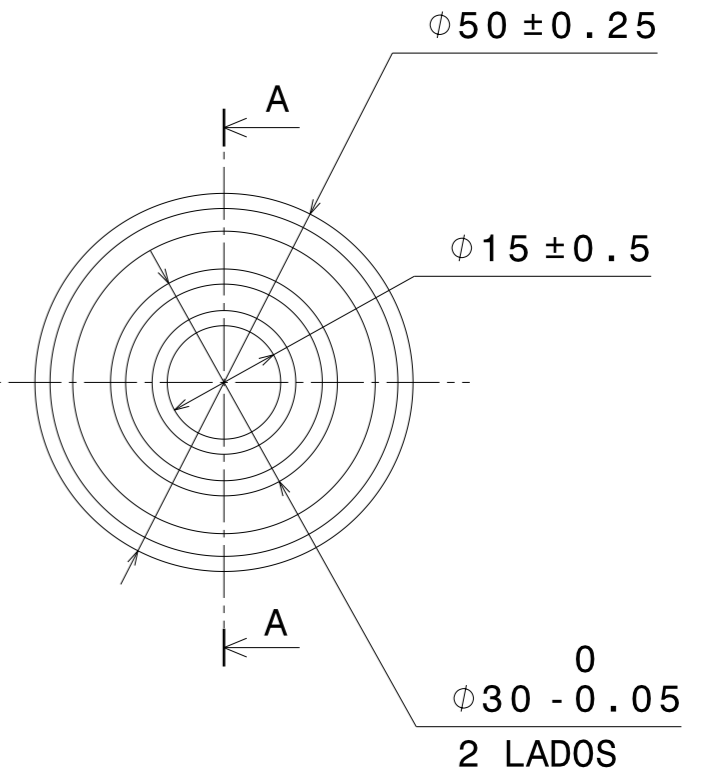
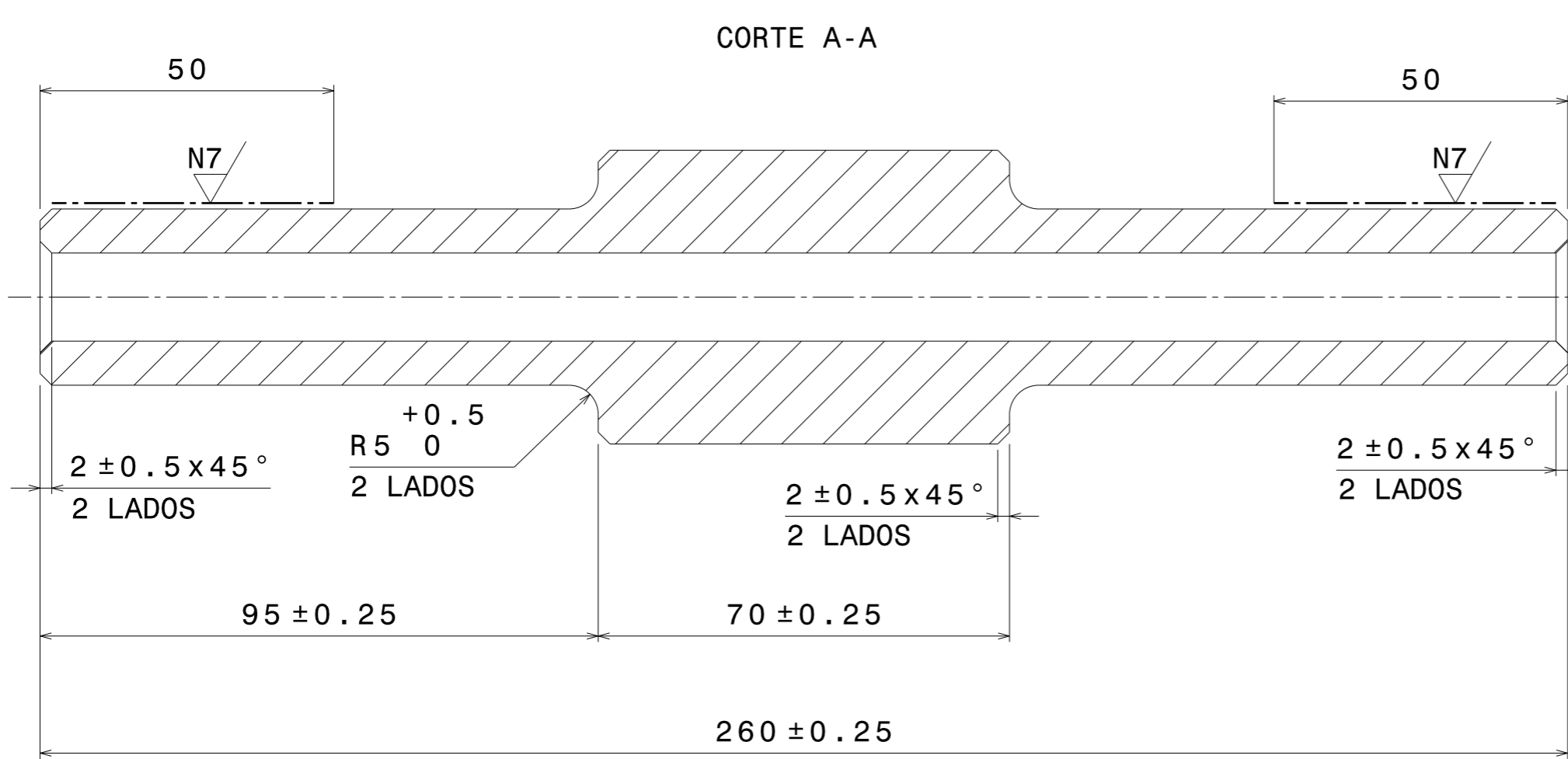


1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

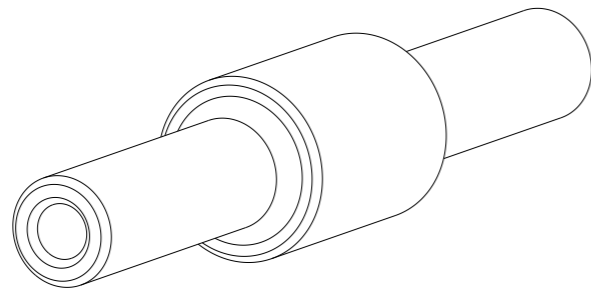
A
B
C
D
E
F
G
H

11 N8 / (N7 /)



CORTE A-A



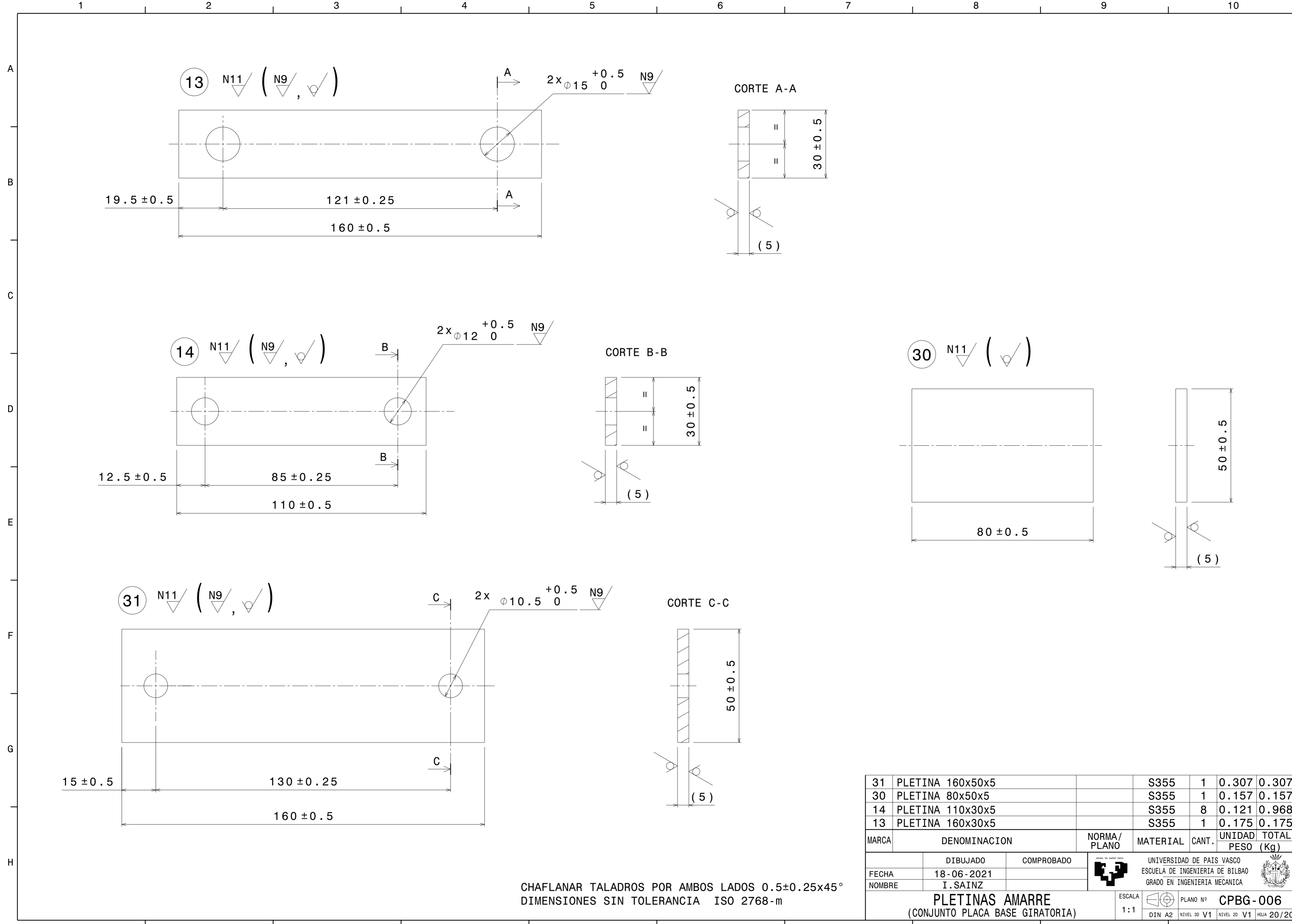
VISTA ISOMETRICA
E=1:2



DIMENSIONES SIN TOLERANCIA ISO 2768-m

11	BULON RODAMIENTO		F115	2	1.772	3.544
MARCA	DENOMINACION	NORMA/ PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD PESO (Kg)	TOTAL
	DIBUJADO	COMPROBADO	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
FECHA	18-06-2021					
NOMBRE	I.SAINZ					
CONJUNTO PLACA BASE GIRATORIA			ESCALA 1:1	PLANO Nº	CPBG-005	
			DIN A3	NIVEL 3D V1	NIVEL 2D V1	HOJA 19/20

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10



CHAFLANAR TALADROS POR AMBOS LADOS 0.5±0.25x45°
 DIMENSIONES SIN TOLERANCIA ISO 2768-m

31	PLETINA 160x50x5		S355	1	0.307	0.307
30	PLETINA 80x50x5		S355	1	0.157	0.157
14	PLETINA 110x30x5		S355	8	0.121	0.968
13	PLETINA 160x30x5		S355	1	0.175	0.175
MARCA	DENOMINACION	NORMA/ PLANO	MATERIAL	CANT.	UNIDAD PESO (Kg)	TOTAL
	DIBUJADO	COMPROBADO	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO GRADO EN INGENIERIA MECANICA			
	FECHA		I. SAINZ			
	NOMBRE		ESCALA 1:1 PLANO Nº CPBG-006 (CONJUNTO PLACA BASE GIRATORIA)			
			DIN A2	NIVEL 3D V1	NIVEL 2D V1	HOJA 20/20