

AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA MECÁNICA

PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta: 15-I

Fecha: 30 de marzo de 2015

PI-A-MEC 006

DATOS DEL ALUMNO

Nombre: René Serrano Niño

Matrícula: 208201571

Correo personal: reese.rs@hotmail.com

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa: Romy Pérez Moreno

No. económico: 23812

Adscripción/Departamento/Sección: Departamento de Energía

Área de investigación: Área de Mecánica

Correo institucional: romy@azc.uam.mx

[Firma]
Firma

[Firma]
Firma

COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:

No. económico/Teléfono:

Adscripción/Puesto:

Área de investigación/Departamento:

Correo electrónico:

Firma

MODALIDAD DEL PROYECTO

☒ Proyecto tecnológico

☐ Proyecto de investigación

☐ Estancia profesional

☐ Experiencia profesional

TÍTULO DEL PROYECTO

Diseño de un mecanismo de elevación adaptable a una silla de ruedas convencional.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar y simular un mecanismo para desplazar verticalmente el asiento de una silla de ruedas mediante un gato hidráulico accionado por el usuario.

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE QUE SE AUTORIZAN

Clave	UEA	Se autoriza UEA	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	Sí ☒ No ☐	Del trimestre: 15-P
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	Sí ☐ No ☐	Al trimestre: 15-O
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	Sí ☐ No ☐	

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

[Firma]
Ing. Romy Pérez Moreno



Universidad Autónoma Metropolitana

Unidad Azcapotzalco

Licenciatura en Ingeniería Mecánica

Reporte Final del Proyecto de Integración



**Diseño de un mecanismo de elevación adaptable a una silla de
ruedas convencional**

Modalidad: Proyecto Tecnológico

Trimestre: 15-0

Alumno:

Nombre: René Serrano Niño

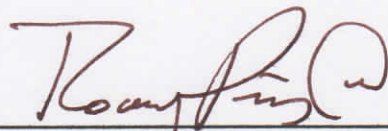
Matrícula: 208201571

Asesor:

Ing. Romy Pérez Moreno

México D. F. diciembre de 2015

Yo, Romy Pérez Moreno, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Ing. Romy Pérez Moreno

Yo, René Serrano Niño, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



René Serrano Niño

Resumen.

El proyecto fue realizado durante los trimestres 15-P y 15-O, consistió en el diseño y simulación de un mecanismo de elevación de accionamiento manual que pudiera ser adaptado al marco de una silla de ruedas convencional; los objetivos principales de este proyecto fueron lograr un mecanismo capaz de desplazarse verticalmente 50 cm, de forma segura, tratando de mantener un diseño simple y lo más ligero posible. El propósito de éste proyecto fue dar un poco más de autonomía a personas que se ven en la necesidad de usar una silla de ruedas, está orientado a pacientes con un peso menor a 100 kg y con pleno uso de la parte superior de su cuerpo; y aunque actualmente existen opciones en el mercado que pueden realizar la función del dispositivo del que trata éste proyecto, sus precios son excesivamente elevados, en la mayoría de los casos prohibitivos para la población mexicana.

Contenido:

Índice

1. Introducción	10
1.1 Discapacidad en México.....	10
1.2 Causas de discapacidad	10
1.3 Integración social de personas con discapacidad.	11
2. Antecedentes	11
3. Justificación	14
4. Objetivos	15
5. Marco teórico	16
5.1 Silla de ruedas.	16
5.2 Componentes de una silla de ruedas.	17
5.3 Propiedades biomecánicas de una silla de ruedas.....	26
5.4 Mecanismo de elevación.	28
5.5 Elevador de tijera	29
5.6 Aluminio	30
5.7 SISTEMAS HIDRÁULICOS.	34
6. Desarrollo del proyecto.....	40
7. Resultados.....	73
7.1 Análisis de esfuerzos.....	74
7.2 Análisis cinemático.	143
8. Análisis de resultados.....	148
9. Conclusiones.....	149
10. Referencias.....	150
11. Entregables.	151
12. Dibujos de definición	151

Tabla de contenido.

Figura 1. Uno de los muchos retos que debe enfrentar un usuario de silla de ruedas.....	14
Figura 2. Silla de ruedas manual.....	16
Figura 3. Conjunto de ruedas motrices.	20
Figura 4. Conjunto Direccional.	21
Figura 5. Chasis plegable de cruceta	22
Figura 6. Frenos de estacionamiento.	23
Figura 7. Reposabrazos Fijo.....	24
Figura 8. Reposapiés.	25
Figura 9. Mecanismo de Pantógrafo.	29
Figura 10. Esquema de un cilindro hidráulico.	39
Figura 11. Modelo digital de la silla de ruedas seleccionada.....	42
Figura 12. Elevador de tijera de dos niveles.	43
Figura 13. Elevador de tijera de tres niveles.....	43
Figura 14. Longitud de los eslabones del mecanismo.	44
Figura 15. Tapa superior del mecanismo, longitud y tamaño de corredera.	44
Figura 16. Desplazamiento del mecanismo.....	44
Figura 17. Corredera Inferior.....	45
Figura 18. Corredera superior.....	45
Figura 19. Espacio entre ambas partes del mecanismo.....	45
Figura 20. Montaje del mecanismo en la silla de ruedas.....	46
Figura 21. Anclaje del mecanismo en el marco de la silla de ruedas.....	46
Figura 22. Soporte modificado de la silla de ruedas.....	47
Figura 23. Colocación del gato hidráulico, configuración 1.	47
Figura 24. Gato hidráulico de botella de carrera corta.....	48
Figura 25. Gato hidráulico telescópico de botella.	48
Figura 26. Enerpac RC-57.	49
Figura 27. Enerpac P-141.....	49
Figura 28. Barra G.....	50
Figura 29. Tapas de cilindro G.	50
Figura 30. Tapas de cilindro A.	50
Figura 31. Asiento en posición de uso y en posición de transporte.	51
Figura 32. Montaje de la bomba.	52
Figura 33. Sistema de seguridad.....	52
Figura 34. Sistema de seguridad.....	53
Figura 35. Colocación del sistema de seguridad.....	53
Figura 36. Mando para liberar el sistema de seguridad.	53
Figura 37. Comparación de resultados, cálculo del esfuerzo equivalente en Inventor.	56
Figura 38. Comparación de resultados, cálculo del primer esfuerzo principal en Inventor.....	57
Figura 39. Comparación de resultados, cálculo del primer esfuerzo principal en ANSYS.....	57
Figura 40. Comparación de resultados, cálculo del tercer esfuerzo principal en Inventor.....	58
Figura 41. Comparación de resultados, cálculo del tercer esfuerzo principal en ANSYS.	58
Figura 42. Comparación de resultados, cálculo de la deformación en Inventor.....	59
Figura 43. Comparación de resultados, cálculo de la deformación en ANSYS.....	59

Figura 44. Comparación de resultados, cálculo del factor de seguridad en Inventor.....	60
Figura 45. Mecanismo de Elevación.	61
Figura 46. Uniones entre eslabones del mecanismo.....	62
Figura 47. Propiedades del eslabón ACE en Working Model.....	62
Figura 48. Reacciones en las articulaciones del mecanismo colapsado.....	64
Figura 49. Diagrama de Fuerzas ejercidas en los pernos.....	66
Figura 50. Mecanismo colapsado.....	67
Figura 51. Distribución de cargas en el mecanismo ACE.	67
Figura 52. Distribución de cargas en el mecanismo ACE.	68
Figura 53. Distribución ajustada de cargas en el eslabón ACE.....	68
Figura 54. Reacciones en las articulaciones del mecanismo extendido.....	69
Figura 55. Mecanismo extendido.	70
Figura 56. Mecanismo en posición de transporte o almacenaje.	72
Figura 57. Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón ACE.	74
Figura 58. Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón ACE.....	75
Figura 59. Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón ACE.....	75
Figura 60. Deformación del eslabón ACE.....	76
Figura 61. Factor de seguridad en el eslabón ACE.....	76
Figura 62. Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón BCD.....	77
Figura 63. Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón BCD.....	78
Figura 64. Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón BCD.....	78
Figura 65. Deformación del eslabón BCD.....	79
Figura 66. Factor de seguridad en el eslabón BCD.....	79
Figura 67. Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón DGI.....	80
Figura 68. Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón DGI.....	81
Figura 69. Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón DGI.....	81
Figura 70. Deformación del eslabón DGI.....	82
Figura 71. Factor de seguridad en el eslabón DGI.....	82
Figura 72. Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón EGH.....	83
Figura 73. Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón EGH.....	84
Figura 74. Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón EGH.....	84
Figura 75. Deformación del eslabón EGH.....	85
Figura 76. Factor de seguridad en el eslabón EGH.....	85
Figura 77. Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón HJL.....	86
Figura 78. Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón HJL.....	87
Figura 79. Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón HJL.....	87
Figura 80. Deformación del eslabón HJL.....	88
Figura 81. Factor de seguridad en el eslabón HJL.....	88
Figura 82. Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón IJK.....	89
Figura 83. Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón IJK.....	90
Figura 84. Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón IJK.....	90
Figura 85. Deformación del eslabón IJK.....	91
Figura 86. Factor de seguridad en el eslabón IJK.....	91
Figura 87. Distribución del esfuerzo equivalente en la base AB.....	92

Figura 88. Distribución de esfuerzos de tensión en la base AB.	93
Figura 89. Distribución de esfuerzos de tensión en la base AB.	93
Figura 90. Deformación de la base AB.	94
Figura 91. Factor de seguridad en la base AB.	94
Figura 92. Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón KL.	96
Figura 93. Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón KL.	96
Figura 94. Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón KL.	97
Figura 95. Deformación del eslabón KL.	97
Figura 96. Factor de seguridad en el eslabón KL.	98
Figura 97. Distribución del esfuerzo equivalente en la barra A.	99
Figura 98. Distribución de esfuerzos de tensión en la barra A.	100
Figura 99. Distribución de esfuerzos de compresión en la barra A.	100
Figura 100. Deformación de la barra A.	101
Figura 101. Factor de seguridad en la barra A.	101
Figura 102. Distribución del esfuerzo equivalente en la barra G.	102
Figura 103. Distribución de esfuerzos de tensión en la barra G.	103
Figura 104. Distribución de esfuerzos de compresión en la barra G.	103
Figura 105. Deformación de la barra G.	104
Figura 106. Factor de seguridad en la barra G.	104
Figura 107. Distribución del esfuerzo equivalente en la base A, vista superior.	105
Figura 108. Distribución del esfuerzo equivalente en la base A, vista inferior.	106
Figura 109. Distribución de esfuerzos de tensión en la base A, vista superior.	106
Figura 110. Distribución de esfuerzos de tensión en la base A, vista inferior.	107
Figura 111. Distribución de esfuerzos de compresión en la base A, vista superior.	107
Figura 112. Distribución de esfuerzos de compresión en la base A, vista inferior.	108
Figura 113. Deformación de la base A, vista superior.	108
Figura 114. Deformación de la base A, vista inferior.	109
Figura 115. Factor de seguridad en la base A, vista superior.	109
Figura 116. Factor de seguridad en la base A, vista inferior.	110
Figura 117. Distribución del esfuerzo equivalente en la base G, vista superior.	111
Figura 118. Distribución del esfuerzo equivalente en la base G, vista inferior.	111
Figura 119. Distribución de esfuerzos de tensión en la base G, vista superior.	112
Figura 120. Distribución de esfuerzos de tensión en la base G, vista inferior.	112
Figura 121. Distribución de esfuerzos de compresión en la base G, vista superior.	113
Figura 122. Distribución de esfuerzos de compresión en la base G, vista inferior.	113
Figura 123. Deformación de la base G, vista superior.	114
Figura 124. Deformación de la base G, vista inferior.	114
Figura 125. Factor de seguridad en la base G, vista superior.	115
Figura 126. Factor de seguridad en la base G, vista inferior.	115
Figura 127. Distribución del esfuerzo equivalente en el perno E.	116
Figura 128. Distribución de esfuerzos de tensión en el perno E.	117
Figura 129. Distribución de esfuerzos de compresión en el perno E.	117
Figura 130. Deformación del perno E.	118
Figura 131. Factor de seguridad en el perno E.	118

Figura 132. Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón ACE.	119
Figura 133. Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón ACE.	120
Figura 134. Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón ACE.	120
Figura 135. Deformación del eslabón ACE.	121
Figura 136. Factor de seguridad en el eslabón ACE.	121
Figura 137. Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón BCD.	122
Figura 138. Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón BCD.	123
Figura 139. Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón BCD.	123
Figura 140. Deformación del eslabón BCD.	124
Figura 141. Factor de seguridad en el eslabón BCD.	124
Figura 142. Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón DGI.	125
Figura 143. Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón DGI.	126
Figura 144. Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón DGI.	126
Figura 145. Deformación del eslabón DGI.	127
Figura 146. Factor de seguridad en el eslabón DGI.	127
Figura 147. Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón EGH.	128
Figura 148. Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón EGH.	129
Figura 149. Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón EGH.	129
Figura 150. Deformación del eslabón EGH.	130
Figura 151. Factor de seguridad en el eslabón EGH.	130
Figura 152. Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón HJL.	131
Figura 153. Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón HJL.	132
Figura 154. Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón HJL.	132
Figura 155. Deformación del eslabón HJL.	133
Figura 156. Factor de seguridad en el eslabón HJL.	133
Figura 157. Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón IJK.	134
Figura 158. Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón IJK.	135
Figura 159. Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón IJK.	135
Figura 160. Deformación del eslabón IJK.	136
Figura 161. Factor de seguridad en el eslabón IJK.	136
Figura 162. Distribución del esfuerzo equivalente en la base AB.	137
Figura 163. Distribución de esfuerzos de tensión en la base AB.	138
Figura 164. Distribución de esfuerzos de compresión en la base AB.	138
Figura 165. Deformación de la base AB.	139
Figura 166. Factor de seguridad en la base AB.	139
Figura 167. Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón KL.	140
Figura 168. Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón KL.	141
Figura 169. Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón KL.	141
Figura 170. Deformación del eslabón KL.	142
Figura 171. Factor de seguridad en el eslabón KL.	142

Gráfico 1. Porcentaje de la población con discapacidad según la causa.	10
---	----

Gráfico 2. Fuerza del actuador.	63
Gráfico 3. Variación de posición en el eje X.....	143
Gráfico 4. Variación de posición en el eje Y.....	143
Gráfico 5. Variación de posición angular.	144
Gráfico 6. Velocidades en X.....	144
Gráfico 7. Velocidades en Y.	145
Gráfico 8. Velocidades angulares.	145
Gráfico 9. Aceleraciones en X.....	146
Gráfico. 10 Aceleraciones en Y.	146
Gráfico. 11 Aceleraciones angulares.	147

Tabla. 1 Antecedentes de sistemas de elevación en sillas de ruedas.	13
Tabla. 2 Propiedades mecánicas de la aleación-T 6.....	32
Tabla. 3 Composición química de la aleación 2014-T6.	32
Tabla. 4 Propiedades físicas de la aleación 2014-T6.....	33
Tabla. 5 Comparación de los principales modelos de sillas de ruedas.	41
Tabla. 6 Comparación de resultados, cálculo del esfuerzo equivalente.	56
Tabla. 7 Comparación de resultados, cálculo del primer esfuerzo principal.	57
Tabla. 8 Comparación de resultados, cálculo del tercer esfuerzo principal.	58
Tabla. 9. Comparación de resultados, cálculo de la deformación.	59
Tabla. 10. Comparación de resultados, cálculo del factor de seguridad.	60
Tabla. 11 Resultados obtenidos en WorkingModel para el mecanismo colapsado.....	65
Tabla. 12 Reacciones correspondientes a cada parte simétrica del mecanismo.	65
Tabla. 13 Resultados obtenidos en WorkingModel para el mecanismo extendido.....	71
Tabla. 14 Peso del dispositivo.	73
Tabla. 15 Distribución de cargas en el eslabón ACE.	74
Tabla. 16 Resultados obtenidos para el eslabón ACE.	74
Tabla. 17 Distribución de cargas en el eslabón BCD.	77
Tabla. 18 Resultados obtenidos para el eslabón BCD.....	77
Tabla. 19 Distribución de cargas en el eslabón DGI.....	80
Tabla. 20 Resultados obtenidos para el eslabón DGI.	80
Tabla. 21 Distribución de cargas en el eslabón EGH.....	83
Tabla. 22 Resultados obtenidos para el eslabón EGH.	83
Tabla. 23 Distribución de cargas en el eslabón HJL.	86
Tabla. 24 Resultados obtenidos para el eslabón HJL.	86
Tabla. 25 Distribución de cargas en el eslabón IJK.	89
Tabla. 26 Resultados obtenidos para el eslabón IJK.	89
Tabla. 27 Distribución de cargas en la base AB.	92
Tabla. 28 Resultados obtenidos para la base AB.	92
Tabla. 29 Distribución de cargas en el eslabón KL.	95
Tabla. 30 Resultados para el eslabón KL.....	95
Tabla. 31 Carga aplicada en la barra A.	99
Tabla. 32 Resultados para la barra A.	99
Tabla. 33 Carga aplicada en la barra G.	102

Tabla. 34 Resultados para la barra G.....	102
Tabla. 35 Carga aplicada en la base A.....	105
Tabla. 36 Resultados obtenidos para la base A.	105
Tabla. 37 Carga aplicada en la base G.	110
Tabla. 38 Resultados obtenidos para la base G.....	110
Tabla. 39 Carga aplicada en el perno E.....	116
Tabla. 40 Resultados obtenidos para el perno E.	116
Tabla. 41 Distribución de cargas en el eslabón ACE.	119
Tabla. 42 Resultados para el eslabón ACE.	119
Tabla. 43 Distribución de cargas en el eslabón BCD.	122
Tabla. 44 Resultados para el eslabón BCD.....	122
Tabla. 45 Distribución de cargas para el eslabón DGI.....	125
Tabla. 46 Resultados para el eslabón DGI.	125
Tabla. 47 Distribución de cargas para el eslabón EGH.....	128
Tabla. 48 Resultados para el eslabón EGH.	128
Tabla. 49 Distribución de cargas para el eslabón HJL.	131
Tabla. 50 Resultados para el eslabón HJL.	131
Tabla. 51 Distribución de cargas en el eslabón IJK.	134
Tabla. 52 Resultados para el eslabón IJK.....	134
Tabla. 53 Distribución de cargas para la base AB.	137
Tabla. 54 Resultados obtenidos para la base AB.	137
Tabla. 55 Distribución de cargas para el eslabón KL.....	140
Tabla. 56 Resultados para el eslabón KL.....	140
 Ecuación 1. Ecuación de Bernoulli.....	 34
Ecuación 2. Fuerza de pistón	37
Ecuación 3. Fuerza de empuje de un cilindro	38
Ecuación 4. Volumen de una carrera ó cilindrada	39
Ecuación 5. Velocidad de avance del vástago	39

1. Introducción

1.1 Discapacidad en México (INEGI, 2010).

Al año 2010, las personas que tienen algún tipo de discapacidad son 5 millones 739 mil 270, lo que representa un 5.1% de la población total.

Los tipos más comunes de actividades que representan dificultad para las personas con alguna discapacidad son:

- Caminar o moverse
- Ver
- Escuchar
- Hablar o comunicarse
- Atender y aprender

1.2 Causas de discapacidad

Los motivos que producen discapacidad en las personas pueden ser variados, pero el INEGI los clasifica en cuatro grupos de causas principales: nacimiento, enfermedad, accidente y edad avanzada.

De cada 100 personas con discapacidad:

- 39 la tienen porque sufrieron alguna enfermedad.
- 23 están afectados por edad avanzada.
- 16 la adquirieron por herencia, durante el embarazo o al momento de nacer.
- 15 quedaron con lesión a consecuencia de algún accidente.
- 7 debido a otras causas.

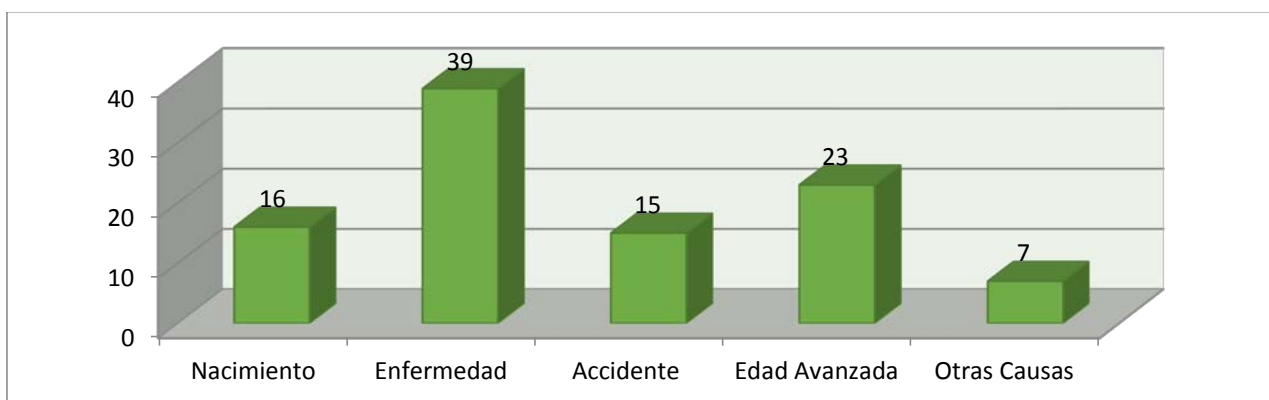


Gráfico 1 Porcentaje de la población con discapacidad según la causa.

1.3 Integración social de personas con discapacidad.

Una de las acciones más importantes en beneficio de las personas con discapacidad es una mayor accesibilidad al entorno físico, esto hace referencia a las instalaciones donde se han eliminado las barreras físicas de transporte, comunicación y demás obstáculos que dificultan, entorpecen o impiden el libre acceso a las personas con discapacidad (CNDH, 1999)

Todas estas acciones y mejoras hacen referencia únicamente al transporte y accesibilidad, ninguna de ellas menciona el mejoramiento del entorno en favor de las personas con alguna discapacidad.

2. Antecedentes

2.1 Antecedentes de sistemas de desplazamiento vertical en sillas de ruedas.

La idea de dar más libertad y acceso a lugares públicos a personas con movilidad limitada no es algo nuevo, anteriormente se han desarrollado dispositivos para dar acceso a sus usuarios a cada vez más lugares que en un principio se creían solo accesibles para el resto de la población.

Lamentablemente la gran mayoría de estos sistemas son complejos dispositivos robóticos que solo se encuentran en fase de experimentación, y en caso de estar a la venta su precio los hace de acceso casi exclusivo a un sector muy pequeño de la población.

La implementación de un sistema manual, que además sea adaptable al marco de una silla de ruedas convencional, no ha sido observado de manera comercial, o experimental. En este momento no se tiene contacto con alguna empresa interesada en la fabricación de este dispositivo.

Se han buscado antecedentes de fabricación y diseño con algunos fabricantes o proyectos provenientes de las principales casas de estudio del país, sin encontrar grandes coincidencias, la mayoría de los sistemas de elevación encontrados son impulsados por motores eléctricos. El único modelo encontrado que incorpora una elevación, o cambio de posición manual es el Permoblil LSA Helium [4], mecánicamente difiere mucho al mecanismo propuesto; el LSA Helium le proporciona la elevación al usuario llevándolo hasta una postura erguida con las

piernas extendidas; el mecanismo propuesto solamente desplazará al usuario verticalmente permaneciendo éste sentado en todo momento.

Algunos prototipos y modelos disponibles al público que incorporan un sistema de desplazamiento vertical son los siguientes:

Modelo	Descripción	Precio	Foto
iBot (Wikipedia, 2015)	Le permite al usuario alcanzar una altura de hasta 1.8 metros al elevar uno de sus dos juegos de ruedas traseras, permitiendo mantenerse y hacer maniobras en esa posición gracias al uso de giroscopios y el software iBalance.	Retirado del mercado	
Permobil LSA Helium E (Medical E Shop, 2015)	Silla de ruedas con bipedestación construida con materiales de última generación, de impulso manual. El cambio de posición se realiza manualmente con la ayuda de dos amortiguadores de gas.	\$11,900 USD	

Permobil LSE (Medical E Shop, 2015)	Construida con materiales ligeros y resistentes, de impulso manual, el cambio de posición se realiza con la ayuda de un motor eléctrico.	\$12,019 USD	
Permobil C500VS (Medical E Shop, 2015)	Silla de ruedas robotizada de impulso y cambio de posición manual. Le permite al usuario escoger entre una amplia gamas de posiciones. Su banco de baterías le brinda una autonomía de hasta 30 km.	\$12,021 USD	

Tabla 1 Antecedentes de sistemas de elevación en sillas de ruedas.

3. Justificación



*Figura 1 Uno de los muchos retos que debe enfrentar un usuario de silla de ruedas
Imagen: <http://www.wheeltheworld.net/general/atm.jpg>*

En una visita al banco, mientras estaba formado observé cómo una persona en silla de ruedas se acerca a ventanilla para ser atendida. Me doy cuenta de la gran dificultad y la incomodidad que le implica establecer comunicación con la persona del otro lado del mostrador debido a la diferencia de alturas.

Esta problemática no sólo se puede presentar en una ventanilla de banco; situaciones como el uso de un cajero automático, el pedir información en cualquier mostrador o ventanilla de servicios, el uso de mesas altas (bares, desayunadores), alcanzar objetos de una alacena, o hasta mantener una conversación con una persona estando de pie; para un individuo con pleno uso de sus capacidades puede significar una tarea cotidiana y bastante común, pero todo un reto para una persona que se ve obligada a usar una silla de ruedas.

Un usuario que dispone de una silla de ruedas con mecanismo de elevación puede desenvolverse más natural y cómodamente en su entorno, pudiendo realizar con mucha más facilidad las actividades antes mencionadas, entre otras; brindándole así un poco más de autonomía.

El diseño se basará en un sistema de accionamiento manual para mantener un costo lo más accesible posible, ya que el dispositivo diseñado estará orientado al mercado nacional, donde el sueldo promedio hace muy difícil la adquisición de alguno de los modelos descritos en los antecedentes, o similares. La incorporación de un sistema motorizado implicaría el diseño y fabricación de un nuevo marco, elevando en gran medida su precio de producción. La solución que se propondrá estará dirigida a pacientes que puedan accionar una palanca para lograr un desplazamiento del mecanismo. El costo del dispositivo estará en base a la selección de materiales que se realizará en el segundo trimestre de este proyecto, y se conocerá una vez que éste sea concluido.

Al estar abatido el mecanismo, la silla de ruedas operará de la misma forma que opera una silla de ruedas convencional. Al estar extendido, el usuario tendrá una posición más natural en su entorno y en la interacción con otras personas, así como facilitar el uso de ventanillas y mostradores en distintos establecimientos, cajeros automáticos, mesas elevadas y otras situaciones donde se requiera una posición más elevada a la que una silla de ruedas puede otorgar. La portabilidad de la silla de ruedas con el mecanismo instalado se analizará durante el segundo trimestre del proyecto, comparando así si funcionalidad comparada con la de una silla de ruedas convencional sin el mecanismo instalado.

4. Objetivos

Objetivo General:

Diseñar y simular un mecanismo para desplazar verticalmente el asiento de una silla de ruedas mediante un gato hidráulico accionado por el usuario.

Objetivos Particulares:

- Diseñar los elementos necesarios para lograr un desplazamiento vertical de 50 cm
- Seleccionar los materiales idóneos para su construcción considerando usuarios con un peso máximo de 100 kg.
- Analizar la maniobrabilidad y la portabilidad de la silla de ruedas con el mecanismo instalado.
- Simular el funcionamiento del mecanismo en un software de CAD.

5. Marco teórico

5.1 Silla de ruedas

Una silla de ruedas es un dispositivo que proporciona apoyo para sentarse y movilidad sobre ruedas a una persona que tiene dificultad para caminar o desplazarse.

El tipo de silla de ruedas a elegir dependerá de la movilidad personal del usuario, en otras palabras, la capacidad de moverse de la manera y en el momento que uno elija.

La silla de rueda más usada comercialmente, y sobre la cual se basa este proyecto es la silla de ruedas manual, una silla de ruedas propulsada por el usuario o empujada por otra persona (Bardsley, y otros, 2008).



Figura 2 Silla de ruedas manual.

5.2 Componentes de una silla de ruedas.

Los elementos de una silla de ruedas son muchos y muy variados, según los modelos y tipos. No obstante, parece importante conocer aquellos que entran a formar parte de una silla de ruedas convencional.

Componentes esenciales:

- Módulo asiento-respaldo
- Ruedas
- Estructura o chasis.

Accesorios:

- Frenos
- Reposabrazos
- Reposapiés
- Apoya piernas
- Reposacabezas
- Pomo de ABD de caderas
- Barras antivuelco
- Etc.

Complementos:

- Correas de sujeción.
- Bolso
- Etc.

Elementos esenciales.

La silla o módulo de asiento.

Es el elemento encargado de dar un adecuado soporte a la pelvis y al tronco. Sin duda es el elemento más importante, ya que sobre él pasa el paciente muchas horas de su vida.

Está formado por dos componentes: La base o asiento propiamente dicho y el respaldo.

El asiento.

Permite el necesario apoyo del cuerpo, influyendo en el soporte pélvico, el reparto de las presiones, y la estabilidad y control postural. Puede ser flexible o rígido.

El asiento flexible está formado por una tela o tejido fuerte, impermeable, resistente a la abrasión y que permite una fácil limpieza. Este tipo de asiento es inconfortable, porque no transpira, se estira con el uso y llega a producir un efecto hamaca, aumentando la presión en ambos trocánteres.

El asiento sólido es una buena alternativa para contrarrestar las desventajas del flexible. Están conformados por diversos materiales: contrachapado, poliuretano, grafito, composite, etc. Aporta indudables ventajas, aunque conlleva algún inconveniente en el plegado y transporte de la silla.

Ajustes en la posición. El asiento debe estar paralelo al suelo o discretamente más elevado en la parte anterior para evitar el deslizamiento hacia delante. La altura y posición respecto a las ruedas se verá al analizar la función biomecánica.

El respaldo.

Proporciona descanso y soporte a la columna. Su altura varía en función de las necesidades del paciente. Debe ser lo suficiente para mantener la espalda en buena posición, evitar la fatiga y a la vez permitir la mayor movilidad posible.

Los pacientes con buen control de tronco pueden tener un respaldo bajo, pero éste debe proporcionar un buen soporte a la columna lumbar. Los que no tienen control de tronco precisan de respaldos más altos, incluso con apoyo para la cabeza.

El borde superior del respaldo ha de estar, o bien unos centímetros por debajo del ángulo inferior de las escápulas o bien unos centímetros por encima, o incluso más altos para aquellos que precisan mayor control.

Ángulo o inclinación del respaldo. Algunos respaldos pueden variar su ángulo de inclinación y ser graduables. Las posibilidades de inclinación están en relación con el tipo de silla y la disposición del asiento sobre el chasis y las ruedas. Algunos incluso pueden llegar a ponerse horizontales para la siesta. La variación en el ángulo de inclinación del respaldo ayuda también a hacer cambios en los puntos de presión.

Las ruedas.

Proporciona el sistema de locomoción y el medio que le permite trasladarse. No es lo mismo una silla para estar por casa, que una silla para la ciudad o una silla para hacer deporte. No es lo mismo la silla que sirve para trasladar a un enfermo por otra persona, que una silla autopropulsable.

Aunque existen varias posibilidades de elección o adaptación, casi todas las sillas tienen: dos ruedas grandes de tracción (motrices) y dos ruedas pequeñas de dirección (conjunto direccional).

Ruedas motrices.

Habitualmente van situadas en la parte de atrás y son grandes para permitir la autopropulsión. Los tamaños más frecuentes son 60 y 65 cm de diámetro. Las diferencias fundamentales entre los diversos tipos las ofrecen el eje o sistema de rodamiento, la llanta con sus radios, la cubierta y los aros de mano.

Eje y rodamiento. El eje de la rueda es la parte que sufre más stress, particularmente cuando la silla choca contra un bordillo u otros objetos. Los actuales son sistemas de rodamiento cerrados, que no permiten la entrada de agua o suciedad y no requieren ajustes. En uso normal su vida es tan larga como la vida de la silla misma.

Hay dos tipos de ejes: Los que se fijan por pernos y los «quick release» o de liberación y adaptación rápida.

Llanta y radios.

En el uso habitual hay dos tipos de llantas y radios: metálicas (acero, aluminio, titanio) y las moldeadas en una sola pieza de plástico (plástico reforzado, fibra de carbono, composite) Las ruedas sintéticas se están haciendo populares, porque no requieren mantenimiento. Son más duras y más flexibles.

Cubiertas.

Son los elementos que están en contacto con el suelo y permiten disminuir el stress en las ruedas, ejes y estructura. Existen dos tipos: los neumáticos de aire y las cubiertas sintéticas de goma maciza.

Los neumáticos de aire son preferibles desde el punto de vista del confort y su menor peso. Las cubiertas sintéticas son más resistentes y no están expuestas a un desinflado, pinchazo, etc. (La goma o neumático sintético tiene especial ventaja en las ruedas pequeñas, en las que es más difícil mantener su presión por su escaso volumen.)

Aros de mano.

Están yuxtapuestos a las ruedas grandes y ellos permiten la autopropulsión.

Materiales: Metal o Composite. El aro de mano de metal permite perder calor cuando se frena con las manos. Las de composite son ligeras y de tacto suave.



Figura 3 Conjunto de ruedas motrices.

Conjunto direccional.

Está formado por las ruedas pequeñas, la horquilla, el fleje o vástago y el casquillo.

Ruedas pequeñas. Su tamaño varía entre los 75, 125, 150 y 200 mm de diámetro. Las más pequeñas son aptas para interiores y suelo duro y liso. Las ruedas de mayor diámetro son mejores para terreno irregular.

Material: Las llantas pueden ser de acero, aluminio o composite y con un sistema de rodamiento hermético que impide que se ensucie. Las cubiertas pueden estar hechas de goma sintética, uretano o bien ser un neumático hinchable. Estas últimas amortiguan bien y son cómodas, pero se controla mal su presión.



Horquilla y Vástago. Son una parte importante del conjunto direccional. Se dañan fácilmente por los impactos en los bordillos.

Casquillo. Es la parte de la estructura donde gira el vástago y hace o permite que la rueda gire en cualquier dirección. Su mejor funcionamiento lo realiza en posición vertical.

Figura 4 Conjunto Direccional.

Chasis o estructura.

Es el armazón o marco que permite conexionar o unir la silla con las ruedas. Los materiales más usados son el acero, aluminio, titanio, fibra de carbono y plástico.

Acero: Es el material más corriente usado en la fabricación de la estructura de una silla, aunque el resultado es una silla bastante pesada. Sus ventajas son: buen acabado, duradero, fácil de limpiar, barato. Su inconveniente principal es el peso excesivo (20-25 Kg).

Aluminio: Para bajar el peso en las sillas de ruedas hoy se fabrican la mayor parte en aluminio y así se reduce a 12-15 Kg su peso. El aluminio puede ser anodizado o pintarse con lo que se consigue una silla atractiva. Su inconveniente principal es que se raya fácilmente y es más cara.

Titanio: La bondad del titanio como material de fabricación es indiscutible. Reduce aún más el peso (7-10 Kg) y es muy resistente. Sin embargo tiene un elevado coste.

Fibra de Carbono y plástico. Últimamente han aparecido las estructuras de plástico con refuerzo de fibra, pero a pesar de los refuerzos resulta una estructura demasiado flexible y en general han tenido problemas.

La estructura o armazón de la silla puede ser: rígida y plegable:

a) Estructura rígida. Las primeras estructuras de las sillas se hacían en una sola pieza. Sus ventajas principales son: menor peso, más económica, bajo mantenimiento, gran duración.

b) Estructura plegable. Tanto para viajar, como para ocupar menos espacio en las casas se puede elegir una silla plegable. Uno de sus problemas es que la estructura pierde su alineación por el peso del paciente e incrementa la resistencia al rodaje. Otros inconvenientes son: mayor peso, menos rígida, menos sólida, el asiento hace «efecto hamaca».

Muchos pacientes prefieren tener la sensación de una estructura más rígida, por lo que se han buscado alternativas, como son los sistemas de cruceta o doble cruceta, para que, siendo plegables, tengan estructuras más sólidas.



Figura 5 Chasis plegable de cruceta

Accesorios.

Hay otros elementos, no esenciales, pero sí importantes, que entran a formar parte de la silla de ruedas como accesorios y que proporcionan al usuario ciertas ventajas bien en la sedestación, en el traslado o en otras acciones o actividades.

Frenos.

Las sillas de ruedas tienen uno o varios tipos de frenos, según el modelo y las necesidades.

Frenos de estacionamiento. Todas las sillas de ruedas deben estar equipadas con frenos de parking o estacionamiento, aunque para frenar en pendiente se suele hacer por fricción sobre el aro de mano.

Frenos antiretroceso. En algunos casos, cuando el paciente tiene poca fuerza en las manos para sujetar la silla, se puede dotar de un freno especial para evitar el retroceso en las subidas.

Frenos dinámicos. Algunas sillas van equipadas además con frenos dinámicos. Estos tienen especial importancia: -en los usuarios que sólo se valen de una mano para conducir, -en los terrenos con muchas pendientes, porque el frenar puede causar lesiones en las manos, -en los pacientes con disminución o falta de sensibilidad en las manos, porque se puede quemar o no sentirlo, -en tetraplégicos.



Figura 6 Frenos de estacionamiento.

Reposabrazos.

Los apoyabrazos es un complemento importante para cambiar los puntos de apoyo, para trasladar el peso de un punto a otro y reducir la presión isquiática, para ayudarse en las transferencias, para dar estabilidad, etc.

Hay distintos tipos:

Por su movilidad: Fijos: como parte integral de la estructura, es fuerte y seguro, pero interfiere en las transferencias; Móviles: permiten su desplazamiento o retirada, lo que facilita las transferencias.

Por su longitud: Largos: Su ventaja es la amplia base de apoyo. Su inconveniente es que no permite acercarse cómodamente a la mesa. Cortos: Permite comer, escribir y realizar mejor las actividades sobre la mesa. Sin embargo ofrece una base de apoyo reducida.

En los pacientes con escaso control de tronco los reposabrazos sirven para estabilizarlo. En los pacientes hemipléjicos pueden llevar incluso un reposa manos asociado para sujetar el brazo afecto.



Figura 7 Reposabrazos Fijo.

Reposapiés.

Su finalidad es soportar el peso de los miembros inferiores, así como ayudar a una buena posición de los mismos. Sitúa la pelvis en el asiento e influye en la correcta sedestación y buen posicionamiento del tronco.

Altura o situación. Debe ser tal que permita una buena circulación en los miembros inferiores. Un reposapiés demasiado bajo haría que los muslos apoyaran en exceso en el asiento, impidiendo la buena circulación. Un reposapiés demasiado alto transfiere el peso en exceso hacia las partes traseras, aumentando el riesgo de presiones excesivas en la tuberosidad isquiática. El muslo no contacta con el asiento y las rodillas permanecen en excesiva flexión. Aunque no es de rigor matemático, el reposapiés debe mantener las articulaciones de cadera, rodilla y tobillo en un ángulo de 90°.

Tipos: móviles: en una sola pieza o independientes para cada pie. fijos: para algunos tipos de sillas, sobre todo en las de deporte, se adaptan reposapiés fijos en forma de barra sencilla o doble barra, que unen los dos lados por delante de las ruedas directrices. No permiten su ajuste individual ni su retirada para las transferencias, pero sirven para proteger las ruedas pequeñas de dirección.

Material: Aluminio, plástico reforzado o en forma de barras tubulares. A veces llevan elementos adicionales para la sujeción del pie.



Figura 8 Reposapiés.

Soporte de piernas o apoyapiernas.

Habitualmente la pierna no necesita un soporte, si existe un adecuado apoyo de muslos y pies. Además el apoyapiernas quita toda posibilidad de ayudarse con los pies en la autopropulsión si el paciente tiene alguna posibilidad de hacerlo.

Función: dar protección, cuando tiene riesgo de autolesionarse, permitir una buena posición en los miembros inferiores, mantener el balance articular de la rodilla, ayudar a evitar el edema del pie.

Reposacabeza.

En pacientes que tienen mal control de cuello se adapta este dispositivo, que permite una mejor posición de la cabeza y facilita la comunicación con el entorno.

Dispositivo antivuelco.

Impiden la caída hacia atrás por desplazamiento del centro de gravedad.

Complementos.

Elementos de sujeción.

Entrarían aquí las cinchas, bandas, petos, etc. En ocasiones se requieren estos complementos como medios para mantener una buena posición o como elemento de seguridad. En muchos casos, en cambio, se pueden evitar estos medios de sujeción con un asiento a medida hecho en posición tal que la misma gravedad ayude a estabilizar el tronco y la cabeza.

Bolso y otros elementos.

Cualquier otro complemento, como un bolso, etc. puede ser adaptado a la silla de ruedas.

5.3 Propiedades biomecánicas de una silla de ruedas.

Si tuviéramos que dar algunas características o propiedades que debe reunir la silla de ruedas, tendríamos que decir que siempre y en cada caso ha de ser: segura, confortable, estética y funcional.

Seguridad. La silla es un vehículo, de uso por un discapacitado, que en muchas ocasiones tiene alteraciones del tono muscular, etc. La seguridad de la silla de ruedas está influenciada por:

- a) La posición del eje trasero. Con el eje trasero puesto hacia adelante (asiento hacia atrás) disminuye la estabilidad de la silla. En esta posición se facilita el empuje, pero puede inclinarse hacia atrás al acelerar bruscamente o subir una rampa (3, 5). Con el eje trasero puesto hacia atrás (asiento hacia adelante) la estabilidad aumenta.
- b) La separación de las ruedas. La separación de las ruedas en su contacto con el suelo afecta a la estabilidad de la silla. Mayor separación supone mayor estabilidad. Inclinando las ruedas unos pocos grados, de modo que se hagan unos 15° convergentes por arriba y divergentes en su contacto con el suelo, la silla se hace más estable.
- c) Los frenos. Los frenos también dan seguridad. Hay frenos de varios tipos para ganar en seguridad según su necesidad: - frenos de estabilidad en la parada, - frenos antivuelco, frenos de manillar para acompañante, etc.
- d) Las ruedas pequeñas. Su posición afecta también a la seguridad. La colocación más adelantada aumenta la estabilidad, mientras que la retrasada la disminuye.

Confort. El confort no es un capricho. Es una necesidad para el que tiene alteración de la sensibilidad. En las personas con alteraciones cognitivas y sensoriales puede ser un problema determinar si la silla es confortable o no. Hay que estar muy atentos a la posibilidad de que le produzca algún tipo de lesión en la piel, sobre todo en prominencias óseas de apoyo, donde es especialmente sensible y susceptible de sufrir úlceras por presión. Pero también otras áreas en contacto con alguna parte dura de la silla puede lesionarse. Para reducir las fuerzas de presión en zonas concretas donde se producen lesiones o úlceras, es preciso aumentar el área de contacto y redistribuir mejor dichas presiones por medio de cojines.

Otro riesgo a tener en cuenta es la posibilidad de reacciones alérgicas al contacto con algunos de los materiales. El calor, la sudoración, la falta de transpiración pueden ser algunos de los problemas que pueden encontrarse, fundamentalmente en climas cálidos.

Si el paciente no es capaz de moverse por sus medios, cambiar de postura, etc., debe buscarse la posibilidad de conseguirlo ya sea por medios manuales o eléctricos (asientos reclinables, etc.).

Función. La autopropulsión. Ha de ser eficaz y lo más funcional posible. En pacientes en los que la posibilidad de moverse por sus propias fuerzas es nula o muy reducida, entonces está indicado el recurso a la silla de ruedas eléctrica.

Si la propulsión por la propia fuerza del usuario es posible, este modo es preferible, incluso combinando el uso de manos y pies para ayudarse a la movilidad. La mayor parte de los trabajos sobre biomecánica de las sillas se refieren a la eficacia de la propulsión, es decir, a la medida del esfuerzo necesario para conseguirla.

Los factores que intervienen en la realización del trabajo son: Resistencia al rodamiento, pendiente del camino recorrido, inclinación lateral del camino, resistencia que ofrece el aire. Desde el punto de vista de la adaptación, solo se puede influir en el primero de los factores.

Posición del asiento sobre el chasis. El alineamiento o disposición de las ruedas en el cuadro es uno de los elementos más importantes y que debe ser cuidadosamente ajustado. La placa donde se fija el eje permite hacer un ajuste de la posición de las ruedas respecto del chasis y asiento, o lo que es lo mismo, del asiento respecto del eje de las ruedas traseras y del aro de empuje. La posición del asiento respecto del eje de las ruedas traseras y los aros de mano es importante para modificar la eficacia de la fuerza al rodar.

La situación geométrica de la articulación del hombro y el rango de movimiento que el brazo puede conseguir en su movimiento de empuje y recuperación, está en la raíz de esta influencia. Solo una parte del movimiento hacia adelante es efectivo en el empuje o impulso de la rueda. En la primera parte del movimiento hacia adelante la mano busca el encuentro con el aro. Después del contacto con el aro, la mano

continúa avanzado hacia adelante impulsando la rueda. Cuando suelta la rueda, se frena su movimiento y retorna a la posición de origen.

El impulso varía según la posición del asiento. Si el asiento está atrasado, el impulso lo aplica solo en la parte alta del aro. Si está adelantado el impulso lo da en la parte anterior del aro.

Si el asiento está alto, el empuje es corto y se aplica solo en la cima. Pero esto permite una mayor frecuencia, ya que el tiempo de aplicación del impulso es menor y el tiempo de retornar a la posición de partida es más corto.

Si el asiento está bajo, el empuje se da sobre un largo recorrido de atrás hacia adelante, y puede ser de menor intensidad, ya que se aplica sobre un tiempo más largo (Pascual Gómez F., 1999).

5.4 Mecanismo de elevación.

Definiciones.

Mecanismo: Conjunto de eslabones unidos por juntas formando una malla cerrada donde al menos uno de los eslabones está fijo al marco de referencia.

Eslabón: Pieza rígida, que unida a otras permite la transmisión o transformación de un movimiento. Pueden presentar cualquier geometría y se pueden unir con dos o más eslabones.

Junta o par: Unión entre dos eslabones. Las juntas establecen el tipo y cantidad de movimientos permisibles entre cada par de elementos presentes en la junta, pudiendo ser movimiento rotacional, traslacional o mixto.

Junta prismática: Unión que sólo permite movimiento traslacional entre eslabones, también llamada corredera.

Junta de revoluta: Unión que sólo permite el movimiento rotacional entre los eslabones que une.

Cierre de junta: Es el medio físico que mantiene unidos a los eslabones presentes en una junta, puede ser de forma o de fuerza.

Ejemplos de cierre de fuerza son: pernos, ejes o flechas, correderas.

El cierre de fuerza mantiene la unión entre eslabones mediante la aplicación de una fuerza externa, debida a un resorte o muelle o al propio peso de los eslabones que la conforman.

Oscilador: Eslabón que presenta un movimiento angular alternativo, sin llegar a realizar una revolución completa.

Corredera: Eslabón que realiza un movimiento alternativo sobre una guía, la cual puede ser recta o curva.

Acoplador: Eslabón que se conecta en sus extremos con otros eslabones que presentan movimiento. Presenta un movimiento de rotación y traslación simultánea (Pérez, 2006).

5.5 Elevador de tijera

Un elevador de tijera se basa en la elongación de un mecanismo abatible, para proveer de elevación vertical en relación a una entrada de potencia lineal o rotacional colocada en los soportes del elevador. Estos dispositivos los usados ampliamente y son capaces de elevar cargas considerables de forma segura y eficiente.

Principio de funcionamiento

El elevador de tijera debe sus capacidades mecánicas al pantógrafo. Un pantógrafo consta de una serie de paralelogramos conectados mediante intersecciones articuladas, que le permiten al operador extender el mecanismo manteniendo la integridad de la figura geométrica. Por tanto los cambios geométricos son uniformes en todo el mecanismo.

Para lograr un desplazamiento puramente vertical, es necesario usar componentes de la misma longitud.

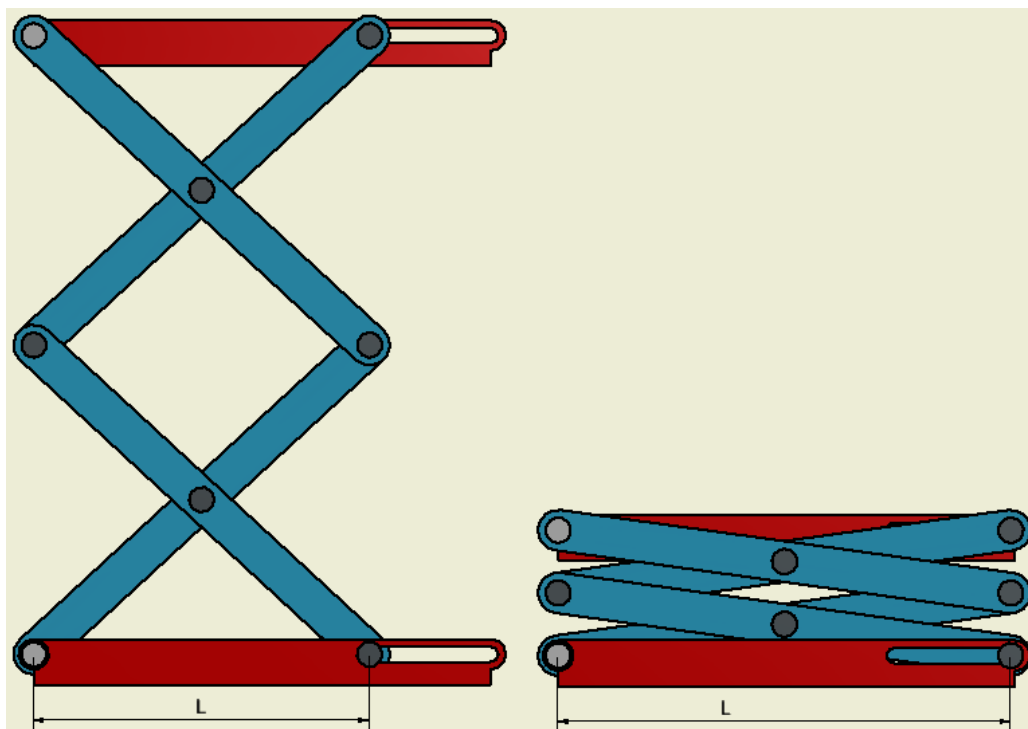


Figura 9 Mecanismo de Pantógrafo.

Mientras L (longitud de la base) aumenta, el pantógrafo se contrae, X se incrementa mientras Y disminuye.

Mientras L decrece, el pantógrafo se extiende, X decrece en contraste con Y.

Cuando dos pantógrafos son alineados de tal forma que actúen como un solo dispositivo, se extienden de forma correspondiente y la carga se balancea entre ellos.

Los elevadores de tijera necesitan de una fuente de movimiento lineal para lograr la elevación, y esta fuerza es provista por un actuador neumático o hidráulico, o en algunos casos por medios mecánicos como un husillo o mecanismos de piñón y cremallera. Los cilindros neumáticos o hidráulicos son mas comunes, ya que en caso de cualquier fallo, una válvula de purga permite que el mecanismo sea contraído.

Especificaciones para un elevador de tijera.

Mientras que el control, la maniobrabilidad, y la fuente de impulso de un elevador son aspectos críticos para su utilidad, otras características dan una mejor descripción de las capacidades del elevador.

- Carrera: es el rango de altura a la que se puede operar el elevador de forma segura. Esto es directamente proporcional al numero de secciones de tijera que conforman al pantógrafo.
- Tamaño: esta es la dimensión de la plataforma de trabajo elevada por el mecanismo.
- Capacidad: es la carga máxima para la cual el elevador está diseñado para funcionar de forma segura.

(IHS Engineering 360, s.f.)

5.6 Aluminio

El aluminio está presente en una variedad increíble de aplicaciones. Su uso se extiende desde la estructura de un avión hasta la envoltura de una golosina. Desde sus comienzos y en pocos años se ha convertido en el metal más utilizado después del acero.

Está presente en diversos sectores de la industria, los más importantes son:

Construcción, transporte, uso eléctrico, envasado, artículos domésticos, maquinaria y equipo.

Propiedades físicas, químicas y mecánicas del aluminio.

La característica más destacable del aluminio, es su versatilidad, gracias a ello a penetrado en distintos mercados y ha habido un auge en su desarrollo. Sus principales propiedades son:

- Livianidad: el aluminio tiene un peso específico prácticamente tres veces menor que el del hierro y acero, lo que lo hace especialmente apto para aviones, estructuras móviles y automóviles.
- Resistencia mecánica: con el desarrollo de las aleaciones modernas, se ha excedido en algunos casos la resistencia mecánica de los aceros dulces, por lo que es utilizable también como elemento estructural.
- Resistencia a la corrosión: el aluminio se cubre naturalmente, inmediatamente después de ser expuesto a la atmósfera de una capa de óxido de aluminio muy delgada, de gran resistencia y adherencia y de gran resistencia a la corrosión.
- Trabajabilidad: el aluminio se puede fundir, laminar, extruir, forjar, embutir, repujar, maquinar, doblar, etc., para poder obtener las formas finales que el uso requiera.

Designación.

Las aleaciones de aluminio se designan con un número de 4 dígitos (YXXX) de acuerdo con el sistema adoptado por la Aluminium Association. El primer dígito (Y) indica el tipo de aleación de acuerdo con el elemento aleante principal. Las aleaciones 2XXX tienen como principal elemento aleante el cobre (Cu). Esta aleación se utiliza especialmente para la fabricación de estructuras de aviones.

La letra T seguida por uno, dos o tres dígitos sirve para indicar que la aleación ha sido endurecida por tratamiento térmico. En el caso de T6 indica que el material pasó por un solubilizado total y luego fue envejecido artificialmente en un horno. Con este temple se obtienen las más altas propiedades mecánicas de todos los temples obtenidos por tratamiento térmico (Aluminio Argentino SAIC).

Aluminio 2014-T6

Aplicaciones:

La aleación 2014 se utiliza extensamente para la fabricación de componentes y accesorios aeroespaciales debido a su alta resistencia. Otras aplicaciones incluyen: vehículos militares, puentes y armamento, aplicaciones estructurales.

Propiedades mecánicas de la aleación 2014-T6

Formado	Mecanizado	Soldadura por arco	Soldadura fuerte/blanda	Anodizado protector	Anodizado estético	Temple	Restricción min N/mm	Esfuerzo min N/mm
Bueno	Bueno	No adecuado	No adecuado	Satisfactorio	No adecuado	T4 T6 T6511	230 370 370	370 415 435

Tabla 2 Propiedades mecánicas de la aleación-T 6

Composición química de la aleación 2014-T6

Elemento	Mínimo	Máximo
Si	0.15	1.2
Fe	0.7	0.7
Cu	3.9	5
Mn	0.4	1.2
Mg	0.2	0.8
Cr	1	1
Zn	0.25	0.25
Ti	0.15	0.15
Otros (c/u)	0.05	0.05
Otros(total)	0.15	0.15
Al	89.5	93.05

Tabla 3 Composición química de la aleación 2014-T6.

La composición química se expresa en porcentaje en masa.

La aleación 2014 de aluminio tiene muy alta resistencia y buenas propiedades de mecanizado (Capital Aluminium Extrusions Ltd., 2015).

Propiedades Físicas	S. I.	S. Ing.	Comentarios
Densidad	2.8 g/cc	0.101 lb/in ³	AA; Típico
Propiedades Mecánicas			
Dureza Brinell	135	135	AA; Típico; carga de 500 g, indentador de 10 mm
Dureza Knoop	170	170	Convertido de Brinell
Dureza Rockwell A	50.5	50.5	Convertido de Rockwell B
Dureza Rockwell B	82	82	
Dureza Vickers	155	155	Convertido de Brinell
Resistencia a la tensión	483 MPa	70000 psi	
Resistencia a la fluencia	414 MPa	60000 psi	
Elongación máxima (fractura)	13%	13%	AA; Típico; Diámetro 1/2 plg (12.7 mm)
Módulo de elasticidad	72.4 GPa	10500 ksi	
Módulo de elasticidad	73.1 GPa	10600 ksi	AA; Típico; Promedio de tensión y compresión. El módulo de compresión es aproximadamente 2% mayor que el de tensión.
Módulo de compresion	73.8 GPa	10700 ksi	
Resistencia a la tensión en muescas	414 MPa	60000 psi	Espécimen de 2.5 cm de ancho x 0.16 cm de espesor
Esfuerzo último en barrenos y pernos.	889 MPa	12900 psi	Distancia al borde/diámetro del perno= 2.0
Límite elástico en barrenos y pernos.	662 MPa	9600 psi	Distancia al borde/diámetro del perno= 2.0
Relación de Poisson	0.33	0.33	
Esfuerzo a la fatiga	124 MPa	18000 psi	AA; 500,000,000 ciclos. RR Moore
Maquinabilidad	70%	70%	
Modulo de rigidez	28 GPa	4060 ksi	
Resistencia a cortante	290 MPa	4200 psi	
Propiedades de procesado			
Temperatura de recocido	413 °C	775 °F	
Temperatura de solución	502 °C	935 °F	
Temperatura de envejecimiento	160 °C	320°F	Lámina, chapa, alambre, barra, perfil, tubo; 18 horas a temperatura
Temperatura de envejecimiento	171 °C	340 °F	Forja; 10 horas a temperatura.

Tabla 4 Propiedades físicas de la aleación 2014-T6.

(Aerospace Specification Metals Inc., s.f.)

5.7 SISTEMAS HIDRÁULICOS.

Fundamentos

Los fundamentos de la hidráulica se basan en dos principios fundamentales de la física, a saber:

- Principio de Pascal: el cual expresa que la presión que ejerce un fluido incompresible y en equilibrio dentro de un recipiente de paredes indeformables se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido.
- Principio de Bernoulli: expone que en un fluido ideal (sin viscosidad ni rozamiento) en régimen de circulación por un conducto cerrado, la energía que posee el fluido permanece constante a lo largo de su recorrido.

La energía de un fluido en cualquier momento consta de tres componentes: cinética (que es la energía debida a la velocidad que posee el fluido), potencial o gravitacional (que es la energía debido a la altitud del fluido), y una energía que podríamos llamar de "flujo" (que es la energía que un fluido contiene debido a su presión).

En la siguiente ecuación, conocida como "Ecuación de Bernoulli" expresa matemáticamente este concepto:

$$\frac{v^2}{2} + P + \rho g z = \text{Constante} \quad (1)$$

siendo,

V la velocidad del fluido en la sección considerada;

ρ la densidad del fluido;

P es la presión del fluido a lo largo de la línea de flujo;

g la aceleración de la gravedad;

z la altura en la dirección de la gravedad desde una cota de referencia.

Todo sistema hidráulico está compuesto de los siguientes elementos principales:

- Un depósito acumulador del fluido hidráulico;
- Una bomba impulsora, que aspirando el fluido desde el depósito crea el flujo en el circuito hidráulico;
- Válvula de control que permite controlar la dirección de movimiento del fluido;
- Actuador o pistón hidráulico, que puede ser de simple o doble efecto, siendo el elemento que transmite la fuerza final;

- Red de conductos por el que circula el fluido desde la bomba hasta los actuadores y retorna al depósito acumulador;
- Filtros de limpieza del fluido hidráulico;
- Válvula de alivio, que proporciona una salida al sistema en caso de producirse un aumento excesivo de la presión del fluido dentro del circuito.

Ventajas e inconvenientes

A continuación se exponen algunas ventajas e inconvenientes de los sistemas hidráulicos frente a otros sistemas convencionales de transmisión de potencia:

Ventajas:

- Los sistemas hidráulicos permiten desarrollar elevados ratios de fuerza con el empleo de sistemas muy compactos.
- Permiten la regulación continua de las fuerzas que se transmiten, no existiendo riesgo de calentamiento por sobrecargas.
- Son elementos muy flexibles y que pueden adaptarse a cualquier geometría, gracias a la flexibilidad de los conductos que conducen el aceite hidráulico hasta los actuadores.
- Los actuadores o cilindros hidráulicos son elementos reversibles, que pueden actuar en uno u otro sentido y que además permiten su frenada en marcha. Además son elementos seguros, haciendo posible su enclavamiento en caso de producirse una avería o fuga del fluido hidráulico.

Inconvenientes:

- La baja velocidad de accionamiento de los actuadores o pistones hidráulicos.
- La alta presión de trabajo exige labores de mantenimiento preventivos (vigilancia de posibles fugas en las juntas).
- Sistema no muy limpio, debido a la presencia de aceites o fluidos hidráulicos.
- En general, es un sistema más caro que otros, por ejemplo los sistemas de aire comprimido.

Fluido hidráulico

Para que un fluido pueda ser empleado como líquido del circuito de un sistema hidráulico, éste deberá presentar las siguientes propiedades:

- Ser un fluido incompresible para un rango amplio de presiones;
- Ofrecer una buena capacidad de lubricación en metales y gomas;

- Buena viscosidad con un alto punto de ebullición y bajo punto de congelación (el rango de trabajo debe oscilar entre -70°C hasta $+80^{\circ}\text{C}$);
- Presentar un punto de autoignición superior, al menos a los 100°C ;
- No ser inflamable;
- Ser químicamente inerte y no corrosivo;
- Ser un buen disipador de calor, al funcionar también como refrigerante del sistema;
- Presentar buenas condiciones en cuanto a su almacenamiento y manipulación.

Bomba hidráulica

La bomba hidráulica es el componente que genera el flujo dentro del circuito hidráulico, y está definida por la capacidad de caudal que es capaz de generar, como ejemplo, galones por minuto, litros por minuto, o centímetros cúbicos por revolución. Hay dos grandes grupos de bombas: rotativas y alternativas..

Dentro de la familia de las bombas rotativas se encuentran:

- Bombas de engranajes
- Bombas lobulares
- Bombas de paletas
- Bombas de embolos o pistones

Dentro de la familia de las bombas alternativas se encuentran:

- Bombas de embolos o pistones
 - o Bomba de pistones en línea
 - o Bomba de pistones radiales
 - o Bomba de pistones axiales
- Bombas de diafragma

(Ingemecánica, s.f.)

Cilindro Actuador.

Un cilindro hidráulico es un actuador mecánico que es usado para dar una fuerza unidireccional a través de una carrera también unidireccional. Tiene muchas aplicaciones, más notablemente en equipos de construcción y maquinaria de manufactura.

Operación.

Los cilindros hidráulicos obtienen su potencia de un fluido presurizado, usualmente aceite. El cilindro hidráulico consta de cilindro con camisa, en el cual un pistón conectado a un vástago se mueve alternativamente.

La fuerza en el pistón es igual a la presión en el cilindro multiplicada por el área del pistón.

$$F=PA \quad (2)$$

(Wikipedia, The Free Encyclopedia, 2015).

El movimiento lineal y la gran fuerza producida por los cilindros, son importantes razones para que los diseñadores opten por cilindros hidráulicos y neumáticos como primera opción. Los cilindros han evolucionado hasta casi una infinidad de arreglos y configuraciones, tamaños, diseños especiales. Esta versatilidad no solo hace posibles diseños más innovadores, sino que hace reales varias aplicaciones que no serían posibles sin los cilindros.

Principios básicos.

Cilindros de simple efecto:

Aceptan el fluido a presión sólo en un lado del pistón, el volumen del otro lado es ventilado a la atmósfera o regresado al tanque, dependiendo de la configuración. El fluido a presión podrá extender o contraer el cilindro, respectivamente. En ambos casos la fuerza generada por la gravedad o un resorte regresan el pistón a su posición original. Un gato hidráulico para automóviles representa una aplicación muy común para los cilindros de simple efecto.

Los cilindros de simple efecto pueden ser extendidos por resorte o el tipo más común de retorno por resorte, este tipo el fluido entra por el extremo de la tapa del cilindro para extender el vástago del pistón. Cuando el fluido es liberado, el resorte de retorno ejerce fuerza en el pistón para retraerlo.

Construcción.

Las variaciones de construcción para los cilindros de simple y doble efecto están basadas principalmente en como ambos extremos están unidos al barril. Otras variaciones incluyen el espesor de pared y tapas, y los materiales de construcción.

Las principales clasificaciones en la construcción de los cilindros son:

- Cilindro de tirantes.
- Cilindros soldados.
- Cilindros de uso industrial.

Variaciones.

El tipo mas común de cilindro es el de vástago sencillo, en el cual el vástago es casi de la misma longitud que el cilindro. Otras variantes son:

- Cilindro de doble vástago, tienen un vástago unido a cada extremo del cilindro, son muy útiles para mover dos cargas simultáneamente.
- Cilindros telescópicos: la gran mayoría de los cilindros telescópicos son de simple efecto. Los cilindros telescópicos contienen cinco o mas secciones de tubo o etapas que se anidan una dentro de otra. Son usados en aplicaciones móviles donde el espacio de trabajo es reducido.
- Cilindro de ariete: son cilindros de simple efecto donde el diámetro del cilindro es el mismo que el del pistón, casi siempre son usados para tareas de elevación de cargas.
- Cilindros de carrera corta: generalmente la longitud del vástago es menor que el diámetro del pistón, son usados cuando se necesitan grandes fuerzas con una presión de alimentación relativamente baja.

(Hydraulics & Pneumatics, 2015)

Cálculo del cilindro hidráulico

Conocido el valor de la fuerza de empuje (F_e) o elevación necesaria y el tiempo (t) disponible en realizar una carrera completa por parte del émbolo, se emplearían las siguientes expresiones para calcular los parámetros geométricos que definen al cilindro actuador.

Así, el valor del empuje o fuerza de elevación (F_e) capaz de desarrollar un cilindro hidráulico viene dado por la siguiente expresión:

$$F_e = \frac{0.785 d_e^2 p}{10^4} \quad (3)$$

siendo,

F_e , el valor de la fuerza desarrollada por el cilindro, en kN.

d_e , es el diámetro del émbolo que discurre por el interior del cilindro, en mm.

p es la presión de servicio a la que se encuentra el aceite hidráulico en el interior del cilindro, en *bar*.

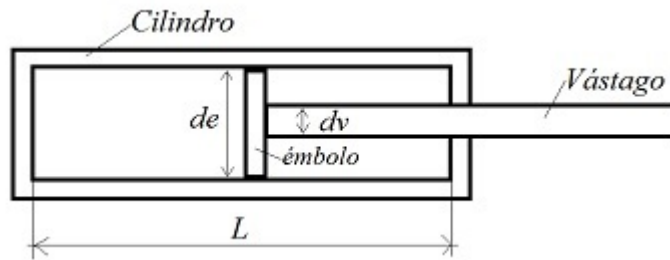


Figura 10 Esquema de un cilindro hidráulico.

Si se denomina carrera (L) al recorrido completo del émbolo dentro del cilindro, entonces el volumen de una carrera (V), también conocido como cilindrada, viene expresada por el producto de la superficie del émbolo por su carrera, es decir,

$$V = \frac{\pi d_e^2}{4} L \quad (4)$$

donde,

V , es la cilindrada o volumen de una carrera, en mm^3 .

d_e , es el diámetro del émbolo que discurre por el interior del cilindro, en mm.

L , es la longitud de la carrera del vástago, en mm.

Por otro lado, conocida la carrera (L) del vástago y medido el tiempo (t) empleado en su recorrido, se puede calcular la velocidad (v) con que se mueve el vástago, según la expresión siguiente:

$$V = \frac{L}{10^3 t} \quad (5)$$

siendo,

V , la velocidad de salida del vástago, en m/s.

L , es la longitud de la carrera del vástago, en mm.

t , es el tiempo empleado en salir completamente el vástago del cilindro, en segundos (s).

(Ingemecánica, s.f.)

6. Desarrollo del proyecto.

Dentro de las actividades planteadas en la propuesta, la primera fue elaborar una tabla comparativa de los modelos más comunes de sillas de ruedas en el mercado; con el propósito de seleccionar la más apta para la implementación del mecanismo. Se hizo la consulta del catálogo en los sitios web de los principales distribuidores de productos ortopédicos de la región, en base a los modelos encontrados se hizo la siguiente tabla, donde se mencionan las principales especificaciones de cada modelo así como sus precios de venta.

Modelo	Especificaciones	Foto
Silla de ruedas Rider Bariátrica	Fabricada en acero de alta resistencia. Fácil de transportar. Capacidad de soporte 125 kg. \$4288.00	
Silla de ruedas Kaiyang Bariátrica	Fabricada en acero de alta resistencia. Fácil de transportar. Capacidad de soporte 125 kg. \$4178.00	
Silla de ruedas Mostkoff Dinamika	Ruedas desmontables y respaldo abatible que facilita su transporte. Fabricado en duraluminio 6061t6 de 1". Garantía estructurada del marco de por vida.	

Silla de ruedas Mostkoff de aluminio para adultos.	Facilidad de adaptar cualquier aditamento. Fabricado en duraluminio 6061t6 de 1". Garantía estructurada del marco de por vida.	
Silla de ruedas convencional con descansa pies fijo.	Fabricada en acero cromado de alta resistencia. Máxima funcionalidad y movilidad al usuario. Capacidad de soporte 100 kg.	

Tabla 5 Comparación de los principales modelos de sillas de ruedas.

Conociendo las principales características de cada modelo, se hizo una visita a los principales puntos de venta de la región para conocer la demanda de cada modelo, y tener otro parámetro que evaluar en la elección del modelo.

De la tabla anterior se eligió la silla de ruedas convencional con descansa pies fijo, es la silla con más demanda en las distribuidoras que se visitaron además de ser la opción más accesible en cuanto al precio de venta, motivo por el cual es la silla de ruedas de uso más común tanto por usuarios particulares como por instituciones diversas como hospitales, aeropuertos y clínicas; la silla de ruedas está fabricada en acero de alta resistencia, lo que le da la resistencia estructural necesaria para el montaje y uso del mecanismo; además de la facilidad de desmontar los elementos que estorban para la colocación del dispositivo.

La etapa siguiente fue la extracción de tecnología del modelo elegido, al ser un dispositivo de uso bastante común, la Universidad cuenta con algunos modelos disponibles para uso de la comunidad, la Sección de Servicios Médicos tuvo la amabilidad de facilitarnos una silla de ruedas para la realización de ésta fase del proyecto. Para la extracción de tecnología, se utilizó un vernier analógico y un flexómetro para tomar las medidas necesarias del modelo físico. Con las medidas obtenidas se hizo un boceto a mano del modelo para después ser digitalizado.

Los bocetos hechos en la etapa anterior vaciados en un modelo digital hecho en Autodesk Inventor®, en la Figura 11 se muestra el modelo realizado; no se dibujó el asiento ni el respaldo de la silla de ruedas, ya que en el espacio que le corresponde a esos elementos será colocado el mecanismo diseñado.



Figura 11 Modelo digital de la silla de ruedas seleccionada.

La siguiente etapa del proyecto fue diseñar un mecanismo que cumpliera con los objetivos propuestos, es decir un mecanismo que lograra un desplazamiento vertical de 50 centímetros. La idea principal para lograr tal propósito fue el diseño de un elevador de tijera, debido al poco espacio que ocupa al encontrarse comprimido o fuera de uso.

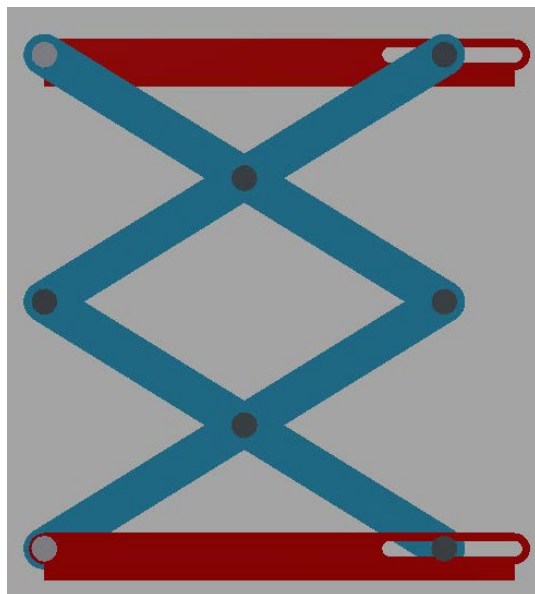


Figura 12 Elevador de tijera de dos niveles.

Inicialmente se tenía pensado el uso de un elevador de dos niveles como el que se muestra en Figura 12, pero para lograr el desplazamiento deseado de forma segura era necesario el uso de eslabones más largos; la longitud de los eslabones implicaba un mecanismo de mayor tamaño y debido a que el espacio es limitado dentro del marco de la silla de ruedas, se tuvo que buscar otra alternativa.

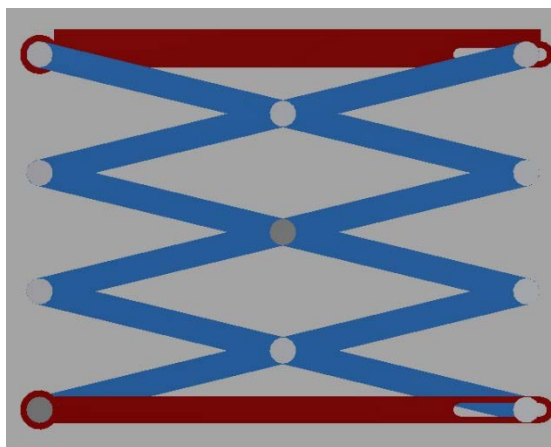


Figura 13 Elevador de tijera de tres niveles.

Para lograr el desplazamiento propuesto en los objetivos de forma segura y respetando el espacio disponible en el marco de la silla de ruedas, fue necesario el uso de un elevador de tres niveles, es decir uno que utilice tres patrones X para su funcionamiento, como el mostrado en la Figura 13.

Para el correcto funcionamiento de un elevador de tijera, todos sus elementos deben de tener la misma longitud, considerando que la separación entre ambas partes de la armazón de la silla de ruedas es de 450 mm, se utilizaron eslabones con una

longitud de 380 mm, junto con una corredera de 65 mm para lograr nuestro propósito; todos los eslabones del mecanismo fueron diseñados para fabricarse en aluminio 2016-T6, debido a su bajo peso y excelentes propiedades mecánicas; las figuras siguientes muestran las longitudes mencionadas previamente.

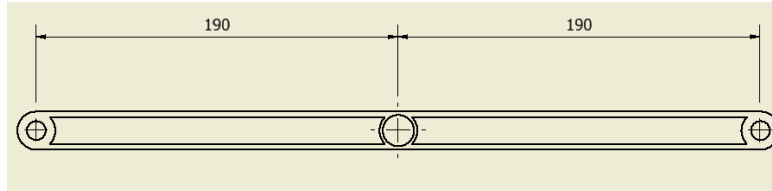


Figura 14 Longitud de los eslabones del mecanismo.

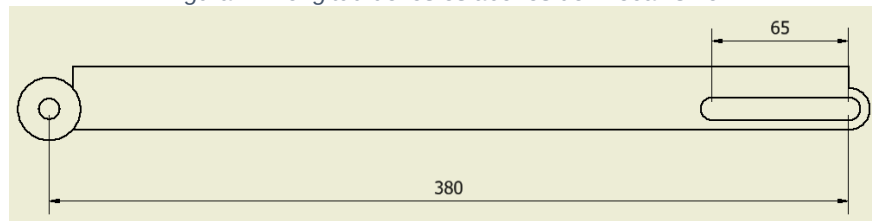


Figura 15 Tapa superior del mecanismo, longitud y tamaño de corredera.

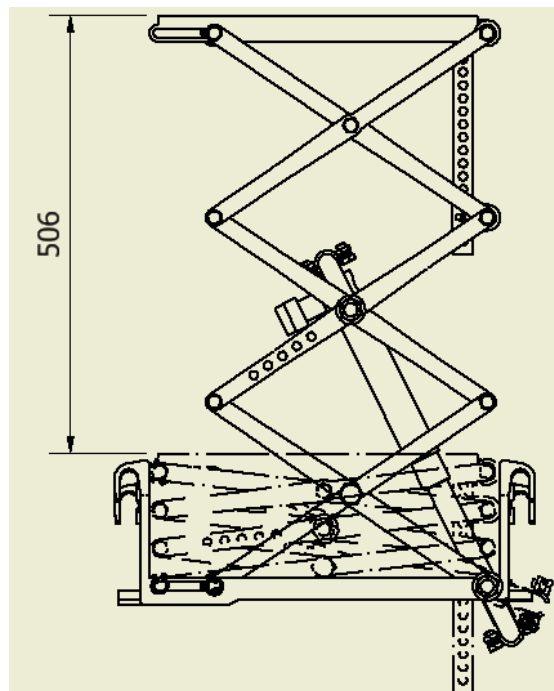


Figura 16 Desplazamiento del mecanismo.

Usando eslabones de 380 mm y una corredera de 65 mm logramos un mecanismo que capaz de desplazarse 506 mm (50.6 cm) sobre la vertical, logrando así el objetivo propuesto. Inicialmente se pensó en la utilización de pernos hechos a la medida para la unión de los eslabones, la opción fue descartada por el hecho de

necesitar fabricar otra pieza especial en caso de avería; finalmente se optó por la utilización de tornillos y tuercas hexagonales, en base a las simulaciones realizadas, se determinó que los tornillos de 10 mm cumplían satisfactoriamente las exigencias mecánicas. En algunos casos fue necesario el uso de tornillos de mayor tamaño, debido al diseño de los eslabones o las cavidades donde son montados.

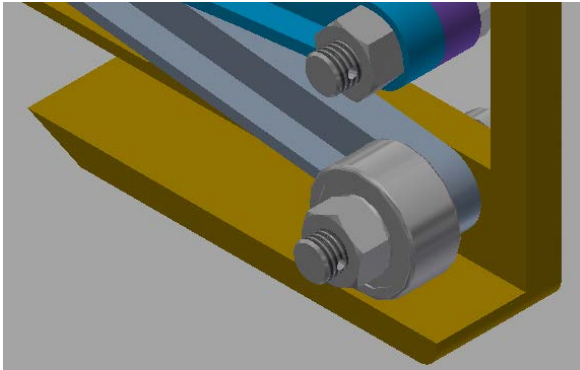


Figura 17 Corredera Inferior.

El deslizamiento de las correderas está a cargo de 4 rodamientos sellados de bolas de 10x30x14 mm montados en los extremos del mecanismo; en las correderas inferiores se diseñaron pistas sobre la base del mecanismo, en las correderas superiores se usó la tapa del mecanismo como pista para los rodamientos.



Figura 18 Corredera superior.

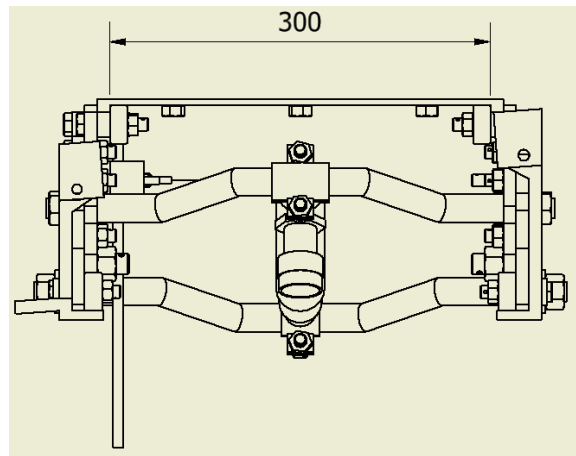
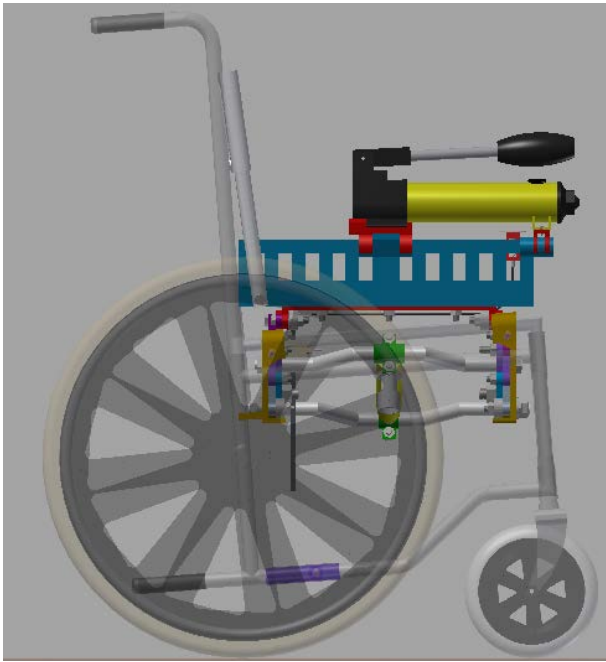


Figura 19 Espacio entre ambas partes del mecanismo.

El mecanismo fue diseñado para colocarse de forma transversal a la silla de ruedas, así que la separación que se observa en la Figura 19 corresponde al largo que ocupa el asiento.

El marco de la silla de ruedas tiene cierta inclinación con respecto a la horizontal, dicha característica puede pensarse que es debido a comodidad o seguridad del usuario. De esa forma el usuario queda reclinado al sentarse, para evitar que caiga



al frente en caso de detenerse bruscamente; para que el mecanismo de tijera funcione de manera adecuada debe operar en posición horizontal, por lo que se tuvo que compensar esa inclinación, haciendo los soportes de la base frontal ligeramente más largos que los soportes de la base trasera, además de dotar de la inclinación mencionada a las ranuras donde va alojada la armazón de la silla. Para evitar que el mecanismo se desprenda del marco de la silla de ruedas, se usaron cáncamos de 8x50 mm, como se muestra en la Figura 21, los cuales pueden ser cambiados por tornillos “quick reléase”.

Figura 20 Montaje del mecanismo en la silla de ruedas.

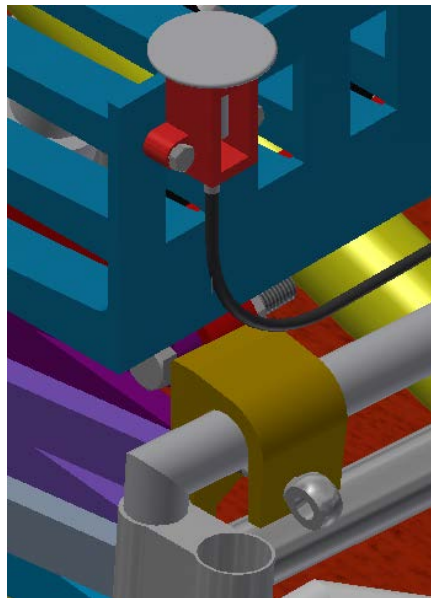


Figura 21 Anclaje del mecanismo en el marco de la silla de ruedas.

Para poder colocar el dispositivo dentro del marco, se tuvieron que hacer modificaciones a la estructura original de la silla de ruedas, los reposabrazos tuvieron que ser removidos, además el soporte en forma de “X” que une a las dos

armazones no permitía la colocación del dispositivo por lo que tuvo que ser sustituido por un sistema de tres elementos de tipo corredera como el mostrado en la Figura 22, dicho sistema impide que la silla se separe de la parte inferior además de poder comprimirse para reducir el tamaño y facilitar el transporte; mientras que el mismo mecanismo da soporte en la parte superior.

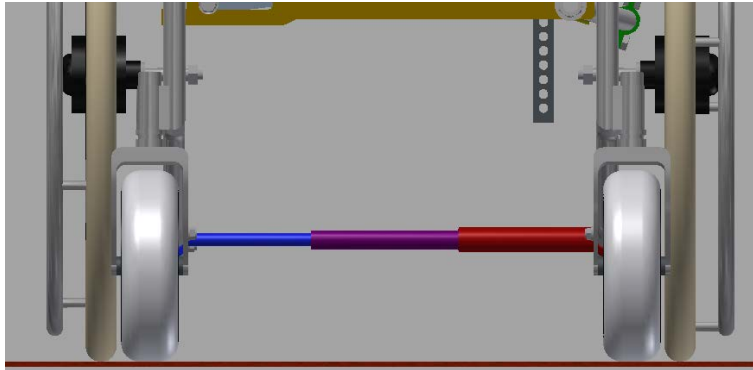


Figura 22 Soporte modificado de la silla de ruedas.

Una vez teniendo el diseño del mecanismo que lograra el desplazamiento deseado, la siguiente etapa fue la selección de un gato hidráulico. La primera opción contemplada fue el uso de un gato hidráulico de carrera corta, pensando en las ventajas que ofrece su tamaño y peso; para ser colocado como se observa en la Figura 23, la opción fue descartada debido a que el actuador necesitaba alrededor de 3 toneladas para elevar el conjunto al ser colocado en esa configuración. Tal fuerza implica reacciones mucho mayores a lo largo de los eslabones, con mayores reacciones se desarrollan esfuerzos mucho más grandes, y al tener esfuerzos mayores se requieren miembros más robustos y pesados.

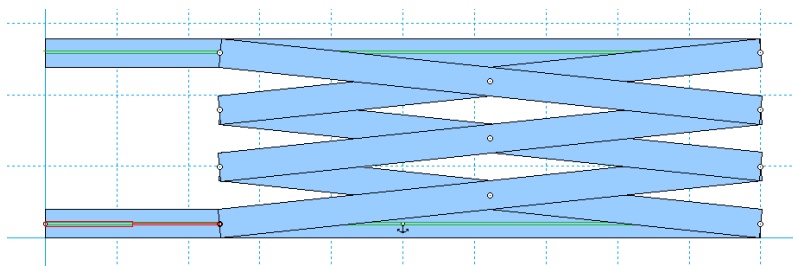


Figura 23 Colocación del gato hidráulico, configuración 1.



Figura 24 Gato hidráulico de botella de carrera corta.
 Imagen http://hydrotools.be/2014/wp-content/uploads/full20_31328Jacks_Sidewinder_Jack_9205A.jpg

La segunda opción fue usar un gato hidráulico telescópico de botella y colocarlo transversalmente en el mecanismo, como el cilindro usado en la Figura 16; la opción también fue descartada debido al elevado peso del gato y la necesidad de un complicado mecanismo para su accionamiento y liberación.



Figura 25 Gato hidráulico telescópico de botella.
 Imagen: <http://www.hyjacks.com/zhfd.jpg>



La opción elegida fue usar un cilindro de simple efecto accionado por una bomba hidráulica manual, ambos de la marca ENERPAC®; al estar contruidos con materiales livianos y fuertes, le dan al mecanismo la resistencia necesaria para desempeñar su función sin elevar el peso considerablemente, además de que al estar unidos bomba y cilindro por una manguera flexible, la bomba puede ser colocada en la posición más cómoda para el usuario.

El cilindro utilizado fue el modelo RC-57 del catálogo de ENERPAC®, es un cilindro de simple efecto con una capacidad de 5 toneladas y una carrera de 177 mm; el cilindro tiene un peso de 2.4 kg y una altura de 273 mm al encontrarse retraído.

Figura 26 Enerpac RC-57.

Imagen: http://www.hydraulics2u.co.uk/acatalog/RC_5.jpg

La bomba utilizada fue el modelo P-141 de la misma marca, es una bomba manual ligera con una presión de trabajo de 700 bar y un peso de 2.4 kg.



Figura 27 Enerpac P-141.

Imagen: http://ecx.images-amazon.com/images/I/418qUFsnkZL._SX342_.jpg

Una vez elegido el medio de accionamiento del mecanismo, el siguiente paso fue el diseño del resto de los elementos, empezando por las barras A y G, cuya función principal es transmitir la fuerza del actuador al mecanismo además de servir como soporte perpendicular al plano de los eslabones; las barras no son rectas porque el espacio entre ellas no era suficiente para alojar al cilindro seleccionado, por lo que se tuvo que compensar la distancia excedente del cilindro con los salientes en las barras. El material elegido para ambas barras fue el acero AISI 8640, un material robusto y con excelentes propiedades mecánicas, no se usó el mismo material que

en el resto del conjunto ya que éstos elementos reciben directamente toda la fuerza del actuador, y las propiedades mecánicas del aluminio no eran suficientes para éste propósito. La reducción de diámetro observada en la parte media de la barra sirve como alojamiento para la base donde va montado el cilindro hidráulico y evitar el desplazamiento de éste a lo largo de la barra.

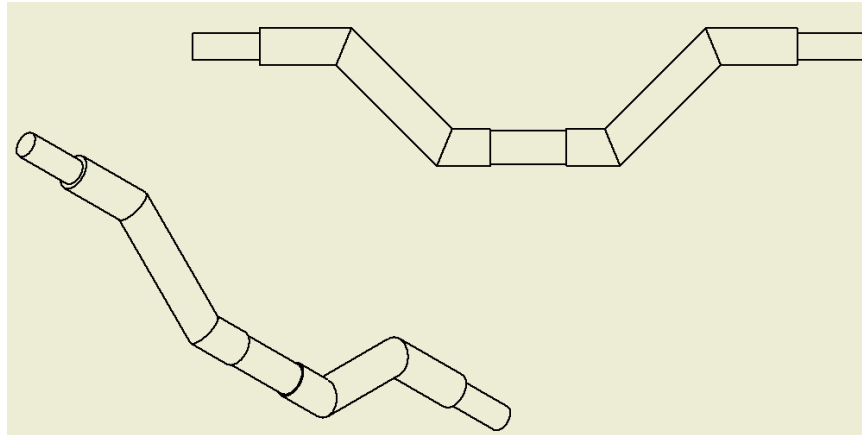


Figura 28 Barra G

Los siguientes elementos en diseñarse fueron las bases del cilindro, el material seleccionado fue aluminio 2014-T6. Las tapas de cilindro están diseñadas para acoplar el cilindro a la barra de forma segura. Las tapas de cilindro G va fijada en la base del cilindro, los barrenos coinciden con los barrenos roscados de $\frac{1}{4}$ " encontrados en el cilindro.

La tapas de cilindro A van fijadas en el vástago del cilindro, cuenta con una rosca de $\frac{1}{4}$ "-16 UN para su ensamblaje con la rosca interna del vástago, ambos conjuntos cuentan con barrenos de 10 mm para su ensamblaje.

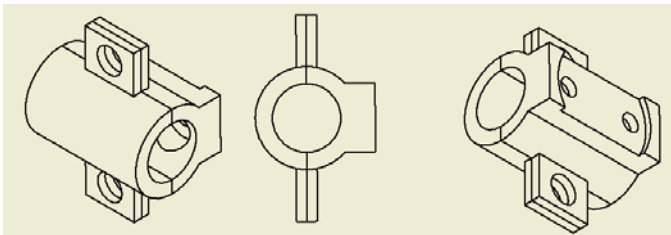


Figura 29 Tapas de cilindro G.

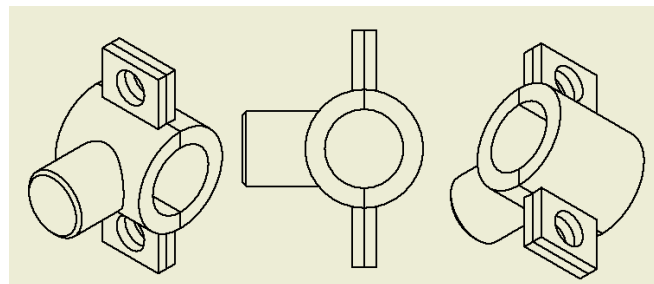


Figura 30 Tapas de cilindro A.

Una vez teniendo un mecanismo capaz de lograr el desplazamiento propuesto, hechas las adaptaciones para su montaje en la silla de ruedas y una vez diseñados los aditamentos para montar el actuador en el mecanismo, el siguiente paso fue el diseño del asiento y definir el lugar donde sería colocada la bomba hidráulica.

El material elegido para la fabricación del asiento fue el polipropileno, debido a su facilidad de moldeo, bajo peso, bajo costo y además de tener las propiedades mecánicas apropiadas para el propósito; inicialmente se tuvieron contempladas dos posibilidades, una fue la implementación de un asiento fijo, similar a una silla ordinaria y la otra un asiento plegable. Se eligió la segunda opción, para dotar de cierto nivel de portabilidad al ensamblaje final.

El diseño final del asiento se observa en la Figura 31. Para compensar el apoyo lateral que brindaban los posabrazos, el asiento fue dotado de pequeñas barreras laterales, tanto el asiento como el respaldo cuentan con ranuras para ventilación; las pestañas salientes en el extremo trasero del asiento hace la función de tope para el respaldo. La ranura en forma de cruz en el centro de la base del asiento sirve de alojamiento para el soporte de asiento, el soporte es una placa de aluminio que fija el conjunto en la tapa del mecanismo usando tornillos hexagonales de 10 mm. El asiento también hace la función de soporte para la bomba hidráulica, fue colocada en el costado del paciente para facilitar el accionamiento y liberación del cilindro hidráulico, la bomba hidráulica se monta en el asiento mediante dos aditamentos hechos a medida, fabricados también en polipropileno en un diseño de tipo bisagra para ser plegado en caso necesario y ocupar menos espacio, la bomba está fijada al asiento mediante tornillos hexagonales de 3 mm en la parte frontal y un ensamble de pestaña en la parte trasera, como se observa en la Figura 32.

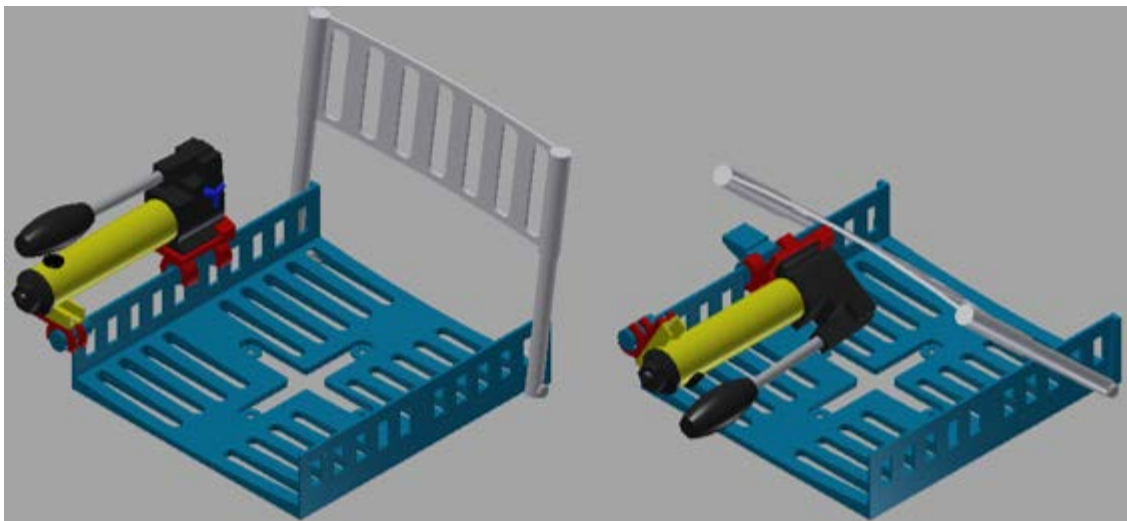


Figura 31 Asiento en posición de uso y en posición de transporte.

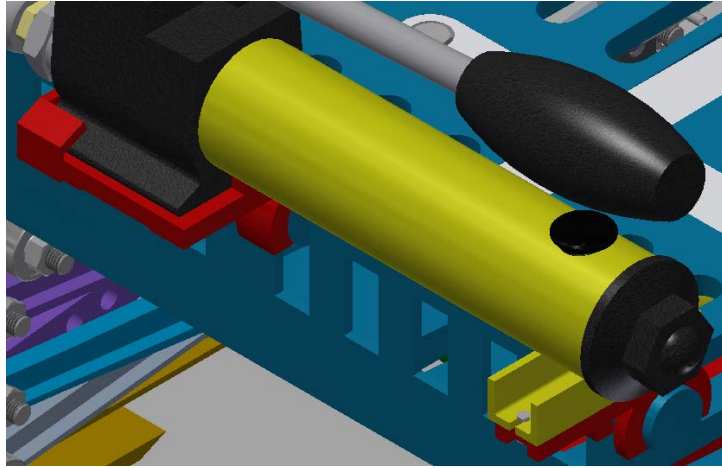


Figura 32 Montaje de la bomba.

La siguiente actividad planteada en el cronograma fue el diseño de un sistema de seguridad, en caso de presentarse alguna falla en el cilindro hidráulico; inicialmente se tuvo contemplado el uso de trinquetes en los extremos de los eslabones superiores, al estar desarrollando el sistema basado en trinquetes surgió la idea de usar un sistema basado en un riel perforado, basado en el funcionamiento de los gatos manuales usados en las competencias de autos todo terreno.

El sistema de se compone principalmente de tres elementos, un riel barrenado, un bloque de freno y un cilindro de freno, el material de elección para dichos elementos fue el hierro colado; otros componentes son un resorte de compresión de 10 mm de diámetro, un seguro tipo “E” de 10 mm, un cable Bowden (chicote) y un mando para liberar el seguro desde el asiento.

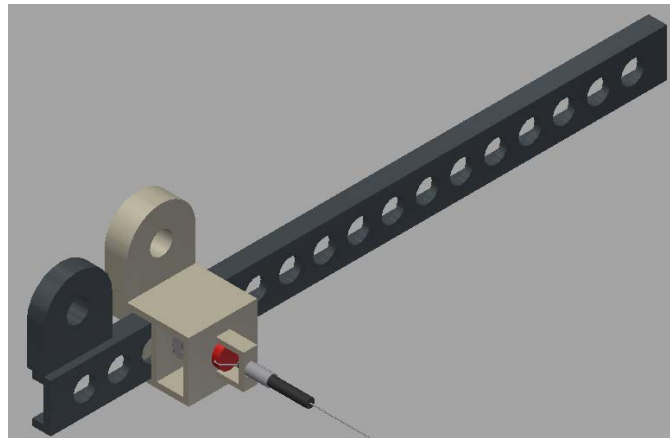
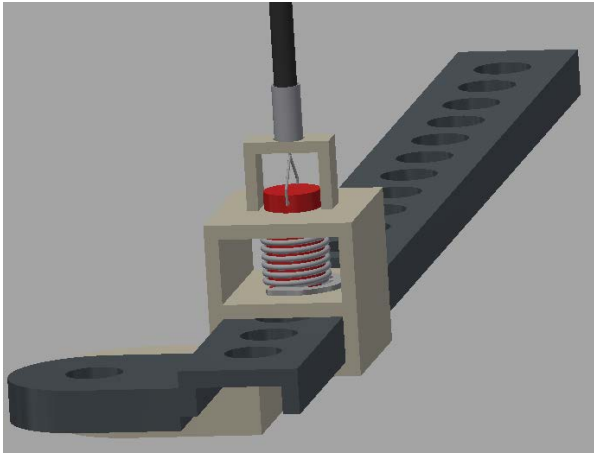


Figura 33 Sistema de seguridad.

Mediante un resorte, el cilindro mantiene bloqueado el riel anclándose en uno de los barrenos; para permitir el desplazamiento del bloque sobre el riel es necesario que el cilindro se haga un pequeño movimiento dentro del bloque, comprimiendo el resorte y abriendo paso al riel; dicho movimiento es causado al tirar del cable de



Bowden desde el mando colocado en el lado izquierdo del asiento. Una explicación resumida de su funcionamiento es: para subir o bajar el mecanismo, se debe de tirar del mando, para que el chicote jale el cilindro de freno y permita el desplazamiento del riel, cuando se llegue a la posición deseada o en caso de algún movimiento inesperado se debe soltar el mando para que el resorte ancle el cilindro en el barreno más próximo y así bloquear cualquier movimiento del mecanismo.

Figura 34 Sistema de seguridad.

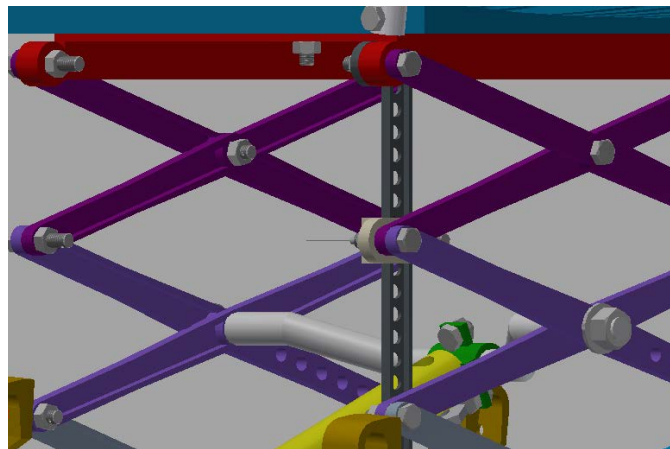


Figura 35 Colocación del sistema de seguridad.

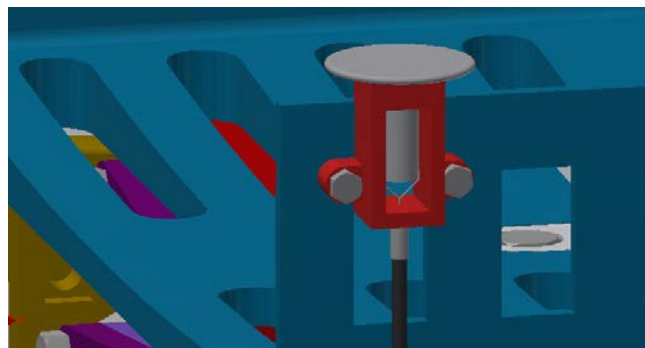


Figura 36 Mando para liberar el sistema de seguridad.

La siguiente actividad programada es el análisis cinemático del mecanismo, para realizarlo primero fue necesario conocer la velocidad de avance del cilindro hidráulico, consultando en la pagina del fabricante encontramos que la velocidad depende del medio de bombeo utilizado y las condiciones de carga, pero para efectos comparativos entre cilindros, el fabricante considera que un avance aproximado de 1 pulgada cada 6.5 segundos es apropiado, esto nos da una velocidad de 0.14 pulgadas/segundo, convertido a sistema métrico tenemos 12.7 mm/s aproximadamente.

El análisis cinemático se llevó a cabo con la ayuda del software Working Model®, se analizaron las variaciones de posición, velocidad y aceleración de los eslabones suponiendo un avance constante del actuador. Debido a su construcción, todos los eslabones conectados en patrón de “X” se mueven de la misma forma, por lo que bastó con analizar dos de los eslabones colocados en “X” y la tapa superior del mecanismo; utilizando la notación usada para el análisis de esfuerzos mostrada en la Figura 46 identificamos los elementos analizados con: Eslabón ACE, Eslabón BCD y Eslabón KL. Los resultados obtenidos están expresados en forma de gráficos y se encuentran en la siguiente sección del reporte.

La actividad siguiente fue el análisis de esfuerzos, al ser una etapa vital en este proyecto fue la actividad a la que más tiempo se le dedicó y también la que más espacio ocupa dentro de este reporte. La selección de materiales se hizo a la par de esta actividad, ya que conforme a los resultados obtenidos en cada simulación se iba cambiando el material o la geometría de las piezas hasta obtener resultados satisfactorios.

Además de lograr el desplazamiento vertical propuesto de forma segura, una de las metas propuestas fue mantener el peso del dispositivo tan bajo como fuera posible, por ello siempre se tuvo en mente el aluminio como material principal de fabricación, se hicieron varias pruebas con las diversas opciones de aluminio que ofrece la librería de materiales de Autodesk hasta que se encontró un material que soportara las condiciones de trabajo del mecanismo, el aluminio 2014-T6. Se diseñaron eslabones “huecos” para lograr elementos ligeros sin perder la integridad estructural; las zonas donde se observó una mayor concentración de esfuerzos fue en los barrenos centrales de los eslabones, es por eso que algunos elementos usan barrenos de mayor diámetro para tener una mejor distribución de esfuerzos.

En el cronograma de actividades de la Propuesta de Proyecto de Integración se menciona el análisis de esfuerzos en los eslabones del mecanismo empleando ANSYS, se hizo un cambio de software, utilizando ahora inventor para llevar a cabo dicha tarea, justificado por los motivos que se explican a continuación.

- Las librerías de materiales de ANSYS son muy generales, al menos en las versiones educativas instaladas en los ordenadores del CEDAC, en el apartado de metales solo contiene de manera muy general: Structural Steel (Acero estructural), Stainless Steel (Acero inoxidable), Copper Alloy

(Aleación de cobre), Aluminium Alloy (Aleación de aluminio), etc., sin especificar grado o normalización. Mientras que en la librería de Autodesk se incluye una gama mucho más amplia de materiales, encontrando materiales normalizados con grado ASTM o AISI.

- La interfaz de análisis de elemento finito de Inventor ofrece características mucho más útiles para los fines de este proyecto.
- La principal ventaja es que, al utilizar Inventor para el diseño de todos los elementos en caso de cualquier anomalía, se pueden hacer las modificaciones o cambio de material en la pieza directamente, sin tener que cambiar de un software a otro.

Se hizo una comparación de resultados en simulaciones efectuadas en ambos paquetes de software. Debido a la escasa variedad de materiales de la que dispone ANSYS, no encontré un material que tuviera exactamente las mismas propiedades mecánicas, en ambas interfaces, lo más similar fue un acero de grado estructural, con algunas unidades (psi) de diferencia entre sus esfuerzos de tensión y de límite de fluencia. Los resultados como eran de esperarse fueron bastantes similares.

La simulación en ambas interfaces se llevó a cabo con condiciones idénticas de carga y soporte. Anexo los resultados obtenidos y una breve explicación de cada uno de ellos.

Los gráficos de ANSYS presentan una deformación aumentada para que sea más evidente a la vista, los gráficos de Inventor muestran la deformación actual del cuerpo.

Esfuerzo equivalente, o esfuerzo de Von Mises.

Es la combinación de las seis componentes del esfuerzo al que el cuerpo es sometido. Los seis planos de esfuerzos son resumidos en esta visualización para facilitar el entendimiento.

Característica disponible solo en Inventor.

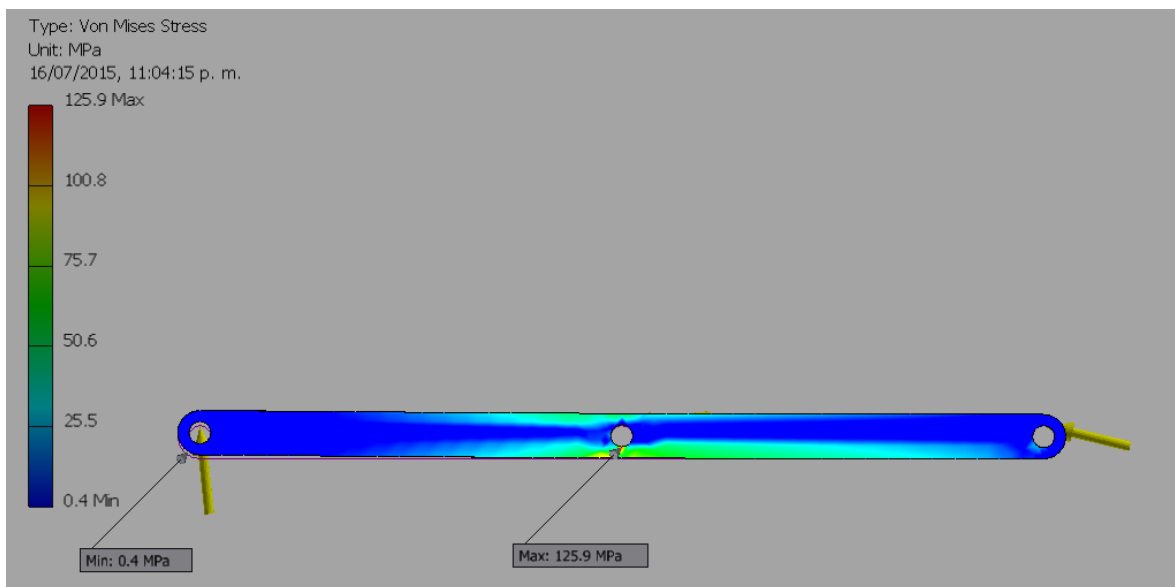


Figura 37 Comparación de resultados, cálculo del esfuerzo equivalente en Inventor.

	ANSYS	Inventor	%
Min	--	0.4 MPa	--
Max	--	125.9 MPa	--

Tabla 6 Comparación de resultados, cálculo del esfuerzo equivalente.

First Principal Stress, Maximum Principal Stress.

El primer esfuerzo principal, se refiere al máximo esfuerzo de tensión inducido en el cuerpo debido a las cargas.

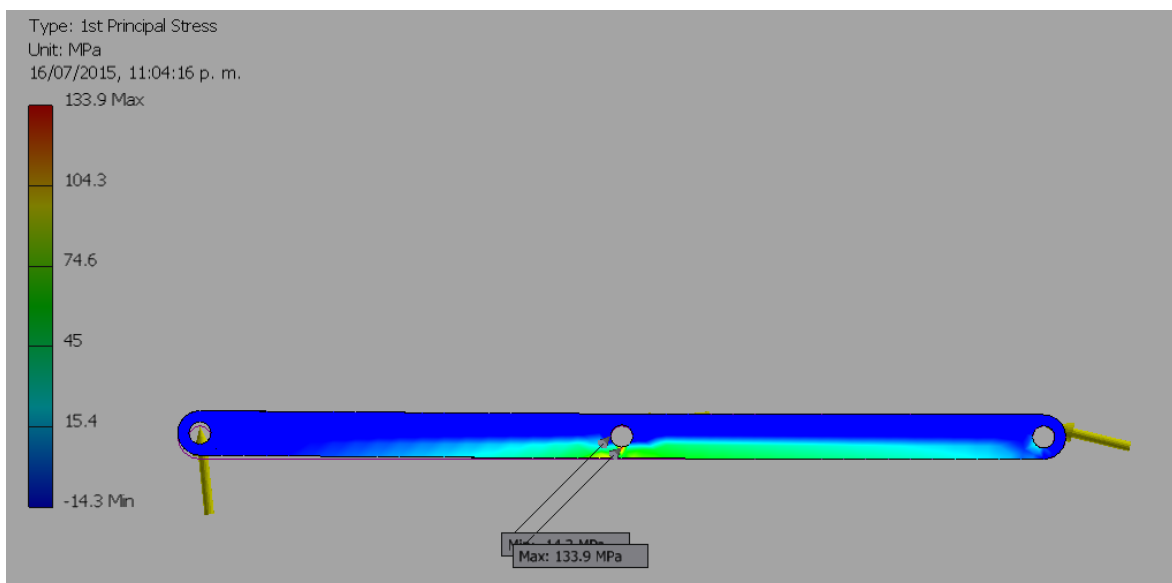


Figura 38 Comparación de resultados, cálculo del primer esfuerzo principal en Inventor.

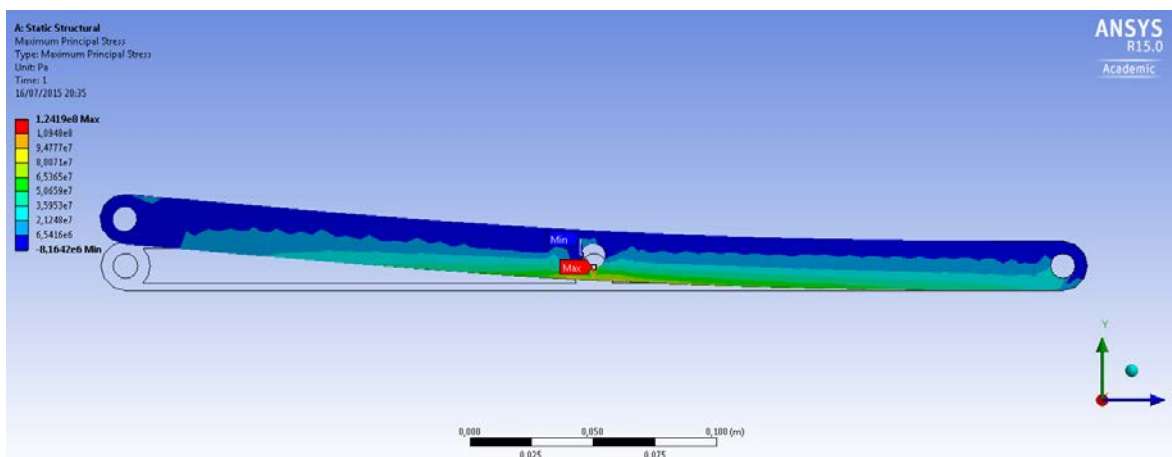


Figura 39 Comparación de resultados, cálculo del primer esfuerzo principal en ANSYS

	ANSYS	Inventor	%
Min (MPa)	-8.1642	-14.13	42.2
Max (MPa)	124.19	133.9	7.25

Tabla 7 Comparación de resultados, cálculo del primer esfuerzo principal.

3rd Principal Stress, Minimum Principal Stress.

Se refiere al máximo esfuerzo de compresión inducido en el cuerpo por las condiciones de carga.

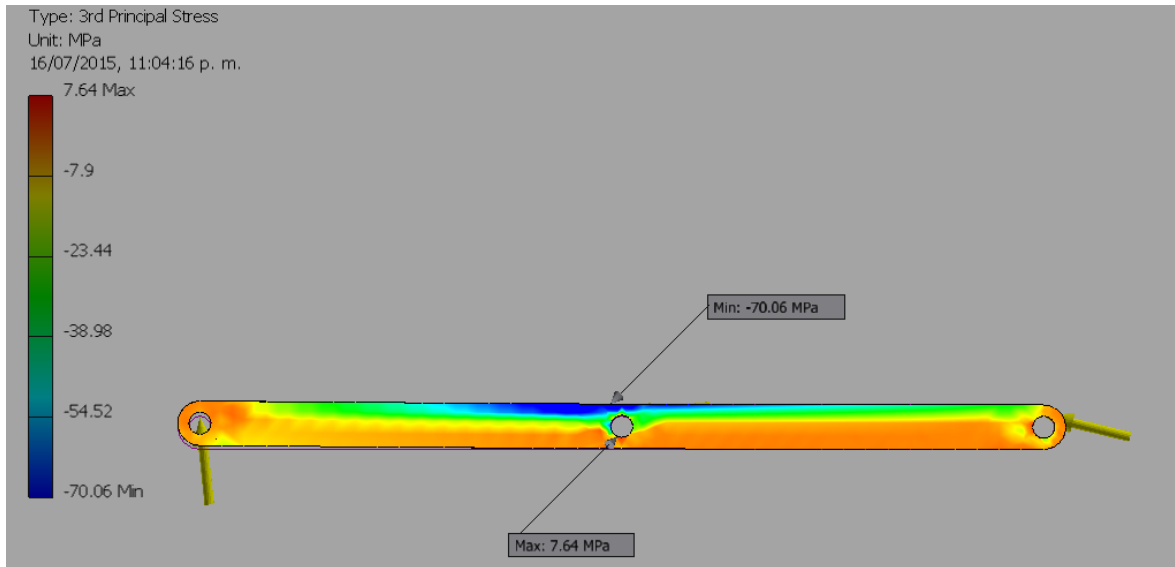


Figura 40 Comparación de resultados, cálculo del tercer esfuerzo principal en Inventor.

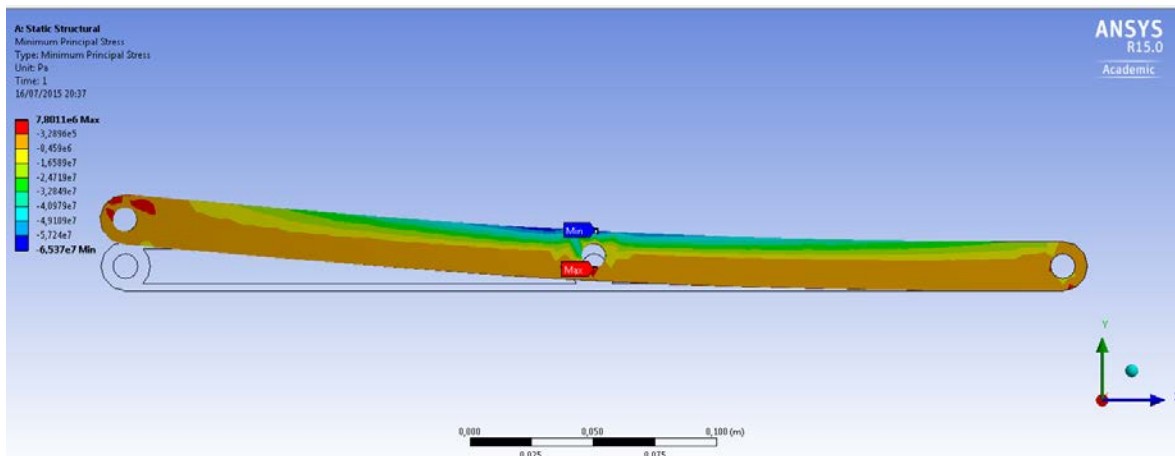


Figura 41 Comparación de resultados, cálculo del tercer esfuerzo principal en ANSYS.

	ANSYS	Inventor	%
Min (MPa)	-65.37	-70.6	7.4
Max (MPa)	7.8011	7.64	2.06

Tabla 8 Comparación de resultados, cálculo del tercer esfuerzo principal.

Displacement, Total Deformation.

Se refiere a la deformación total en el sólido debida a las cargas.

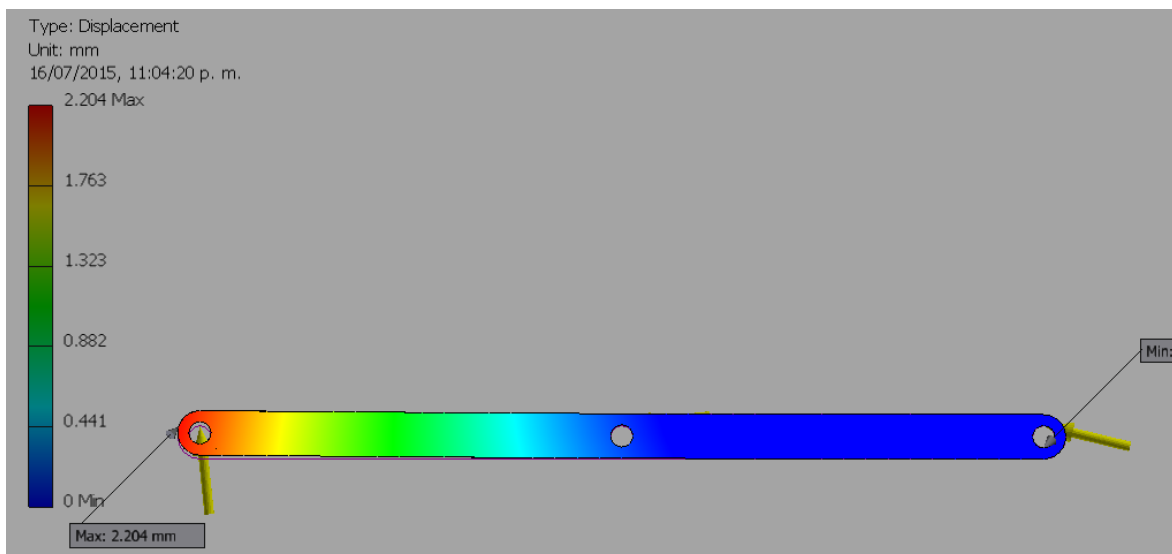


Figura 42 Comparación de resultados, cálculo de la deformación en Inventor.

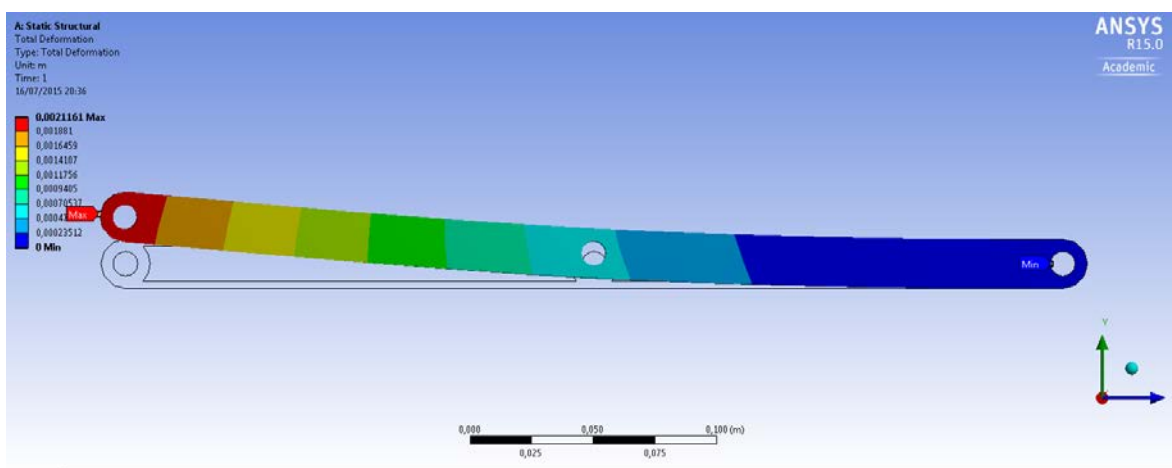


Figura 43 Comparación de resultados, cálculo de la deformación en ANSYS.

	ANSYS	Inventor	%
Min (mm)	0	0	0
Max (mm)	2.1161	2.204	3.99

Tabla 9. Comparación de resultados, cálculo de la deformación.

Safety factor.

Es el factor de seguridad en la pieza analizada. Es la relación entre el esfuerzo máximo permitido por el material y el esfuerzo de equivalente al que está sometido el sólido.

Los factores de seguridad usados en el diseño mecánico van de 2 a 4.

Característica disponible solo en Inventor.

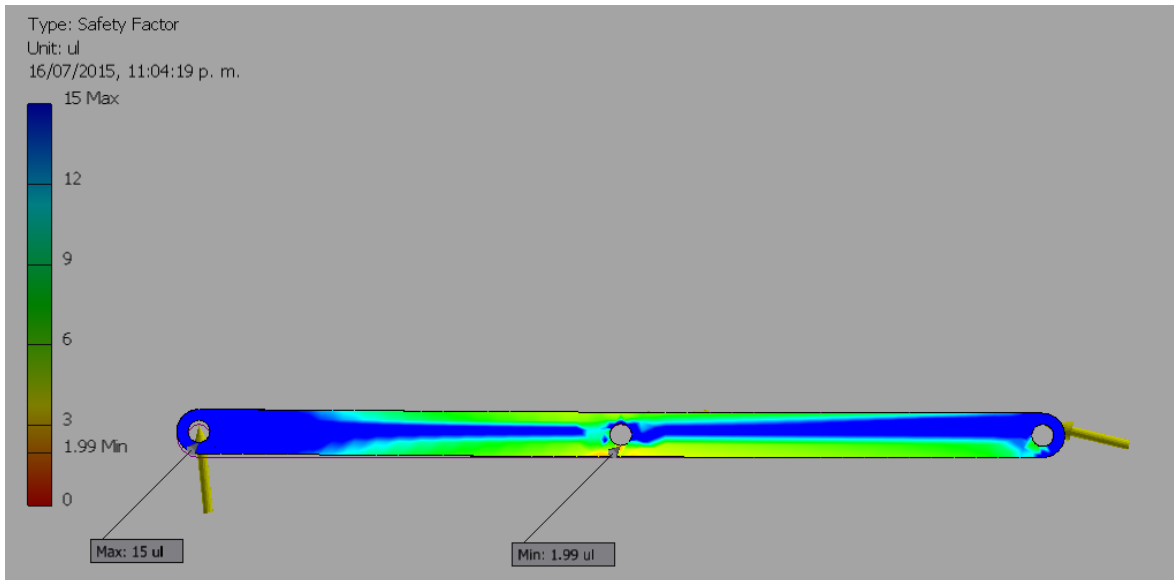


Figura 44 Comparación de resultados, cálculo del factor de seguridad en Inventor.

	ANSYS	Inventor	%
Min	--	1.99	--
Max	--	15	--

Tabla 10. Comparación de resultados, cálculo del factor de seguridad.

De los resultados anteriores podemos notar que la diferencia más notoria se encuentra en el valor mínimo del primer esfuerzo principal (tensión), con una variación bastante amplia. Tal diferencia puede deberse a la manera de evaluar de cada software; pero al estarse evaluando los esfuerzos de tensión en ese apartado, lo que ese valor negativo expresa son esfuerzos de compresión inducidos en la pieza, cuyos valores se calculan nuevamente en el apartado de “3rd principal stress” donde no se notan variaciones tan alarmantes.

Las simulaciones siguientes se realizaron suponiendo una carga estática aplicada en el centro de la cara superior del mecanismo, como se muestra en la Figura 45. En la aplicación y un uso cotidiano, ésta es una de las posibles condiciones de uso. Ya que la localización de la carga dependerá de la posición y la postura que el usuario elija para sentarse, y debido a que nuestro mecanismo será empleado por pacientes con pleno uso de la parte superior de su cuerpo, la mayor parte del tiempo existirá movimiento en el paciente, trasladando continuamente su centro de gravedad y modificando así la condición de carga estática. Tomando en cuenta los aspectos anteriores, y sabiendo que es muy difícil realizar una, o prácticamente una infinidad de simulaciones que cubran todos los posibles escenarios; todos los elementos del mecanismo fueron diseñados, o seleccionados para tener un factor de seguridad mínimo de 2 con las condiciones de carga estática de 100 kg.

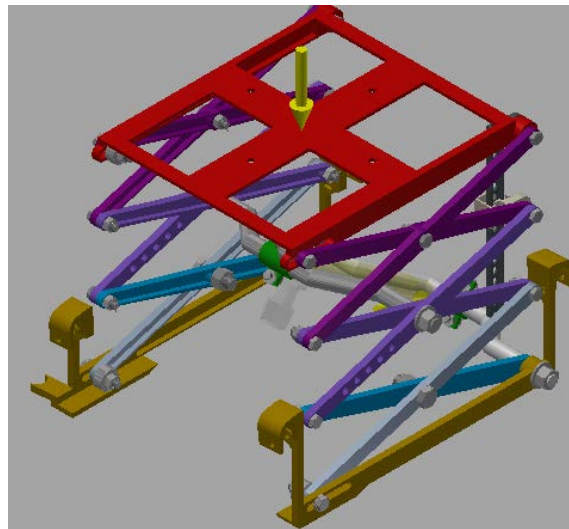


Figura 45 Mecanismo de Elevación.

Debido a la cantidad de componentes en nuestro mecanismo, y la cantidad de contactos entre ellos. Realizar el análisis de elementos finitos del mecanismo completo requiere de una computadora de muy altas prestaciones, por lo que nos limitamos a hacer un análisis de los componentes por separado.

Una vez teniendo el diseño elemental, con las longitudes adecuadas; el siguiente paso fue encontrar las reacciones en cada articulación del mecanismo. Al existir movimiento entre las piezas no existe un equilibrio entre las reacciones, por lo que su cálculo de forma analítica se vuelve complicado y laborioso, por ello se calcularon con la ayuda del software Working Model ®. Para tener un análisis y resultados más precisos, se le asignaron a cada elemento diversas propiedades físicas exigidas por el software como: masa, coeficientes de fricción y módulo elástico; a medida que se hacían cambios de material o variaba la masa de cada elemento, los datos mencionados se actualizaban para tener resultados acorde a los cambios hechos.

Para facilitar el análisis, identificamos las uniones entre eslabones con las letras A, B, C, D, E, G, H, I, J, K, L. Omitimos la letra F para evitar confusiones con la variable Fuerza.

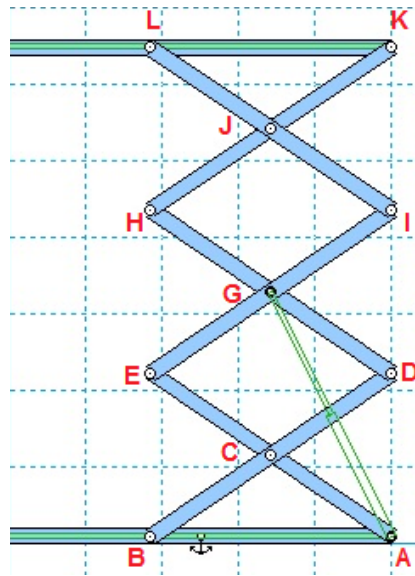


Figura 46 Uniones entre eslabones del mecanismo.

Para tener un análisis y resultados más precisos, se le asignaron a cada elemento diversas propiedades físicas exigidas por el software como: masa, coeficientes de fricción y módulo elástico; a medida que se hacían cambios de material o variaba la masa de cada elemento, los datos mencionados se actualizaban para tener resultados acorde a los cambios hechos.

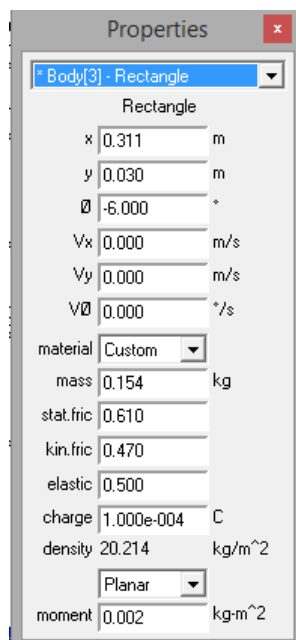


Figura 47 Propiedades del eslabón ACE en Working Model.

El análisis de esfuerzos lo dividimos en dos etapas críticas:

Cuando el mecanismo se encuentra colapsado, es cuando el actuador ejerce la fuerza máxima para desplegarlo, siendo esta la primera etapa.

El comportamiento del actuador, a medida que su longitud va aumentando, se muestra en el Gráfico 2

En el eje horizontal se muestra la longitud del actuador en metros y en el eje vertical se muestra la fuerza desarrollada por éste en Newtons.

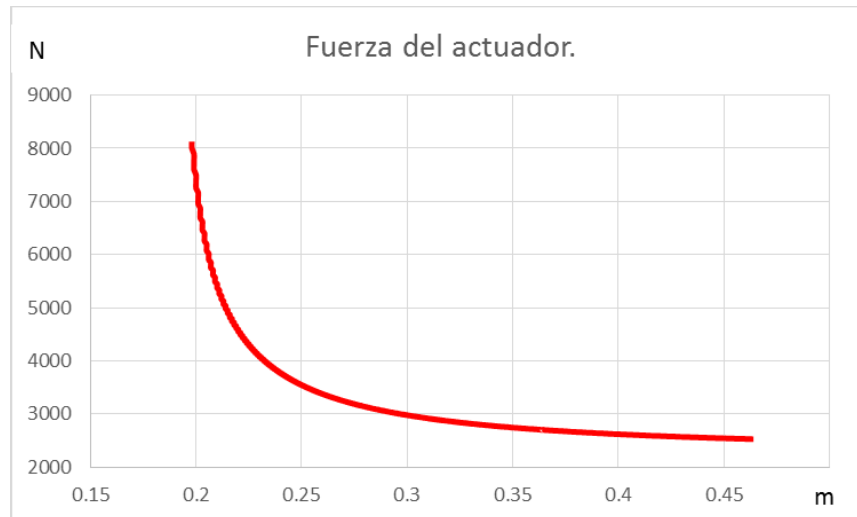


Gráfico 2 Fuerza del actuador.

Como podemos observar, a medida que el mecanismo se va extendiendo, la fuerza del actuador va disminuyendo; llegando así la segunda posición crítica al estar completamente extendido. Teniendo en esta posición la fuerza mínima en el actuador.

Mecanismo colapsado.

Al tratar de extender el mecanismo cuando se encuentra totalmente colapsado, se tienen las siguientes reacciones en las articulaciones del mismo. Se simularon de forma paralela los dos lados del mecanismo, con fines comparativos, existen variaciones menores al 5% entre ambos resultados, tomamos las reacciones obtenidas del lado izquierdo, que es donde se tiene la mayor fuerza del actuador.

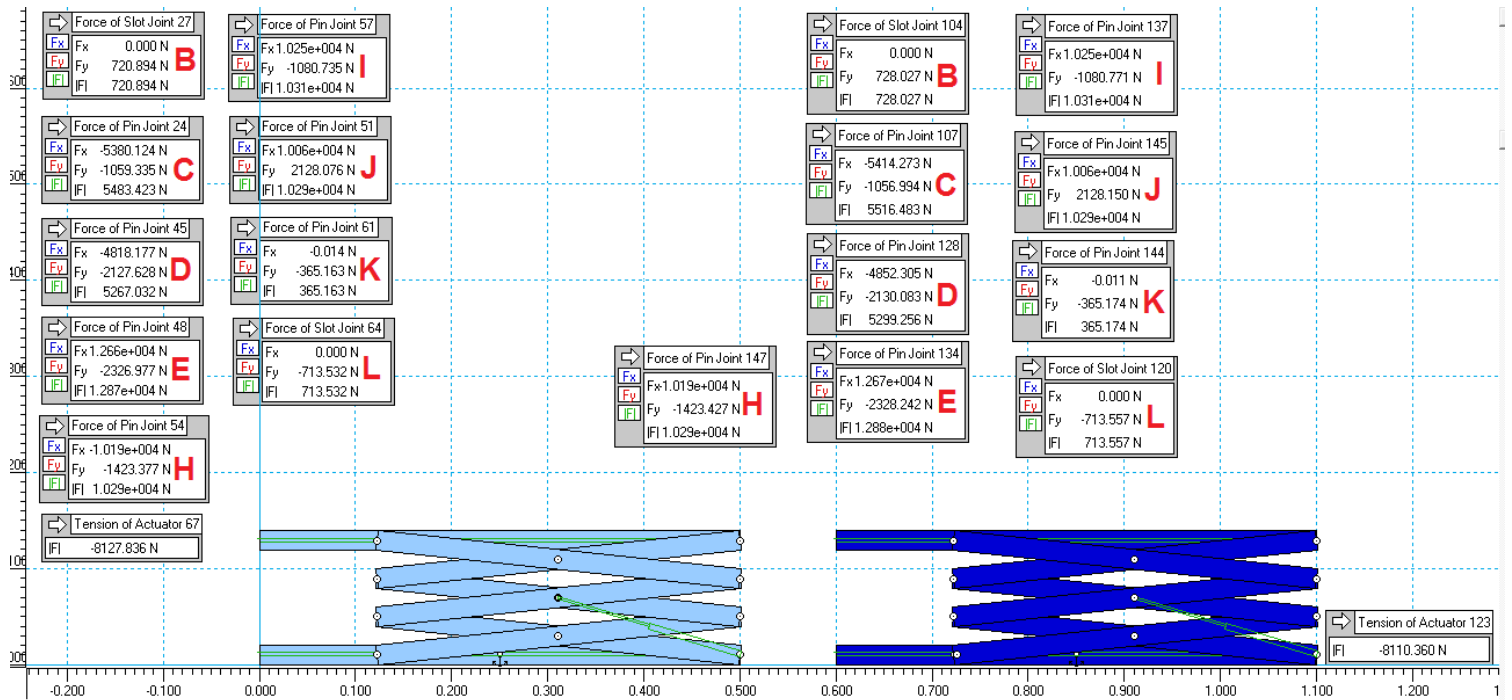


Figura 48 Reacciones en las articulaciones del mecanismo colapsado.

Revoluta A		Revoluta E		Revoluta J
Fx	-7661.64	Fx	12660	FX
Fy	2713.13	Fy	-2326.98	FY
F	8127.84	F	12870	F
Corredera B		Revoluta G		Revoluta K
Fx	0.00	FX	7661.64	FX
Fy	720.89	FY	-2713.13	FY
F	720.89	F	8127.84	F
Revoluta C		Revoluta H		Corredera L
Fx	-5380.12	FX	-10190	FX
Fy	-1059.34	FY	-1423.38	FY
F	5483.42	F	10290	F
Revoluta D		Revoluta I		Actuador
Fx	-4818.18	FX	10250	8127.84
Fy	-2127.63	FY	-1080.74	
F	5267.03	F	10310	

Tabla 11 Resultados obtenidos en WorkingModel para el mecanismo colapsado..

Los resultados mostrados en la Tabla 11 se obtuvieron al simular un mecanismo en dos dimensiones, empleando las cargas que en nuestro diseño serían soportadas por dos pantógrafos idénticos. Usando la simetría del mecanismo diseñado, dividimos las reacciones obtenidas entre ambas partes del mecanismo. Quedando de la forma siguiente.

Revoluta A		Revoluta E		Revoluta J	
Fx	-3830.8175	Fx	6330	FX	5030
Fy	1356.5635	Fy	-1163.4885	FY	1064.038
F	4063.918	F	6435	F	5145
Corredera B		Revoluta G		Revoluta K	
Fx	0	FX	3830.8175	FX	0
Fy	360.447	FY	-1356.5635	FY	-182.5815
F	360.447	F	4063.918	F	182.5815
Revoluta C		Revoluta H		Corredera L	
Fx	-2690.062	FX	-5095	FX	360.447
Fy	-529.6675	FY	-711.6885	FY	0
F	2741.7115	F	5145	F	-356.766
Revoluta D		Revoluta I			
Fx	-2409.0885	FX	5125		
Fy	-1063.814	FY	-540.3675		
F	2633.516	F	5155		

Tabla 12 Reacciones correspondientes a cada parte simétrica del mecanismo.

Al haber simetría en el mecanismo diseñado, las reacciones son prácticamente idénticas en los elementos de los pantógrafos. Dichas reacciones son causadas por la fuerza del actuador y transmitidas a lo largo de los eslabones.

Los valores mostrados anteriormente son las fuerzas en las uniones del mecanismo, en otras palabras; las reacciones en los pernos, para equilibrar las fuerzas transmitidas por los eslabones. Como se observa en la siguiente figura.

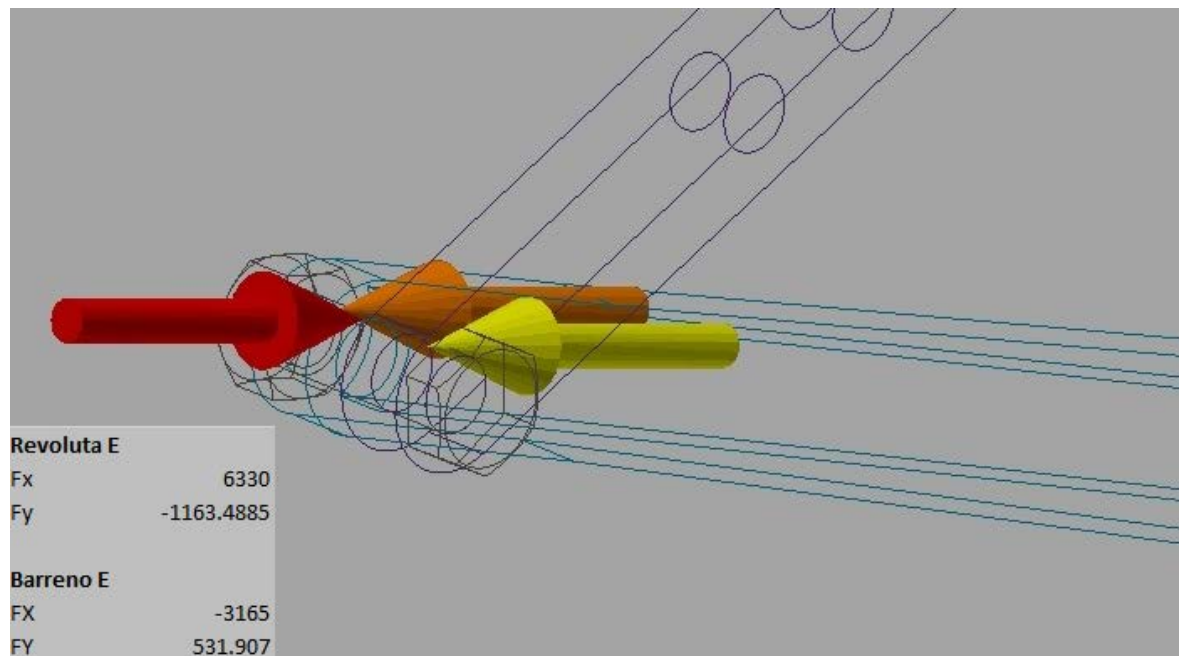


Figura 49 Diagrama de Fuerzas ejercidas en los pernos.

En la Figura 49 se muestra claramente como está la distribución de fuerzas en las uniones del mecanismo, en este caso en la unión de revoluta E. Las flechas en color naranja y amarillo muestran las fuerzas transmitidas por los eslabones, ambas con el mismo valor, dirección y sentido; cuyas componentes corresponden a las de barreno E. Y en color rojo la reacción que desarrolla el perno para equilibrar ambas fuerzas, valor calculado por Working Model® y cuyas componentes corresponden a la Revoluta E.

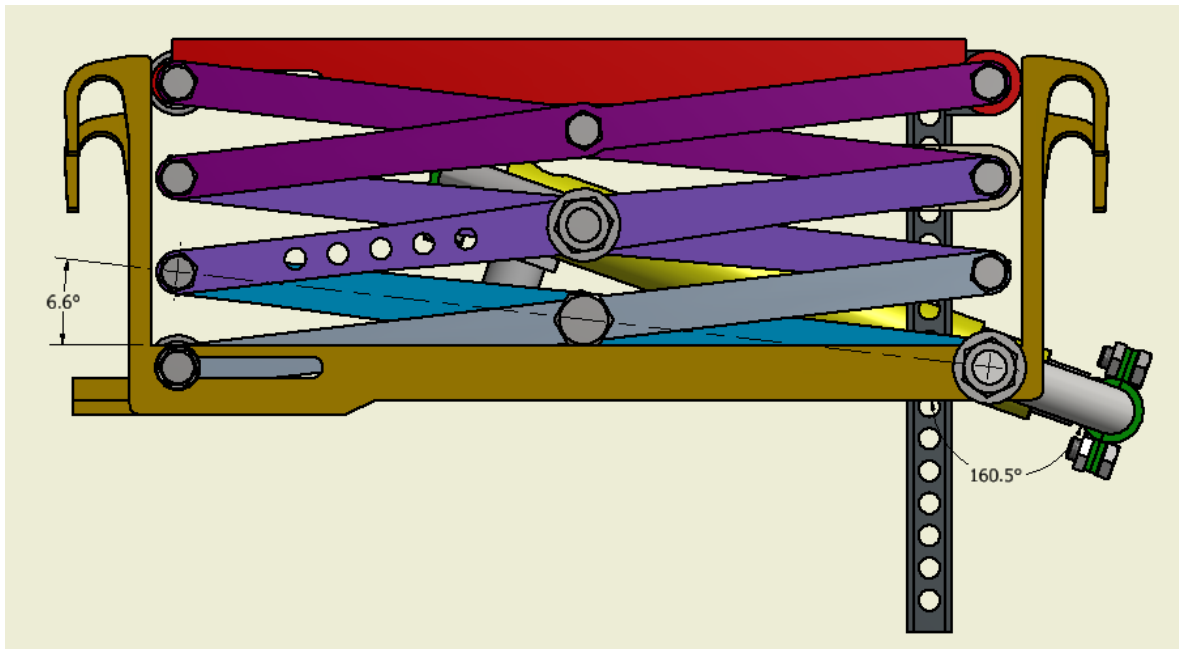


Figura 50 Mecanismo colapsado

Debido a la geometría del mecanismo, los eslabones del pantógrafo siempre tendrán determinada inclinación respecto a la horizontal, incluso estando completamente colapsado habrá una inclinación de 6.6° , como se observa en la Figura 50. Poniendo como ejemplo el eslabón ACE con el mecanismo colapsado. Tenemos la siguiente distribución de cargas.

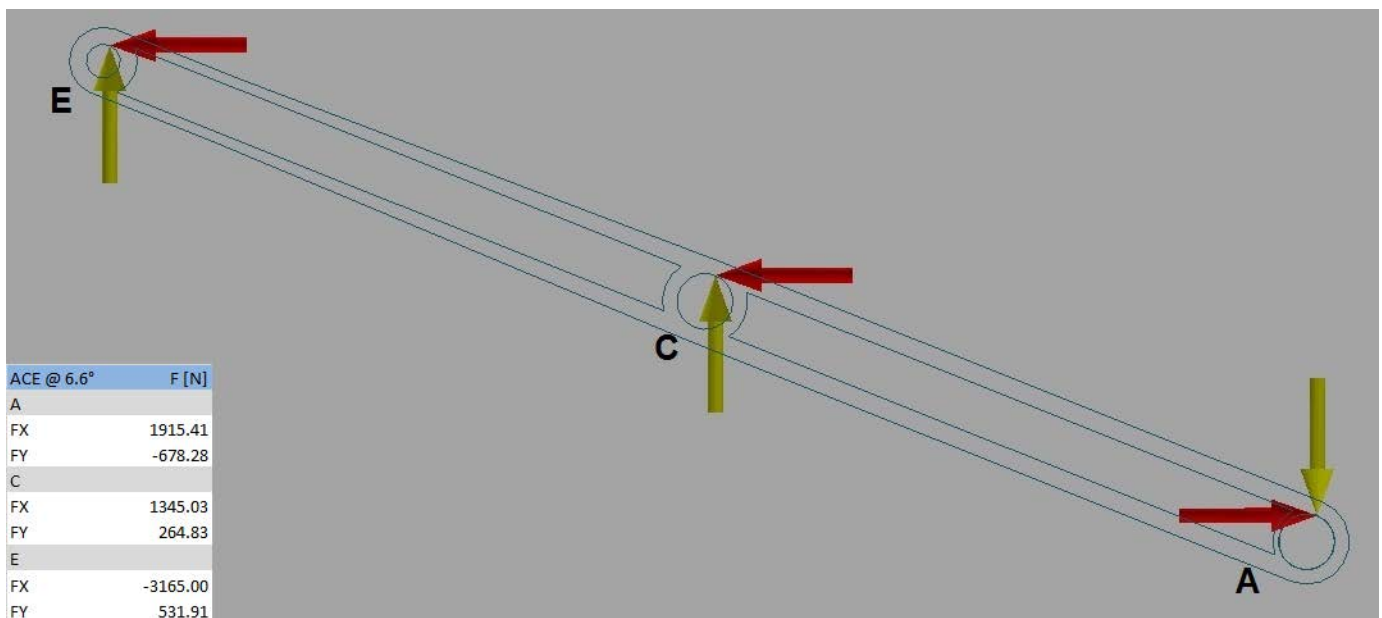


Figura 51 Distribución de cargas en el mecanismo ACE.

Los eslabones fueron dibujados por separado, de forma horizontal; para después ser ensamblados en el mecanismo, por lo que la simulación forzosamente tiene que realizarse con el eslabón en posición horizontal.

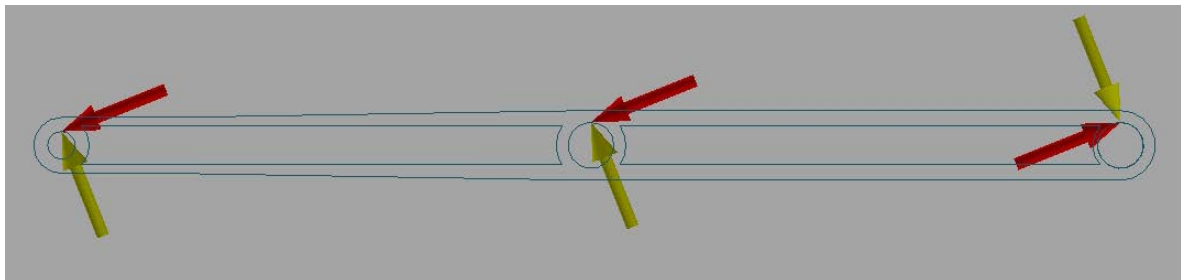


Figura 52 Distribución de cargas en el mecanismo ACE.

Cuando la pieza se coloca de forma horizontal las fuerzas previamente aplicadas quedan en un ángulo de 6.6° respecto a la vertical (FY) y a la horizontal (FX). Teniendo esa información, hacemos la suma de las componentes rectangulares en cada punto para encontrar los valores que actúan en los ejes X y Y actualizados.

Teniendo finalmente la siguiente distribución de fuerzas, valores aptos para ser incluidos en la simulación.

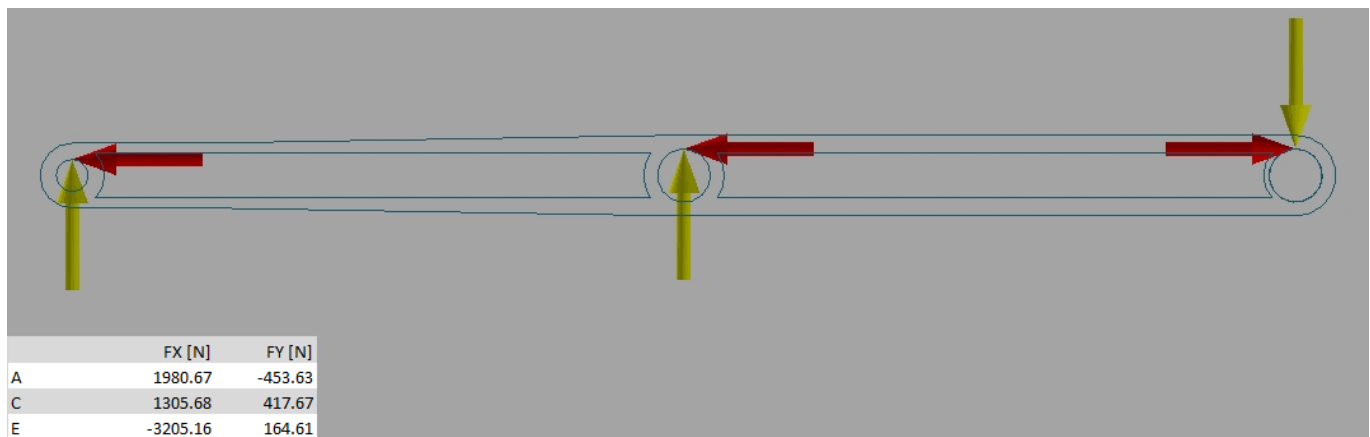


Figura 53 Distribución ajustada de cargas en el eslabón ACE

Tornillos y pernos.

Para no simular todos los pernos en el mecanismo, que son 22 en total, y saturar el reporte de información repetitiva, tomamos la articulación sometida a la mayor carga, en la posición de mayor exigencia para obtener resultados significativos para el resto de los pernos. Con base a los resultados mostrados en la Tabla 12, el perno seleccionado fue el de la articulación E, al tener la misma forma y el mismo material de fabricación en todos los pernos, las condiciones presentadas en el resto de las articulaciones quedan cubiertas en la simulación de cargas del perno E.

Mecanismo Extendido.

La segunda posición crítica de nuestro mecanismo, es cuando se encuentra totalmente extendido, alcanzando la extensión para la cual fue diseñado.

Teniendo estas reacciones en las articulaciones.

En esta condición, los valores tanto de las reacciones como de la fuerza ejercida por el actuador son sustancialmente menores, ya que esta es la posición de menor carga para el actuador.

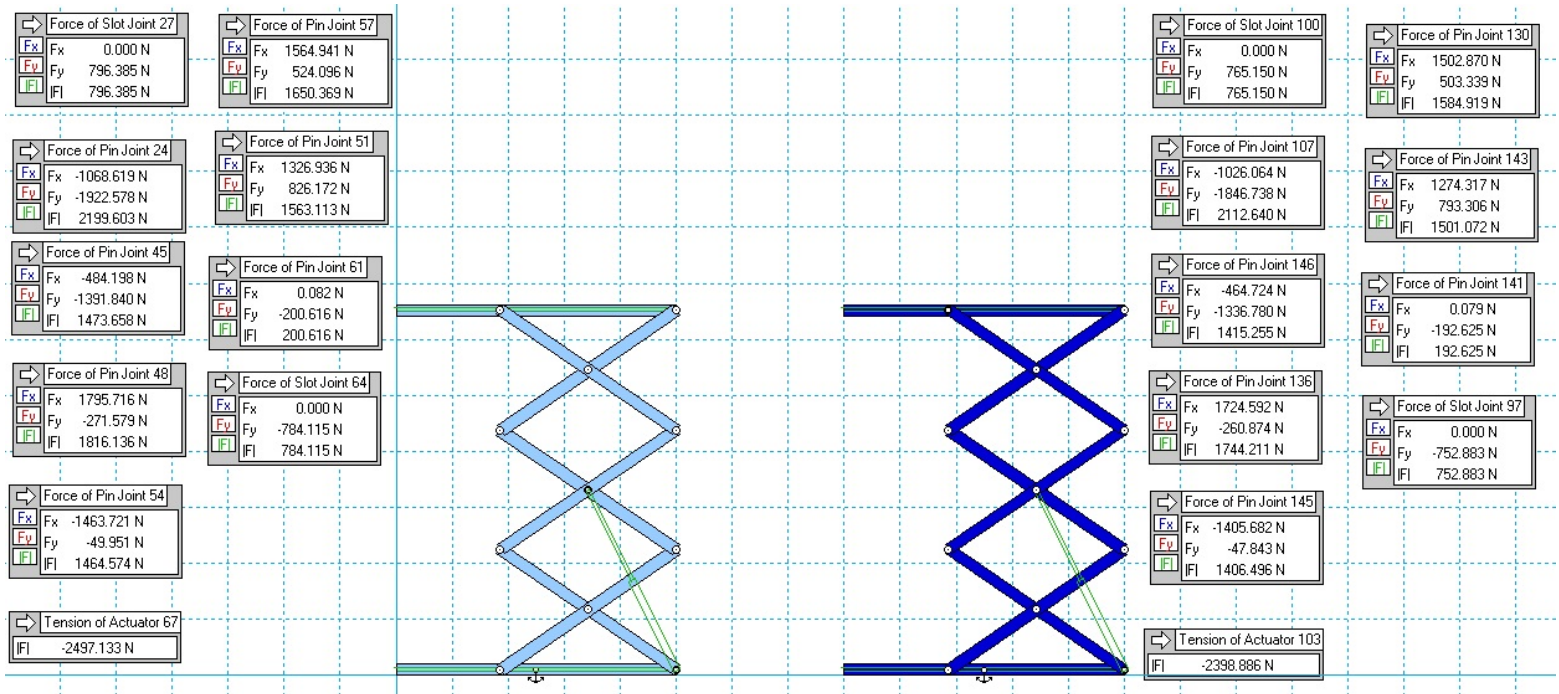


Figura 54 Reacciones en las articulaciones del mecanismo extendido.

El procedimiento para calcular los esfuerzos en los eslabones es prácticamente el mismo que se usó con el mecanismo colapsado: dividir los valores obtenidos en WorkingModel entre ambos lados del mecanismo, para después dividirlos entre los dos eslabones conectados a cada articulación. La única diferencia es el ángulo de inclinación de los eslabones, que ahora es de 34 grados como se observa en la

Figura 55; mismo ángulo que se usará para el calculo de los valores ajustados de las cargas en los eslabones.

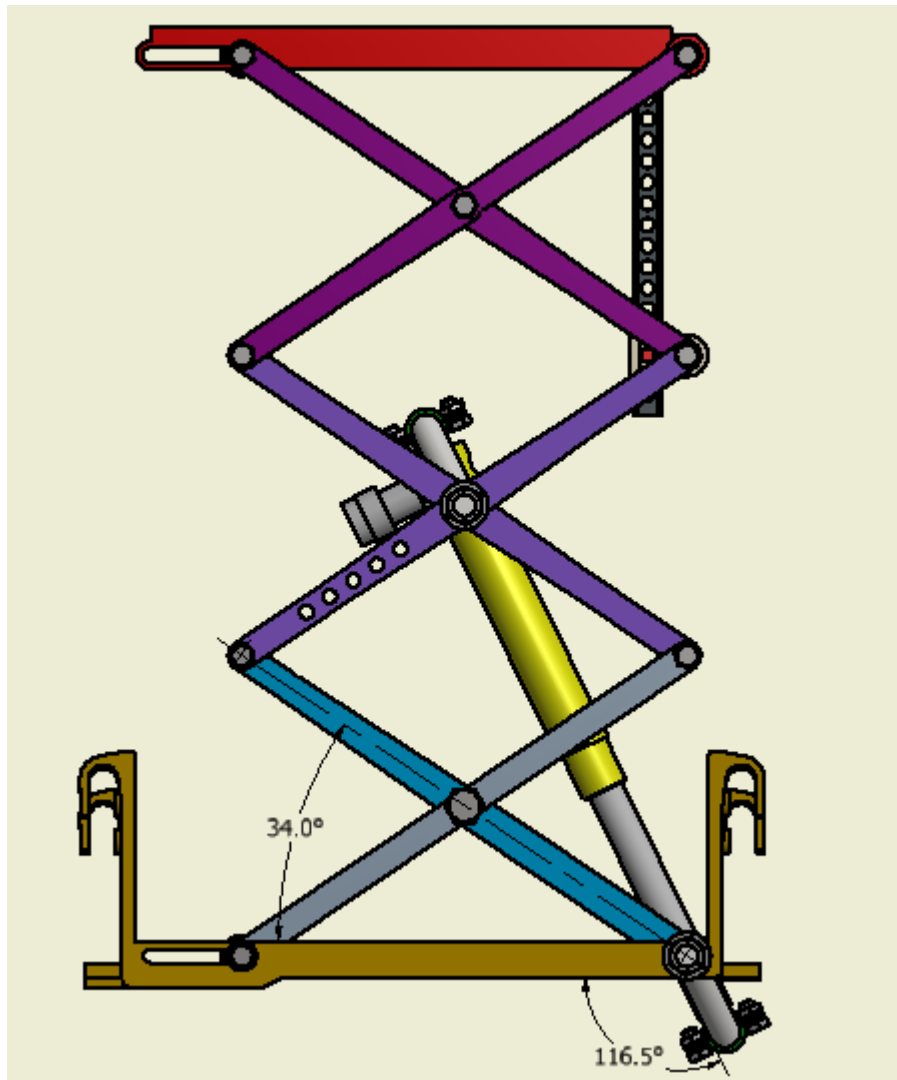


Figura 55 Mecanismo extendido.

Revoluta A		Revoluta E		Revoluta J	
Fx	-1116.57	Fx	1814.792	FX	1343.742
Fy	2239.50	Fy	-277.66	FY	823.65
F	2502.42	F	1835.91	F	1575.851
Corredera B		Revoluta G		Revoluta K	
Fx	0.00	FX	1116.57	FX	0.08
Fy	793.71	FY	-2239.50	FY	-203.30
F	793.71	F	2502.42	F	203.30
Revoluta C		Revoluta H		Corredera L	
Fx	-1075.42	FX	-1479.793	FX	0.00
Fy	-1915.94	FY	-50.06	FY	-781.43
F	2197.13	F	1480.639	F	-781.43
Revoluta D		Revoluta I		Actuador	
Fx	-492.40	FX	1580.082	F	2497.133
Fy	-1390.57	FY	518.71		
F	1475.17	F	1663.044		

Tabla 13 Resultados obtenidos en WorkingModel para el mecanismo extendido.

Los resultados arrojados en esta etapa del proyecto, corresponden a la geometría final de las piezas, como se mencionó anteriormente, la geometría de cada pieza se iba modificando según los resultados obtenidos en cada simulación, añadiendo o removiendo material hasta lograr un equilibrio entre peso, seguridad y estabilidad estructural.

Una vez terminado el análisis de esfuerzos de los elementos estructurales del mecanismo, la siguiente actividad fue la elaboración de una simulación cinemática de todo el conjunto, a fin de dar una idea del alcance que puede lograr y tener una idea un poco más real de su funcionamiento. Nuevamente nos apoyamos de Inventor para llevar a cabo dicha tarea, usando la interfaz de inventor estudio.

Una vez concluidos el análisis de esfuerzos, la simulación cinemática y ya teniendo el diseño final de todos los elementos, la siguiente tarea fue analizar la portabilidad del conjunto. Al fijar el mecanismo al marco de la silla de ruedas mediante cáncamos o tornillos “quick release”, lograr una un arreglo compacto para transporte o almacenaje es relativamente sencillo al seguir el siguiente procedimiento: liberar dos de los extremos del mecanismo, usar los dos restantes como pivote, comprimir el soporte rediseñado del marco y plegar los elementos del asiento hasta llegar a la posición mostrada en la Figura 56 Mecanismo en posición de transporte o almacenaje. Figura 56. En dicho arreglo nuestro dispositivo ocupa mucho menos espacio que estando en la posición de uso.

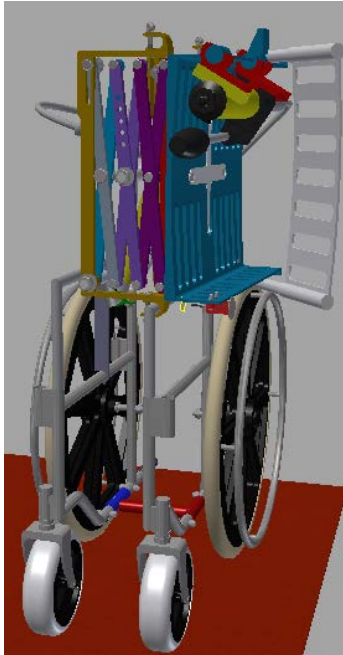


Figura 56 Mecanismo en posición de transporte o almacenaje.

Al ser necesario conocer el diseño final de cada elemento, tener un recuento de todas las tareas realizadas, un dispositivo sin fallas y estar todos los detalles resueltos; la actividad final fue la elaboración de éste reporte y los dibujos de definición, apegados a la Norma Mexicana de dibujo.

7. Resultados

Como resultado logramos un mecanismo capaz de lograr un desplazamiento de 50.6 cm en aproximadamente 15 segundos, garantizando estabilidad estructural y seguridad durante todo el proceso. El peso final de todo el dispositivo se encuentra alrededor de los 16 kg, más el peso de los elementos usados de la silla de ruedas.

Elemento	Peso [kg]
Mecanismo	8.564
Asiento	2.914
Cilindro H	2.2
Bomba H	2.2
Total	15.878

Tabla 14 Peso del dispositivo.

Los resultados obtenidos del análisis de esfuerzos y la simulación cinemática se muestran a continuación, no se incluyen memorias de cálculo porque todos los procedimientos se hicieron mediante hojas de cálculo y con ayuda de software de ingeniería.

7.1 Análisis de esfuerzos.

Mecanismo colapsado.

Eslabón ACE.

Unión	FX [N]	FY [N]
A	1980.67466	-453.634994
C	1305.67793	417.672665
E	-3205.16068	164.605846

Tabla 15 Distribución de cargas en el eslabón ACE.

ACE Colapsado		
Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	55076.4 mm ³	55076.4 mm ³
Masa	0.153623 kg	0.153623 kg
E. de von Mises	1.83431 MPa	120.796 MPa
1er E. Principal	-31.5387 MPa	129.509 MPa
3er E. Principal	-96.8596 MPa	10.8706 MPa
Desplazamiento	0 mm	1.63188 mm
Factor de seguridad	3.3105 ul	15 ul

Tabla 16 Resultados obtenidos para el eslabón ACE.

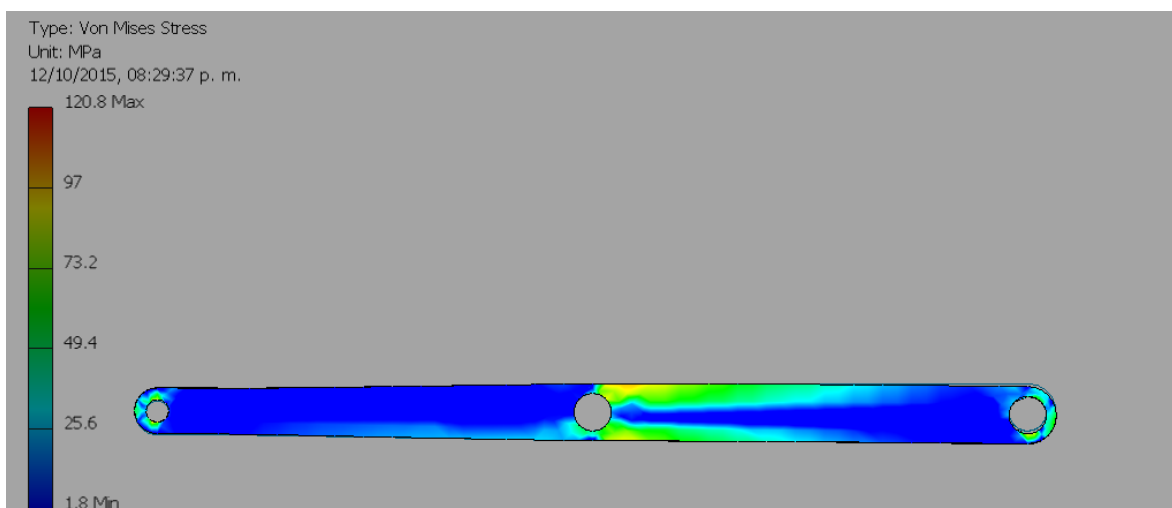


Figura 57 Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón ACE.

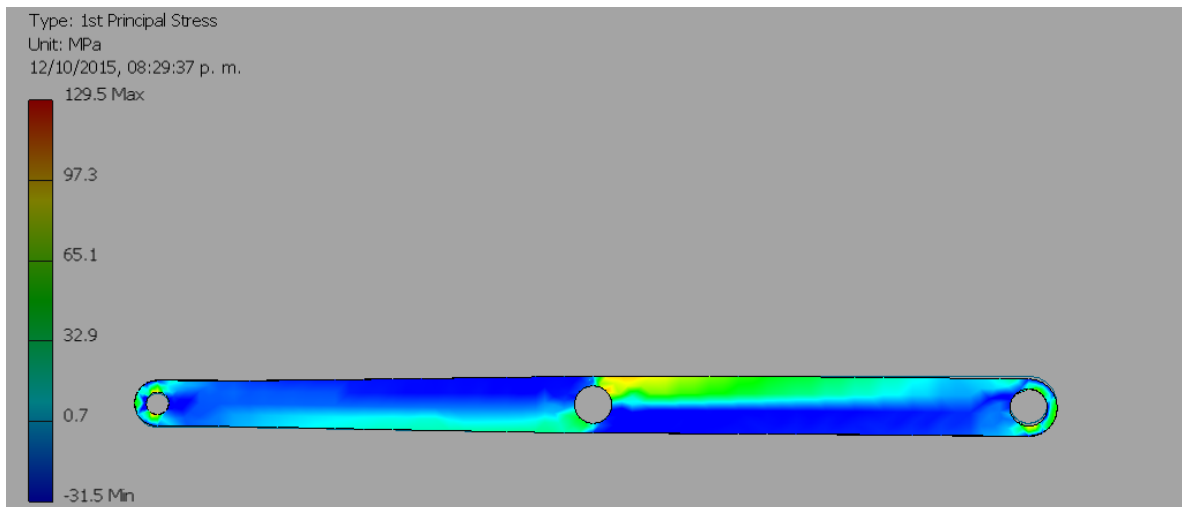


Figura 58 Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón ACE

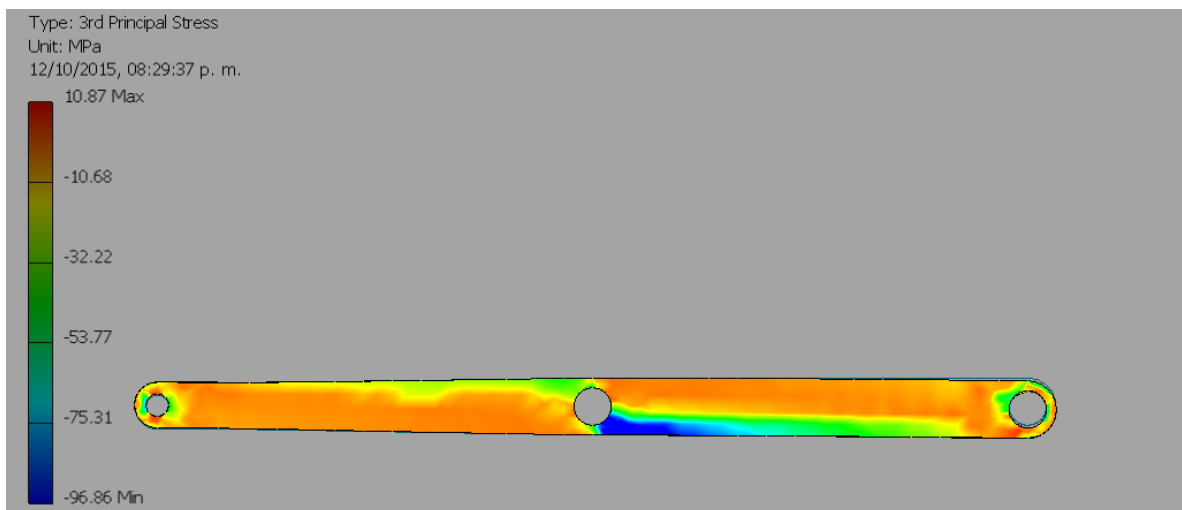


Figura 59 Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón ACE

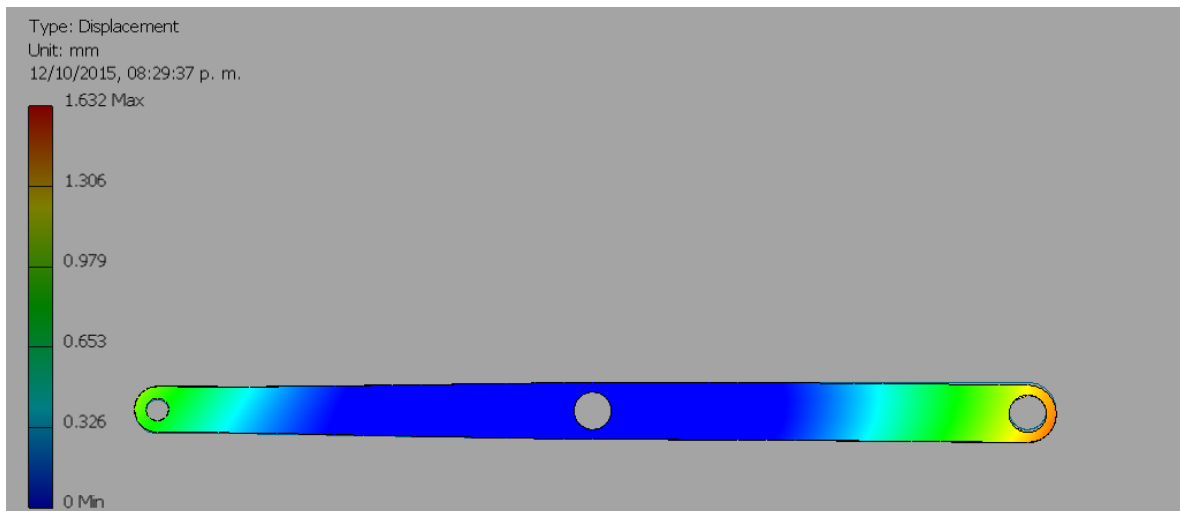


Figura 60 Deformación del eslabón ACE

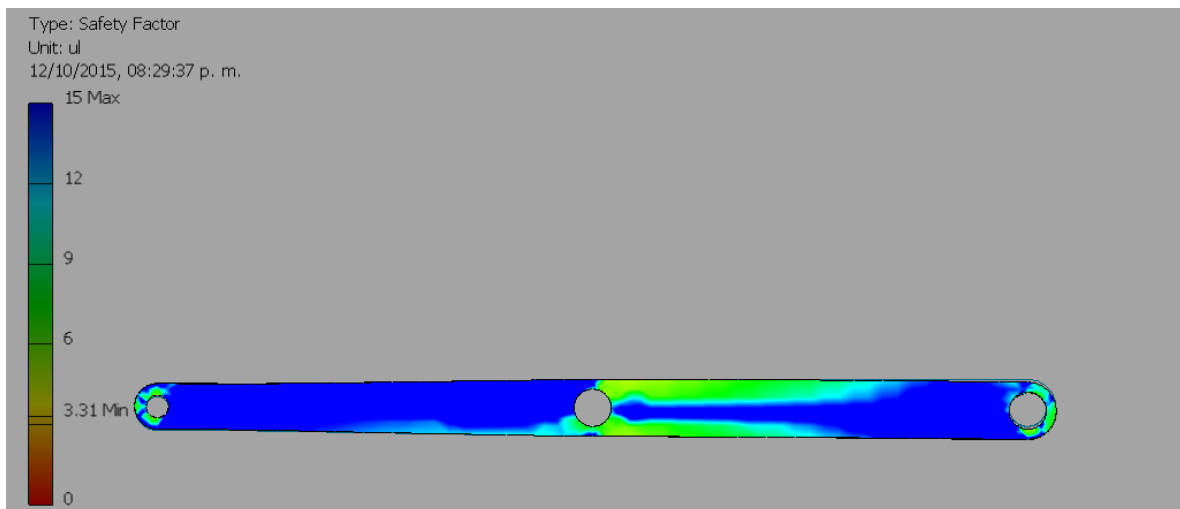


Figura 61 Factor de seguridad en el eslabón ACE

Eslabón BCD

Unión	FX [N]	FY [N]
B	-20.7143755	-179.029117
C	1366.5564	108.484604
D	1263.42548	439.442011

Tabla 17 Distribución de cargas en el eslabón BCD.

BCD Colapsado		
Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	41763.4 mm ³	41763.4 mm ³
Masa	0.116489 kg	0.116489 kg
E. de von Mises	0.61765 MPa	181.428 MPa
1er E. Principal	-67.4712 MPa	228.043 MPa
3er E. Principal	-211.936 MPa	53.8452 MPa
Desplazamiento	0 mm	3.38082 mm
Factor de seguridad	2.20414 ul	15 ul

Tabla 18 Resultados obtenidos para el eslabón BCD.

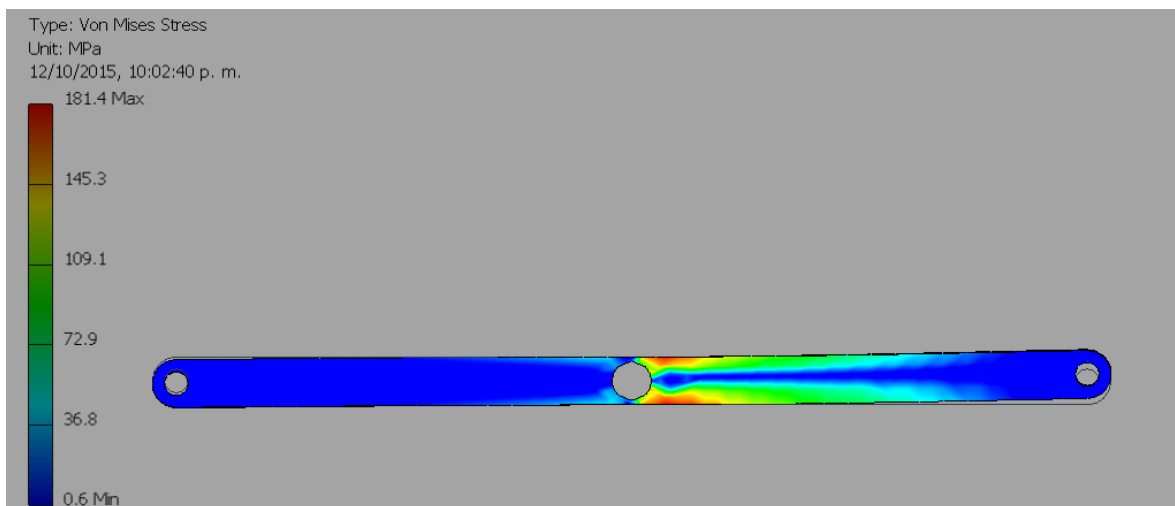


Figura 62 Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón BCD

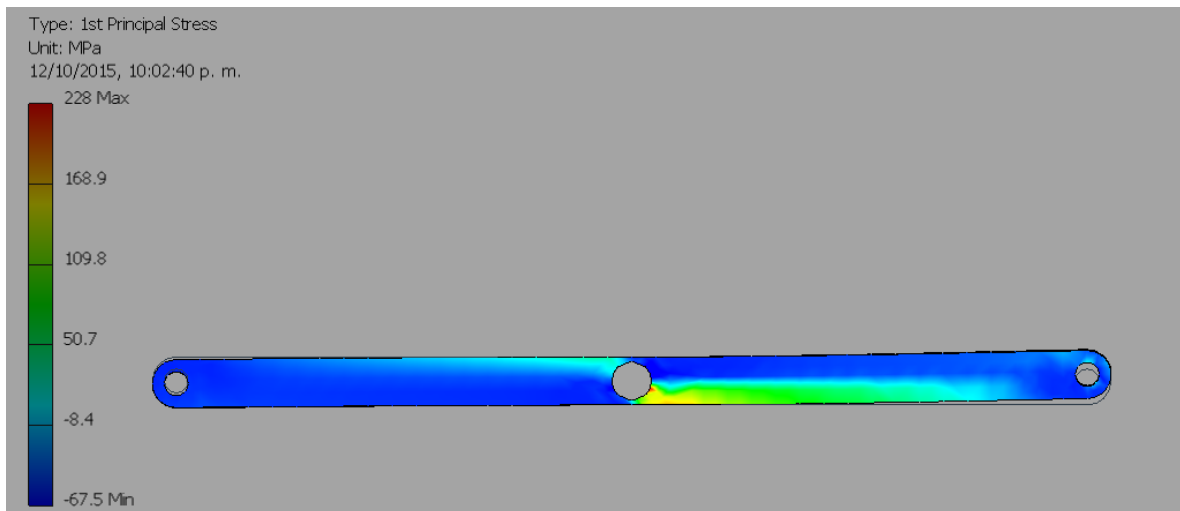


Figura 63 Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón BCD

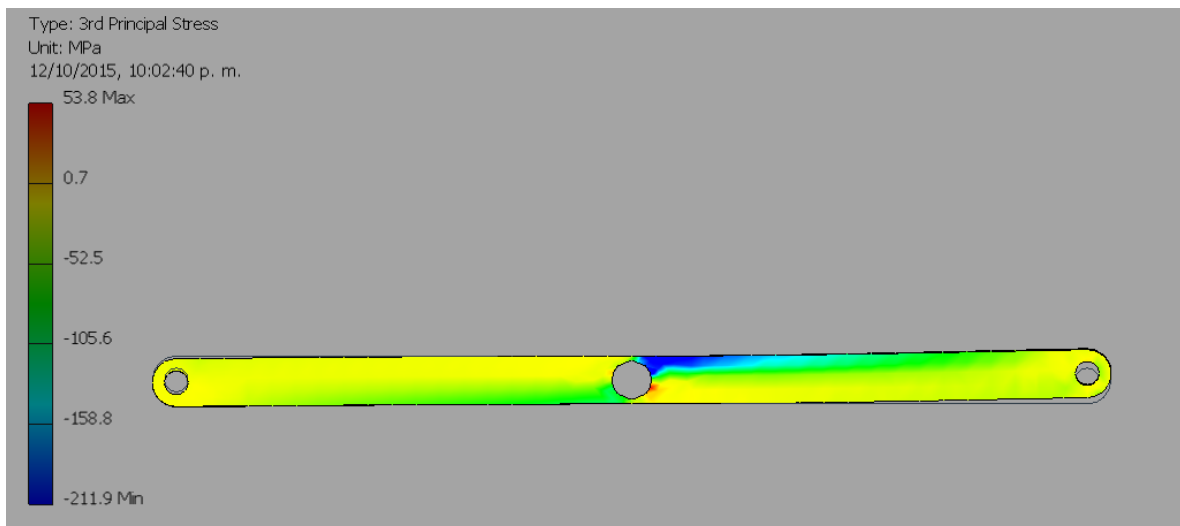


Figura 64 Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón BCD

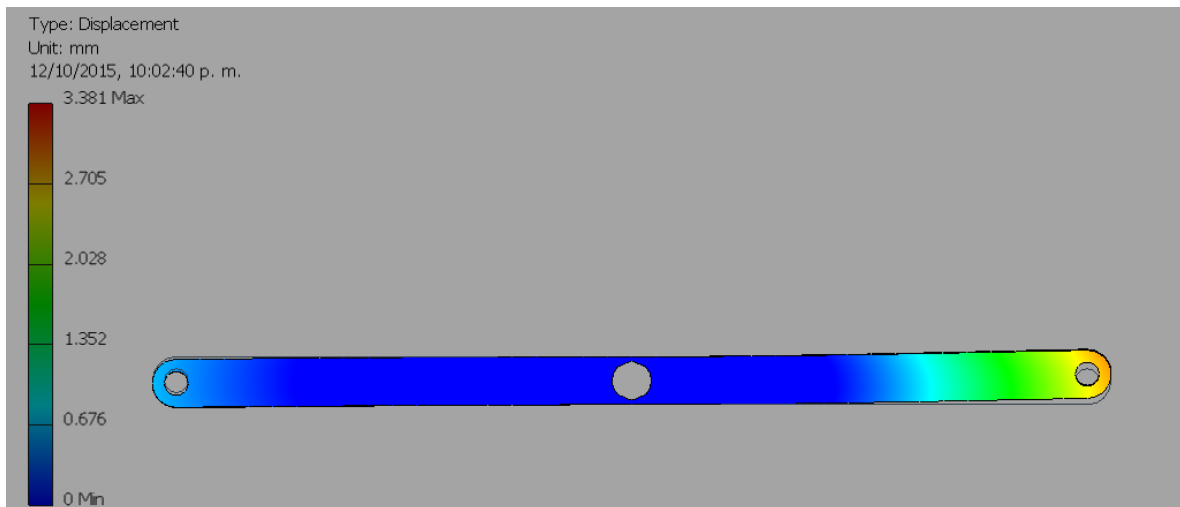


Figura 65 Deformación del eslabón BCD

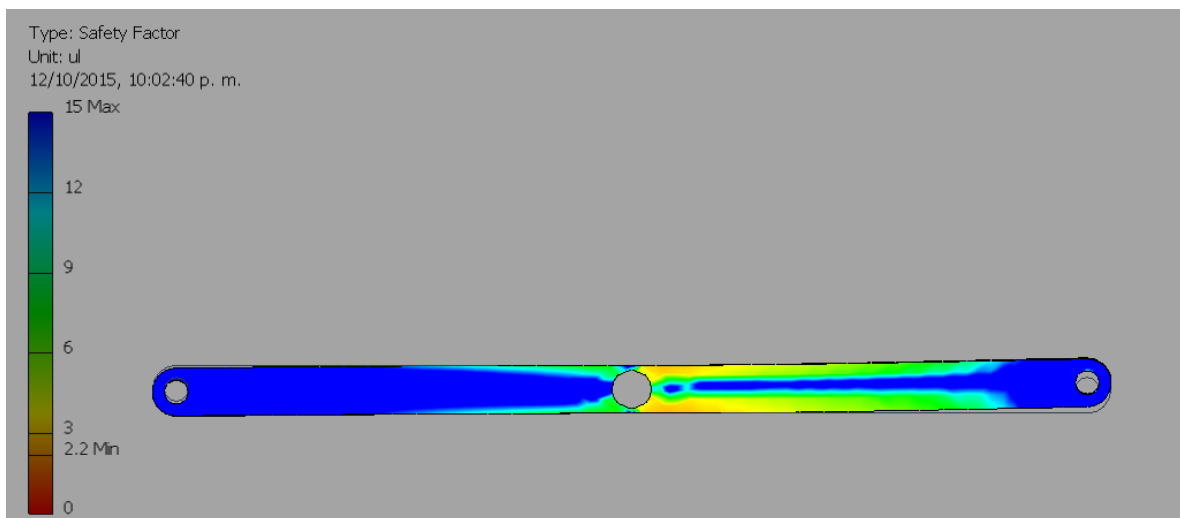


Figura 66 Factor de seguridad en el eslabón BCD

Eslabón DGI.

Unión	FX [N]	FY [N]
D	1135.42558	666.828811
G	-1980.67466	453.634994
I	-2576.57186	-26.1332692

Tabla 19 Distribución de cargas en el eslabón DGI.

DGI Colapsado		
Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	41763.4 mm ³	41763.4 mm ³
Masa	0.14324 kg	0.14324 kg
E. de von Mises	0.450052 MPa	157.754 MPa
1er E. Principal	-26.8961 MPa	158.158 MPa
3er E. Principal	-152.644 MPa	10.5709 MPa
Desplazamiento	0 mm	3.21614 mm
Factor de seguridad	2.53493 ul	15 ul

Tabla 20 Resultados obtenidos para el eslabó DGI.

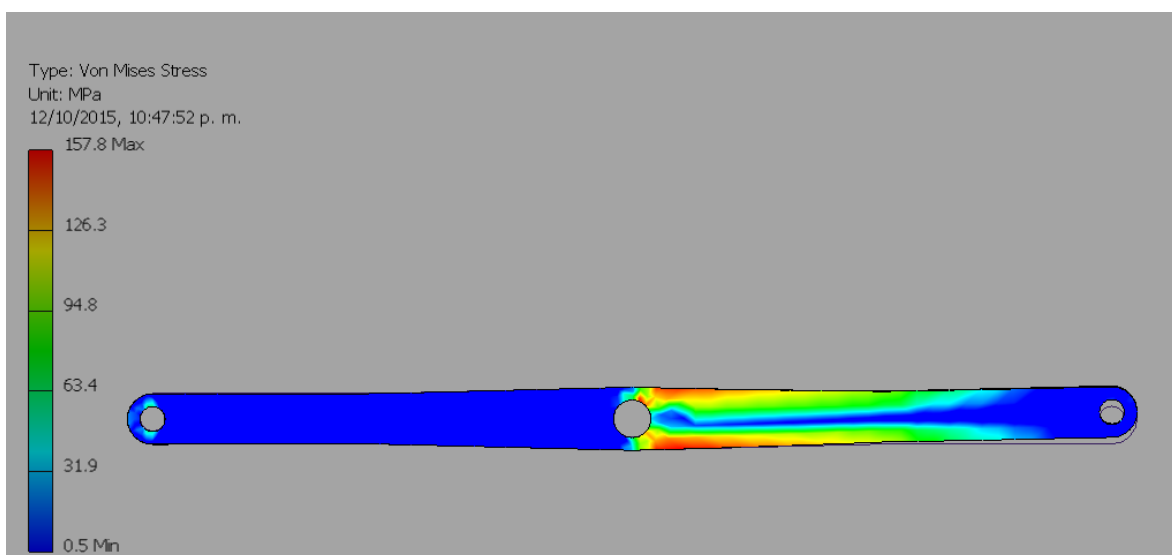


Figura 67 Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón DGI

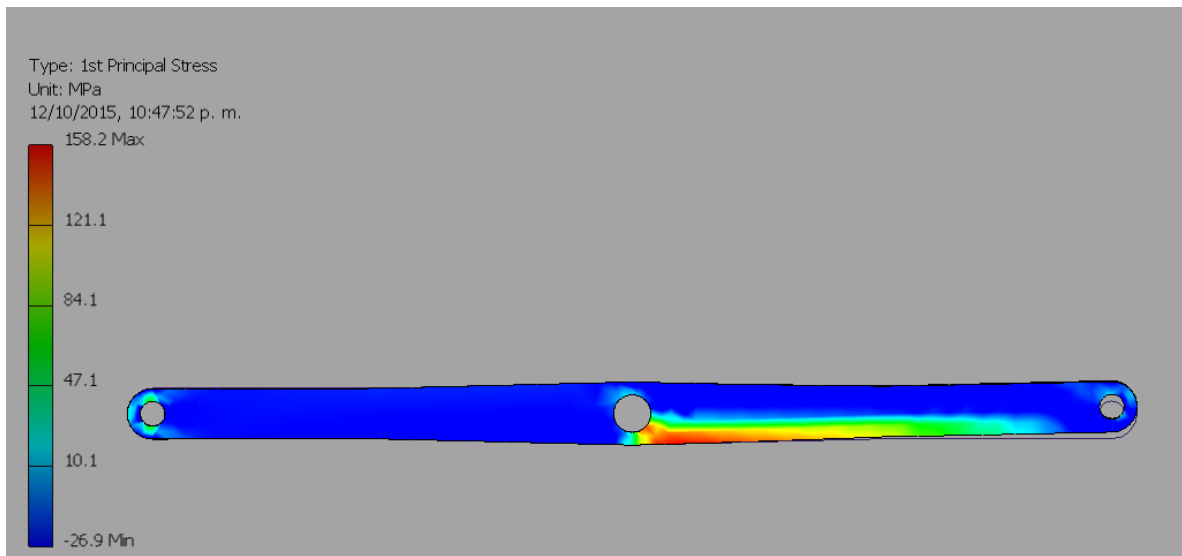


Figura 68 Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón DGI

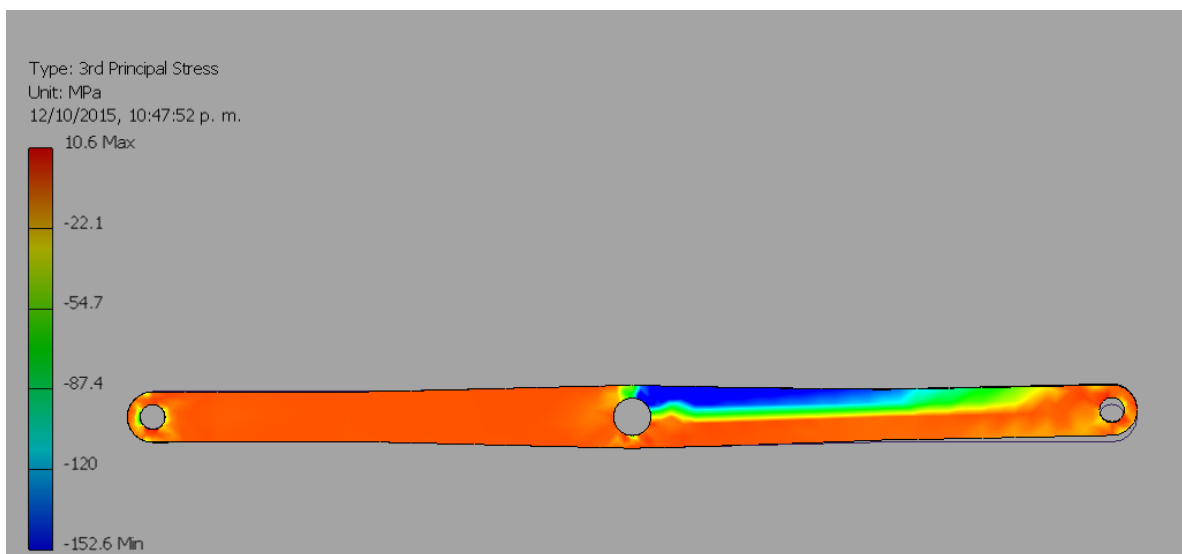


Figura 69 Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón DGI

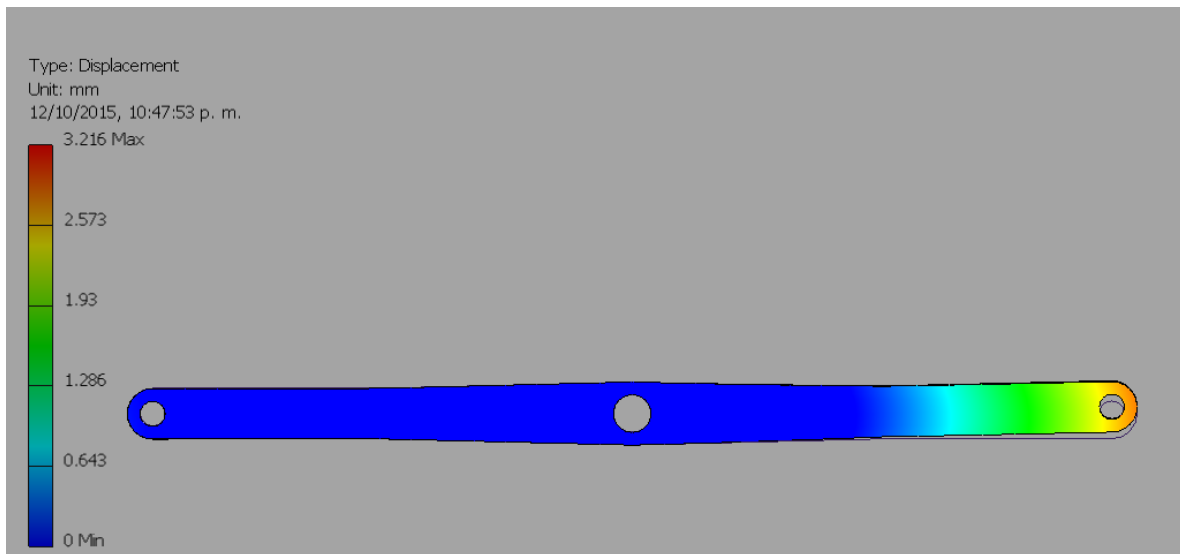


Figura 70 Deformación del eslabón DGI

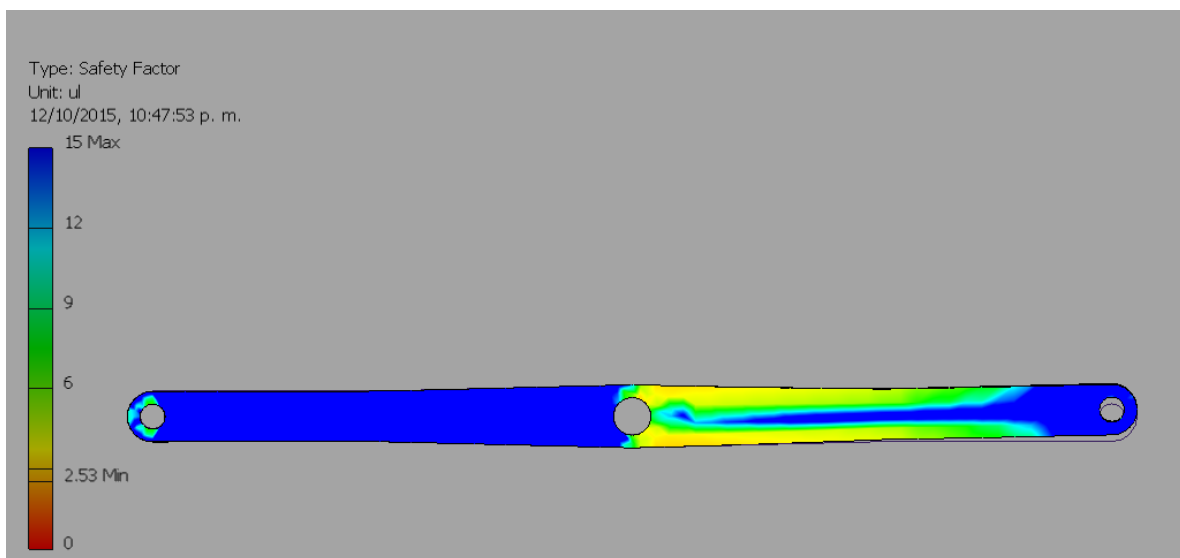


Figura 71 Factor de seguridad en el eslabón DGI

Eslabón EGH.

Unión	FX [N]	FY [N]
E	-3077.16078	941.664976
G	1980.67466	453.634994
H	2571.51684	60.6835959

Tabla 21 Distribución de cargas en el eslabón EGH.

EGH Colapsado		
Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	63214.6 mm ³	63214.6 mm ³
Masa	0.176323 kg	0.176323 kg
E. de von Mises	1.33253 MPa	190.112 MPa
1er E. Principal	-37.1204 MPa	197.67 MPa
3er E. Principal	-148.103 MPa	20.9767 MPa
Desplazamiento	0 mm	3.34775 mm
Factor de seguridad	2.10346 ul	15 ul

Tabla 22 Resultados obtenidos para el eslabón EGH.

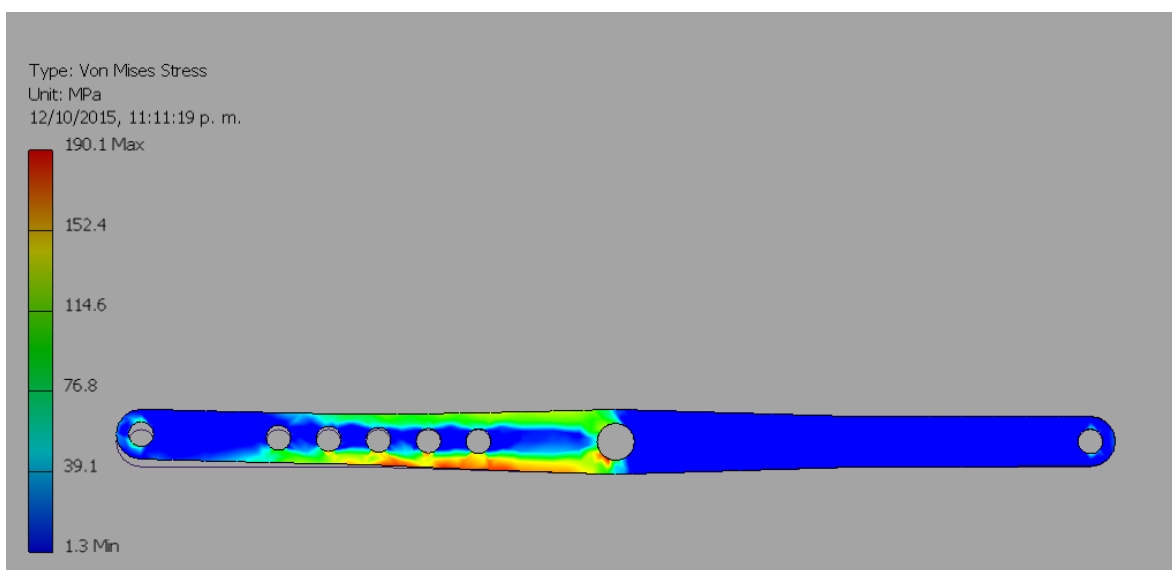


Figura 72 Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón EGH

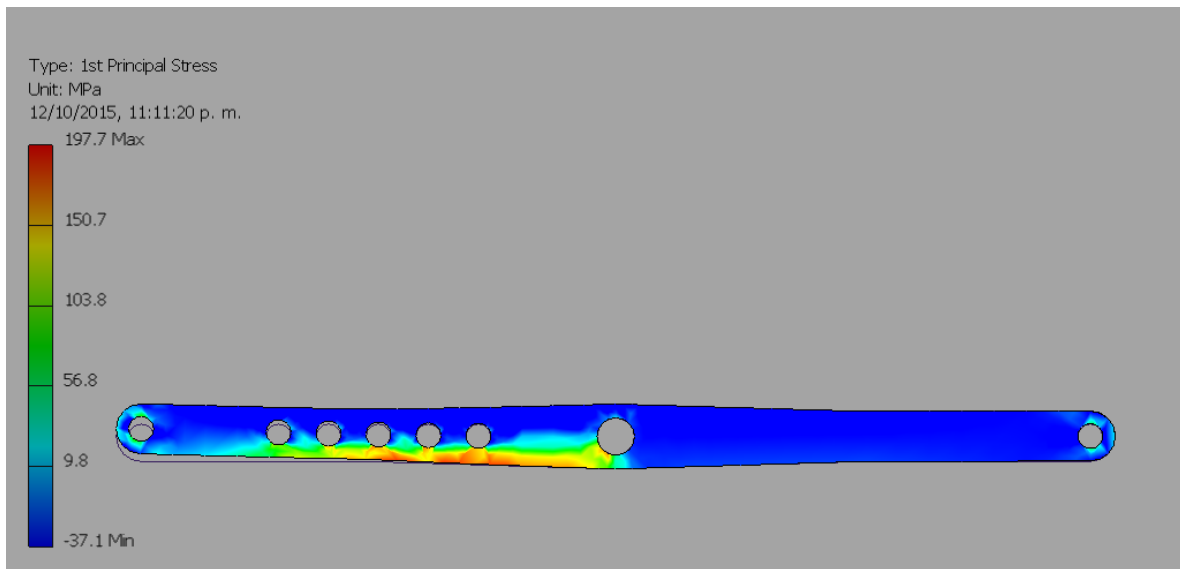


Figura 73 Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón EGH

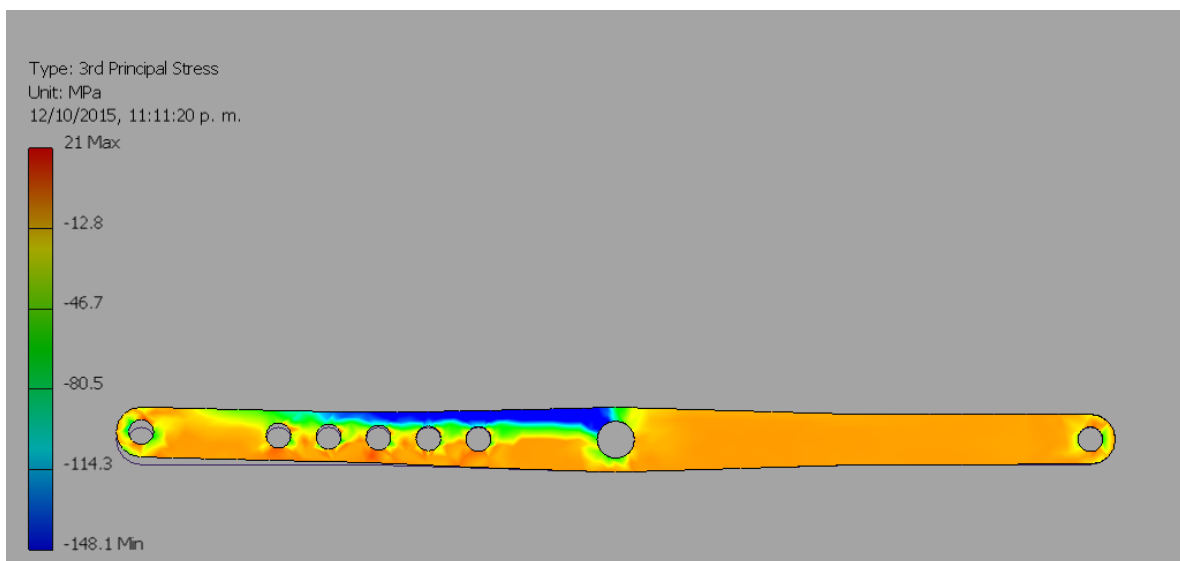


Figura 74 Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón EGH

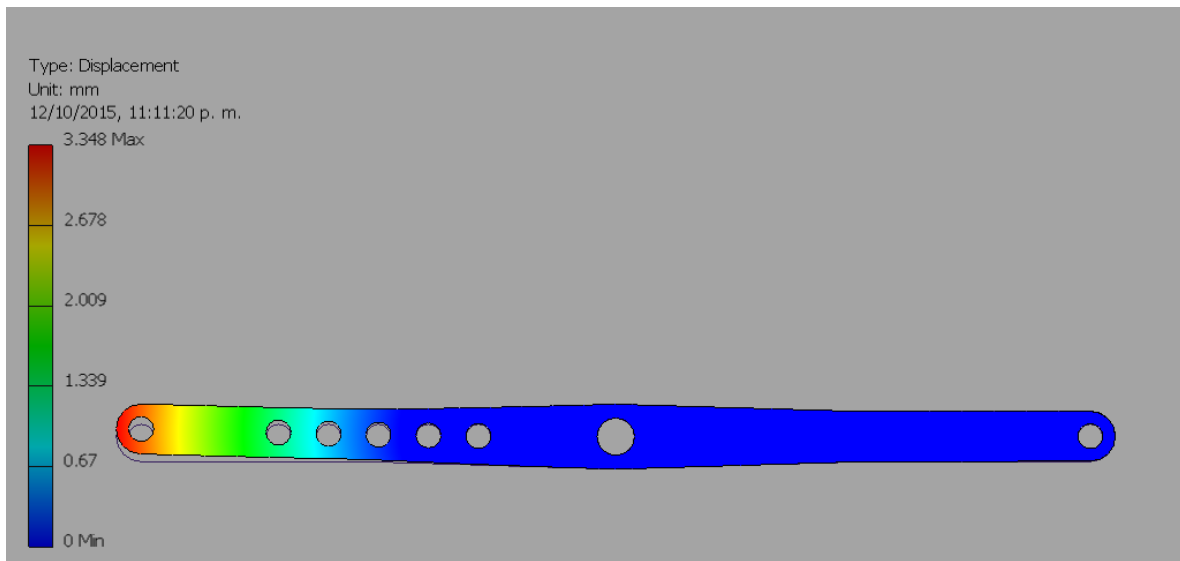


Figura 75 Deformación del eslabón EGH

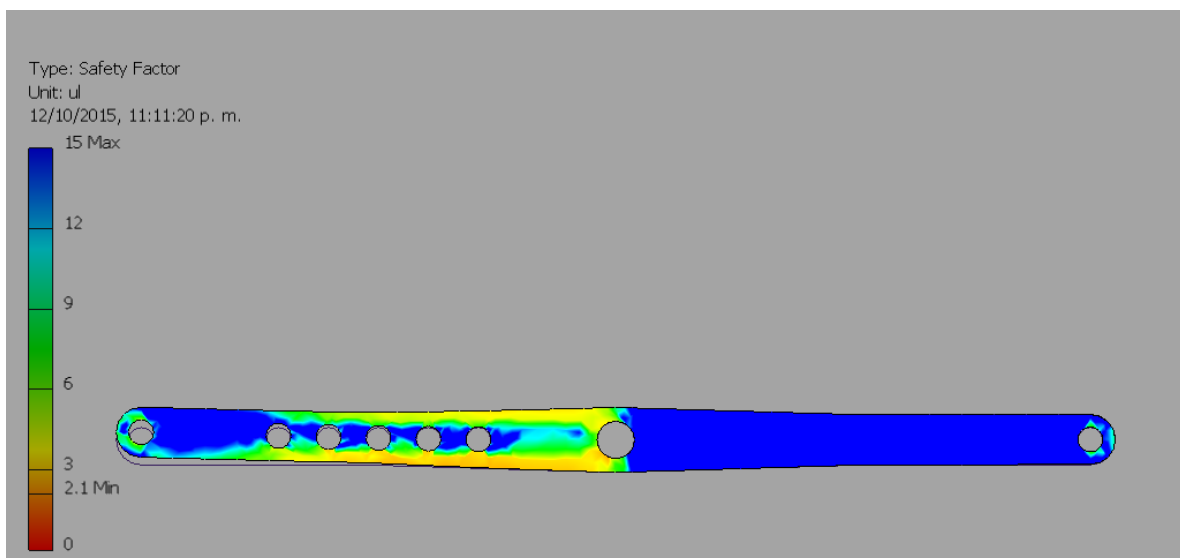


Figura 76 Factor de seguridad en el eslabón EGH

Eslabón HJL

Unión	FX [N]	FY [N]
H	2489.7174	646.288378
J	-2437.18376	-817.560119
L	-20.5028337	177.200814

Tabla 23 Distribución de cargas en el eslabón HJL.

HJL Colapsado		
Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	46405.3 mm ³	46405.3 mm ³
Masa	0.129437 kg	0.129437 kg
E. de von Mises	0.639844 MPa	169.132 MPa
1er E. Principal	-24.5401 MPa	167.811 MPa
3er E. Principal	-148.997 MPa	10.0005 MPa
Desplazamiento	0 mm	3.7039 mm
Factor de seguridad	2.36438 ul	15 ul

Tabla 24 Resultados obtenidos para el eslabón HJL.

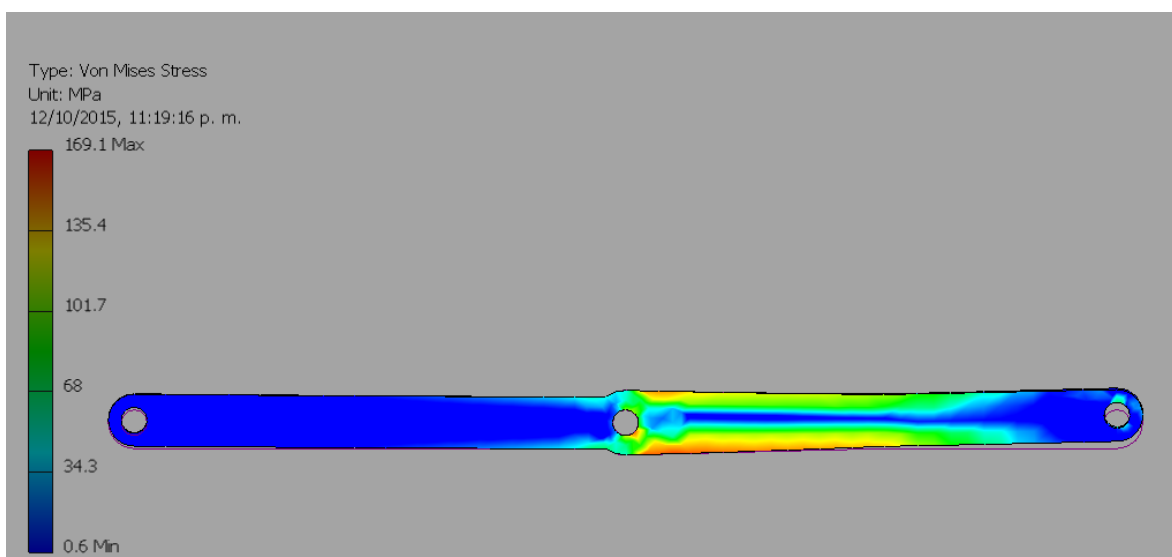


Figura 77 Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón HJL

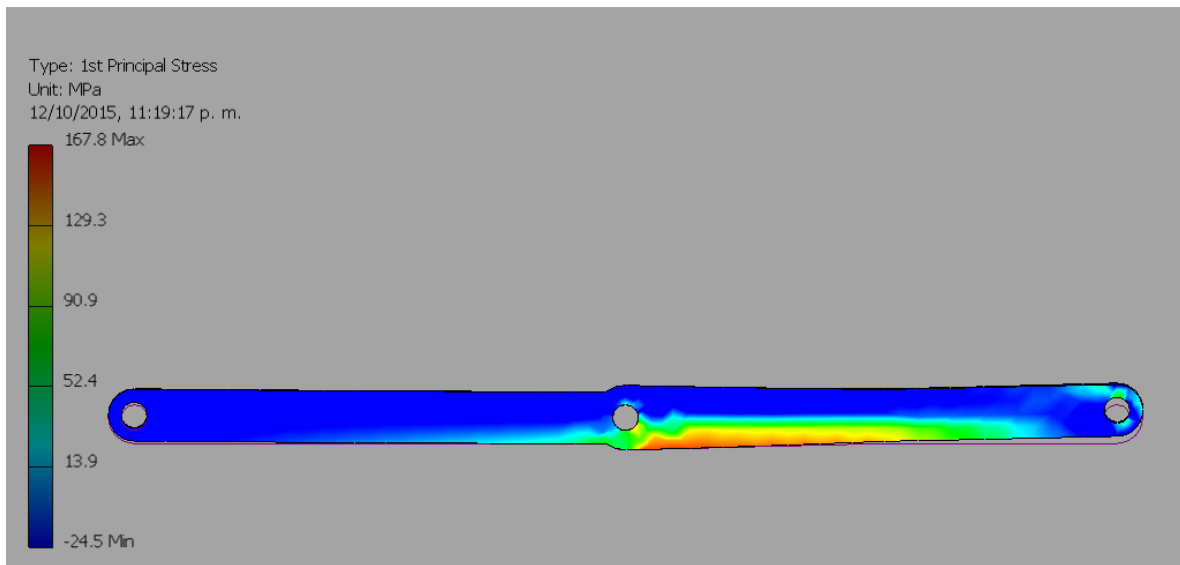


Figura 78 Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón HJL

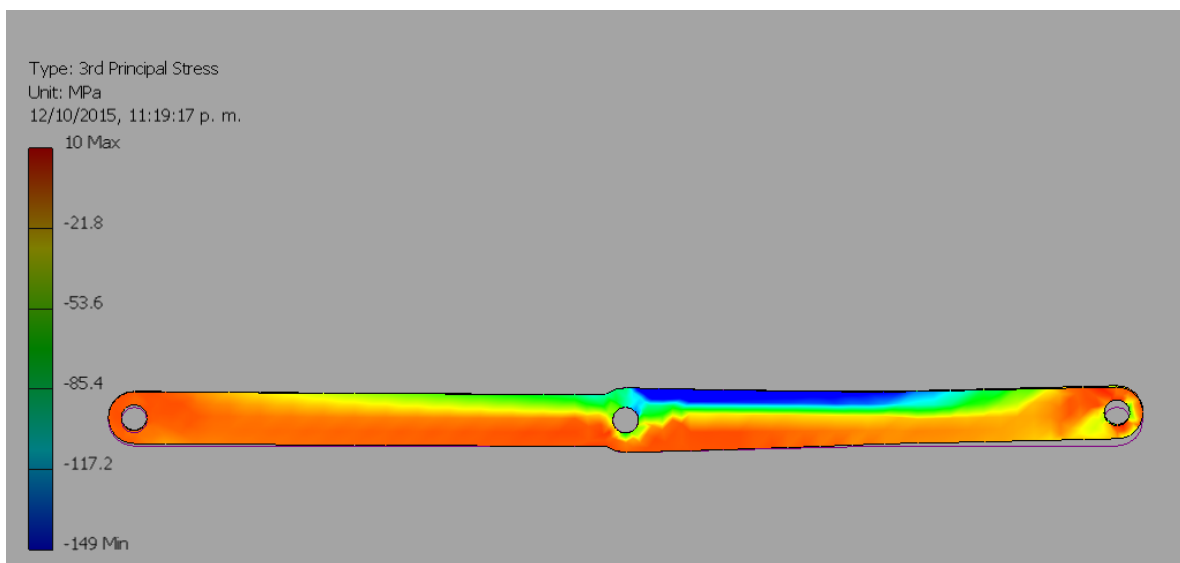


Figura 79 Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón HJL

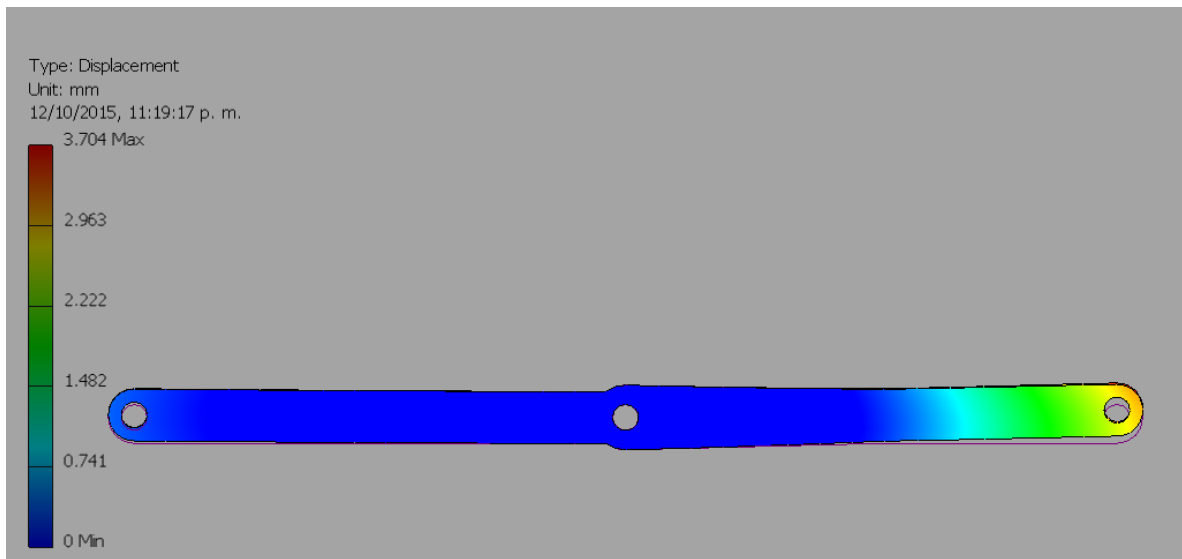


Figura 80 Deformación del eslabón HJL

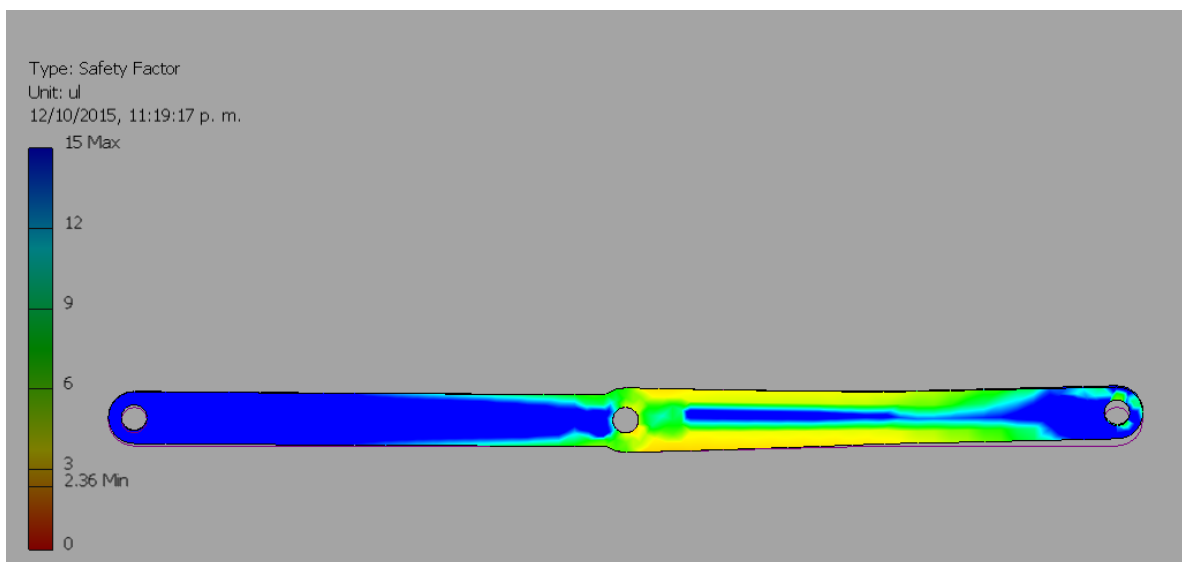


Figura 81 Factor de seguridad en el eslabón HJL

Eslabón IJK

Unión	FX [N]	FY [N]
I	-2514.46356	562.919627
J	-2559.48125	-239.426252
K	10.4926987	90.6857448

Tabla 25 Distribución de cargas en el eslabón IJK.

IJK Colapsado		
Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	46405.3 mm ³	46405.3 mm ³
Masa	0.129437 kg	0.129437 kg
E. de von Mises	0.479052 MPa	154.626 MPa
1er E. Principal	-24.0133 MPa	154.475 MPa
3er E. Principal	-131.064 MPa	10.1276 MPa
Desplazamiento	0 mm	3.29316 mm
Factor de seguridad	2.5862 ul	15 ul

Tabla 26 Resultados obtenidos para el eslabón IJK.

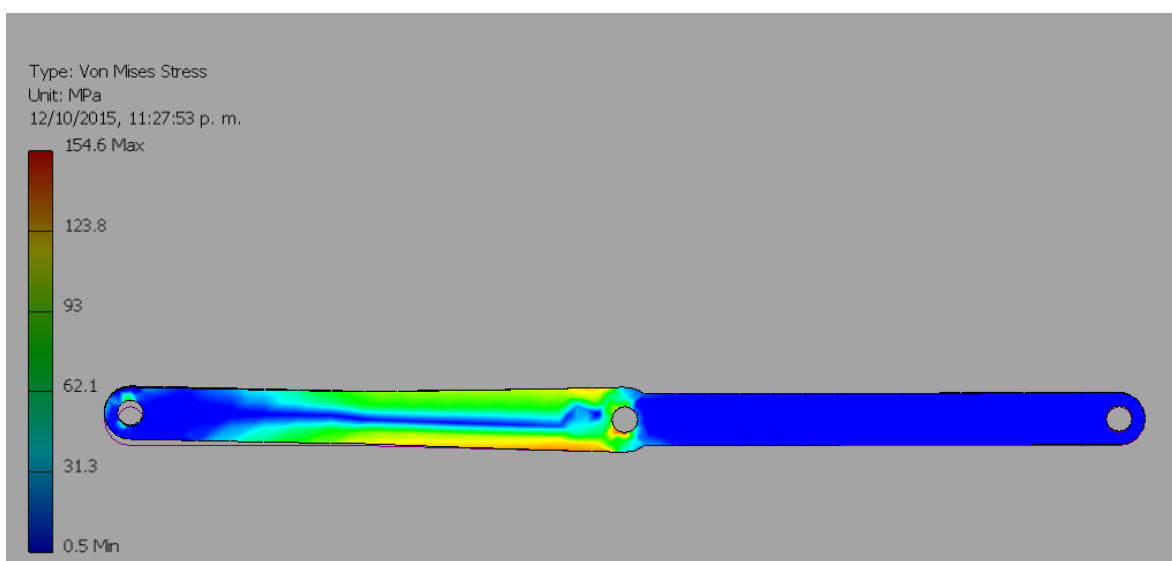


Figura 82 Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón IJK

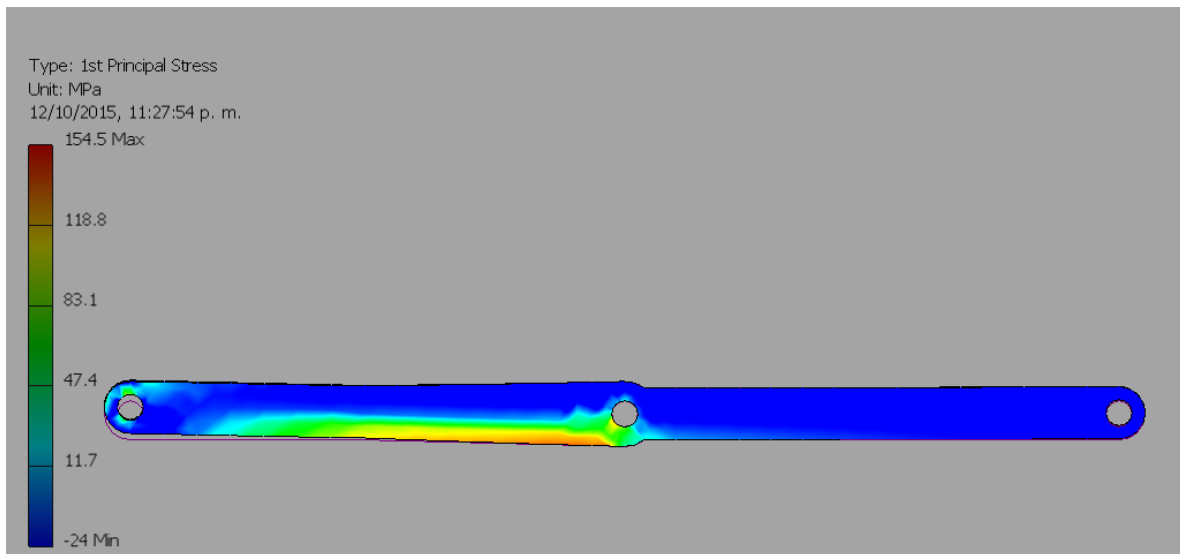


Figura 83 Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón IJK

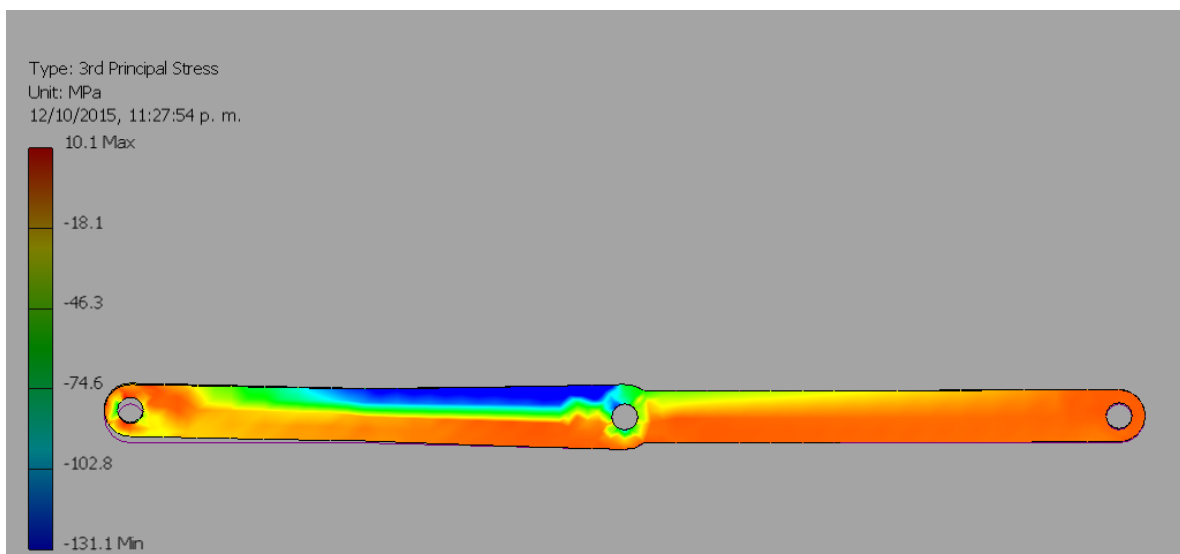


Figura 84 Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón IJK

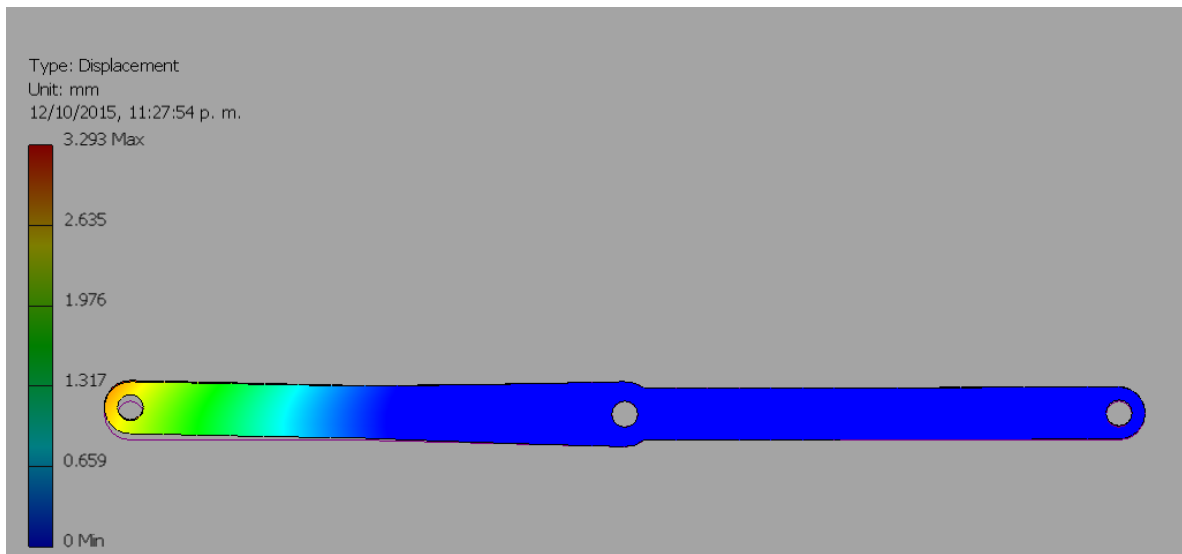


Figura 85 Deformación del eslabón IJK

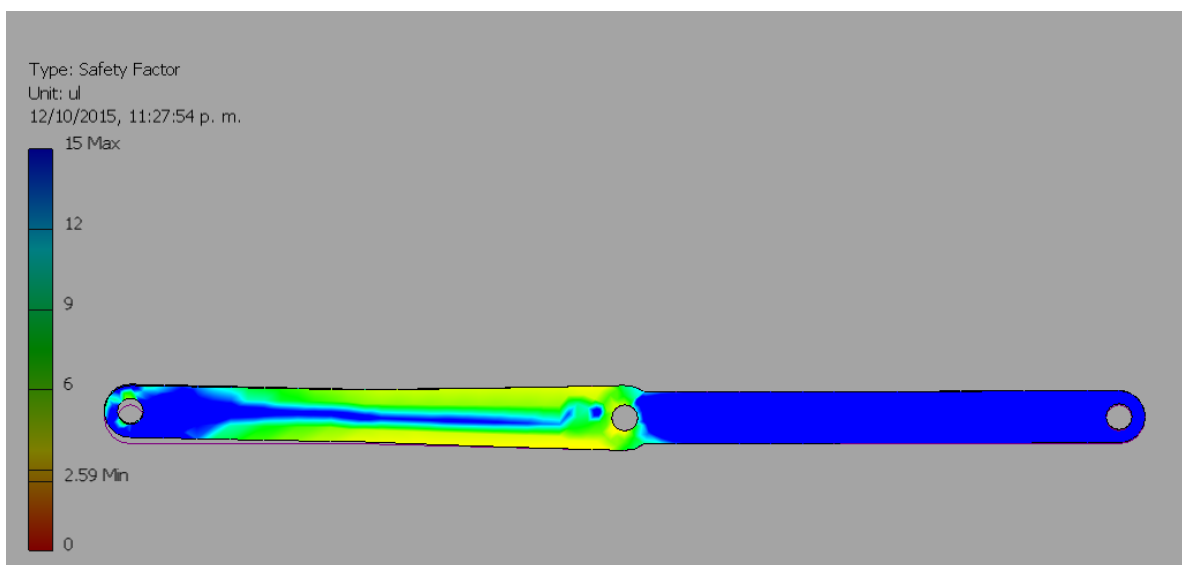


Figura 86 Factor de seguridad en el eslabón IJK.

Base AB.

Unión	FX [N]	FY [N]
A	1915.40875	-678.28175
B	0	-180.2235

Tabla 27 Distribución de cargas en la base AB.

Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	371007 mm ³	371007 mm ³
Masa	1.03484 kg	1.03484 kg
E. de von Mises	0.00212568 MPa	196.681 MPa
1er E. Principal	-48.8952 MPa	205.651 MPa
3er E. Principal	-225.097 MPa	54.4724 MPa
Desplazamiento	0 mm	1.91519 mm
Factor de seguridad	2.03321 ul	15 ul

Tabla 28 Resultados obtenidos para la base AB.



Figura 87 Distribución del esfuerzo equivalente en la base AB.



Figura 88 Distribución de esfuerzos de tensión en la base AB.

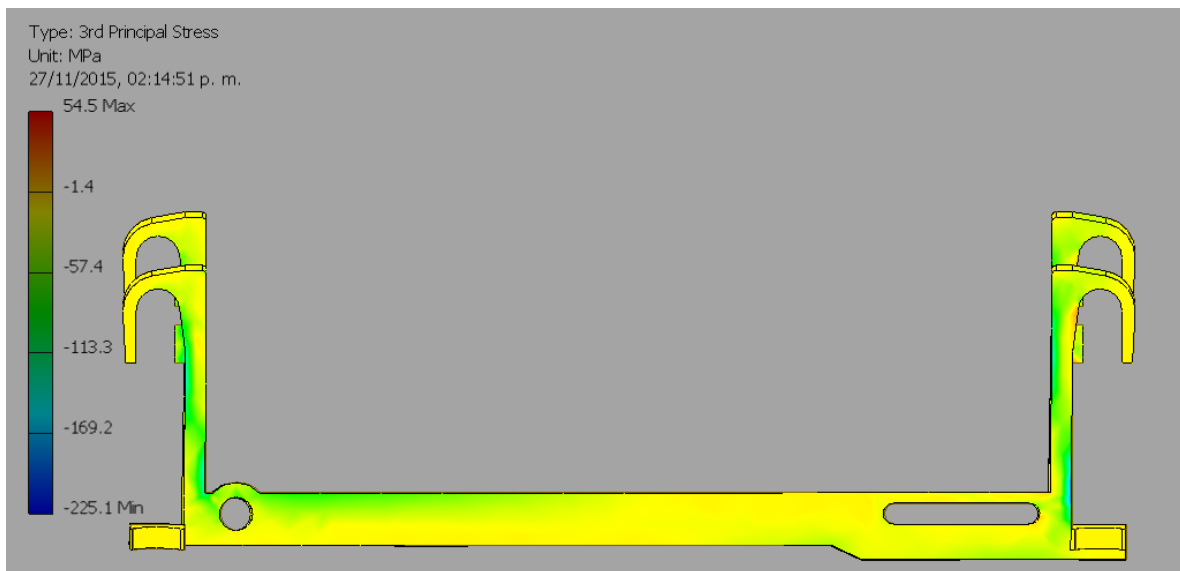


Figura 89 Distribución de esfuerzos de tensión en la base AB.

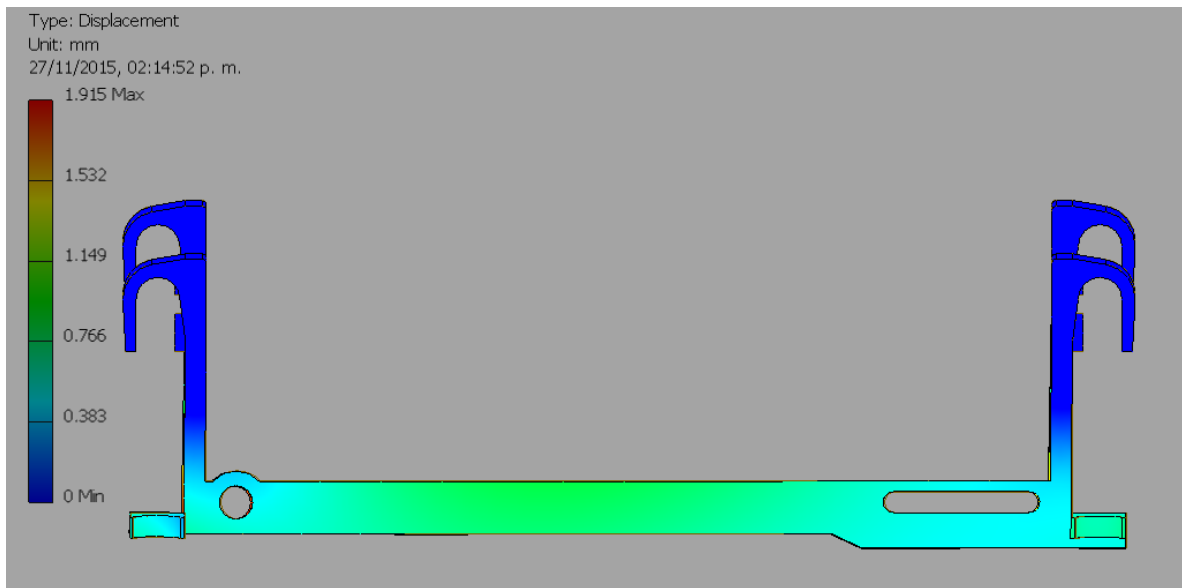


Figura 90 Deformación de la base AB.



Figura 91 Factor de seguridad en la base AB.

Eslabón KL.

Unión	FX [N]	FY [N]
K	0	91.29075
L	0	178.383
Cara sup		981

Tabla 29 Distribución de cargas en el eslabón KL.

Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	418906 mm ³	418906 mm ³
Masa	1.16844 kg	1.16844 kg
E. de von Mises	0.0525641 MPa	177.255 MPa
1er E. Principal	-24.0517 MPa	114.01 MPa
3er E. Principal	-172.467 MPa	29.8814 MPa
Desplazamiento	0 mm	3.9636 mm
Factor de seguridad	2.25604 ul	15 ul

Tabla 30 Resultados para el eslabón KL.

El eslabón KL es la pieza de mayor volumen de todo el conjunto, además de ser la que recibe directamente todo el peso del paciente; debido a su tamaño, geometría y función que realiza, se requirió de una proyección isométrica para visualizar la distribución de esfuerzos en la misma.

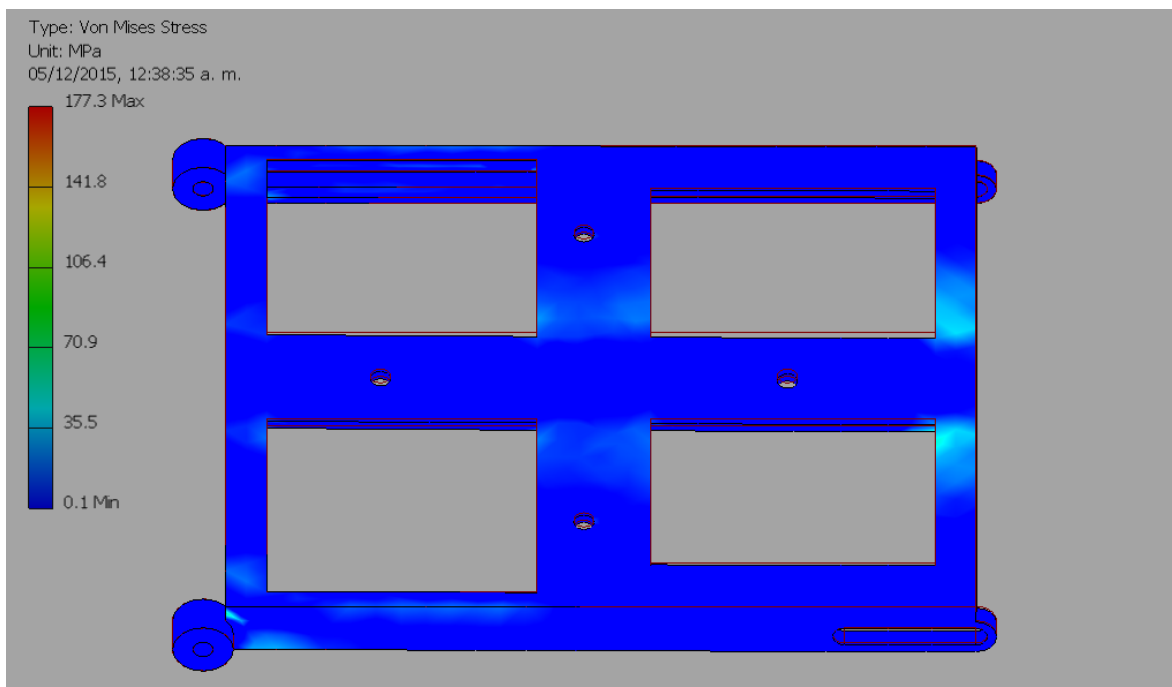


Figura 92 Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón KL.

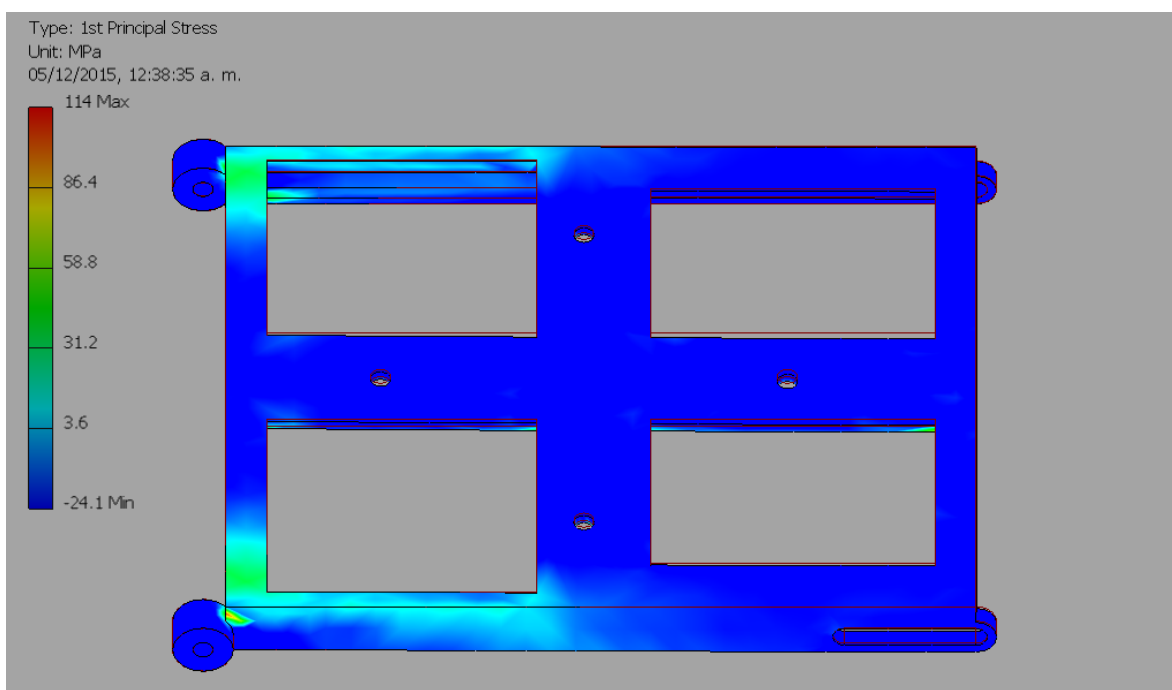


Figura 93 Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón KL.

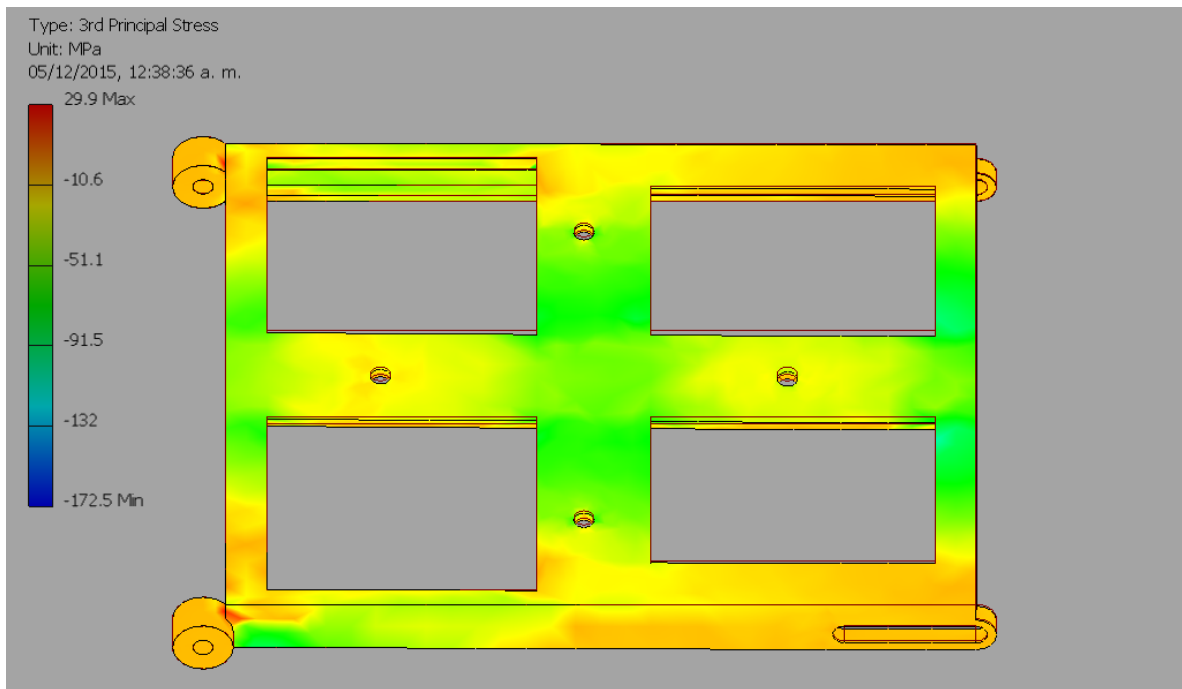


Figura 94 Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón KL.

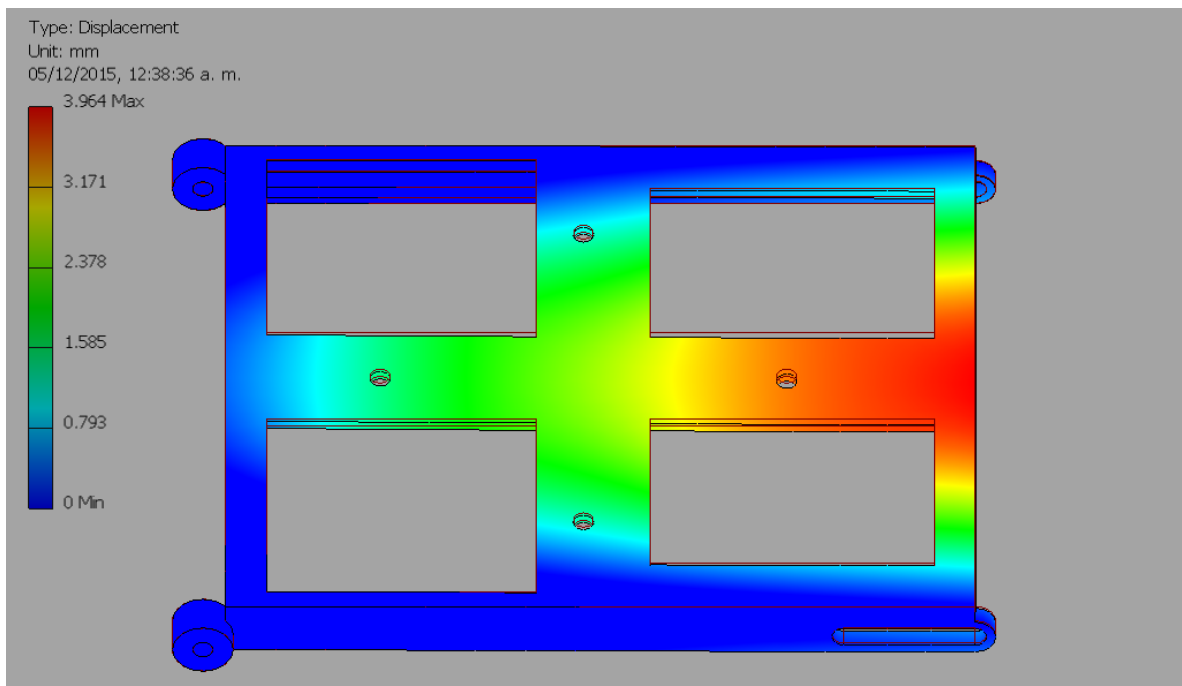


Figura 95 Deformación del eslabón KL.

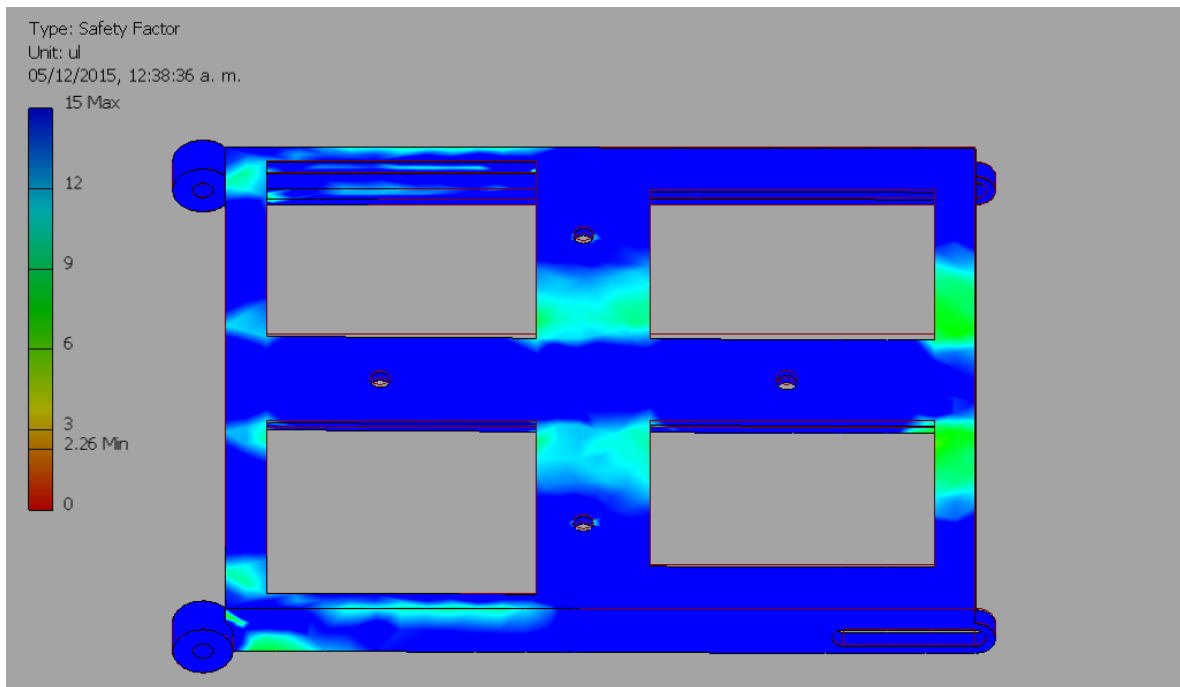


Figura 96 Factor de seguridad en el eslabón KL.

Barra A

Unión	F [N]
A	8127.836

Tabla 31 Carga aplicada en la barra A.

Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	158664 mm ³	158664 mm ³
Masa	1.24551 kg	1.24551 kg
E. de von Mises	0.00324598 MPa	412.181 MPa
1er E. Principal	-66.4071 MPa	462.079 MPa
3er E. Principal	-201.407 MPa	92.6109 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.11002 mm
Factor de seguridad	3.16851 ul	15 ul

Tabla 32 Resultados para la barra A.

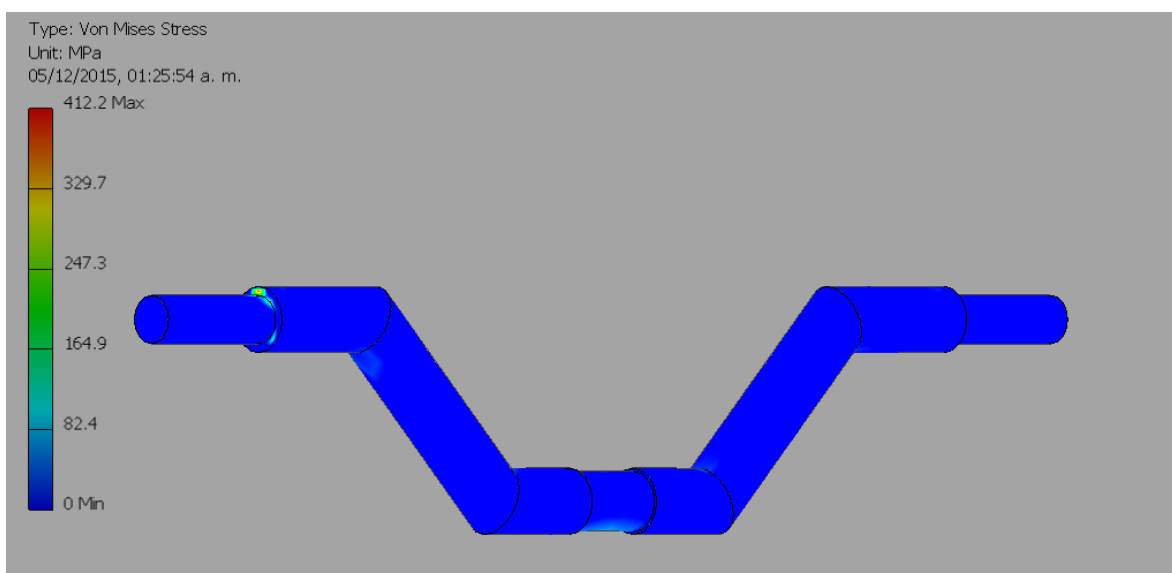


Figura 97 Distribución del esfuerzo equivalente en la barra A.

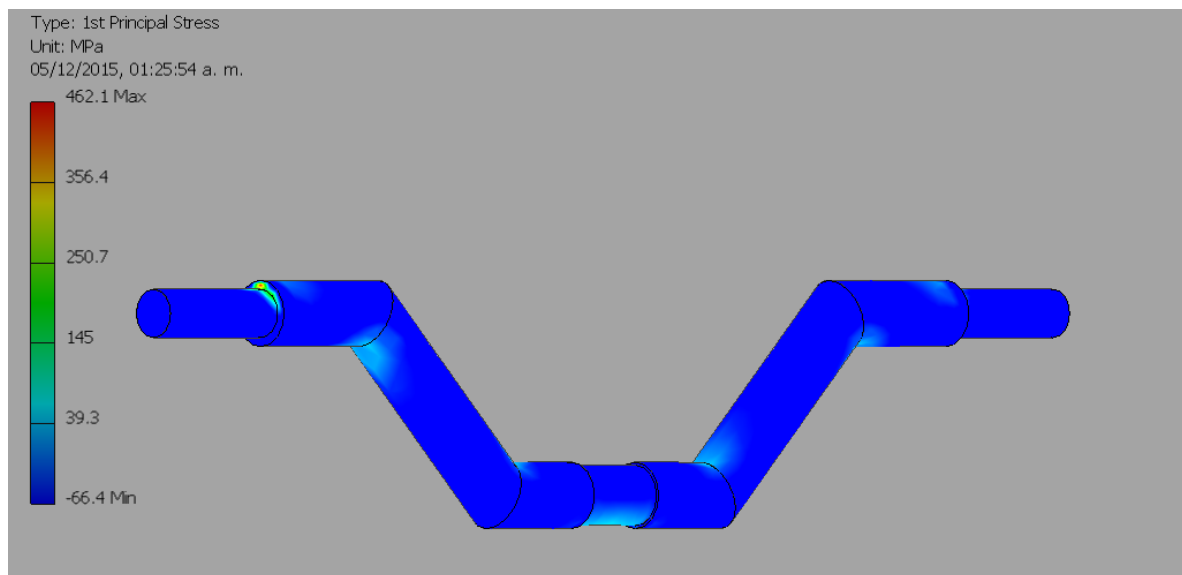


Figura 98 Distribución de esfuerzos de tensión en la barra A.

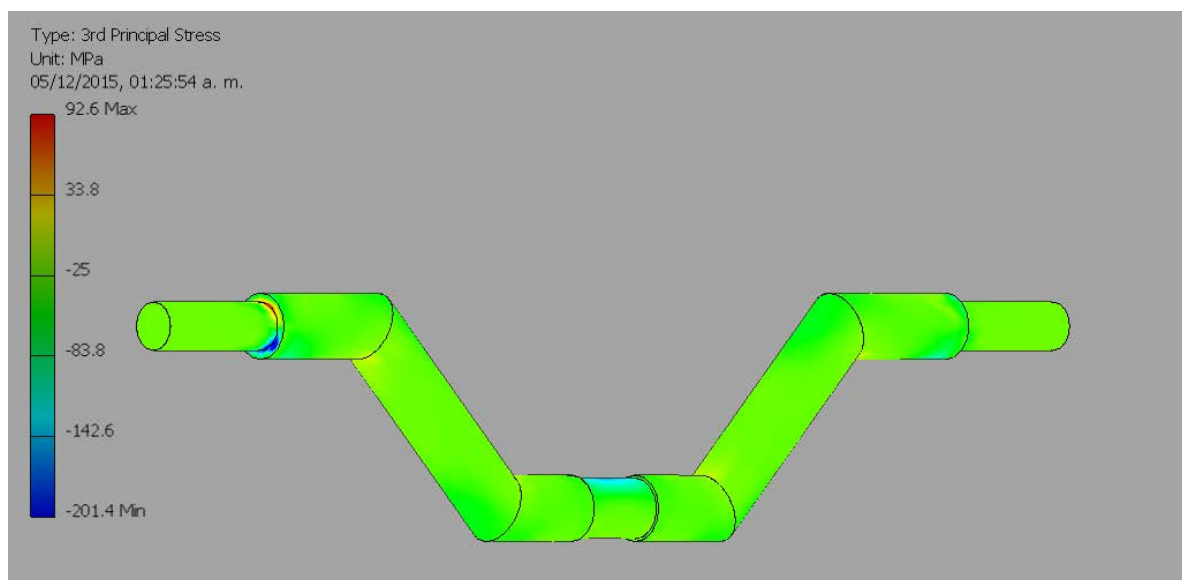


Figura 99 Distribución de esfuerzos de compresión en la barra A.

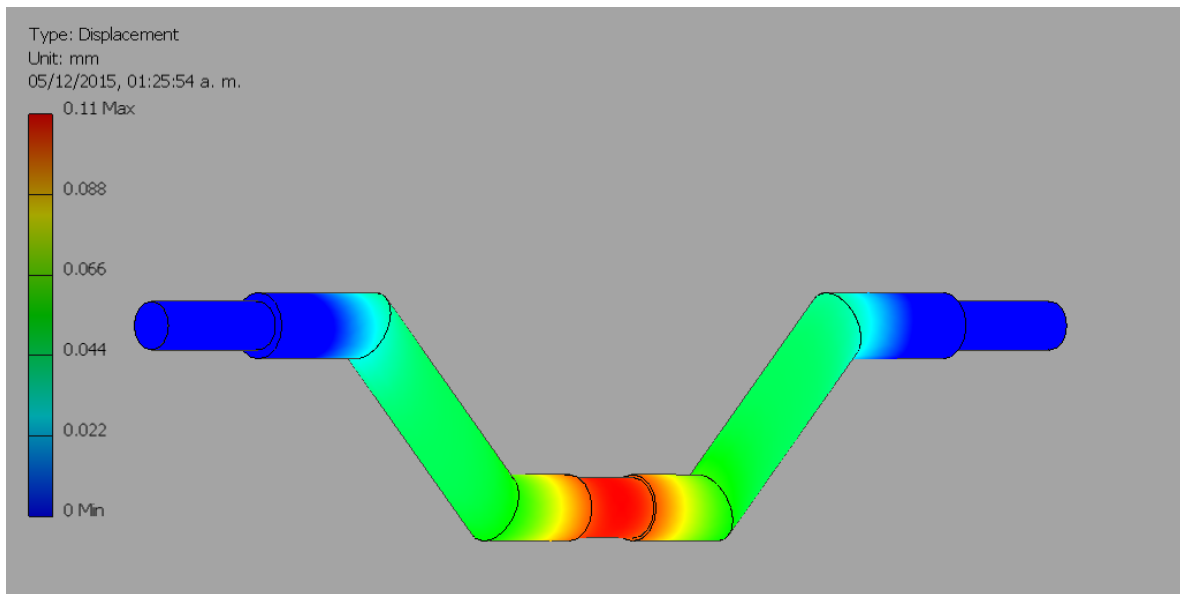


Figura 100 Deformación de la barra A.

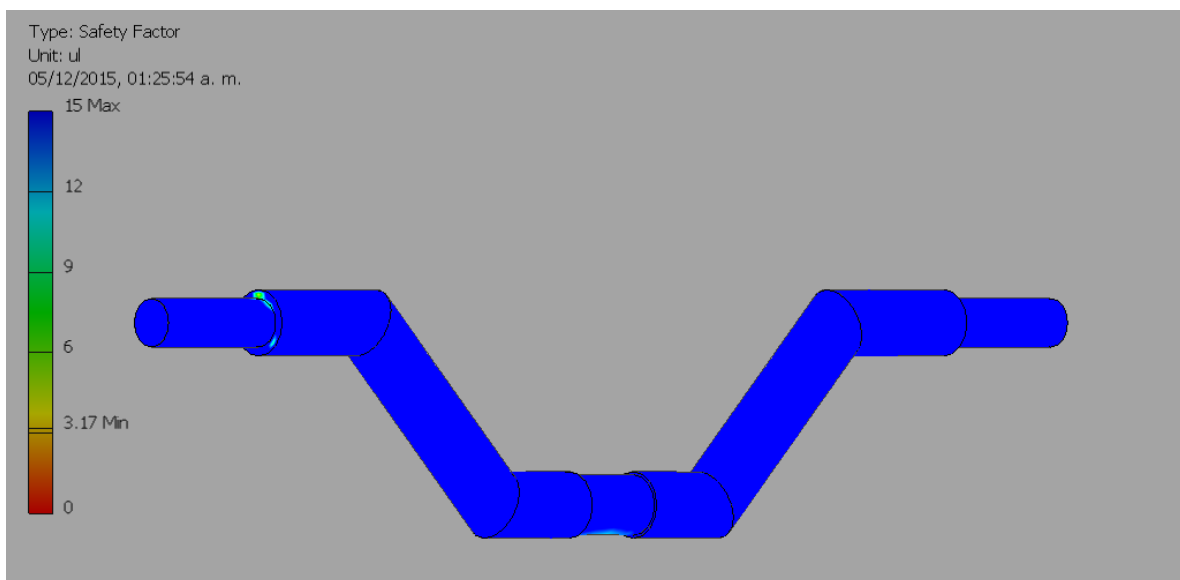


Figura 101 Factor de seguridad en la barra A.

Barra G

Unión	F [N]
G	8127.836

Tabla 33 Carga aplicada en la barra G.

Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	153627 mm ³	153627 mm ³
Masa	1.20597 kg	1.20597 kg
E. de von Mises	0.011034 MPa	388.436 MPa
1er E. Principal	-52.3205 MPa	401.815 MPa
3er E. Principal	-211.233 MPa	81.7143 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.107731 mm
Factor de seguridad	3.3622 ul	15 ul

Tabla 34 Resultados para la barra G.

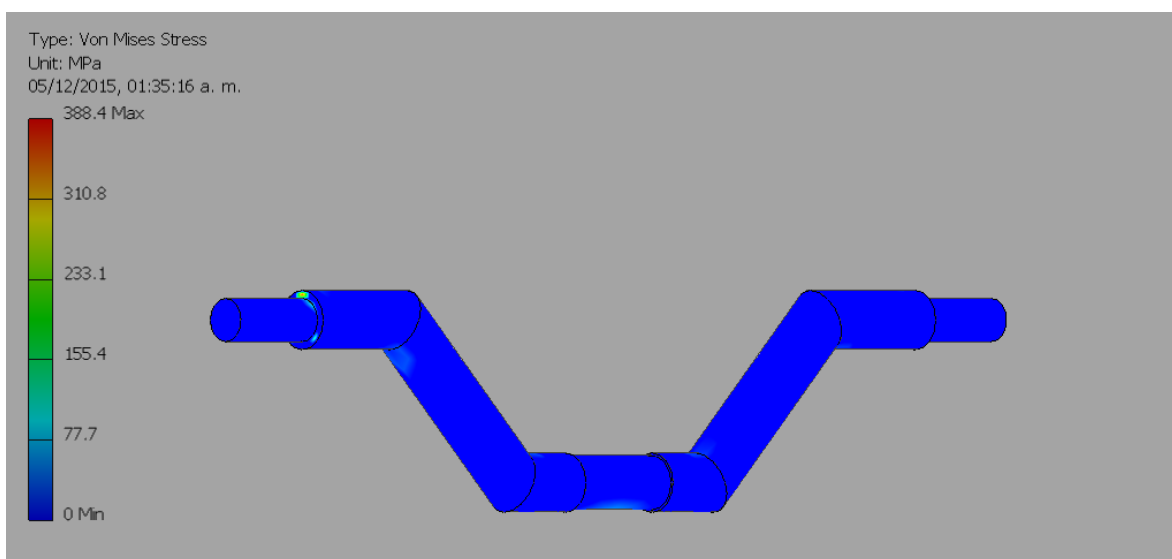


Figura 102 Distribución del esfuerzo equivalente en la barra G.

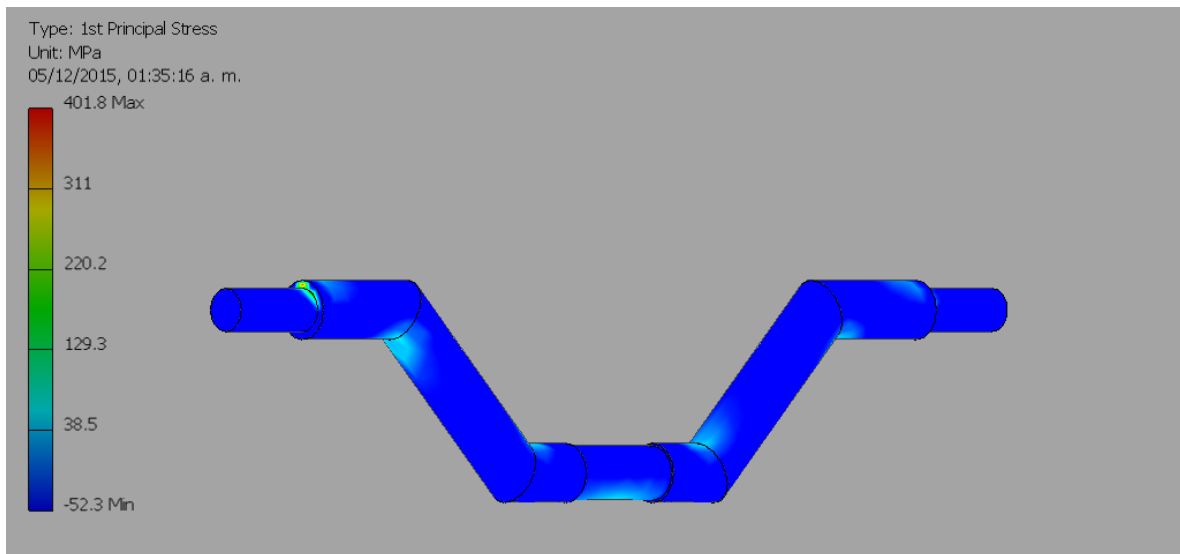


Figura 103 Distribución de esfuerzos de tensión en la barra G.

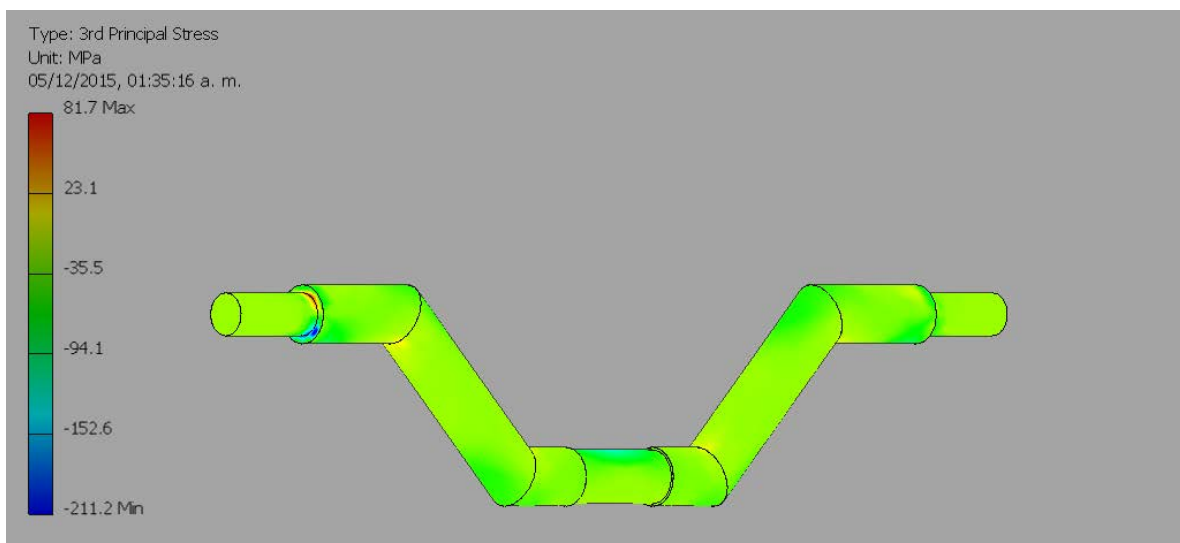


Figura 104 Distribución de esfuerzos de compresión en la barra G.

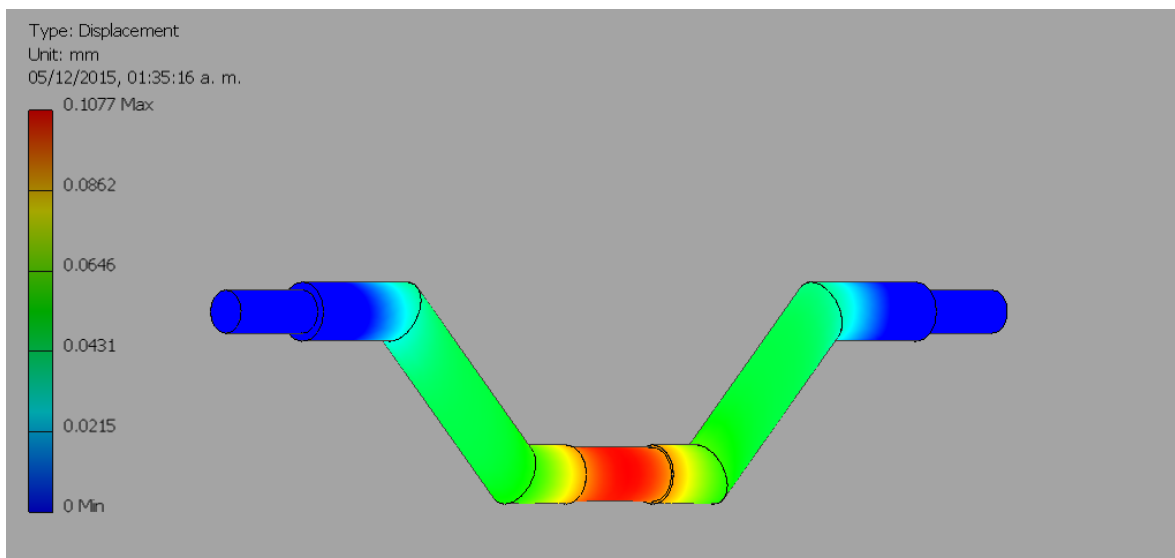


Figura 105 Deformación de la barra G.

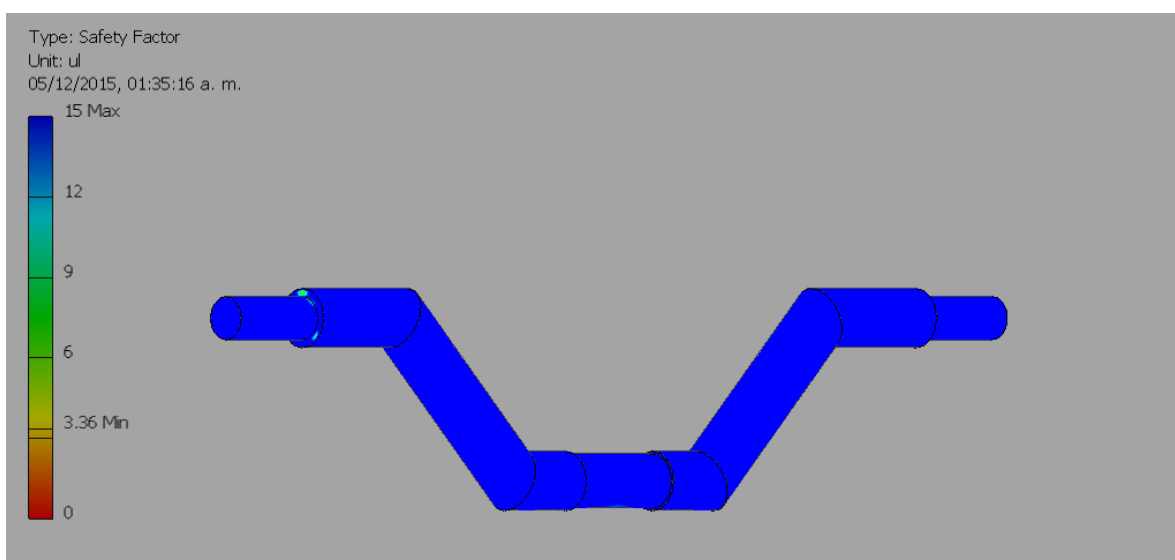


Figura 106 Factor de seguridad en la barra G.

Base de cilindro A.

Unión	F [N]
A	8127.836

Tabla 35 Carga aplicada en la base A.

Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	12020.3 mm ³	12020.3 mm ³
Masa	0.0324548 kg	0.0324548 kg
E. de von Mises	0.0324846 MPa	47.7789 MPa
1er E. Principal	-27.8807 MPa	26.9388 MPa
3er E. Principal	-66.3238 MPa	1.10842 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.00925374 mm
Factor de seguridad	5.75568 ul	15 ul

Tabla 36 Resultados obtenidos para la base A.

Debido a la geometría de esta pieza, fue necesario emplear dos vistas para visualizar la distribución de esfuerzos en la misma.

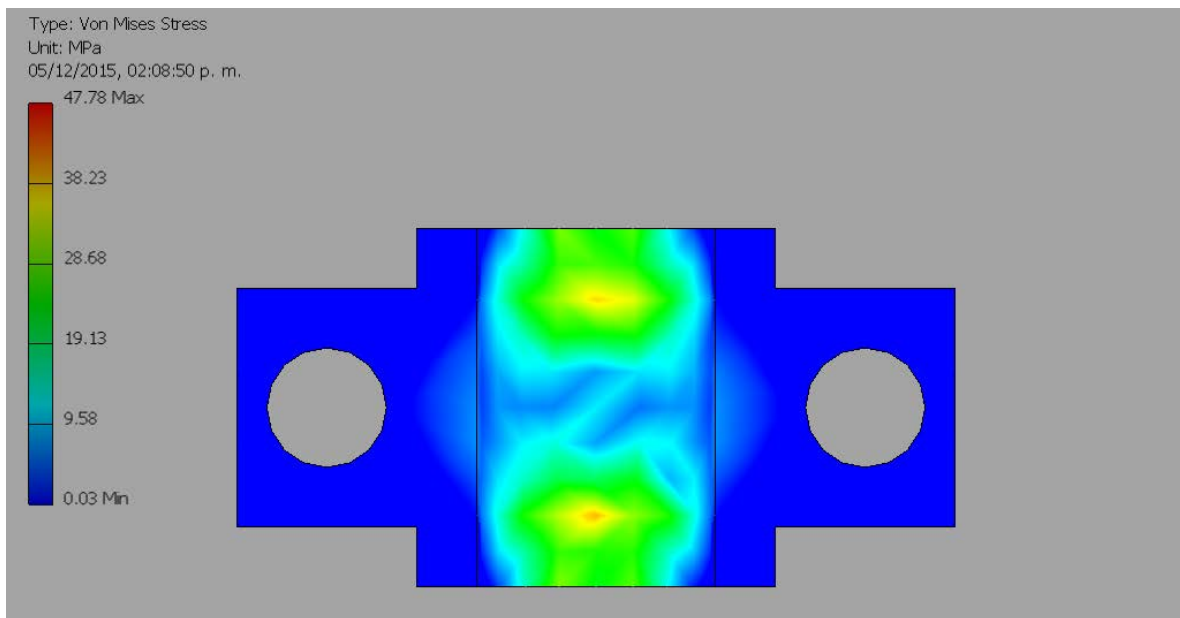


Figura 107 Distribución del esfuerzo equivalente en la base A, vista superior.

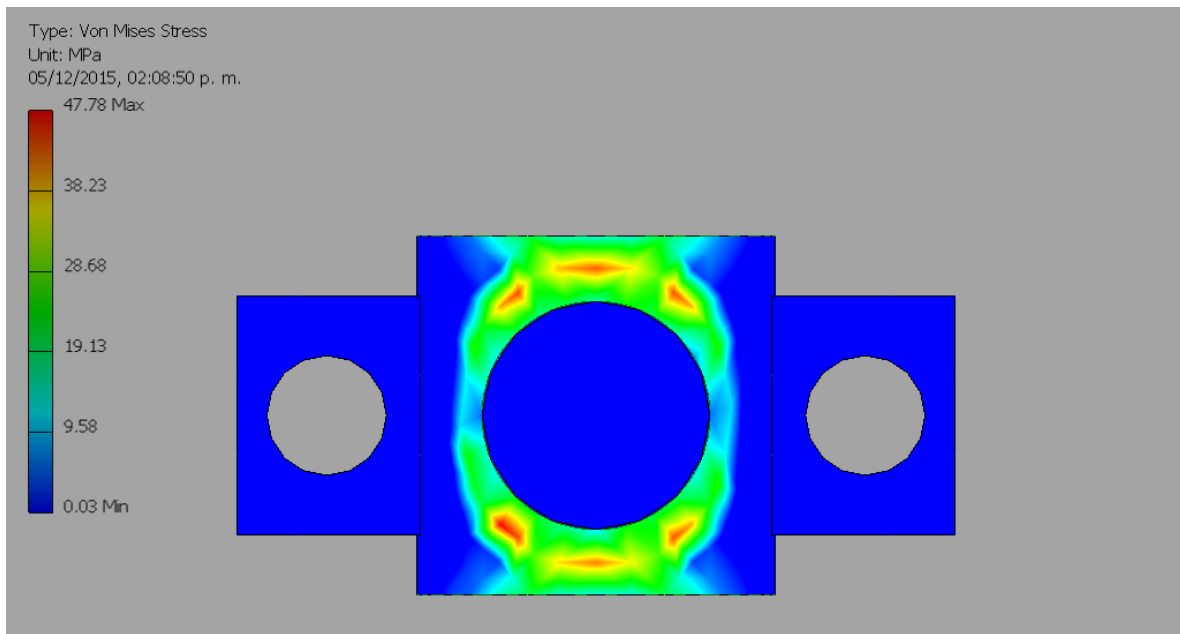


Figura 108 Distribución del esfuerzo equivalente en la base A, vista inferior.

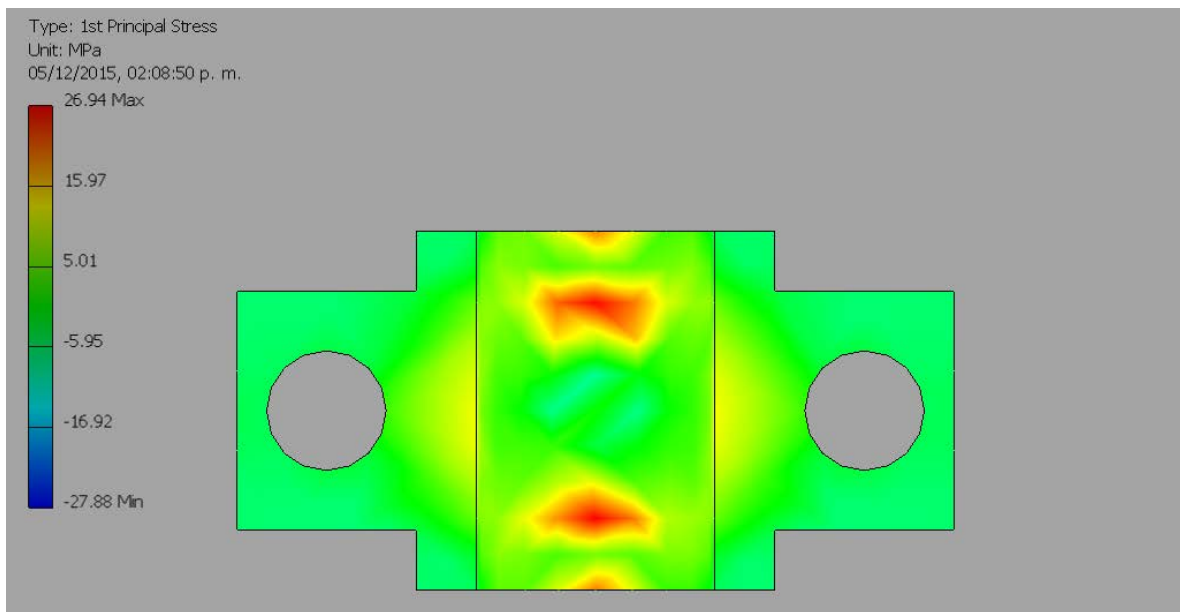


Figura 109 Distribución de esfuerzos de tensión en la base A, vista superior.

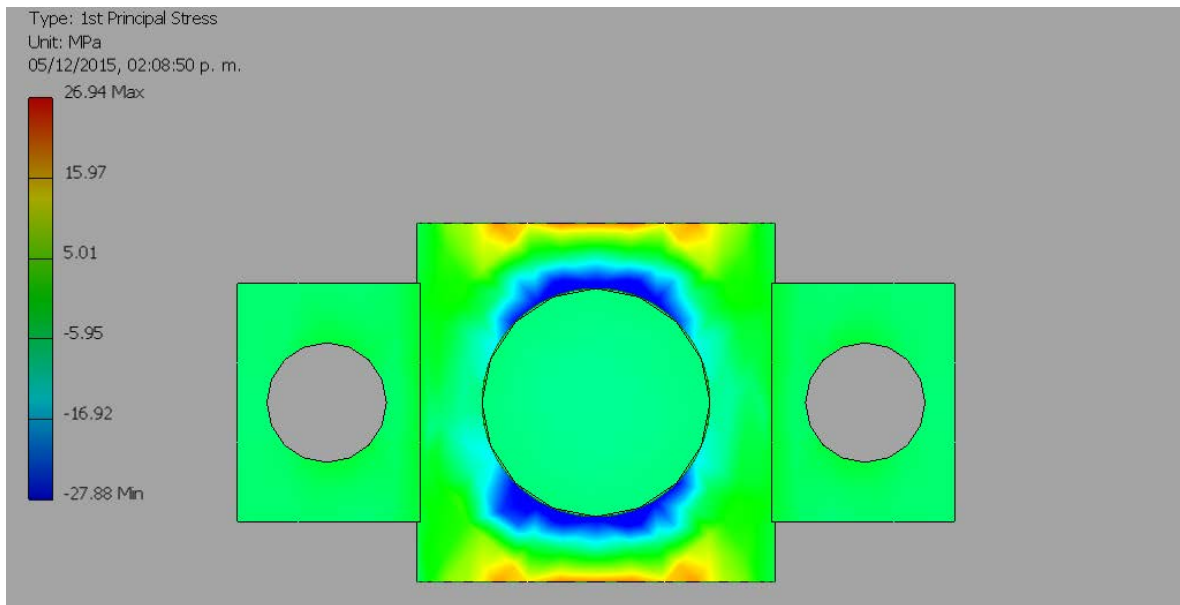


Figura 110 Distribución de esfuerzos de tensión en la base A, vista inferior.

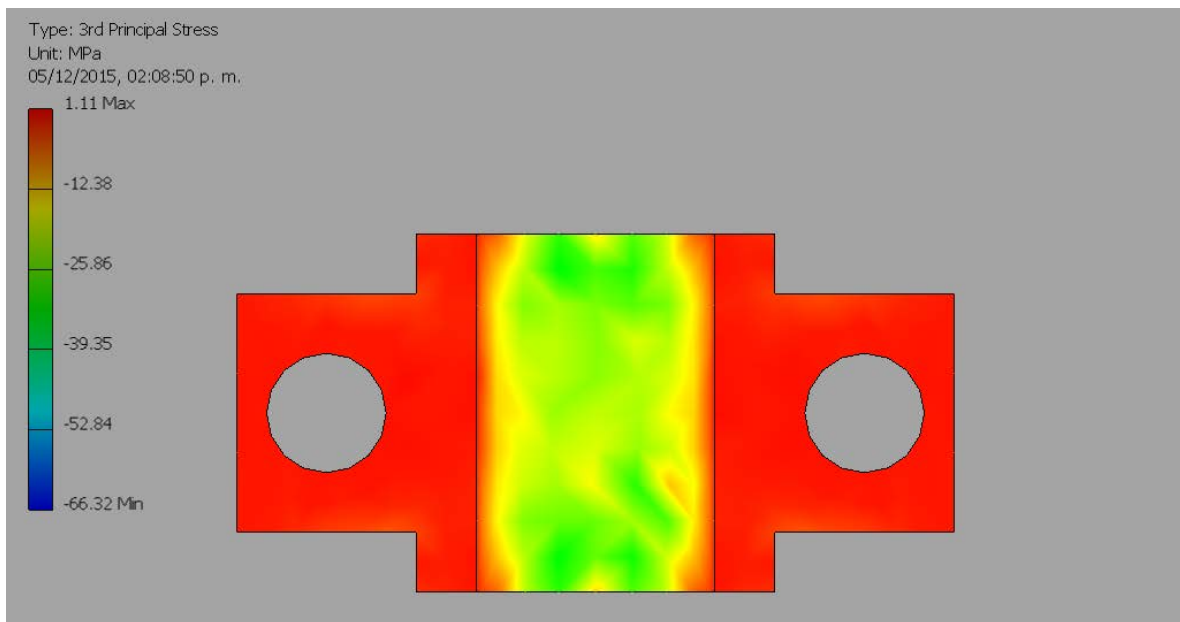


Figura 111 Distribución de esfuerzos de compresión en la base A, vista superior.

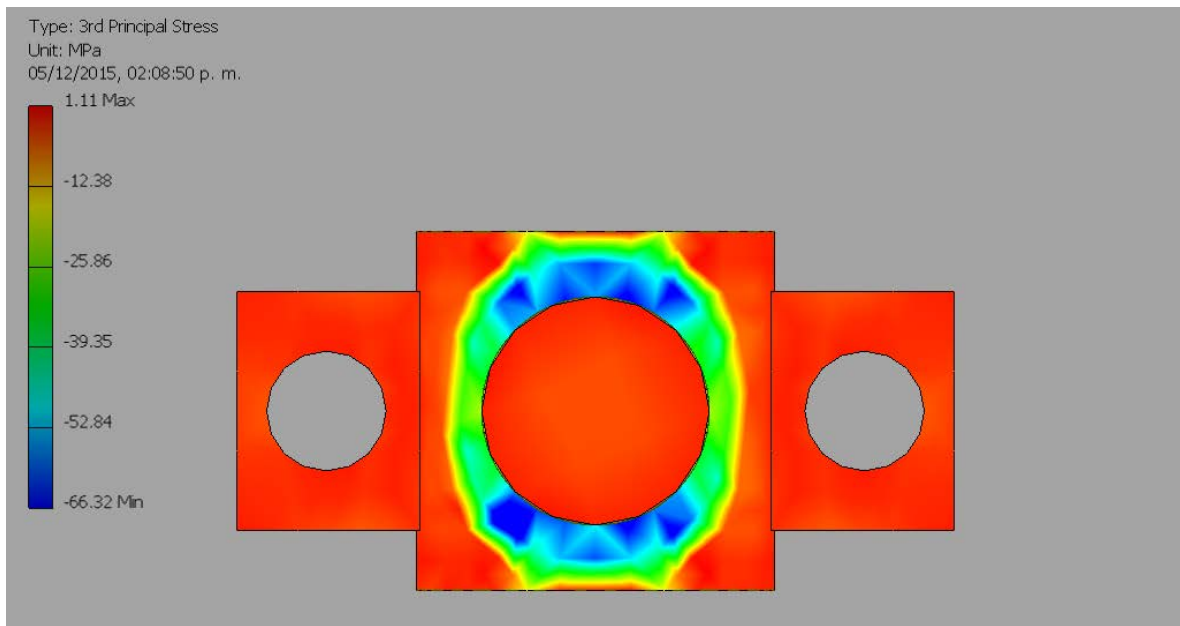


Figura 112 Distribución de esfuerzos de compresión en la base A, vista inferior.

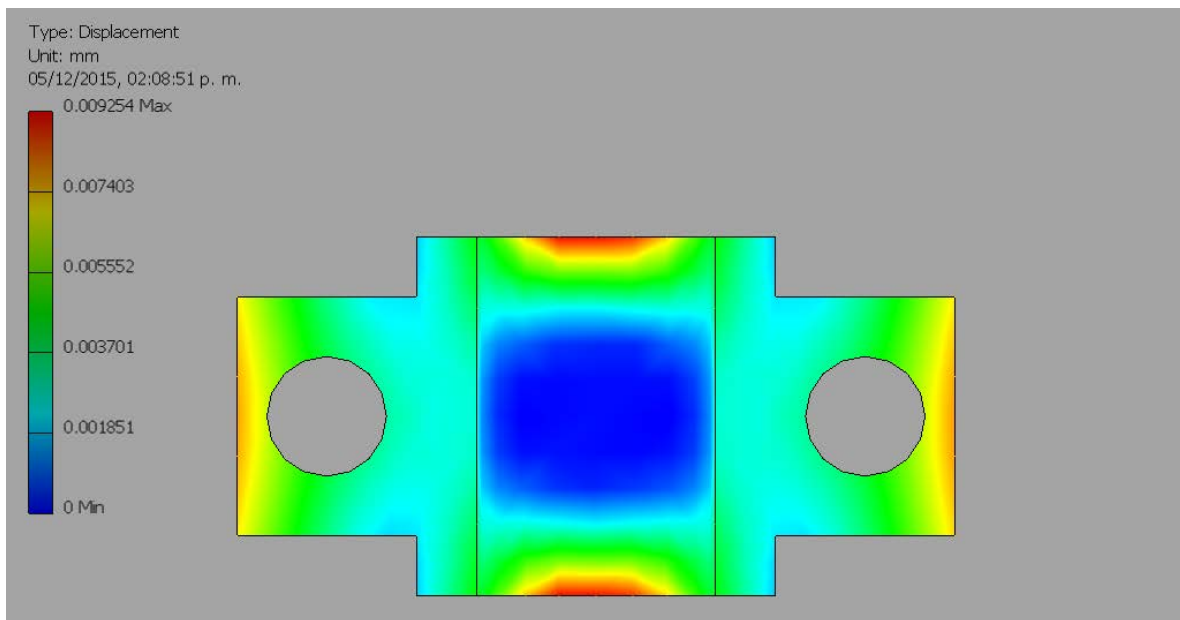


Figura 113 Deformación de la base A, vista superior.

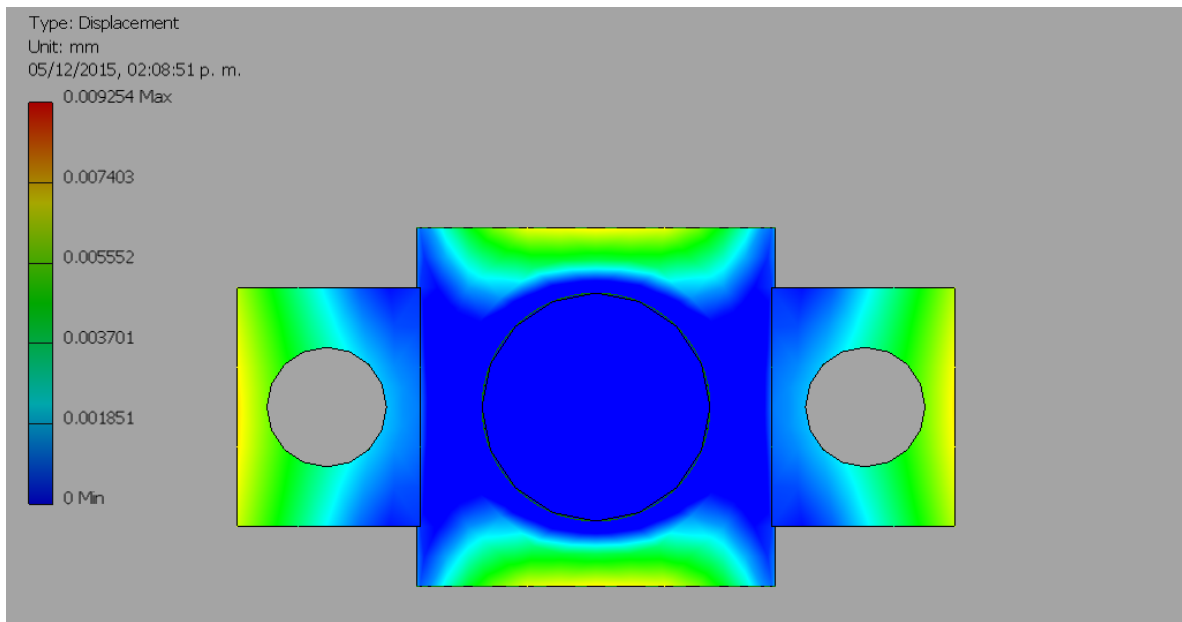


Figura 114 Deformación de la base A, vista inferior.

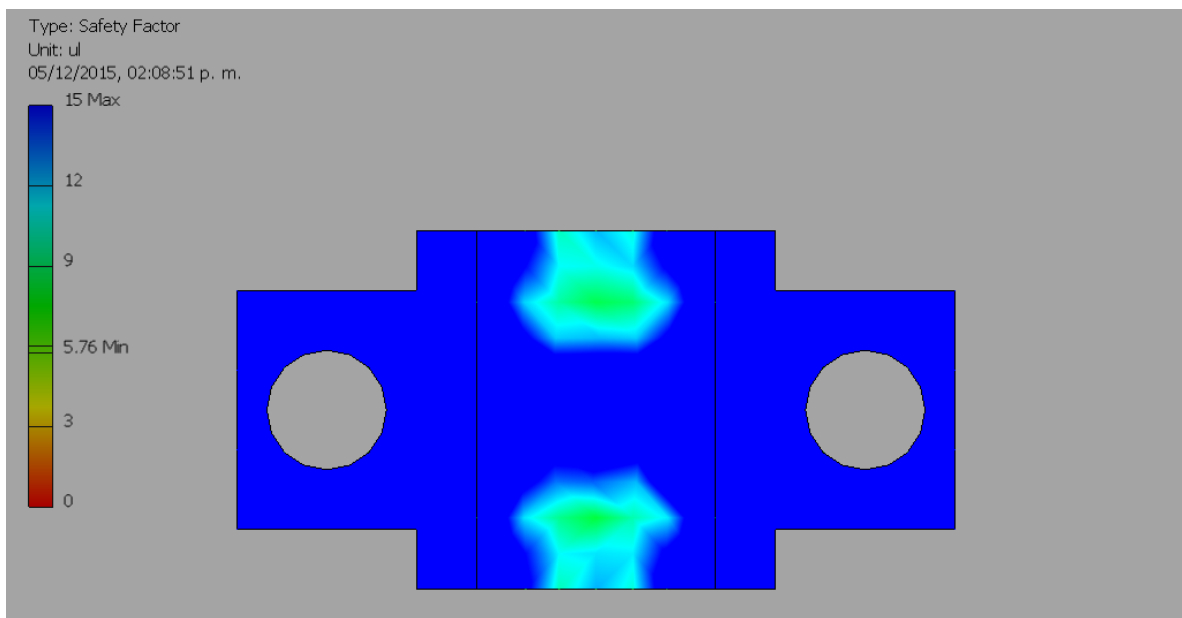


Figura 115 Factor de seguridad en la base A, vista superior.

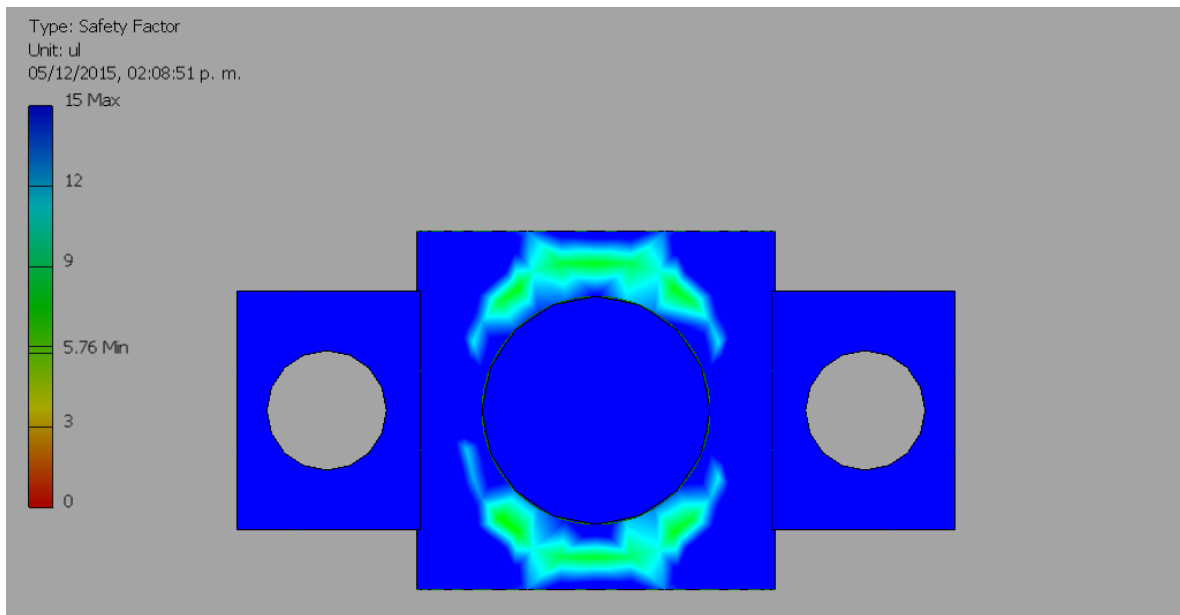


Figura 116 Factor de seguridad en la base A, vista inferior.

Base de cilindro G.

Unión	F [N]
G	8127.836

Tabla 37 Carga aplicada en la base G.

Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	12208.1 mm ³	12208.1 mm ³
Masa	0.0329619 kg	0.0329619 kg
E. de von Mises	0.00355255 MPa	51.534 MPa
1er E. Principal	-25.3403 MPa	40.0022 MPa
3er E. Principal	-74.3233 MPa	3.24416 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.00921239 mm
Factor de seguridad	5.33628 ul	15 ul

Tabla 38 Resultados obtenidos para la base G.

Debido a la geometría de esta pieza, fue necesario emplear dos vistas para visualizar la distribución de esfuerzos en la misma.

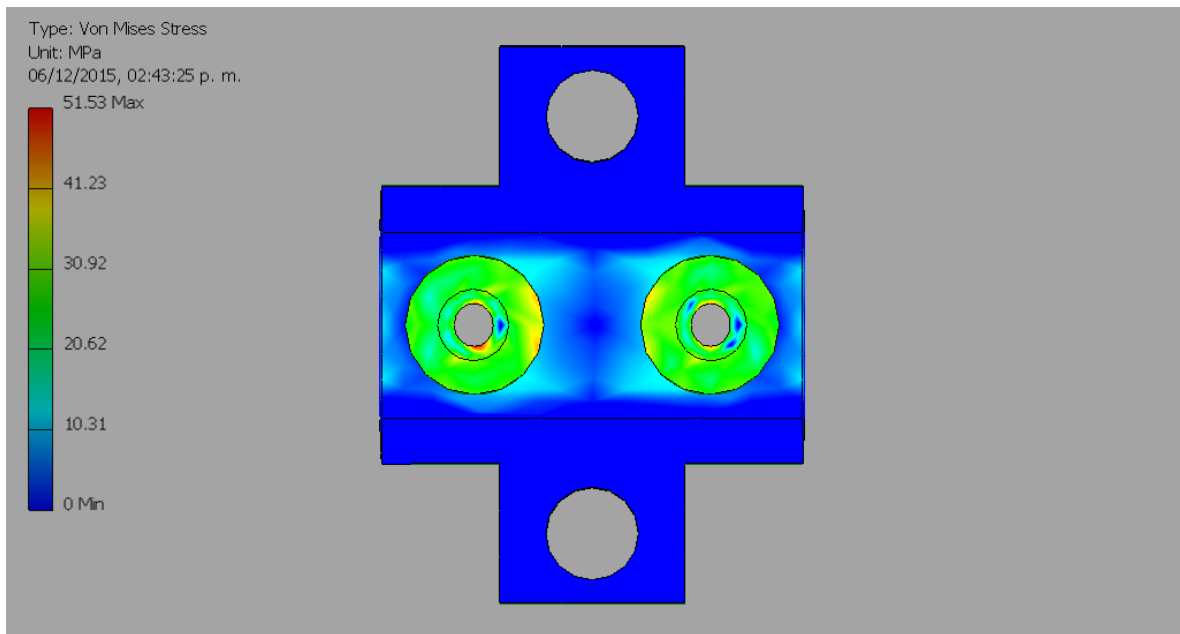


Figura 117 Distribución del esfuerzo equivalente en la base G, vista superior.

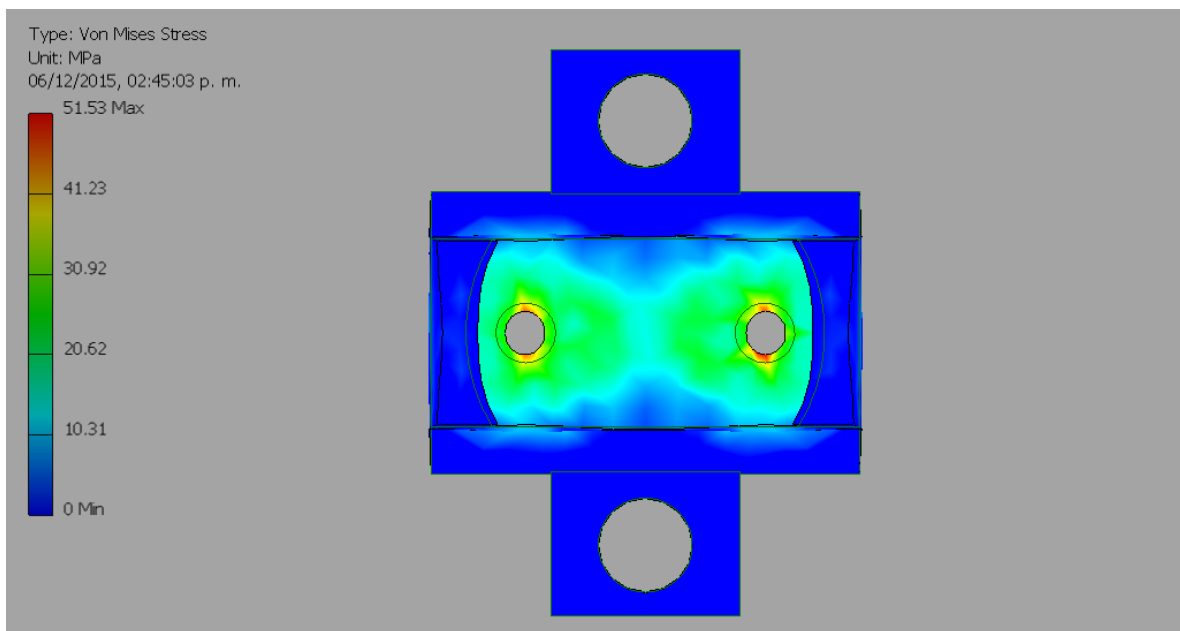


Figura 118 Distribución del esfuerzo equivalente en la base G, vista inferior.

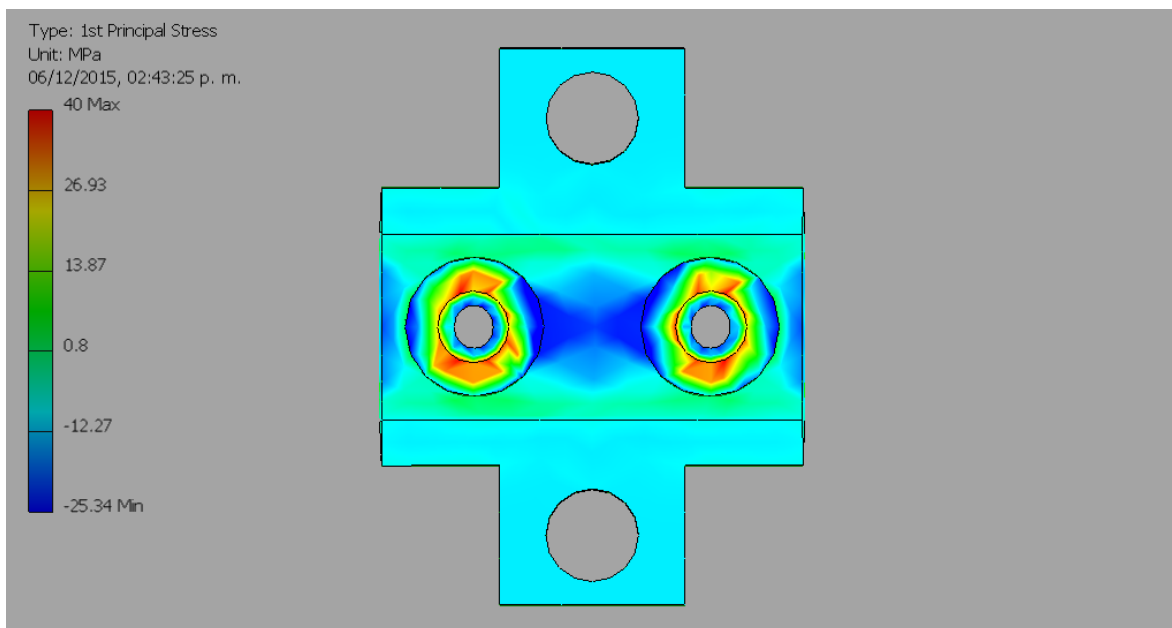


Figura 119 Distribución de esfuerzos de tensión en la base G, vista superior.

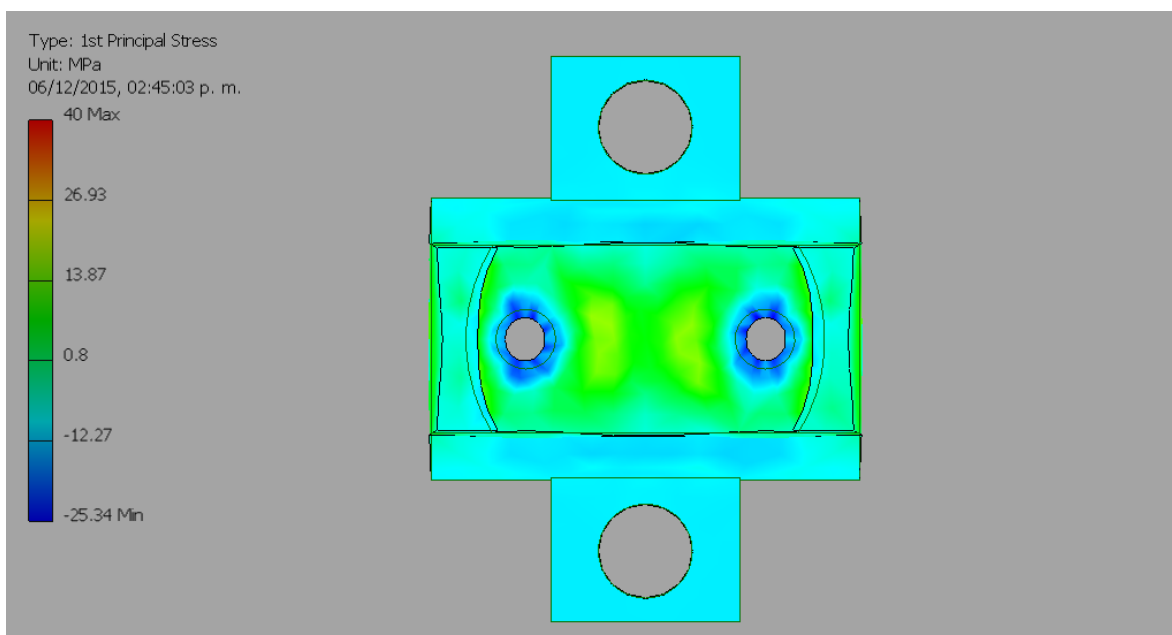


Figura 120 Distribución de esfuerzos de tensión en la base G, vista inferior.

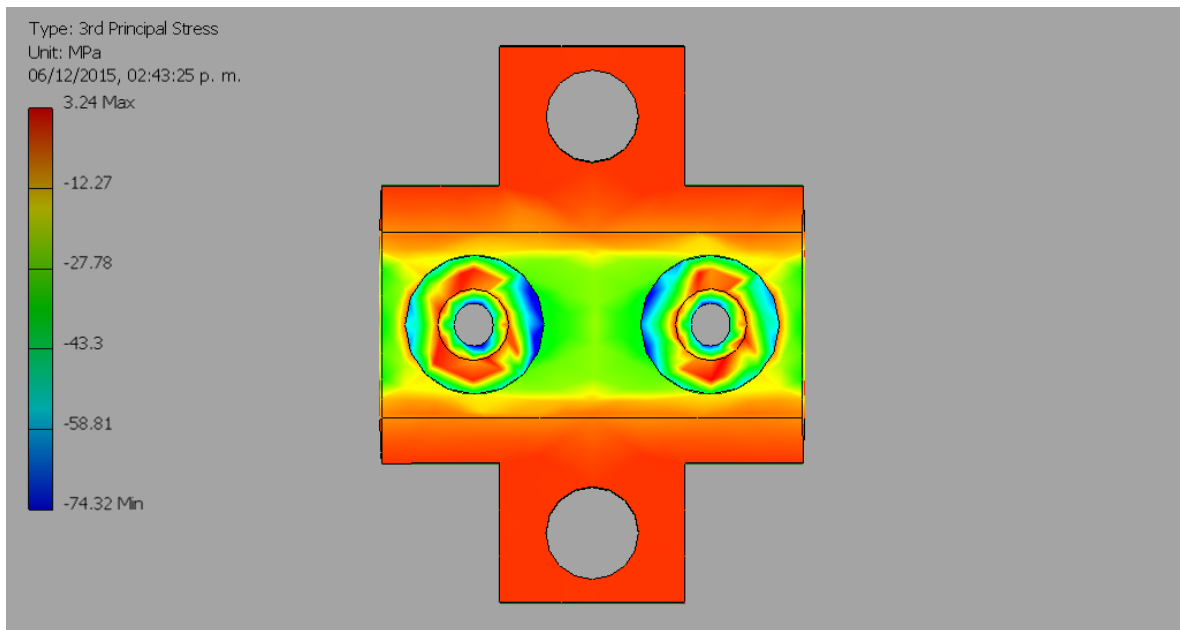


Figura 121 Distribución de esfuerzos de compresión en la base G, vista superior.

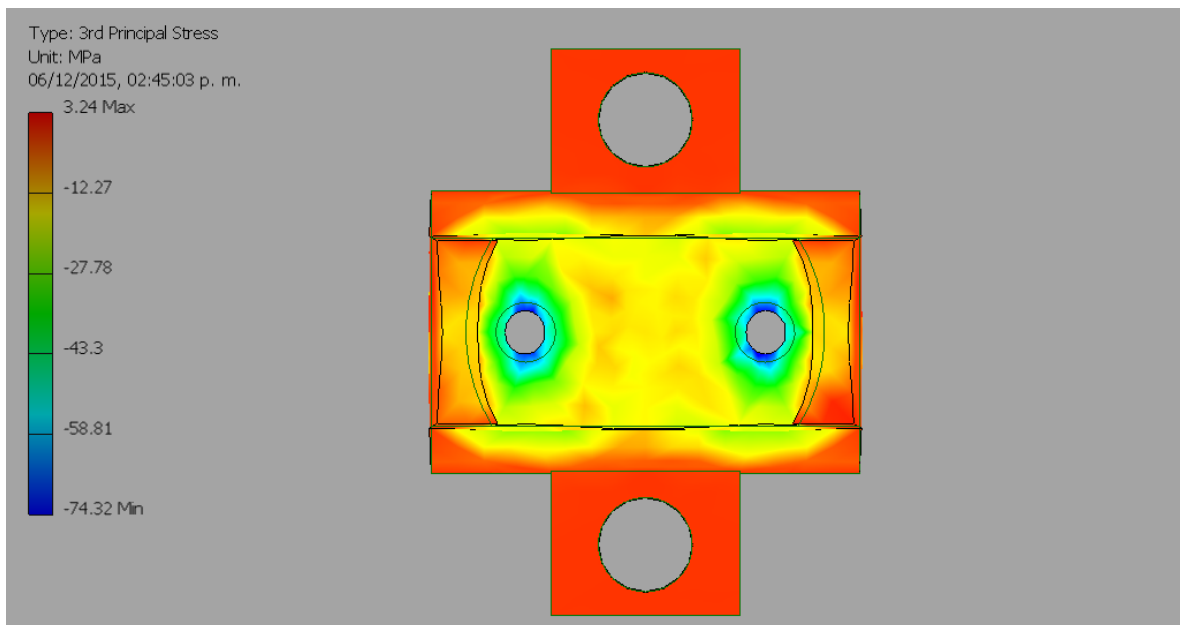


Figura 122 Distribución de esfuerzos de compresión en la base G, vista inferior.

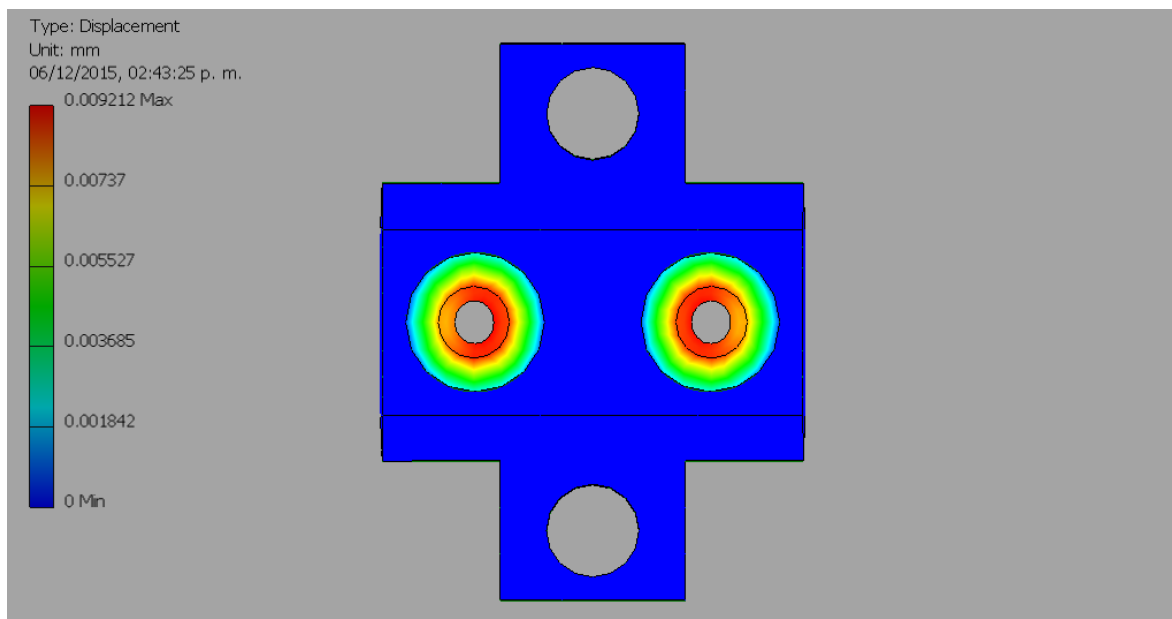


Figura 123 Deformación de la base G, vista superior.

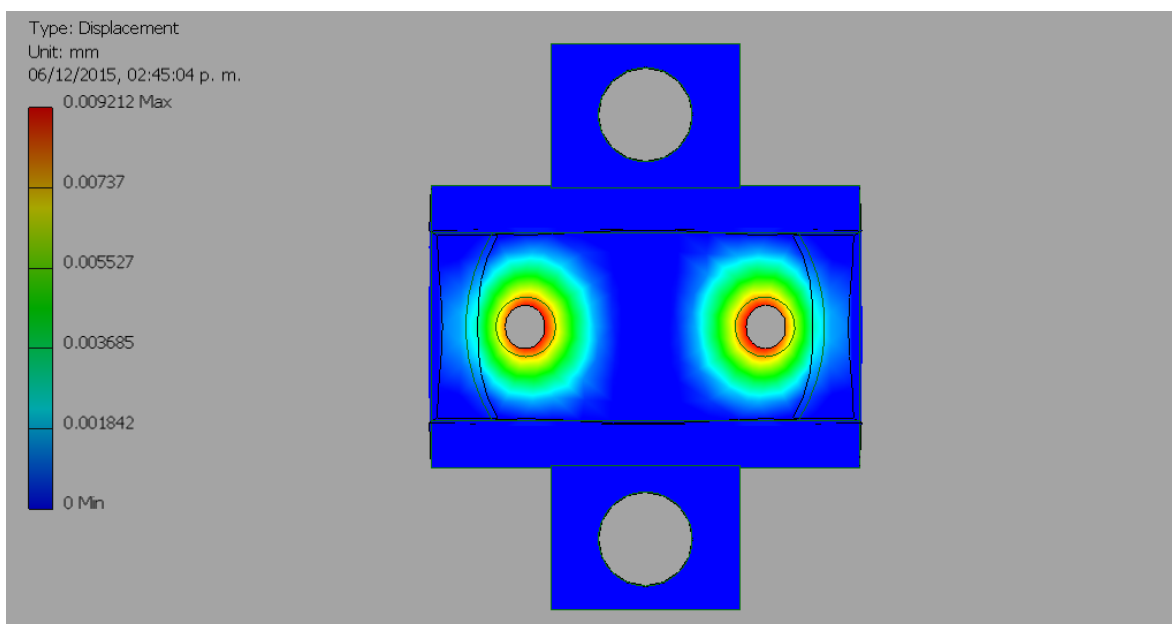


Figura 124 Deformación de la base G, vista inferior.

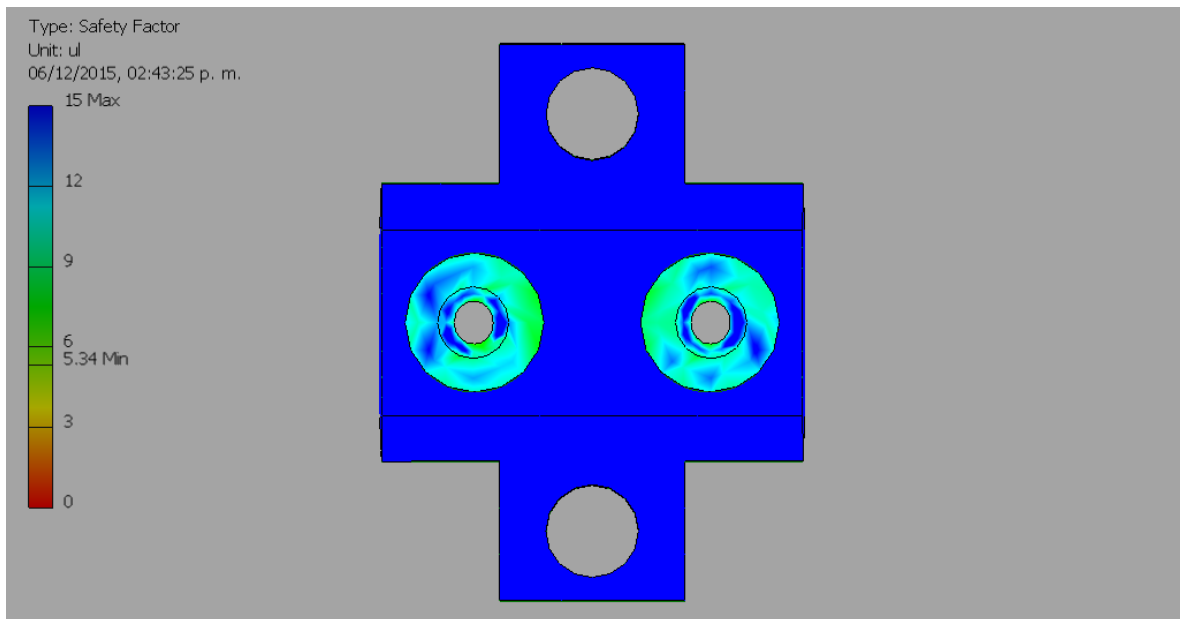


Figura 125 Factor de seguridad en la base G, vista superior.

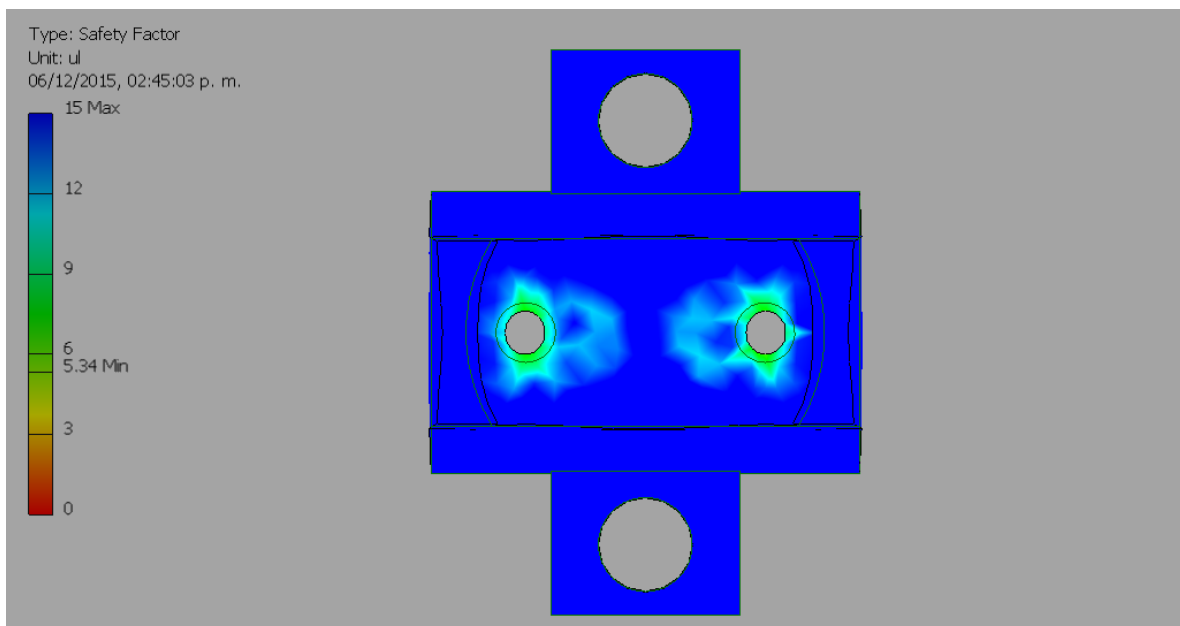


Figura 126 Factor de seguridad en la base G, vista inferior.

Tornillos y pernos.

Unión	FX [N]	FY [N]	F [N]
E	6330	-1163.4885	6435

Tabla 39 Carga aplicada en el perno E.

Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	7445.56 mm ³	7445.56 mm ³
Masa	0.0485109 kg	0.0485109 kg
E. de von Mises	0.124696 MPa	160.037 MPa
1er E. Principal	-53.8145 MPa	232.344 MPa
3er E. Principal	-186.139 MPa	66.9724 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.00509013 mm
Factor de seguridad	3.241653 ul	15 ul

Tabla 40 Resultados obtenidos para el perno E.

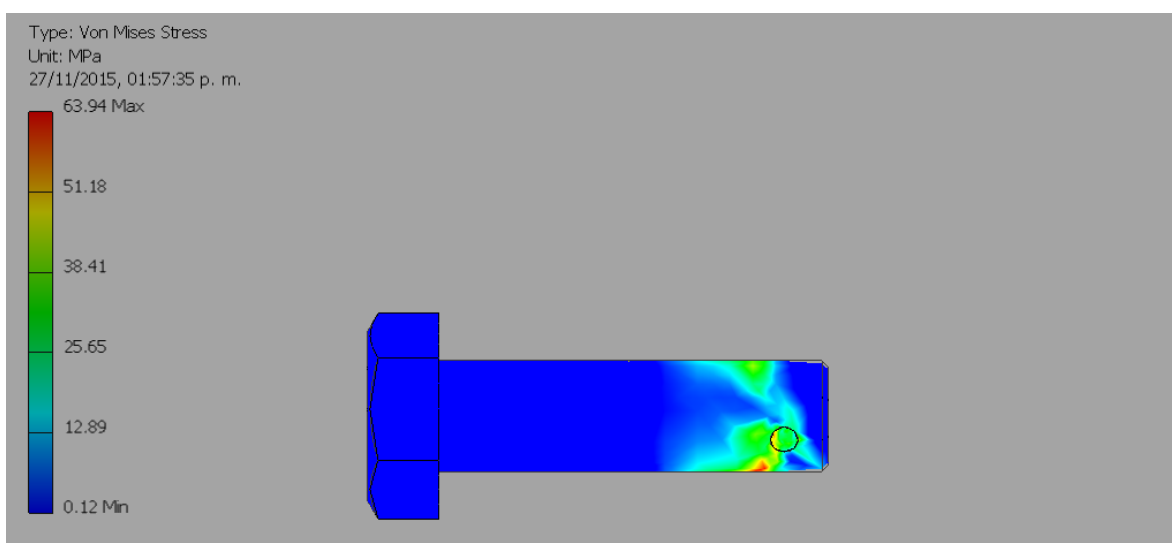


Figura 127 Distribución del esfuerzo equivalente en el perno E.

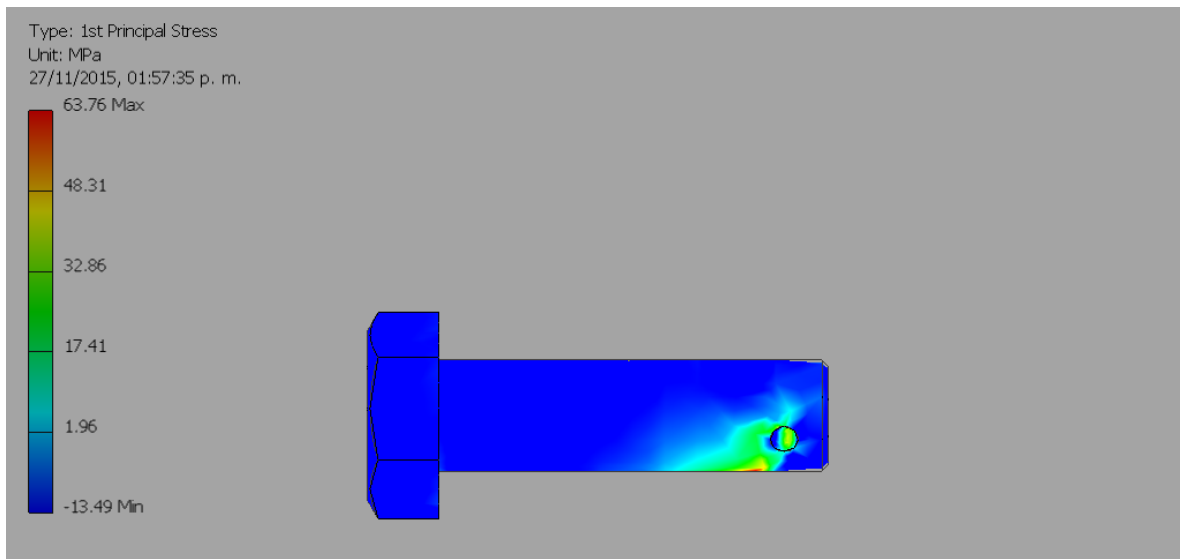


Figura 128 Distribución de esfuerzos de tensión en el perno E.

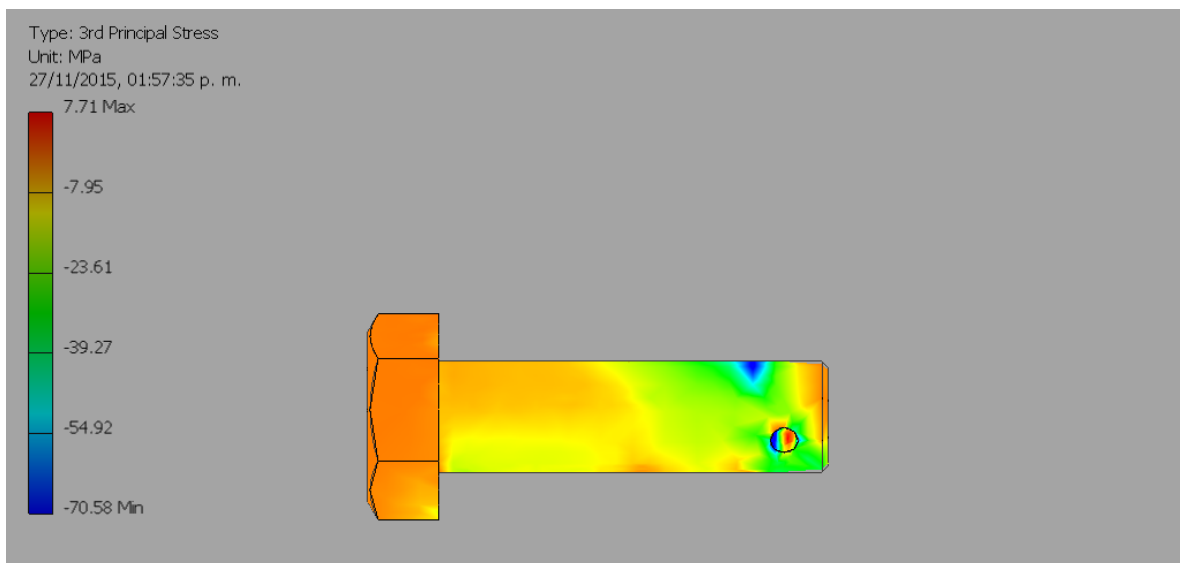


Figura 129 Distribución de esfuerzos de compresión en el perno E.

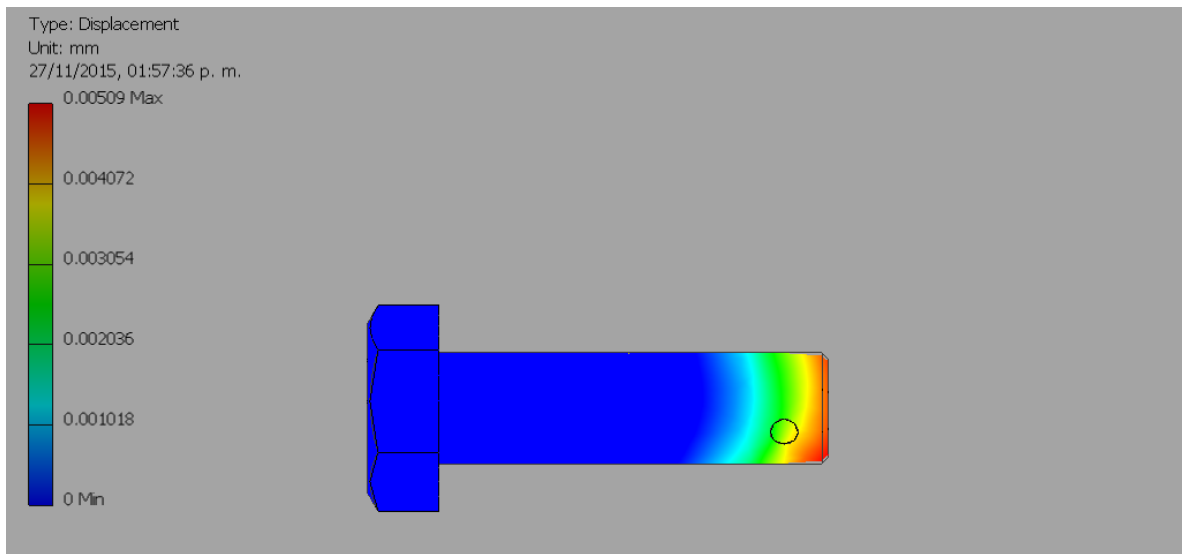


Figura 130 Deformación del perno E.

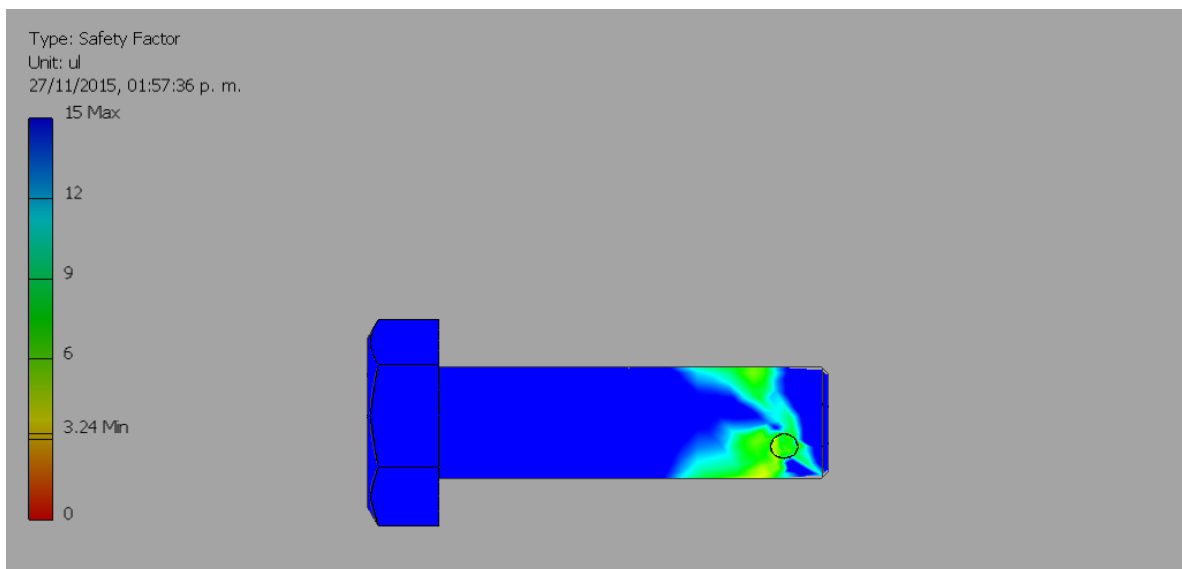


Figura 131 Factor de seguridad en el perno E.

Mecanismo extendido.

Eslabón ACE.

Unión	FX [N]	FY [N]
A	544.499071	-308.062767
C	-44.9533547	547.438582
E	-570.531348	34.5031634

Tabla 41 Distribución de cargas en el eslabón ACE.

Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	55076.4 mm ³	55076.4 mm ³
Masa	0.153623 kg	0.153623 kg
E. de von Mises	0.855755 MPa	68.4828 MPa
1er E. Principal	-5.47387 MPa	69.0233 MPa
3er E. Principal	-67.648 MPa	5.01613 MPa
Desplazamiento	0 mm	1.07151 mm
Factor de seguridad	5.83934 ul	15 ul

Tabla 42 Resultados para el eslabón ACE.

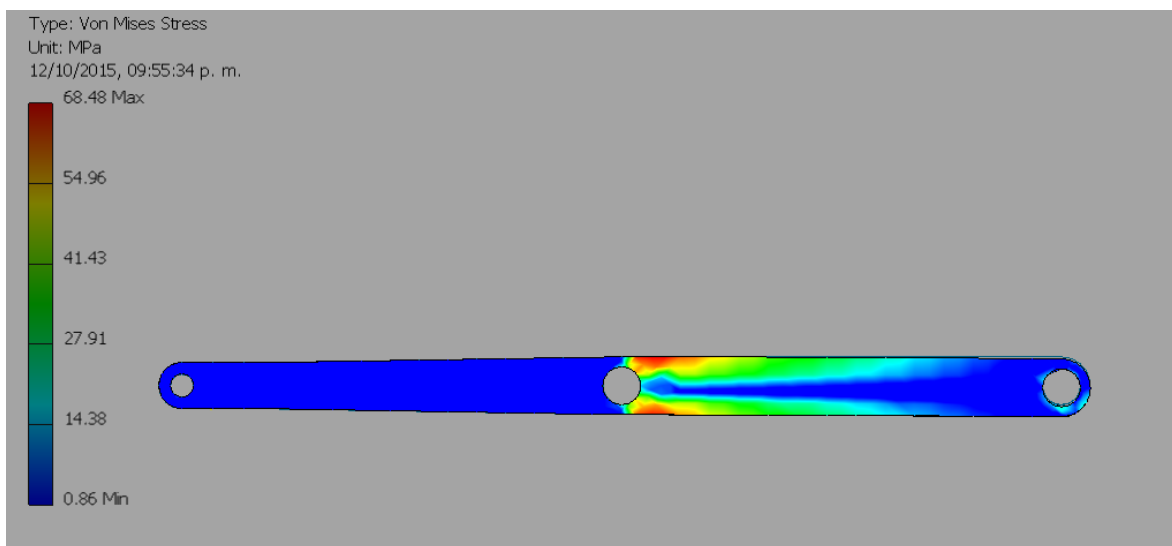


Figura 132 Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón ACE.

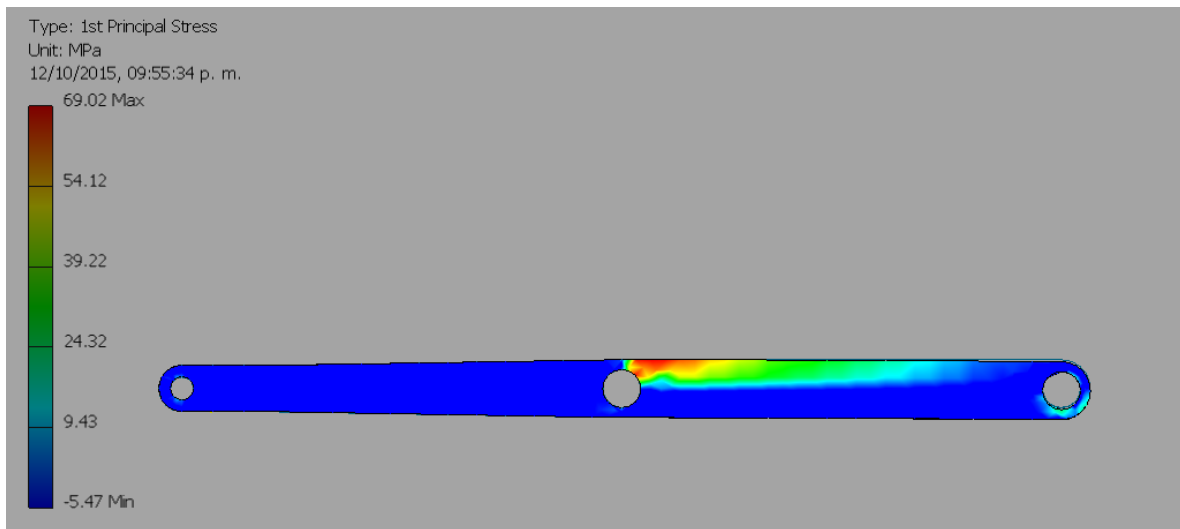


Figura 133 Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón ACE.

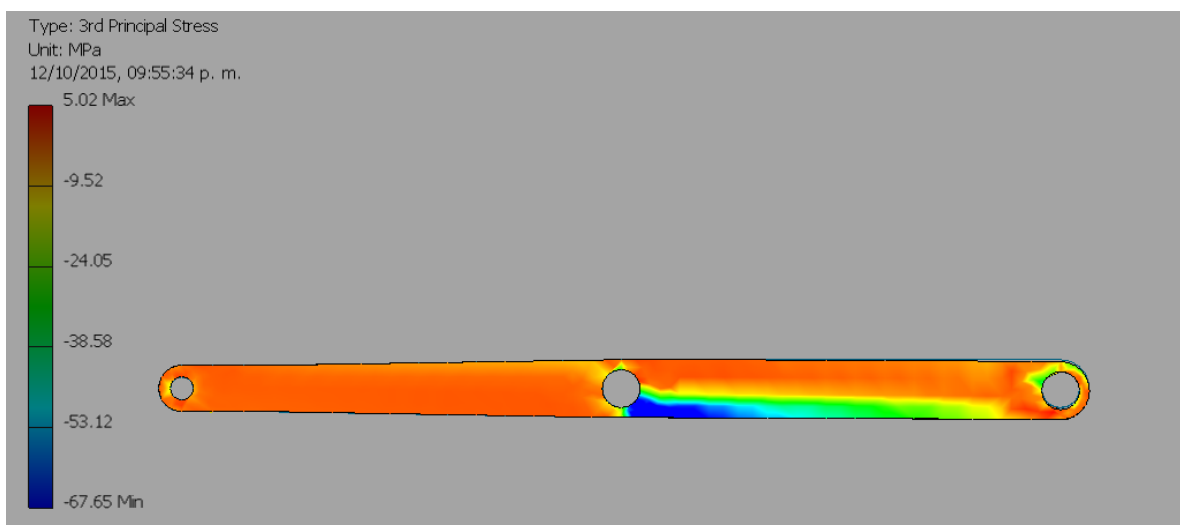


Figura 134 Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón ACE.

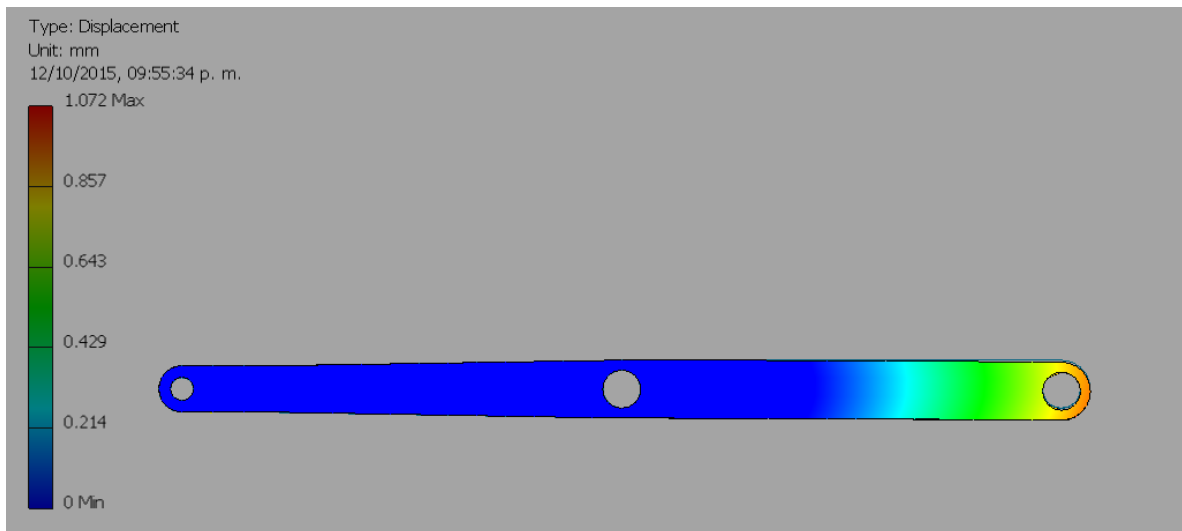


Figura 135 Deformación del eslabón ACE.

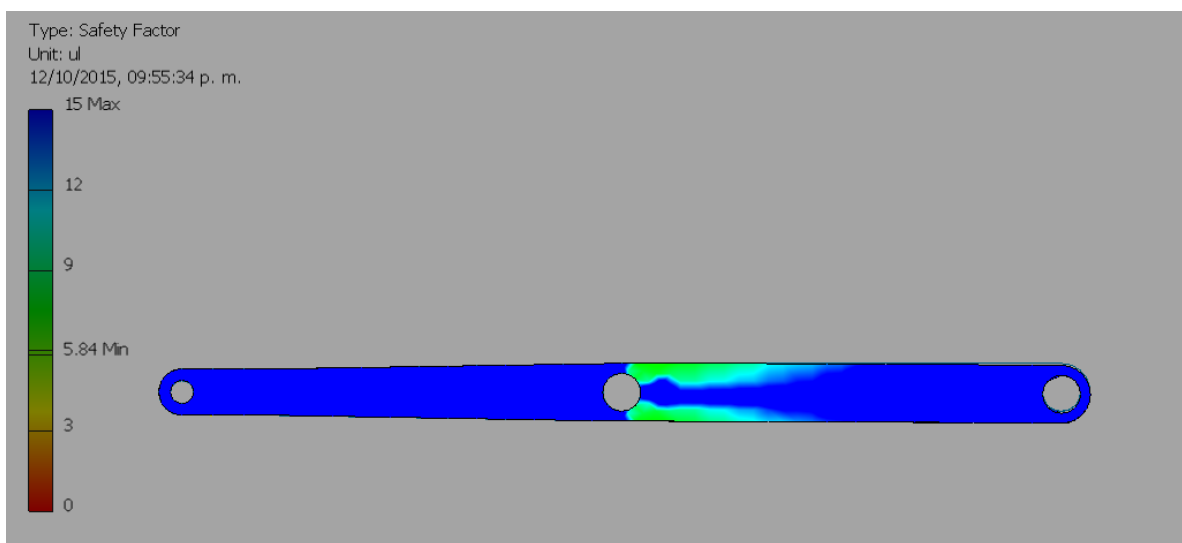


Figura 136 Factor de seguridad en el eslabón ACE.

Eslabón BCD.

Unión	FX [N]	FY [N]
B	-110.95883	-164.503231
C	490.736391	246.754127
D	140.870139	-11.2887912

Tabla 43 Distribución de cargas en el eslabón BCD.

Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	41763.4 mm ³	41763.4 mm ³
Masa	0.116489 kg	0.116489 kg
E. de von Mises	0.236192 MPa	67.2854 MPa
1er E. Principal	-12.9132 MPa	73.3032 MPa
3er E. Principal	-72.1857 MPa	11.8377 MPa
Desplazamiento	0 mm	1.24456 mm
Factor de seguridad	5.94325 ul	15 ul

Tabla 44 Resultados para el eslabón BCD.

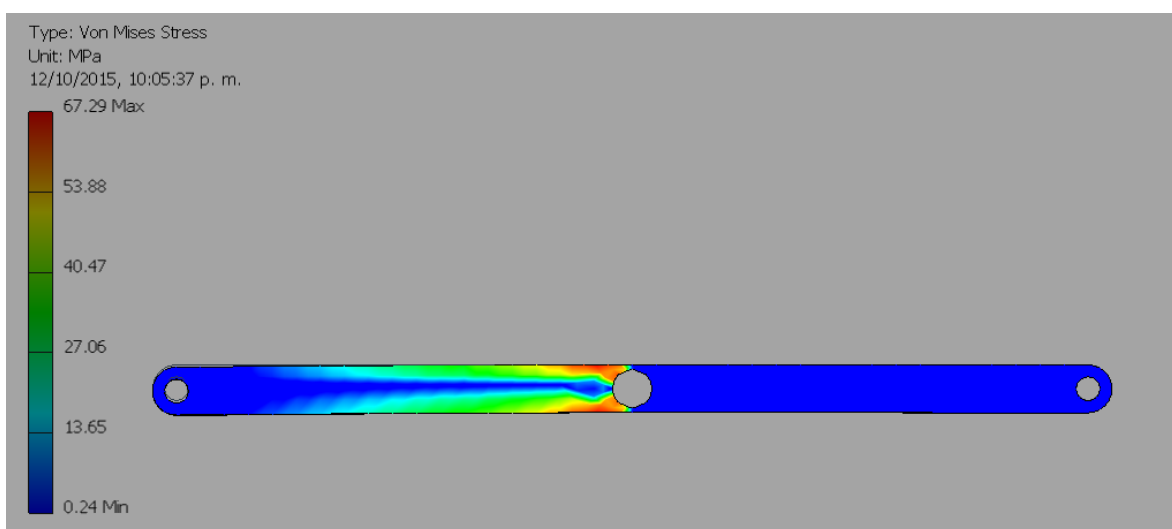


Figura 137 Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón BCD.

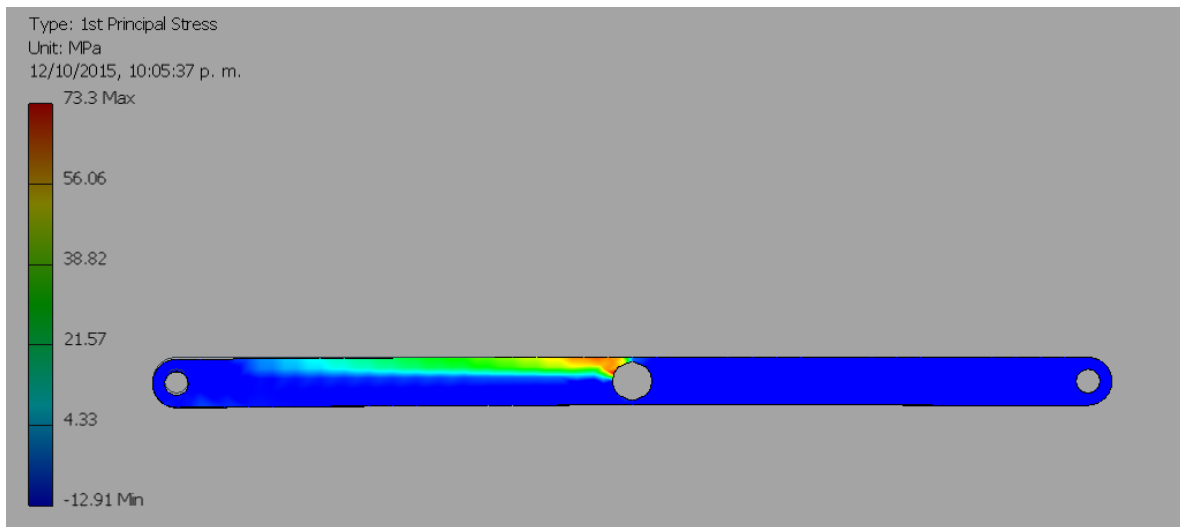


Figura 138 Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón BCD.

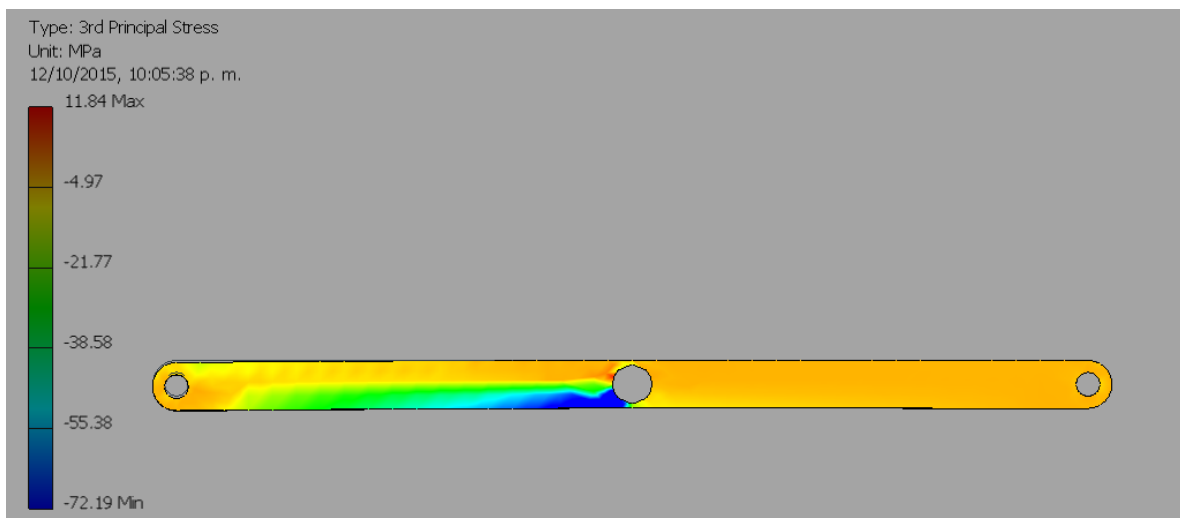


Figura 139 Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón BCD.

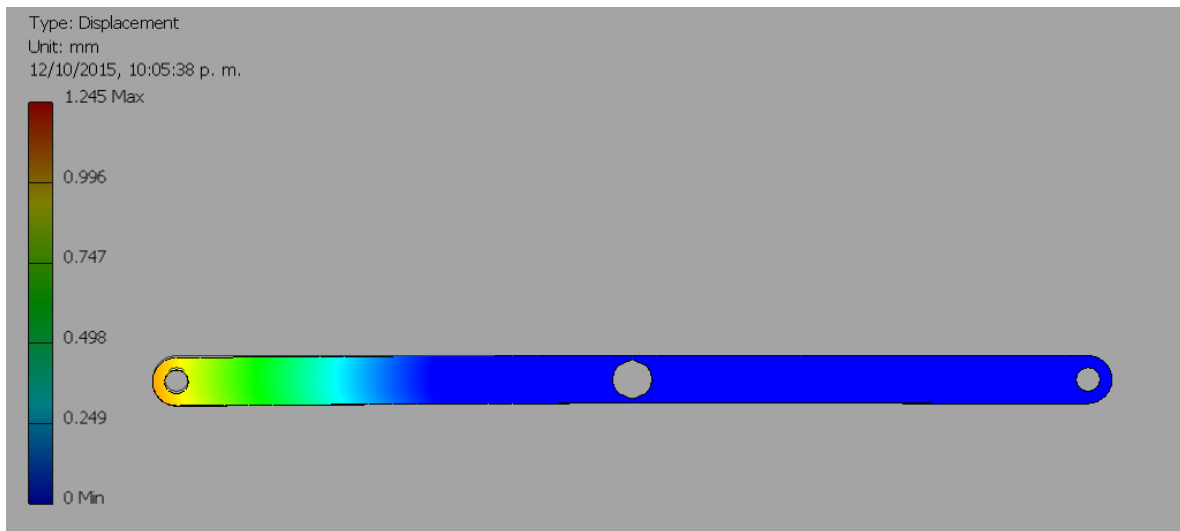


Figura 140 Deformación del eslabón BCD.

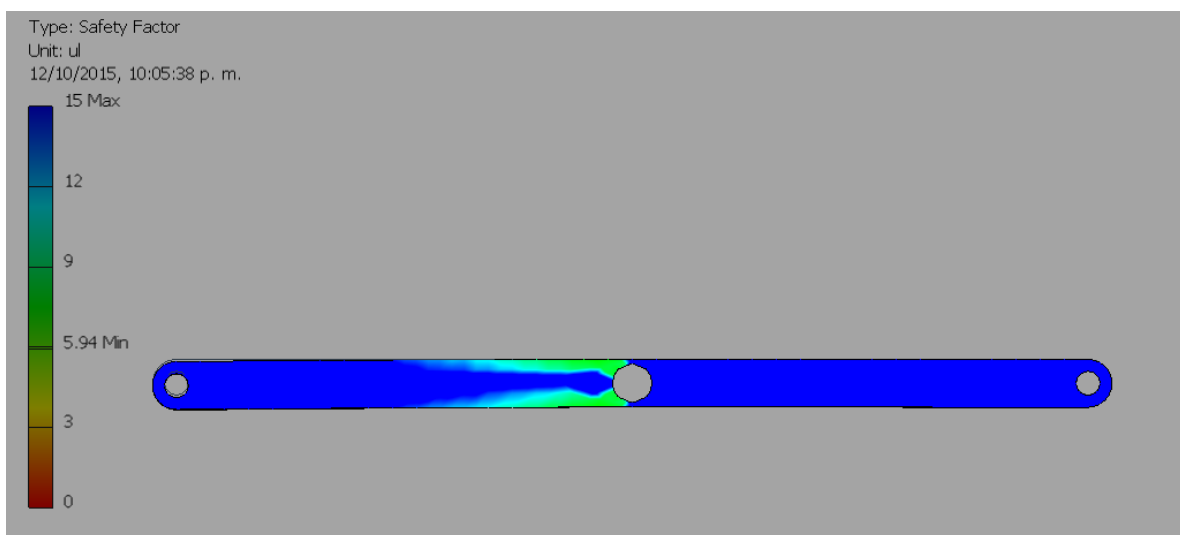


Figura 141 Factor de seguridad en el eslabón BCD.

Eslabón DGI.

Unión	FX [N]	FY [N]
D	-92.3447563	357.044092
G	-544.499071	308.062767
I	-254.972658	-328.399351

Tabla 45 Distribución de cargas para el eslabón DGI.

Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	51354 mm ³	51354 mm ³
Masa	0.14324 kg	0.14324 kg
E. de von Mises	0.807429 MPa	98.4621 MPa
1er E. Principal	-4.9318 MPa	86.1856 MPa
3er E. Principal	-83.6946 MPa	3.9385 MPa
Desplazamiento	0 mm	1.71896 mm
Factor de seguridad	4.0614 ul	15 ul

Tabla 46 Resultados para el eslabón DGI.

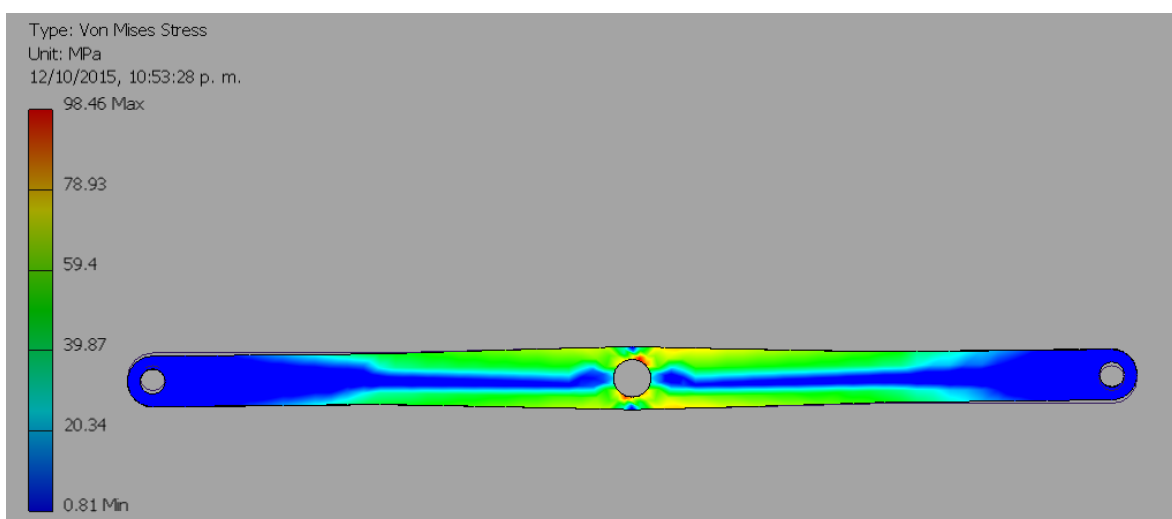


Figura 142 Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón DGI.

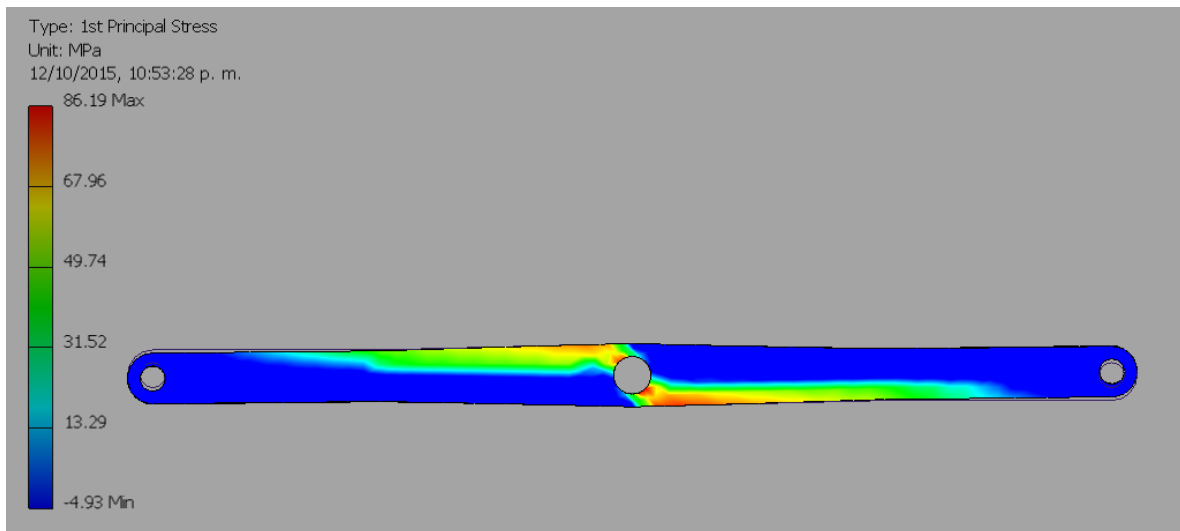


Figura 143 Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón DGI.

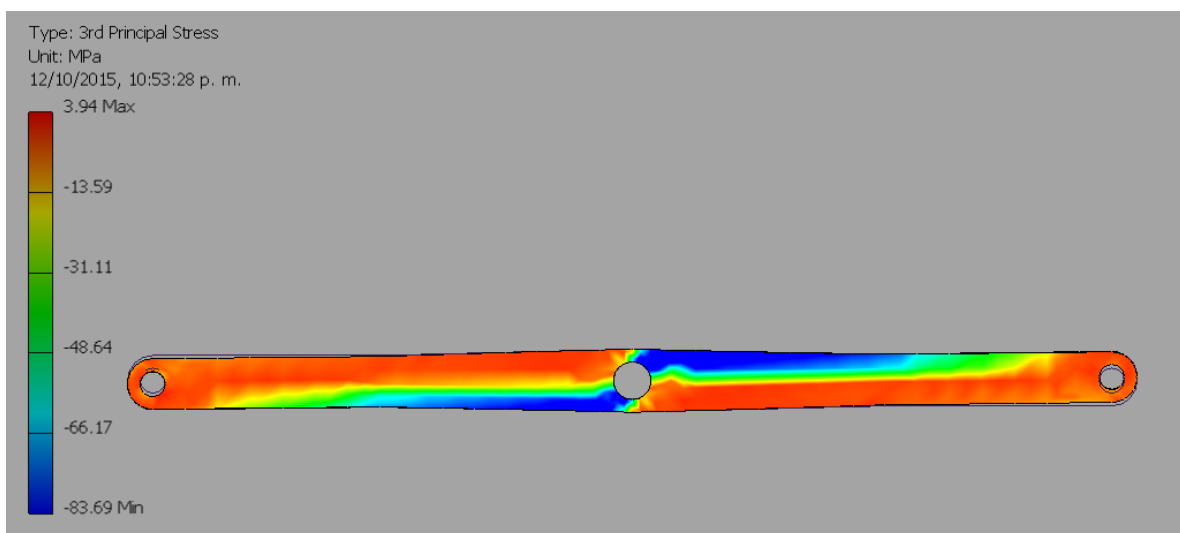


Figura 144 Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón DGI.

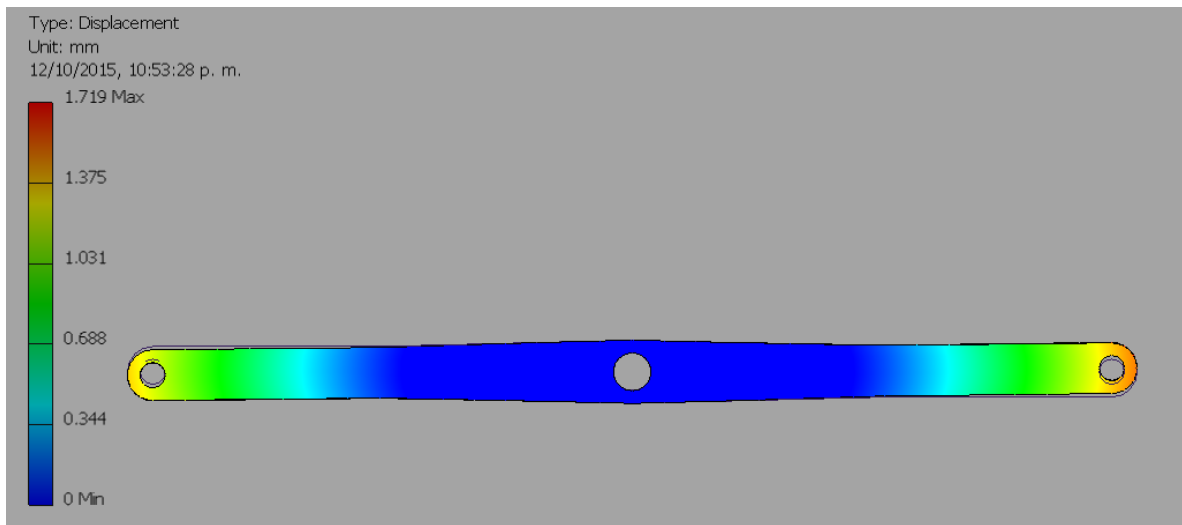


Figura 145 Deformación del eslabón DGI.

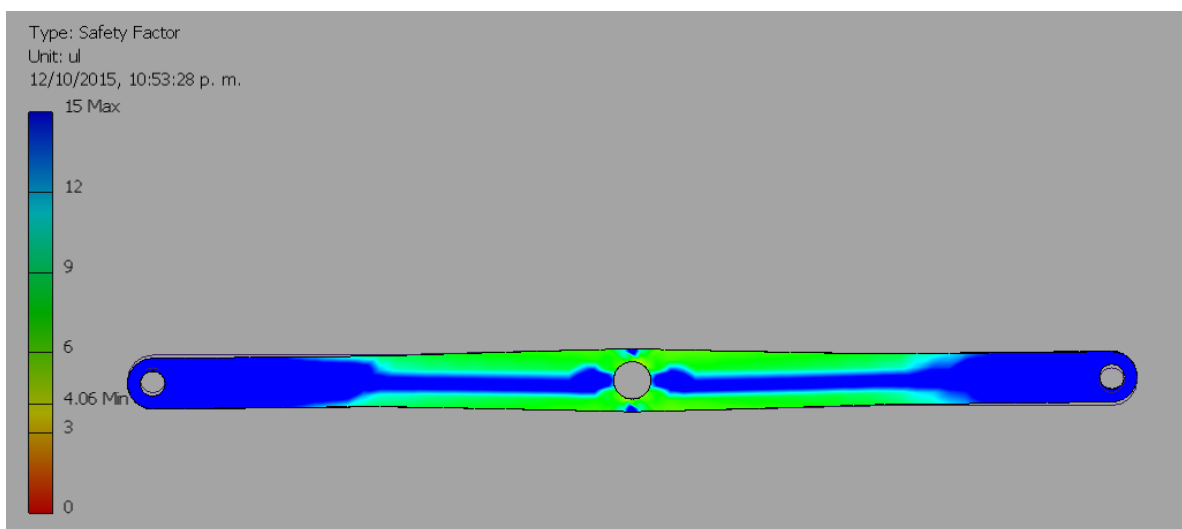


Figura 146 Factor de seguridad en el eslabón DGI.

Eslabón EGH.

Unión	FX [N]	FY [N]
E	-337.316453	311.252138
G	544.499071	308.062767
H	313.699858	-196.496202

Tabla 47 Distribución de cargas para el eslabón EGH.

Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	63214.6 mm ³	63214.6 mm ³
Masa	0.176323 kg	0.176323 kg
E. de von Mises	0.539971 MPa	71.0616 MPa
1er E. Principal	-6.08464 MPa	57.486 MPa
3er E. Principal	-53.8194 MPa	5.76827 MPa
Desplazamiento	0 mm	1.11821 mm
Factor de seguridad	5.62743 ul	15 ul

Tabla 48 Resultados para el eslabón EGH.

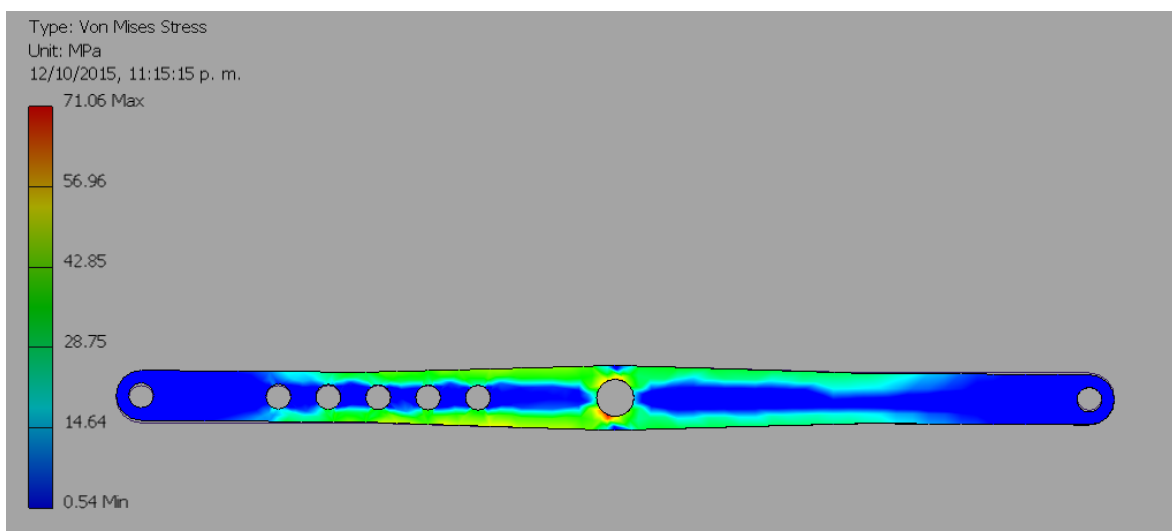


Figura 147 Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón EGH.

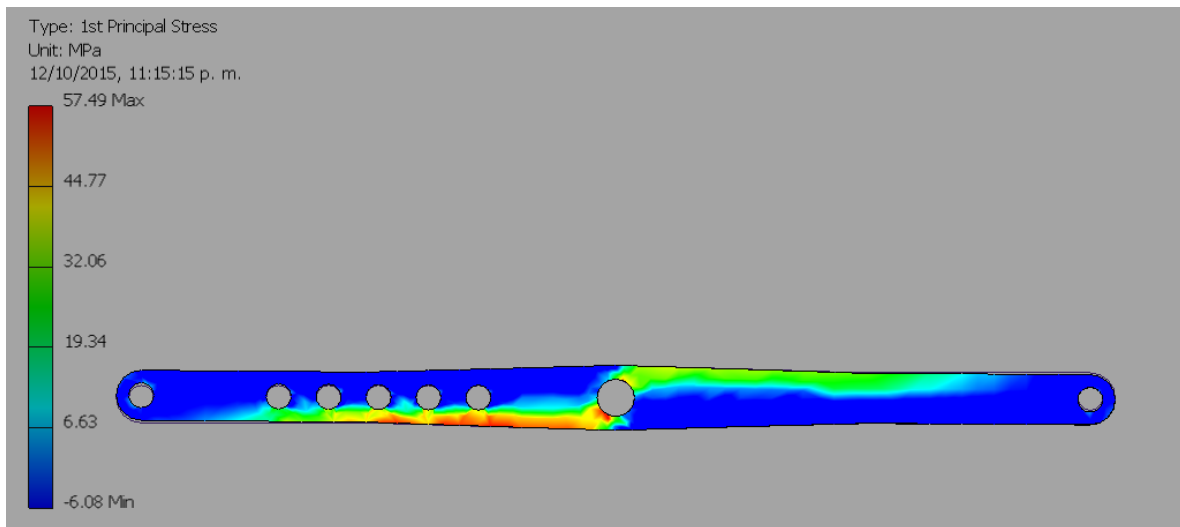


Figura 148 Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón EGH.

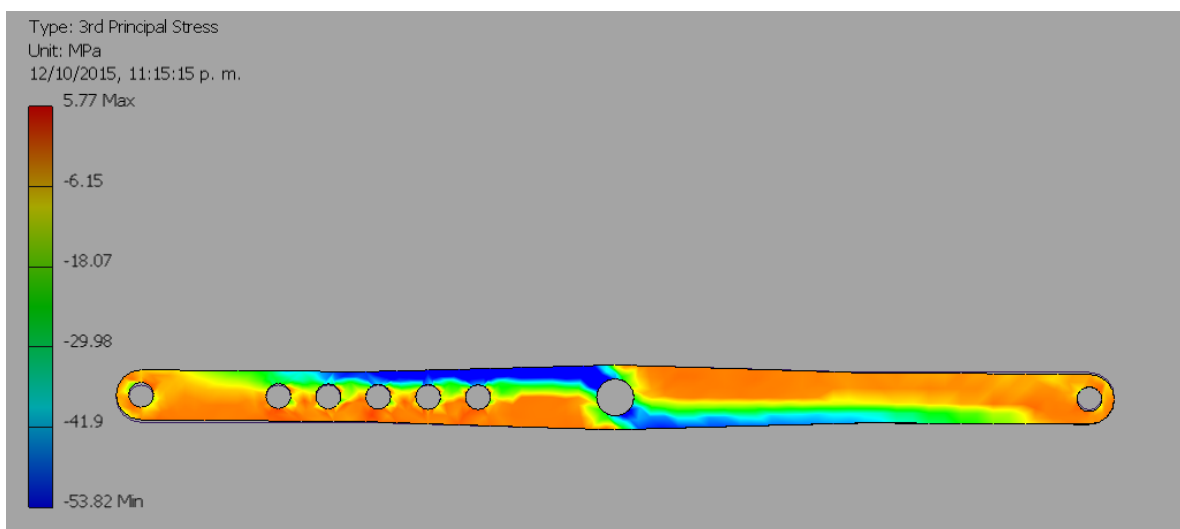


Figura 149 Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón EGH.

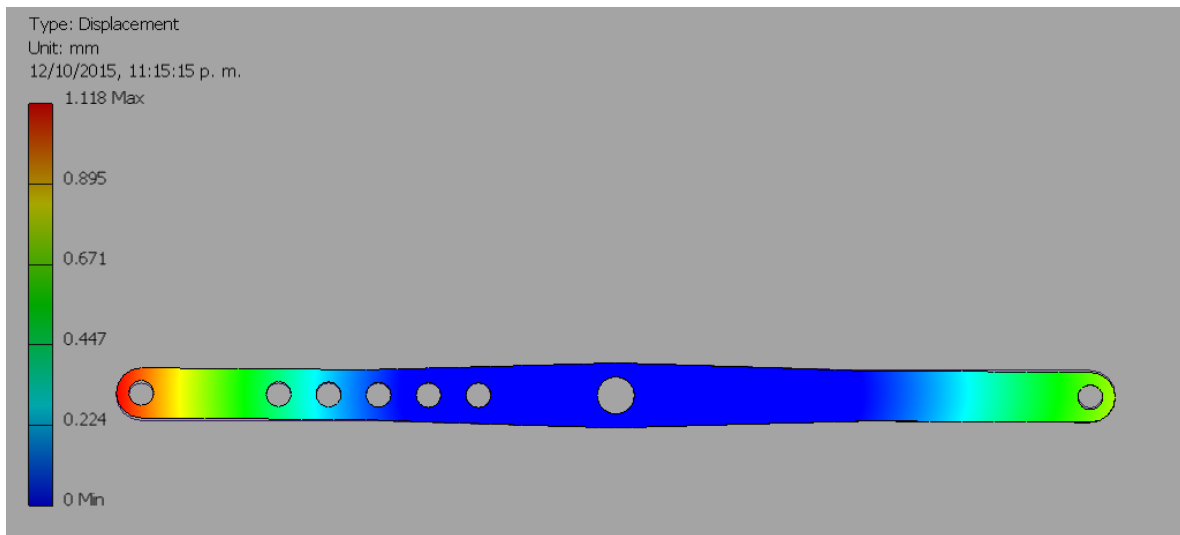


Figura 150 Deformación del eslabón EGH.

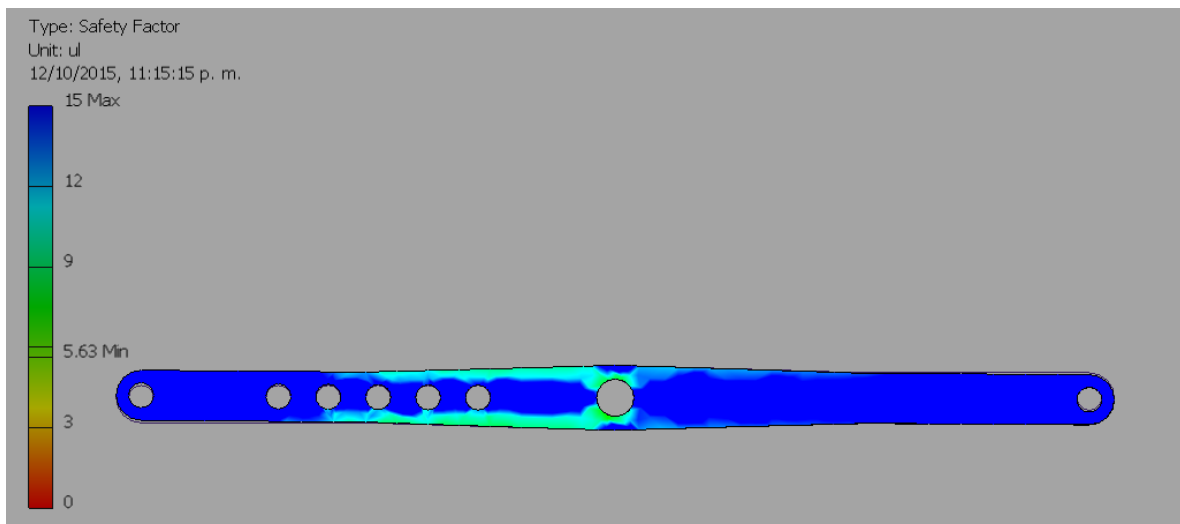


Figura 151 Factor de seguridad en el eslabón EGH.

Eslabón HJL.

Unión	FX [N]	FY [N]
H	299.702141	217.24867
J	-163.359042	-358.56091
L	-109.243087	161.959537

Tabla 49 Distribución de cargas para el eslabón HJL.

Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	46405.3 mm ³	46405.3 mm ³
Masa	0.129437 kg	0.129437 kg
E. de von Mises	1.04735 MPa	74.1483 MPa
1er E. Principal	-9.08645 MPa	75.8101 MPa
3er E. Principal	-74.9328 MPa	9.74586 MPa
Desplazamiento	0 mm	1.20957 mm
Factor de seguridad	5.39317 ul	15 ul

Tabla 50 Resultados para el eslabón HJL.

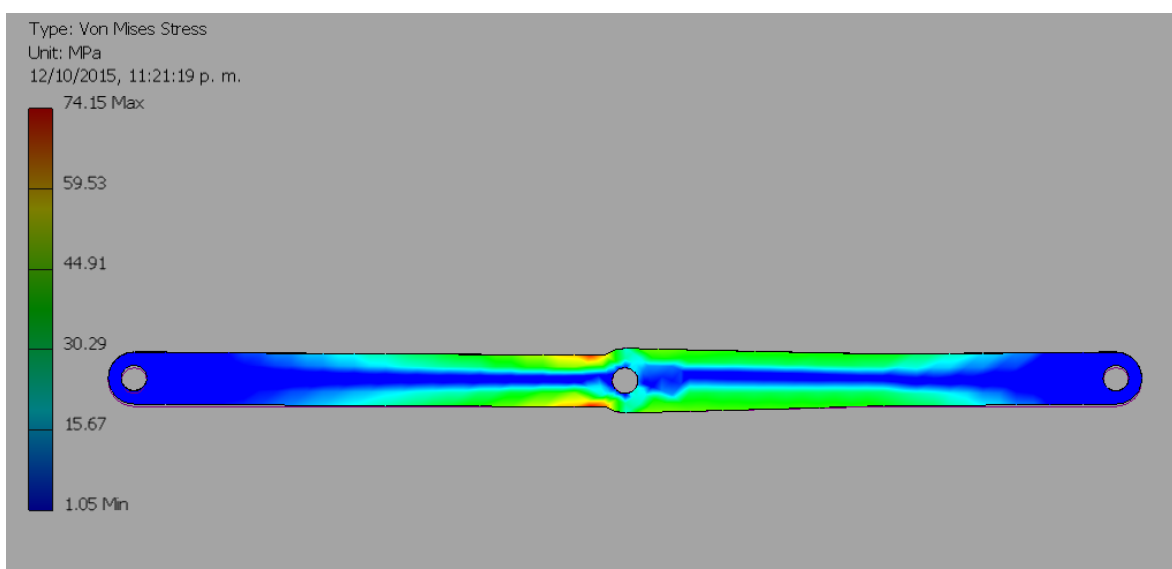


Figura 152 Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón HJL.

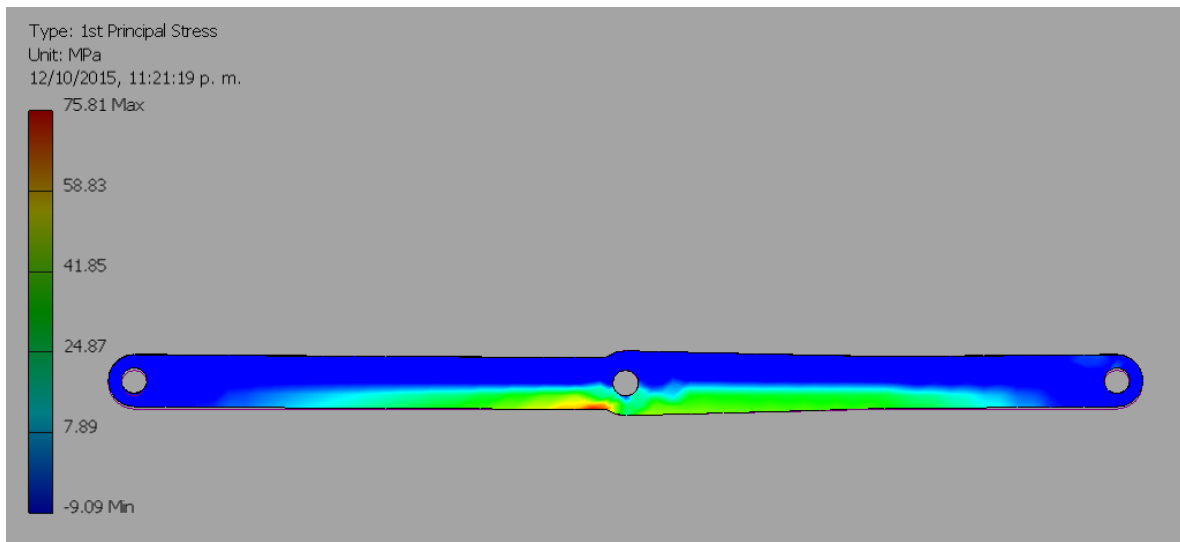


Figura 153 Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón HJL.

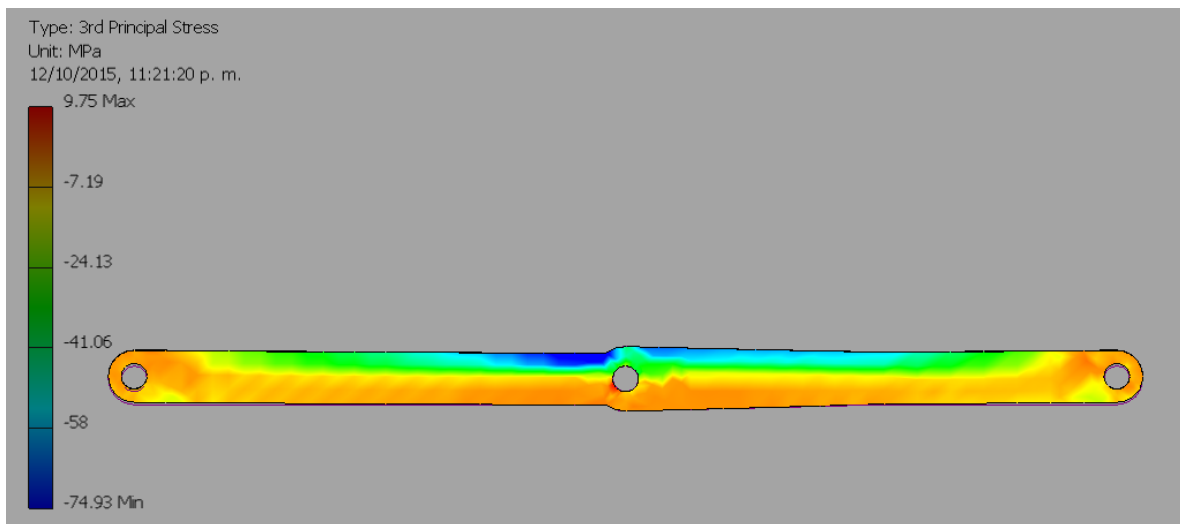


Figura 154 Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón HJL.

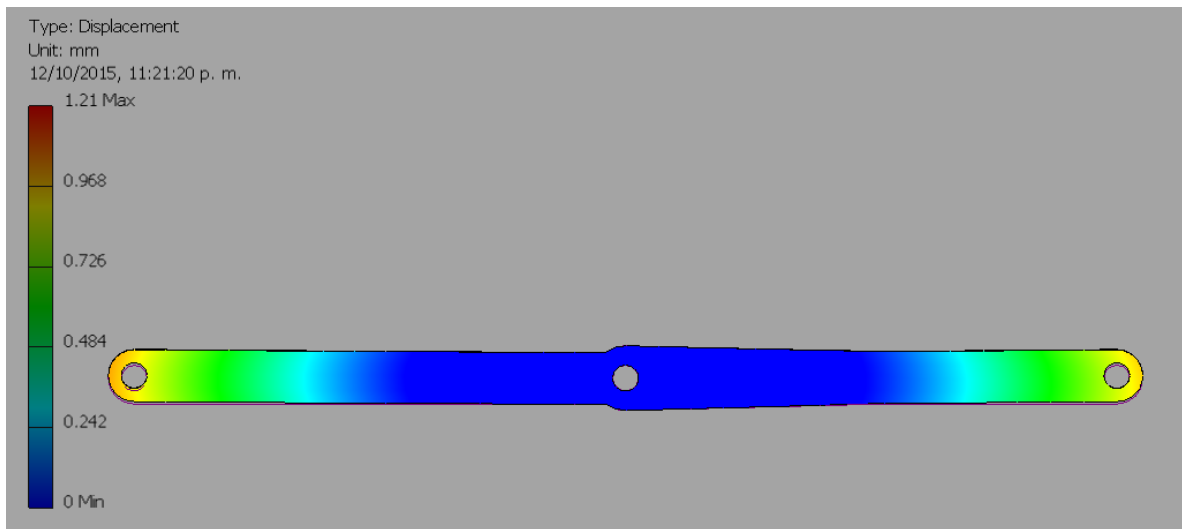


Figura 155 Deformación del eslabón HJL.

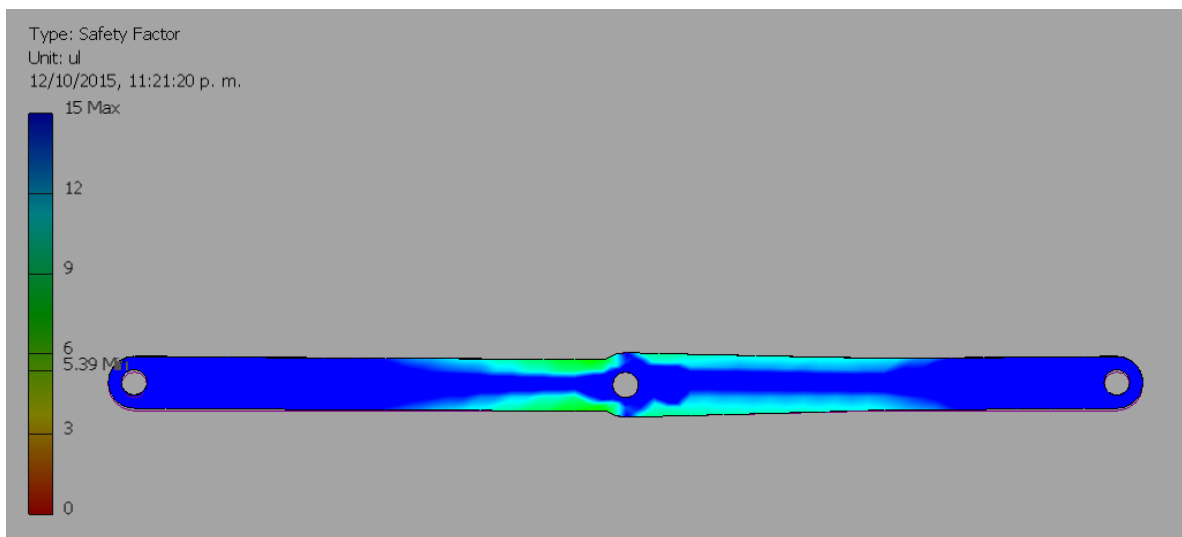


Figura 156 Factor de seguridad en el eslabón HJL.

Eslabón IJK.

Unión	FX [N]	FY [N]
I	-400.001015	113.38597
J	-393.647261	17.1445848
K	28.4205599	42.1352128

Tabla 51 Distribución de cargas en el eslabón IJK.

Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	46405.3 mm ³	46405.3 mm ³
Masa	0.129437 kg	0.129437 kg
E. de von Mises	0.291419 MPa	28.9511 MPa
1er E. Principal	-4.00804 MPa	28.782 MPa
3er E. Principal	-26.4104 MPa	1.99361 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.644042 mm
Factor de seguridad	13.8127 ul	15 ul

Tabla 52 Resultados para el eslabón IJK.

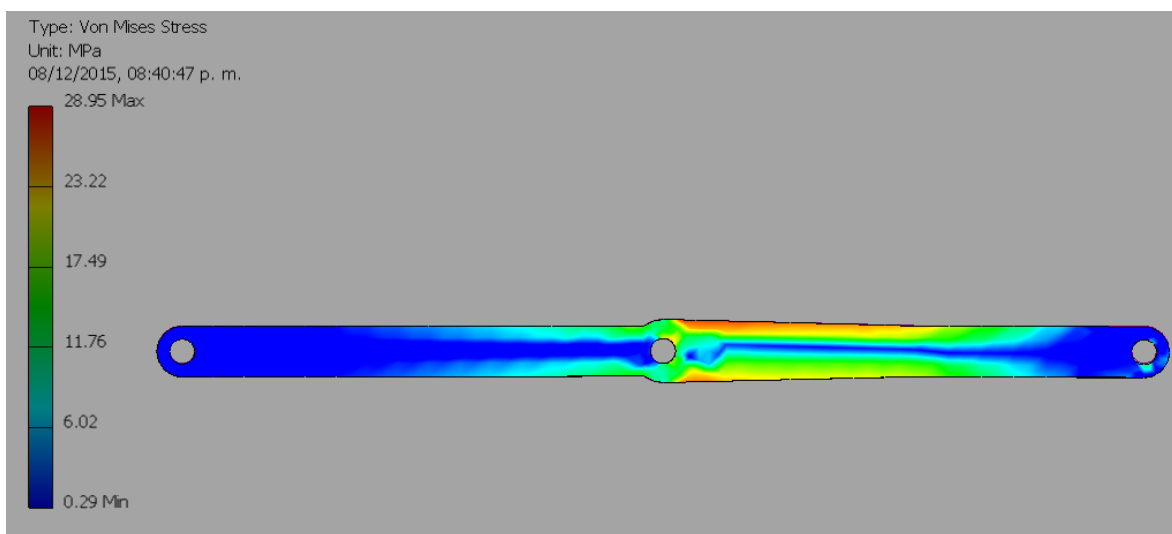


Figura 157 Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón IJK.

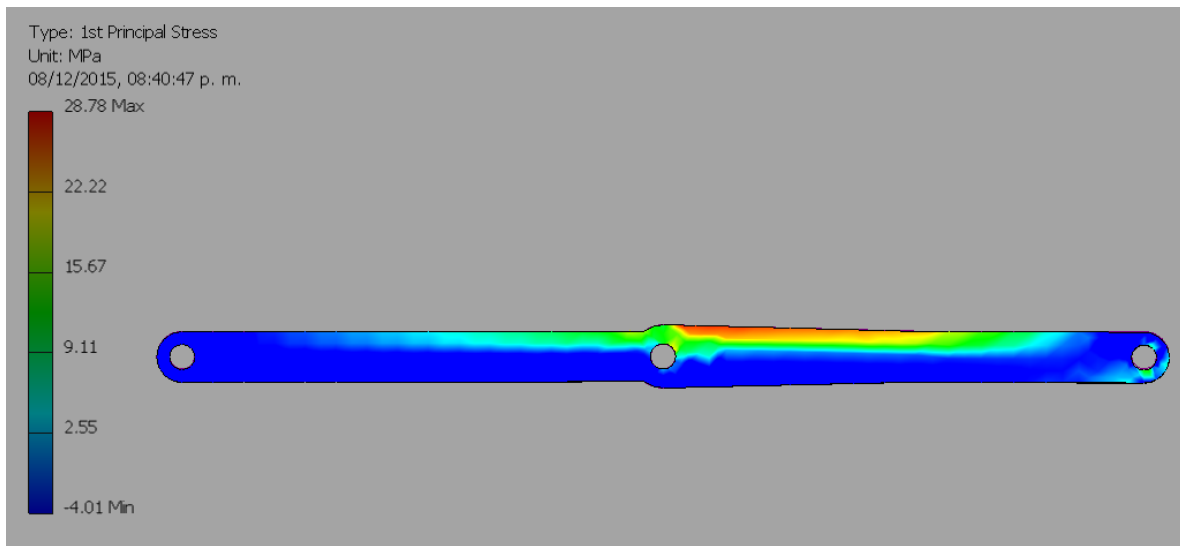


Figura 158 Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón IJK.

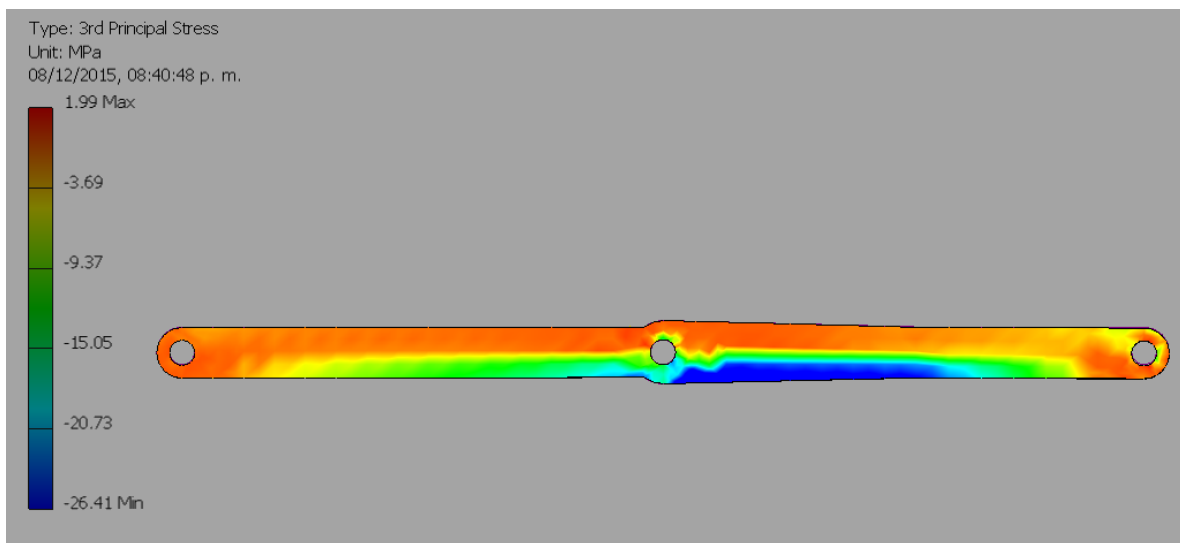


Figura 159 Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón IJK.

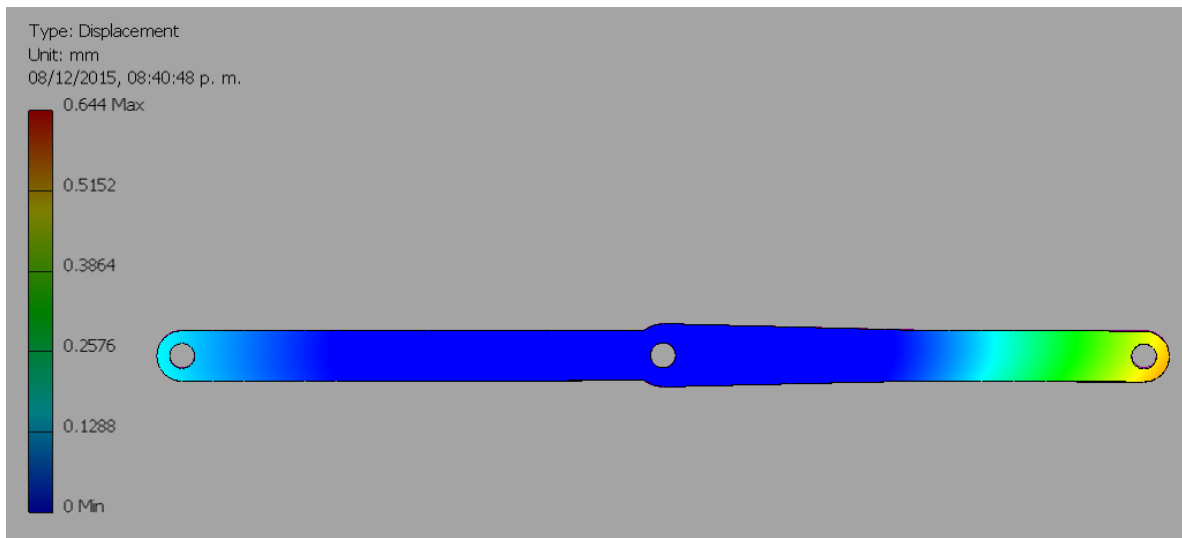


Figura 160 Deformación del eslabón IJK.

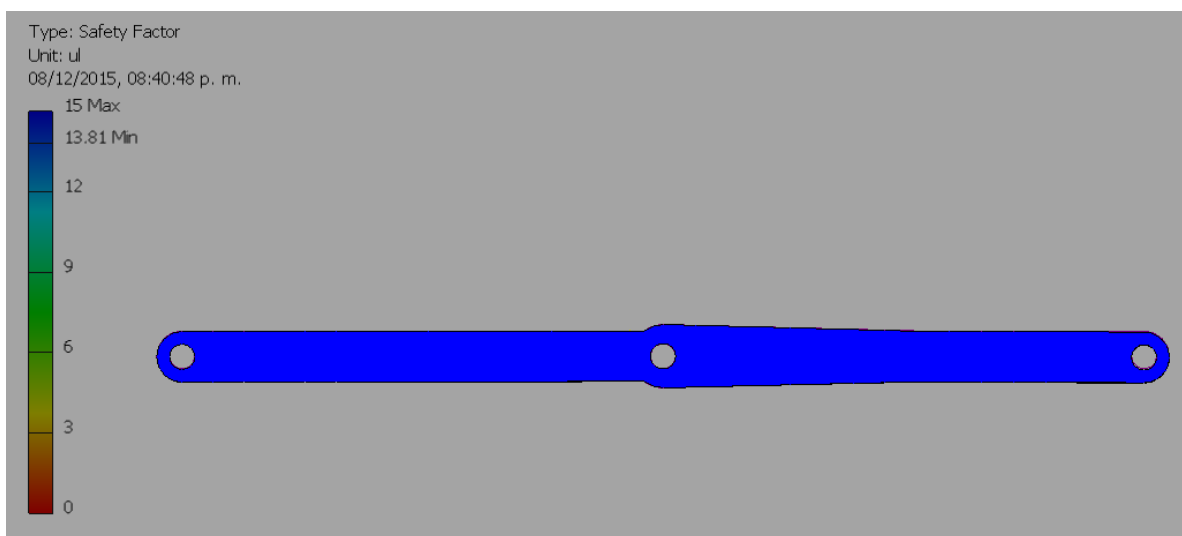


Figura 161 Factor de seguridad en el eslabón IJK.

Base AB.

Unión	FX [N]	FY [N]
A	279.143675	-559.875625
B	0	-198.42675

Tabla 53 Distribución de cargas para la base AB.

Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	371007 mm ³	371007 mm ³
Masa	1.03484 kg	1.03484 kg
E. de von Mises	0.000535081 MPa	60.986 MPa
1er E. Principal	-4.859 MPa	63.3447 MPa
3er E. Principal	-54.7414 MPa	10.499 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.424327 mm
Factor de seguridad	6.55715 ul	15 ul

Tabla 54 Resultados obtenidos para la base AB.



Figura 162 Distribución del esfuerzo equivalente en la base AB.



Figura 163 Distribución de esfuerzos de tensión en la base AB.



Figura 164 Distribución de esfuerzos de compresión en la base AB.

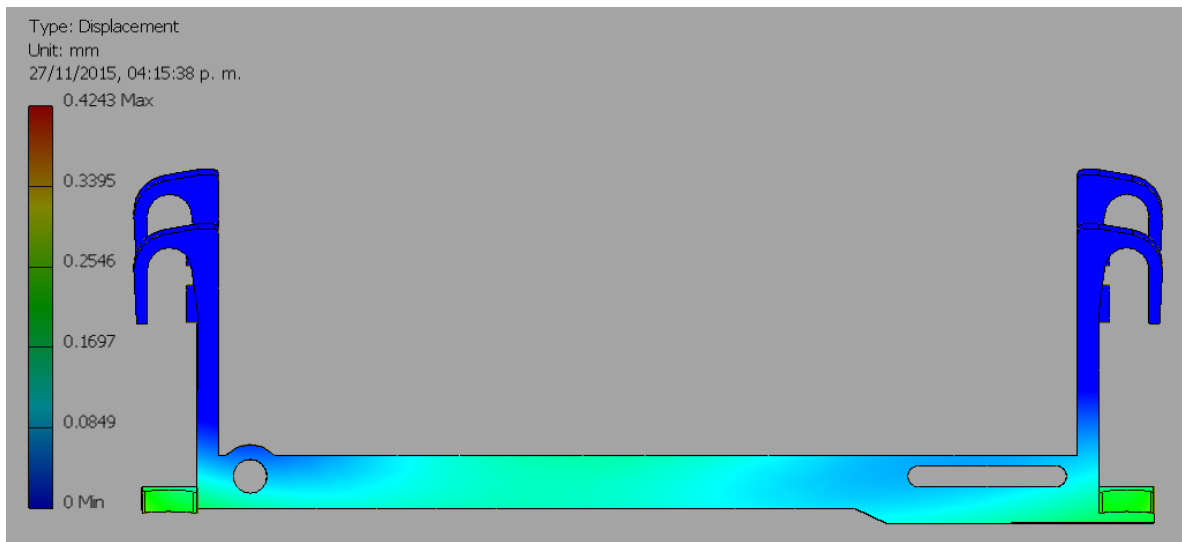


Figura 165 Deformación de la base AB.



Figura 166 Factor de seguridad en la base AB.

Eslabón KL.

Unión	FX [N]	FY [N]
K	-0.02025	50.82425
L	0	195.3585
Cara sup		981

Tabla 55 Distribución de cargas para el eslabón KL.

Propiedad	Mínimo	Máximo
Volumen	371007 mm ³	371007 mm ³
Masa	1.03484 kg	1.03484 kg
E. de von Mises	0.000535081 MPa	60.986 MPa
1er E. Principal	-4.859 MPa	63.3447 MPa
3er E. Principal	-54.7414 MPa	10.499 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.424327 mm
Factor de seguridad	6.55715 ul	15 ul

Tabla 56 Resultados para el eslabón KL.

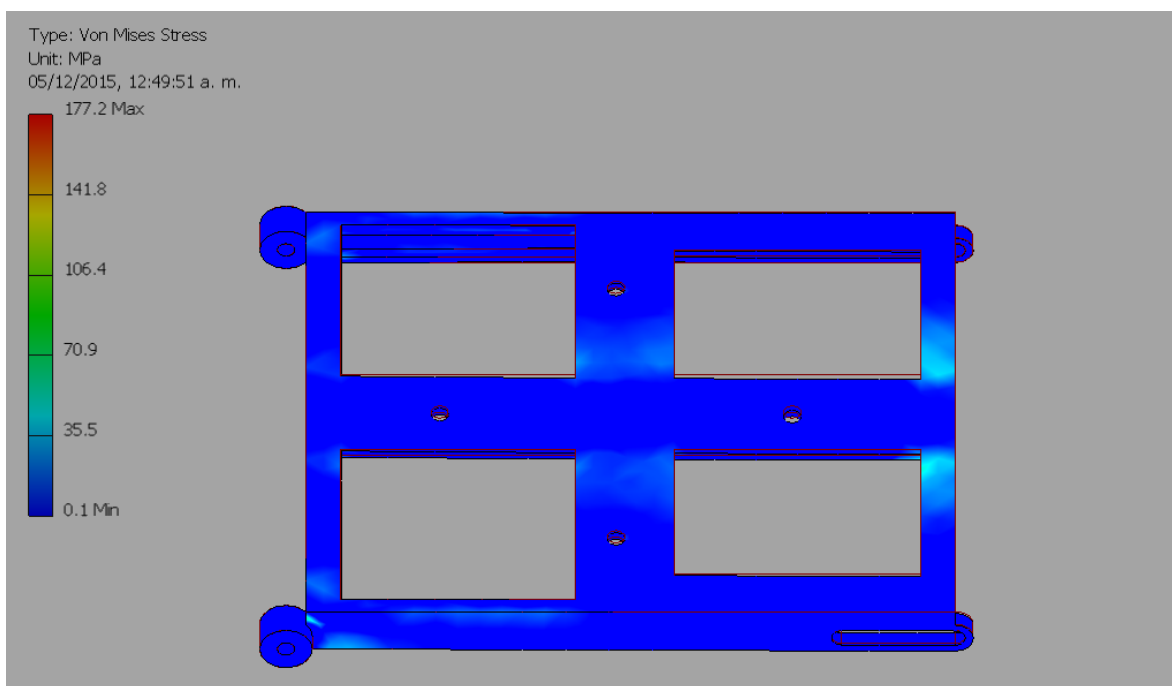


Figura 167 Distribución del esfuerzo equivalente en el eslabón KL.

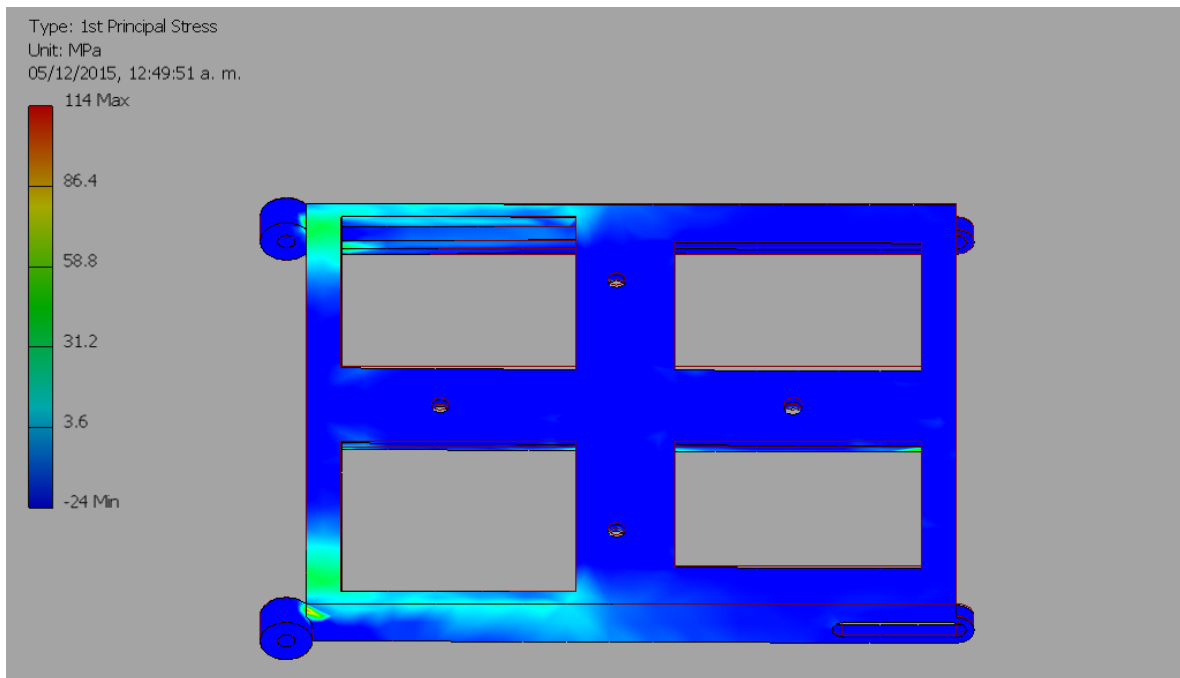


Figura 168 Distribución de esfuerzos de tensión en el eslabón KL.

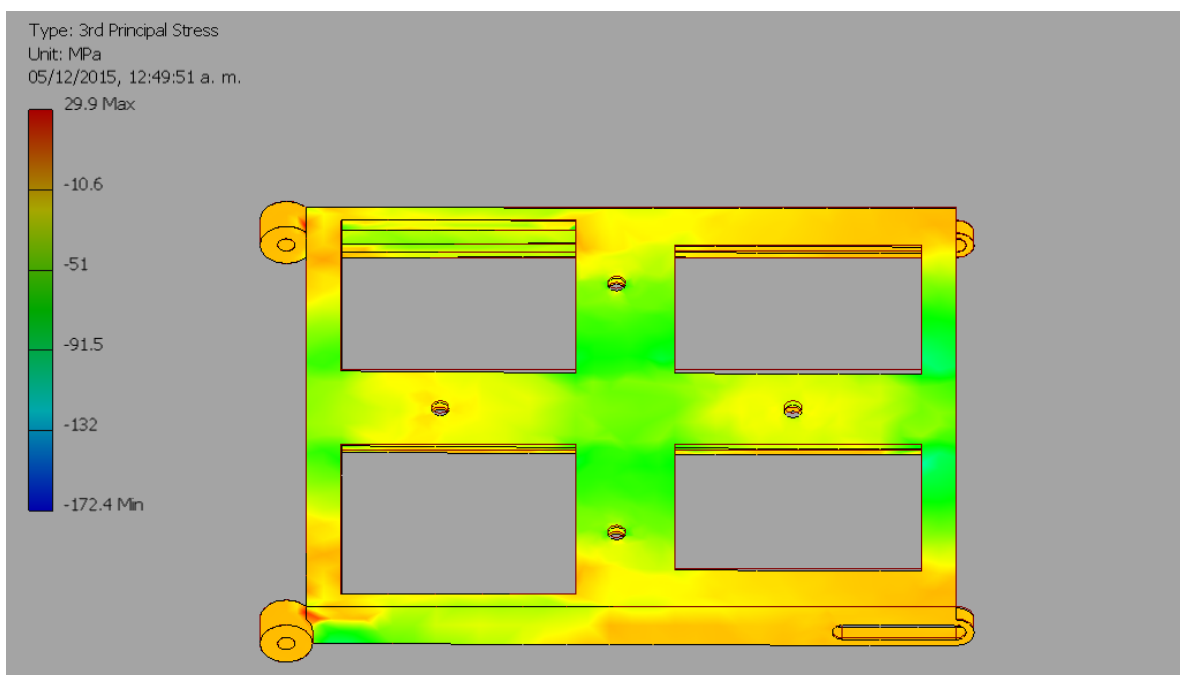


Figura 169 Distribución de esfuerzos de compresión en el eslabón KL.

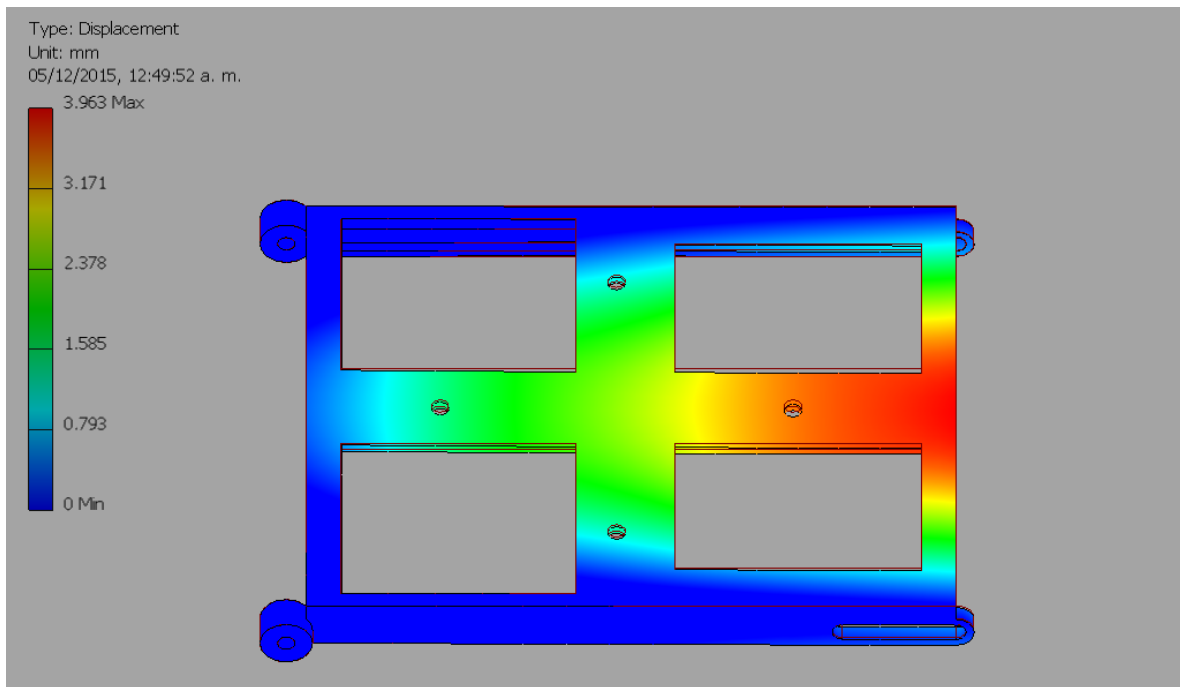


Figura 170 Deformación del eslabón KL.

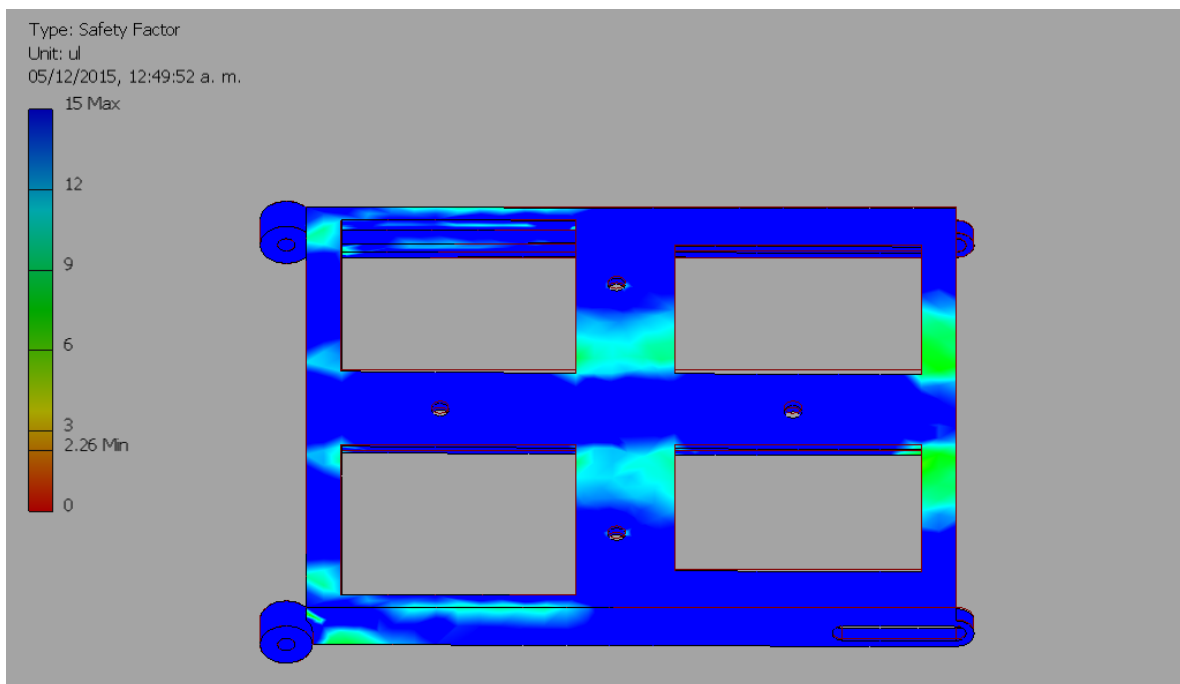


Figura 171 Factor de seguridad en el eslabón KL.

7.2 Análisis cinemático.



Gráfico 3 Variación de posición en el eje X.

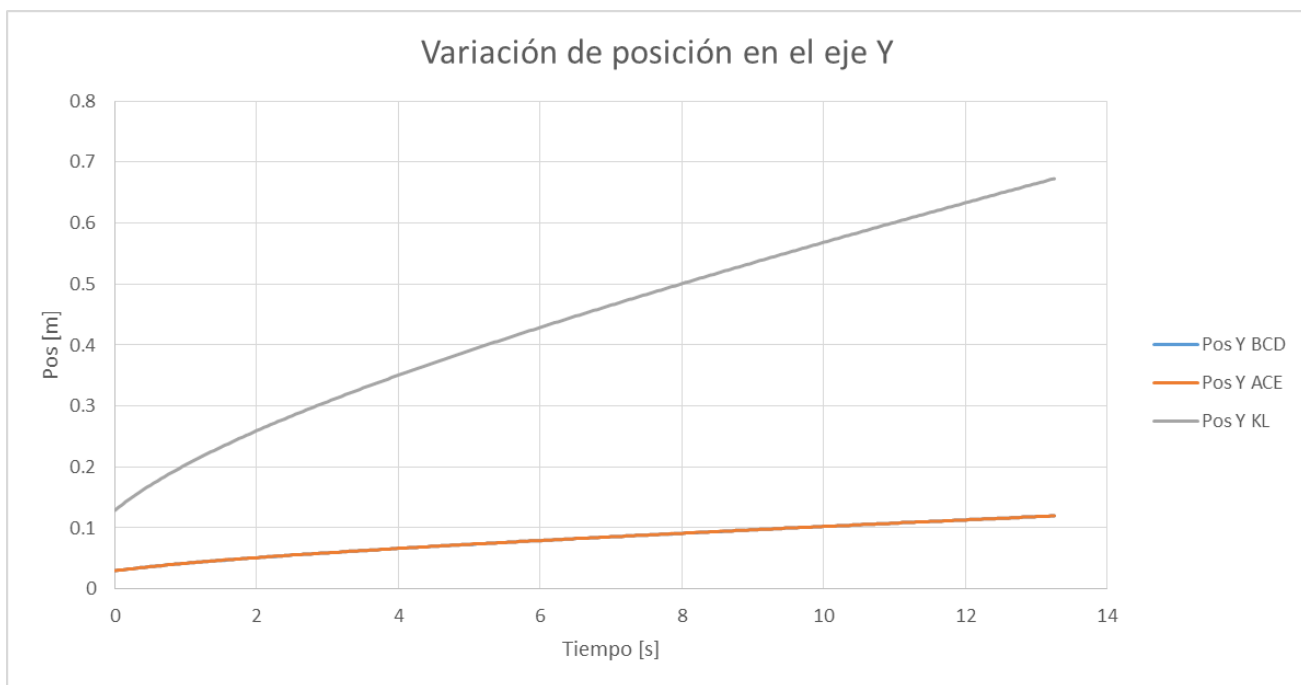


Gráfico 4 Variación de posición en el eje Y.

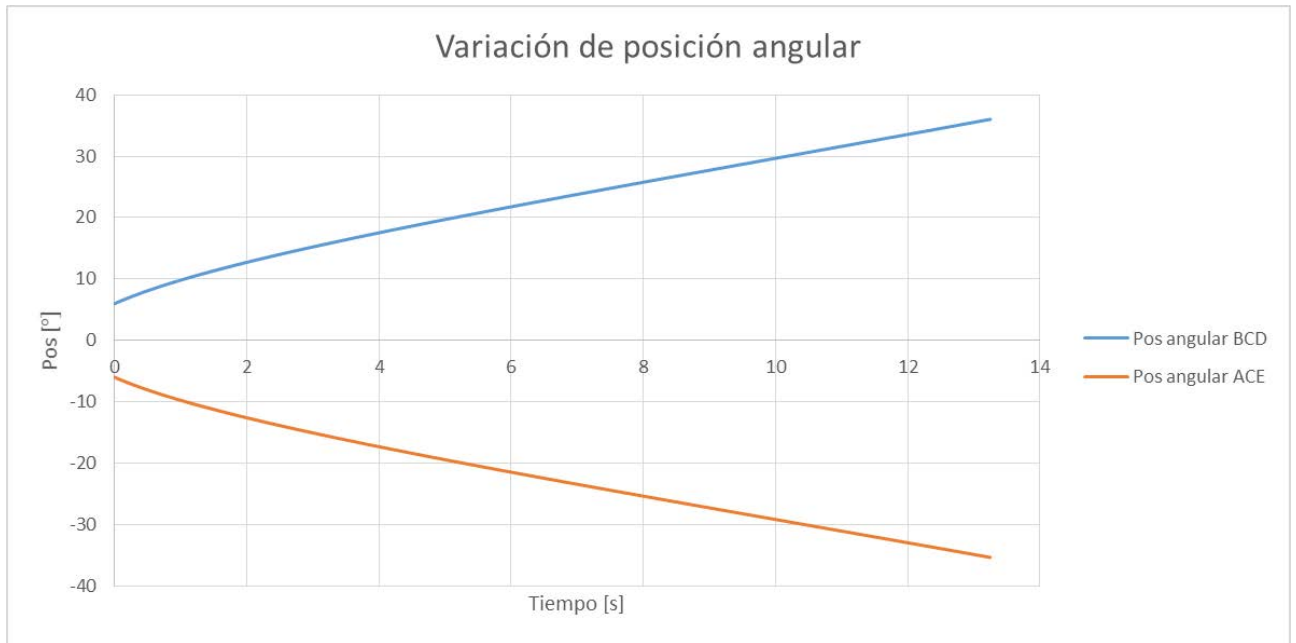


Gráfico 5 Variación de posición angular.

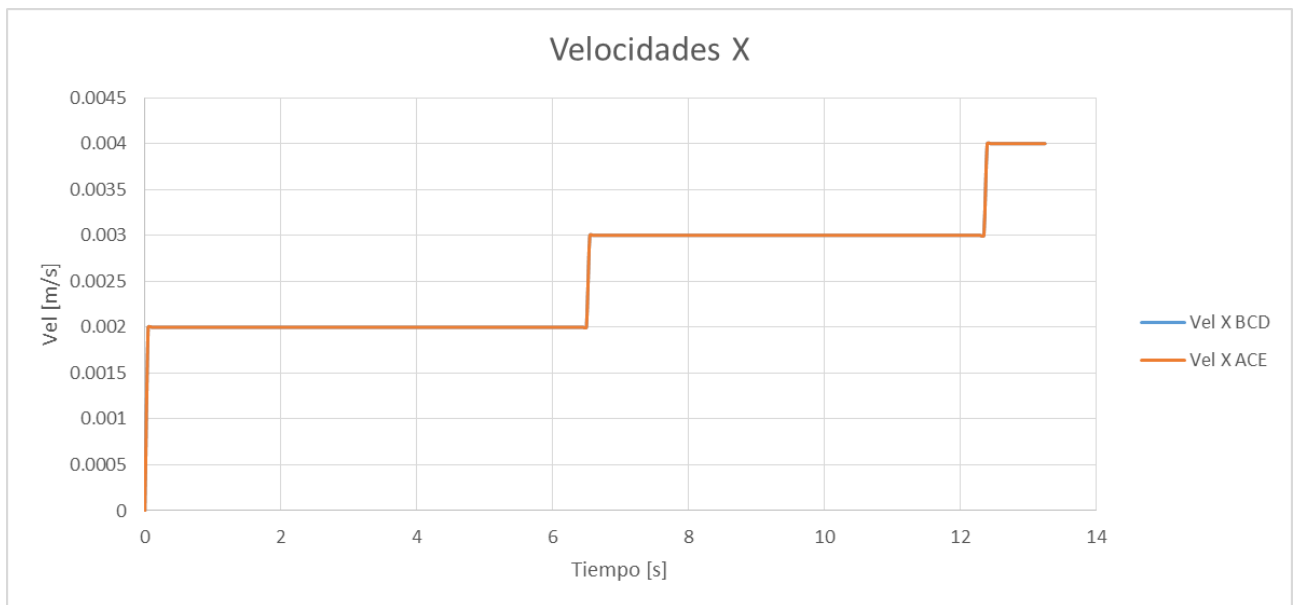


Gráfico 6 Velocidades en X

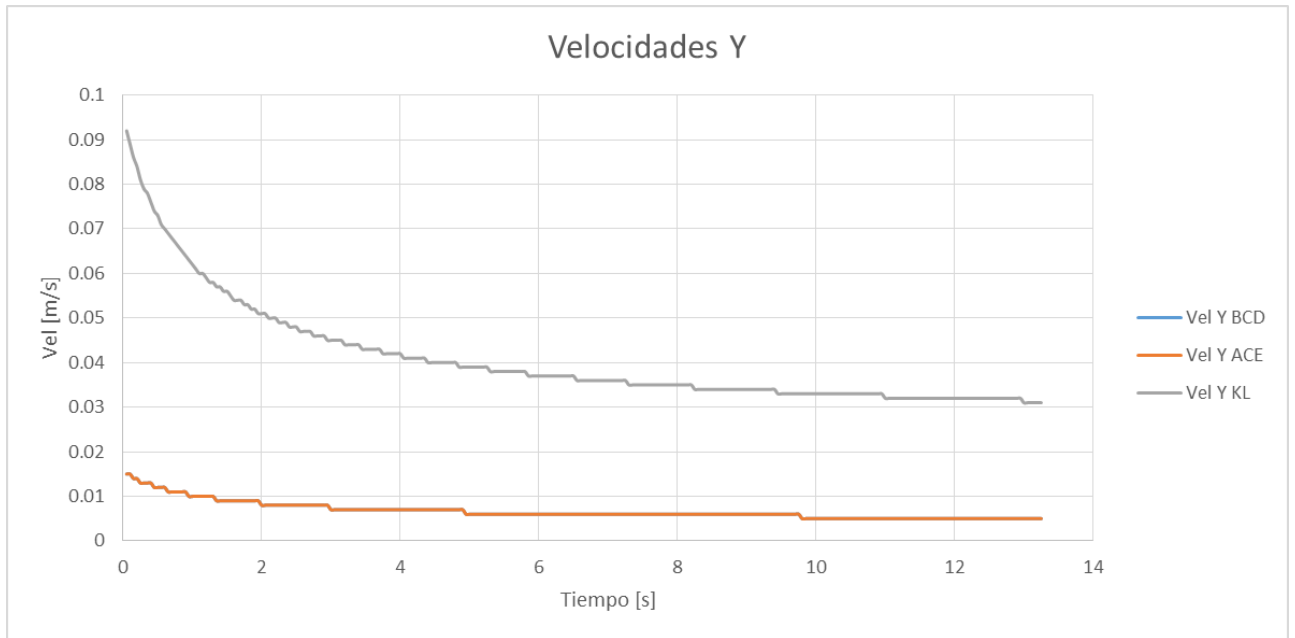


Gráfico 7 Velocidades en Y.

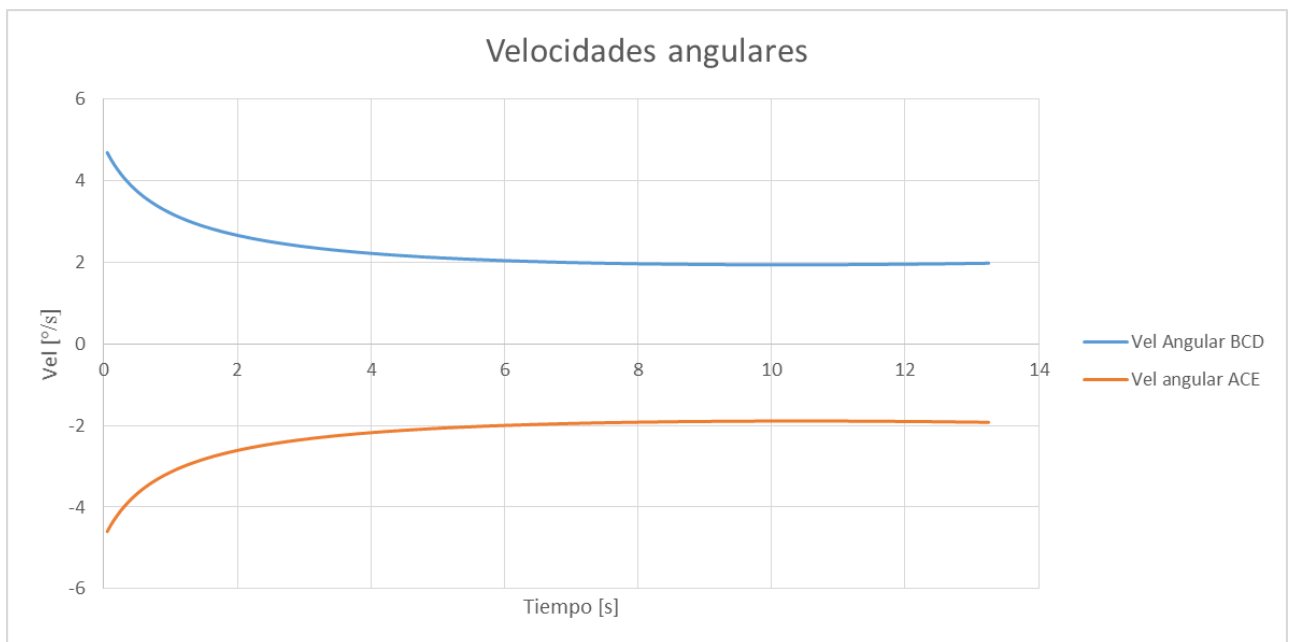


Gráfico 8 Velocidades angulares.

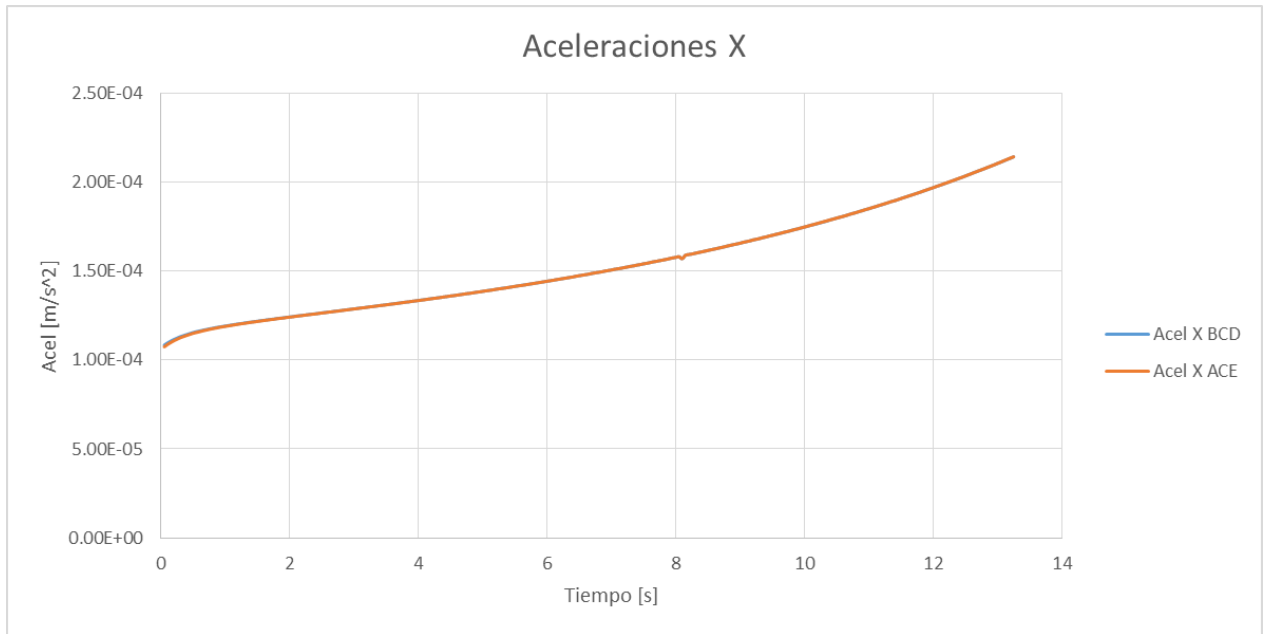


Gráfico 9 Aceleraciones en X.

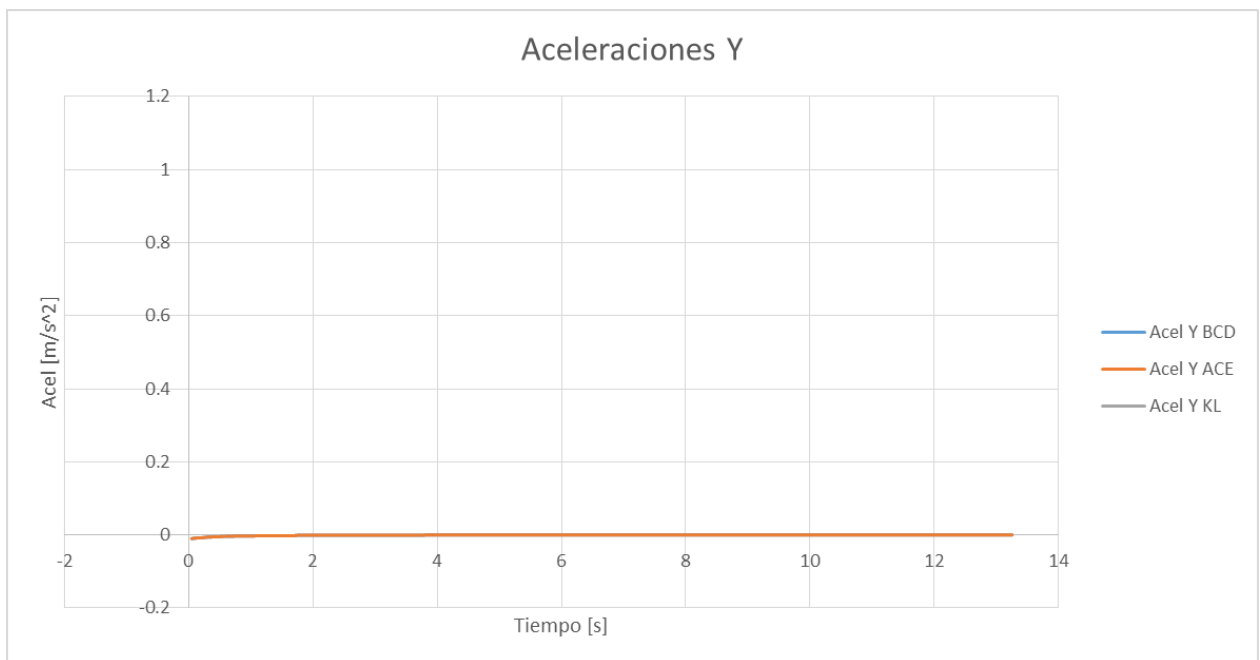


Gráfico 10 Aceleraciones en Y.

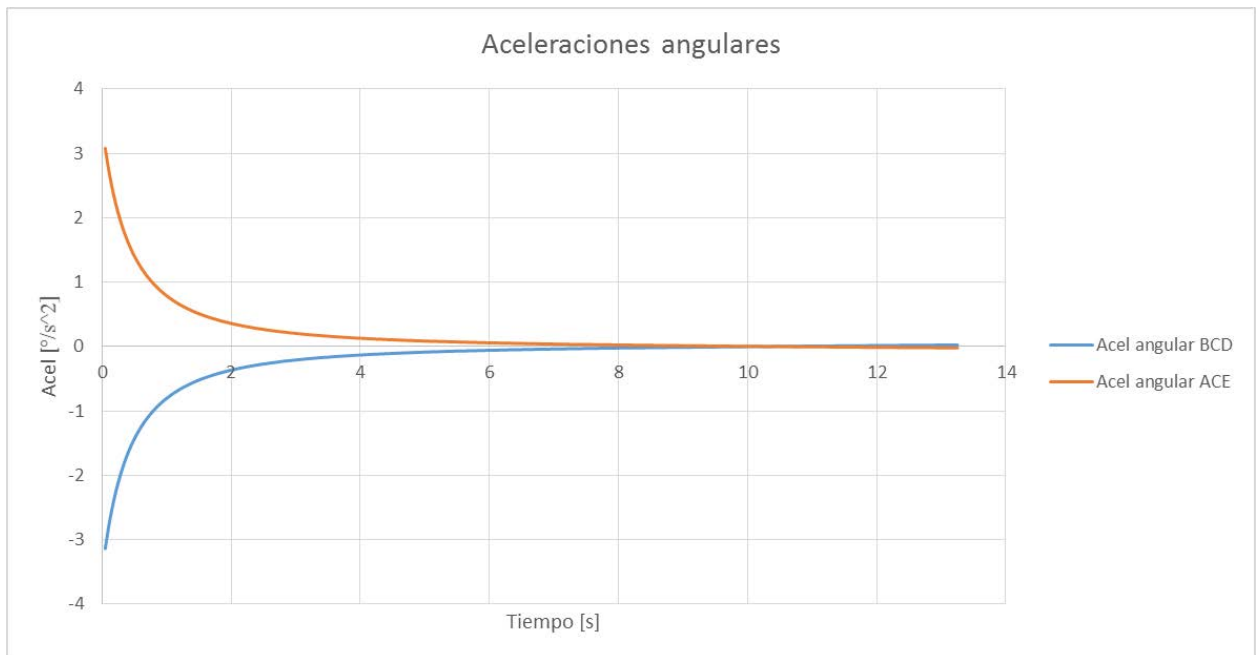


Gráfico 11 Aceleraciones angulares.

8. Análisis de resultados.

Todos los elementos a los que se les realizó el análisis de esfuerzos muestran un factor de seguridad de al menos dos unidades, lo que garantiza su funcionamiento sin presentar fallas o deformaciones permanentes. Como era de esperarse, los elementos que presentaron una mayor deformación fueron los eslabones que forman los patrones en “X”, ya que son los elementos que realizan la mayor parte del trabajo, además la forma en la que se les aplica la carga crea grandes momentos torsionantes y por ende grandes deformaciones; esto aunado a que el aluminio es un material sumamente dúctil. Dentro de los eslabones intermedios, se observa que los barrenos y sus alrededores son las zonas que presentan mayores concentraciones de esfuerzos, es por eso que en algunos elementos se usaron barrenos de mayor diámetro, a fin de disipar parte de los esfuerzos en un área mayor. Las barras y los pernos presentan deformaciones muy bajas debido al material utilizado, el acero ofrece una resistencia mucho mayor al aluminio pero debido a su elevado peso, su uso se vio restringido a solo esos elementos. Todas las deformaciones que se presentan en las piezas ocurren en el plano XY, que es el plano donde fueron aplicados los esfuerzos. Los mayores esfuerzos en los eslabones se presentan cuando el mecanismo se encuentra totalmente colapsado y comienza su extensión, como podemos observar en los gráficos que corresponden a los eslabones cuando el mecanismo se encuentra extendido, las zonas de esfuerzo son mucho menores.

Para la simulación cinemática el software arrojó listas de alrededor de 300 datos para cada aspecto evaluado durante un tiempo de prueba de alrededor de 13 segundos, dichas series de datos fueron concentradas en gráficos para facilitar su interpretación. En el Gráfico 3 observamos el cambio de posición en X de los eslabones ACE y BCD con respecto al tiempo, ambas líneas se encuentran prácticamente traslapadas, indicando movimientos prácticamente iguales, debido a la construcción del mecanismo; como el eslabón KL no presenta ningún tipo de desplazamiento horizontal, no fue incluido en éste gráfico. En el Gráfico 4 se observa la variación de la posición vertical de los tres elementos analizados con respecto al tiempo, de nuevo las gráficas correspondientes a los eslabones ACE y BCD se encuentran traslapadas, ya que ambos elementos presentan el mismo tipo de movimiento, el eslabón KL que corresponde a la tapa del mecanismo presenta un movimiento vertical de 50 cm, cumpliendo el objetivo propuesto. El Gráfico 5 muestra el cambio de posición angular de los eslabones ACE y BCD, al tener sentidos de giro opuestos, ambas gráficas son contrarias una de otra. La variación de la velocidad horizontal se observa en el Gráfico 6, en ambos casos la velocidad se mantiene constante con pequeños saltos. Los cambios de la velocidad en Y se observan en el Gráfico 7, la velocidad de acenso es mayor cuando el mecanismo se encuentra colapsado y a medida que este se extiende la velocidad va disminuyendo, dicho comportamiento puede también ser observado en la animación de la simulación cinemática. De nuevo, al tener sentidos de giro opuestos, las líneas

del Gráfico 8 son opuestas, las cuales corresponden a las velocidades angulares de los eslabones ACE y BCD. Los gráficos correspondientes a las aceleraciones no muestran cambios apreciables, a excepción del Gráfico 11 que muestra las aceleraciones angulares de los eslabones ACE y BCD, donde por el tipo de construcción y el movimiento que presentan estos dos elementos, existe una disminución en la velocidad de elevación y la velocidad de giro de éstos elementos conforme el mecanismo se extiende, en otras palabras una desaceleración.

Hay que considerar que los gráficos correspondientes muestran el comportamiento del mecanismo teniendo un actuador con un empuje constante, en aplicaciones reales no siempre se tienen éstas condiciones, ya que el avance del actuador dependerá directamente de la forma en que el usuario accione la bomba.

9. Conclusiones.

El mecanismo diseñado cumple con todos los objetivos propuestos. Logra desplazar verticalmente una distancia de 50 cm a usuarios de hasta 100 kg, aunque quedan varias mejoras que se le pudieran realizar, como la adaptación de cinturones de seguridad, uso de piñeras o el diseño de posa pies que se muevan a la par del dispositivo. También se pudiera pensar en un nuevo diseño de asiento que incluya reposabrazos o el uso de materiales suaves en el mismo.

Por su construcción y materiales elegidos, se logró un diseño resistente y con estabilidad estructural, pero muy pesado para un uso cotidiano, siendo impráctico para las cuestiones de transportación además de que la manipulación del dispositivo para llevarlo a una posición de transporte sería muy difícil y muy demandante para una persona con discapacidad, levantar 16 kilogramos o más no es una labor sencilla por lo que forzosamente necesitaría de asistencia para llevar a cabo esa tarea. Si se desea un mecanismo capaz de lograr los objetivos planteados y que además sea ligero y fácil de transportar tendría que analizarse el uso de materiales alternativos como polímeros de alta resistencia o materiales compuestos. Otras formas de lograr esos resultados serían la modificación de la silla de ruedas o un rediseño completo del mecanismo.

Los resultados, a mi parecer, han sido satisfactorios; ya que a pesar de las diversas mejoras que aún se pueden aplicar se han cubierto todos los objetivos planteados al inicio, además de que la experiencia ha sido un excelente ejercicio de diseño; se reforzaron habilidades y se conocieron nuevas formas de explotar los recursos que ofrecen los softwares utilizados. Además de toda la experiencia adquirida, queda la noción de la cantidad de trabajo que se necesita para el diseño de un nuevo producto.

10. Referencias

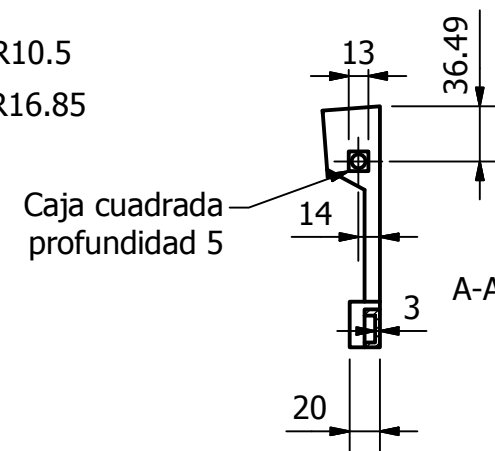
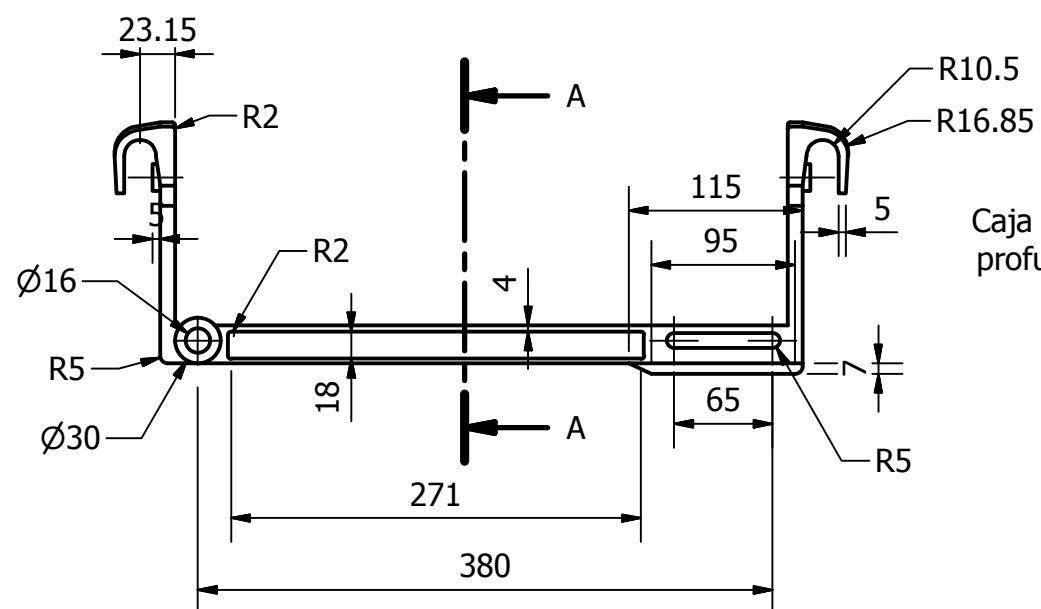
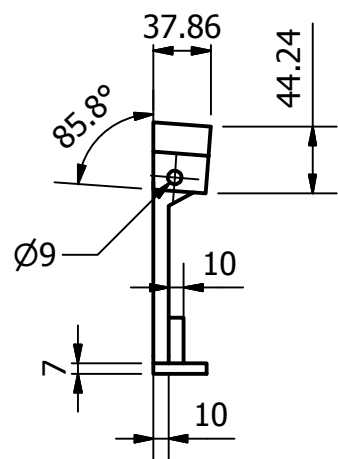
- Aerospace Specification Metals Inc.* (s.f.). Obtenido de <http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA2014T6>
- Aluminio Argentino SAIC, D. d. (s.f.). Manual de Capacitación, Curso Básico. Argentina.
- Bardsley, G., Krizack, M., Munish, A., Lindsley, A., Mines, K., Pearlman, J., . . . Sheldon, S. (2008). *World Health Organization*. Obtenido de <http://www.who.int/disabilities/publications/technology/wheelchairguidelines/en/>
- Capital Aluminium Extrusions Ltd.* (2015). Obtenido de http://www.capalex.co.uk/spanish/2014_alloy_sp.html
- CNDH. (1999). *Leyes de Integración Social para Personas con Discapacidad en las Entidades Federativas*. México: Comisión Nacional de los Derechos Humanos.
- Hydraulics & Pneumatics*. (2015). Obtenido de <http://hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/Cylinders/Article/False/6423/TechZone-Cylinders?page=4>
- IHS Engineering 360*. (s.f.). Obtenido de http://www.globalspec.com/learnmore/material_handling_packaging_equipment/material_handling_equipment/scissor_lifts
- INEGI*. (2010). Obtenido de Instituto Nacional de Estadística y Geografía: <http://cuentame.inegi.org.mx/poblacion/discapacidad.aspx?tema=P>
- Ingemecánica*. (s.f.). Obtenido de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>
- Medical E Shop*. (13 de Febrero de 2015). Obtenido de <http://www.medicaleshop.com/lifestand-helium-ultralight-stand-up-manual-wheelchair.html>
- Medical E Shop*. (13 de Febrero de 2015). Obtenido de <http://www.medicaleshop.com/lifestand-helium-lse-stand-up-semi-electric-wheelchair.html>
- Medical E Shop*. (13 de Febrero de 2015). Obtenido de <http://www.medicaleshop.com/permobil-c500-vs-power-stand-up-wheelchair.html>
- Pascual Gómez F., P. V. (6 de Septiembre de 1999). *Elsevier*. Obtenido de <http://www.elsevier.es/es-revista-rehabilitacion-120-articulo-sillas-ruedas-caracteristicas-tecnicas-antropometricas-13004964>
- Pérez, R. (2006). Análisis de Mecanismos y Problemas Resueltos. En R. Pérez, *Análisis de Mecanismos y Problemas Resueltos* (págs. 10-12). México: Alfaomega.
- Wikipedia*. (13 de Febrero de 2015). Obtenido de Wikipedia, la enciclopedia libre: <https://en.wikipedia.org/wiki/IBOT>
- Wikipedia, The Free Encyclopedia*. (17 de Septiembre de 2015). Obtenido de https://en.wikipedia.org/wiki/Hydraulic_cylinder

11. Entregables.

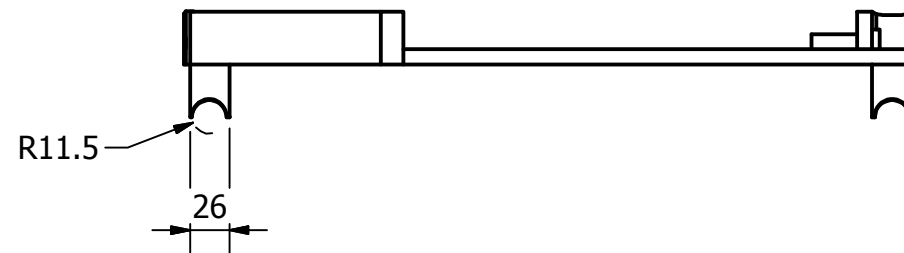
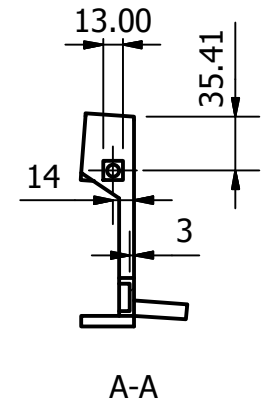
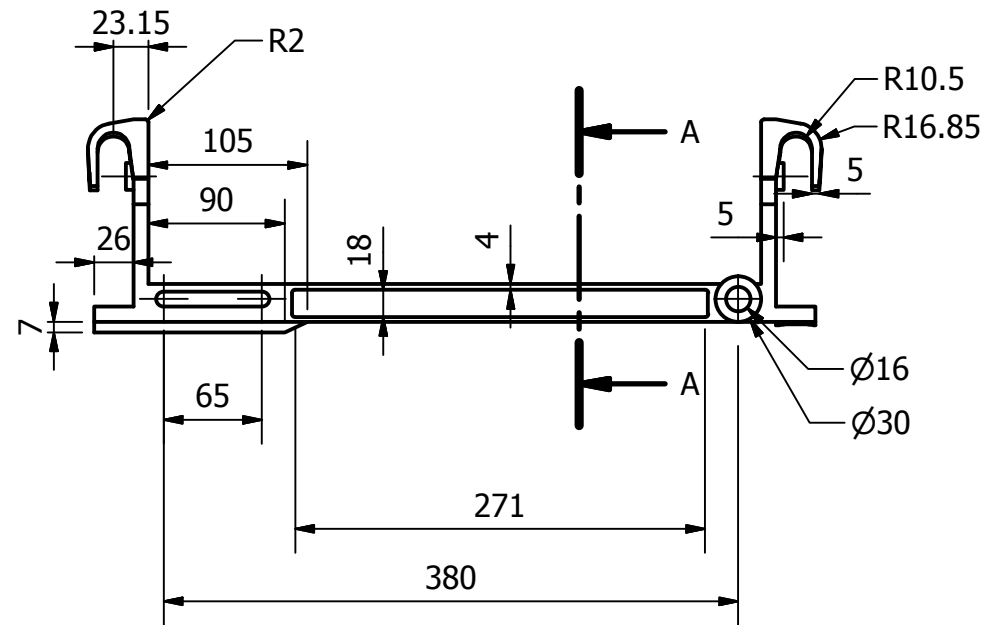
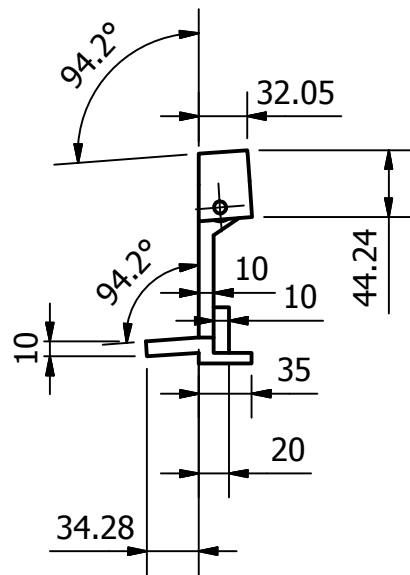
Los entregables comprometidos en este proyecto son:

- Simulación cinemática del mecanismo terminado. Revisar archivo de video incluido.
- Estudio y selección de materiales idóneos para su construcción. Ambos incluidos dentro del reporte.
- Dibujos de definición de cada uno de sus componentes. Mostrados a continuación.

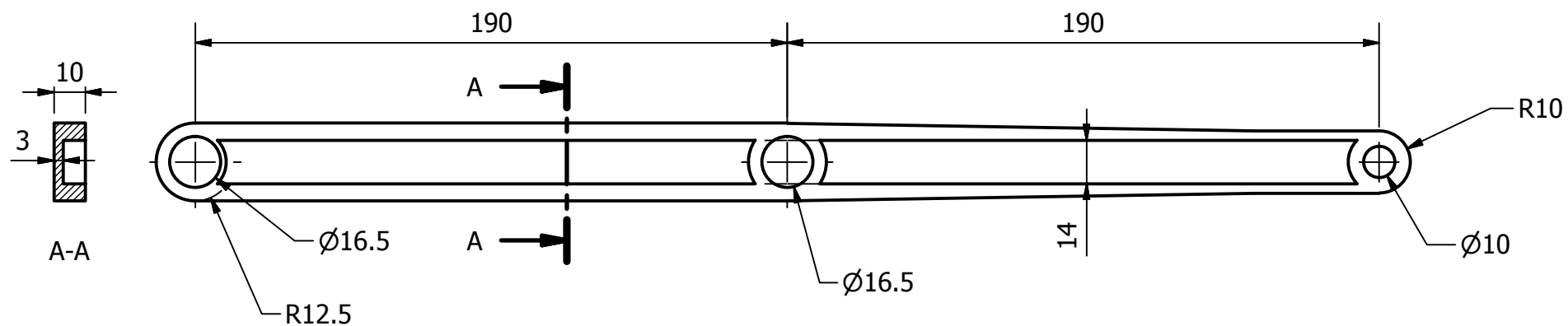
12. Dibujos de Definición.

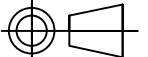


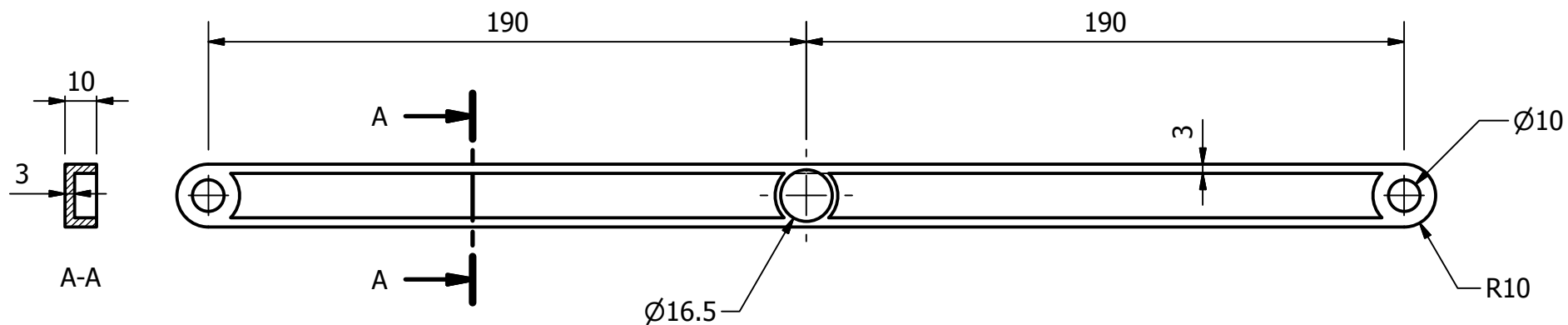
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 5	Acotación: mm	Material: Aluminio 2014-T6
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Base AB frontal		1/30



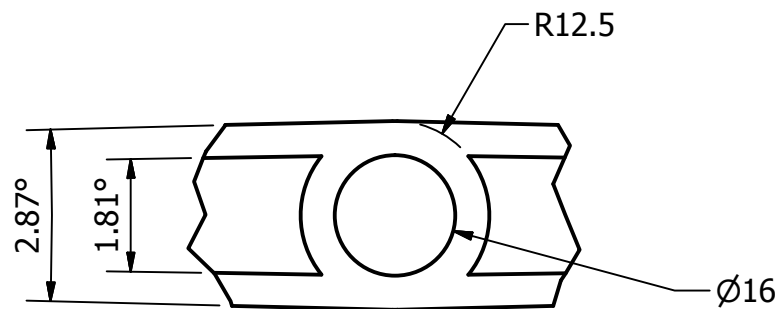
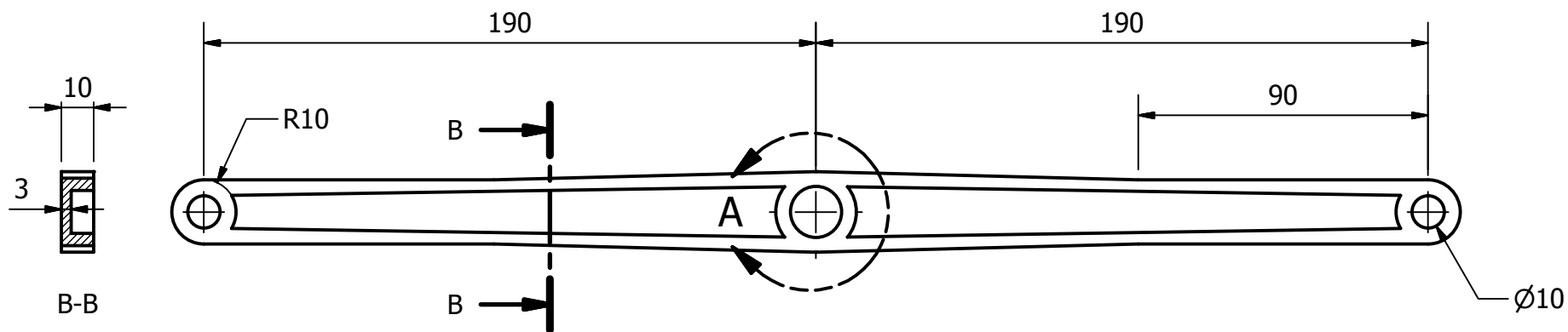
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 5	Acotación: mm	Material: Aluminio 2014-T6
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Base AB trasera		2/30



Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 2	Acotación: mm		Material: Aluminio 2014-T6
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño		Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Eslabón ACE			3/30

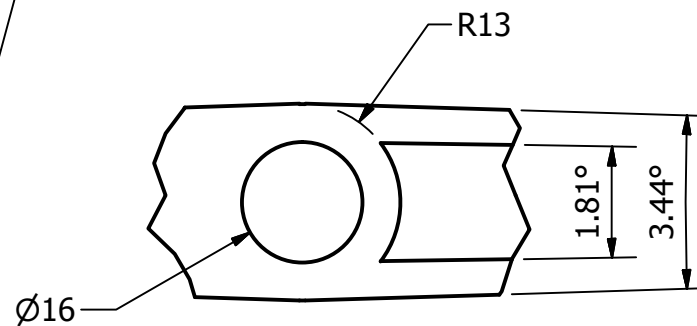
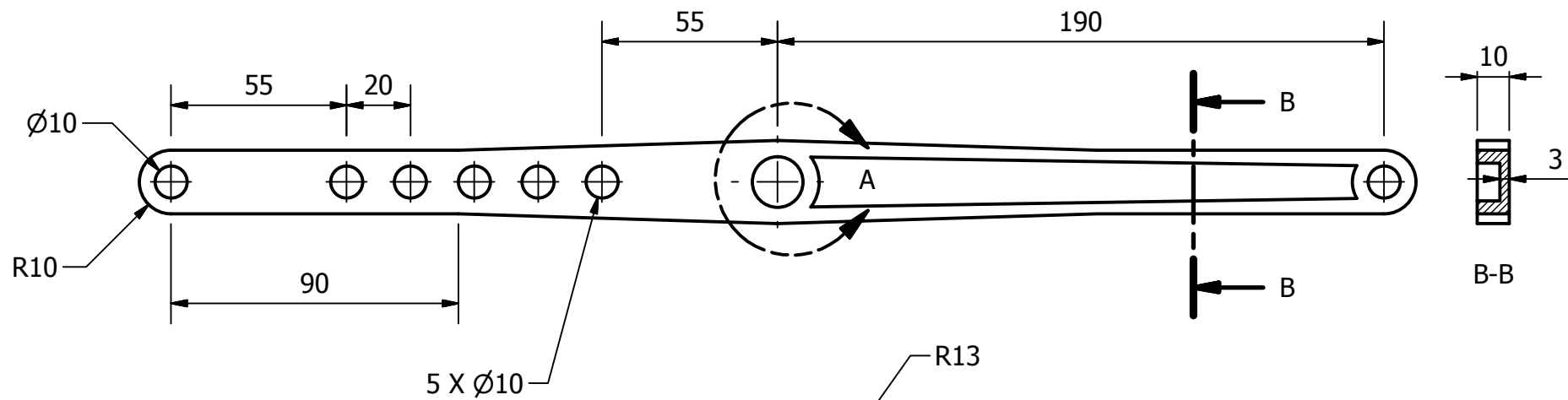


Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 2	Acotación: mm	Material: Aluminio 2014- T6
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Eslabón BCD		4/30



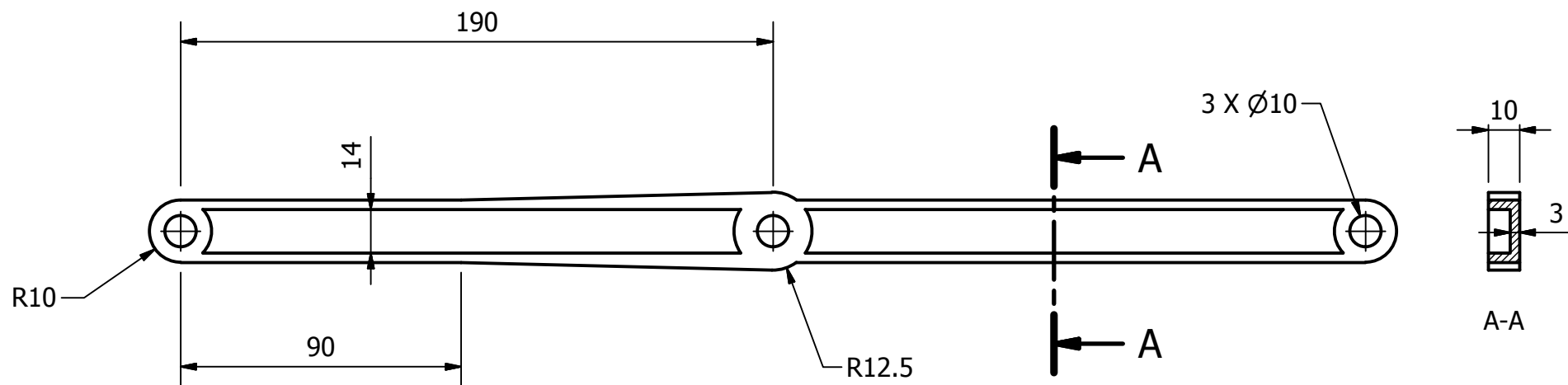
DETALLE A
ESCALA 1 : 1

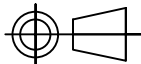
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 2	Acotación: mm	Material: Aluminio 2014-T6
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Eslabón DGI		5/30

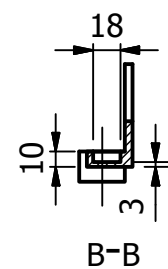
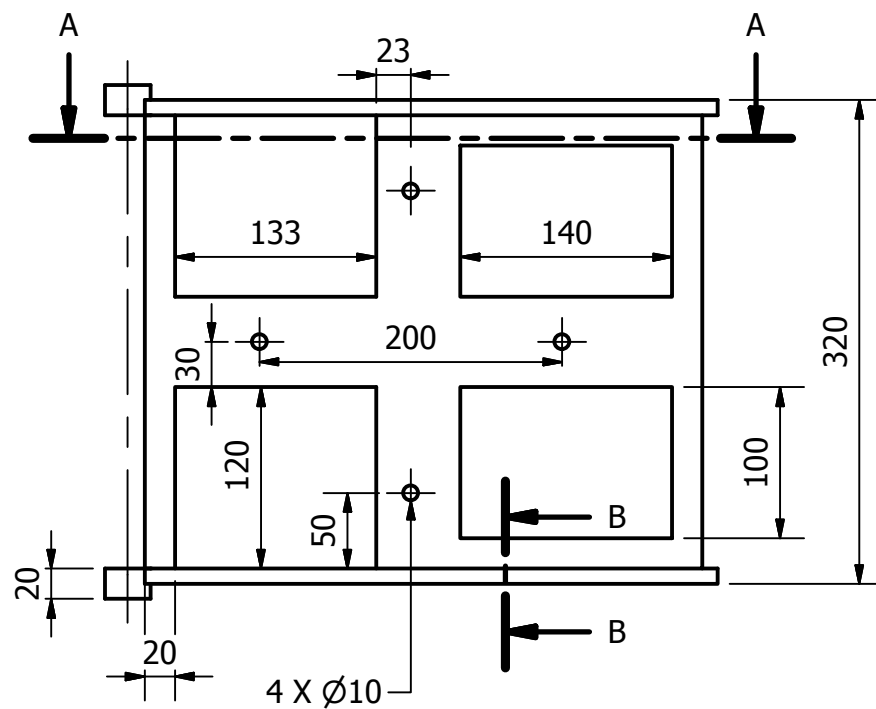
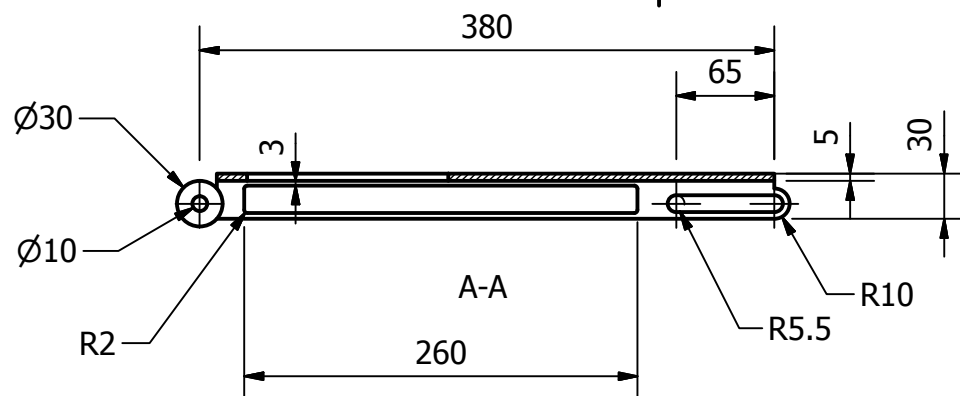


DETALLE A
ESCALA 1 : 1

Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 2	Acotación: mm	Material: Aluminio 2014-T6
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Eslabón EGH		6/30



Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 2	Acotación: mm		Material: Aluminio 2014-T6
 Azcapotzalco	Dibujo: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno		
	Eslabón HJL, IJK			7/30



Asesor:

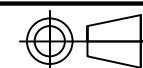
Ing. Romy Pérez Moreno

Escala:

1 : 5

Acotación:

mm



Material:

Aluminio 2014-T6

Dibujó:

René Serrano Niño

Revisó:

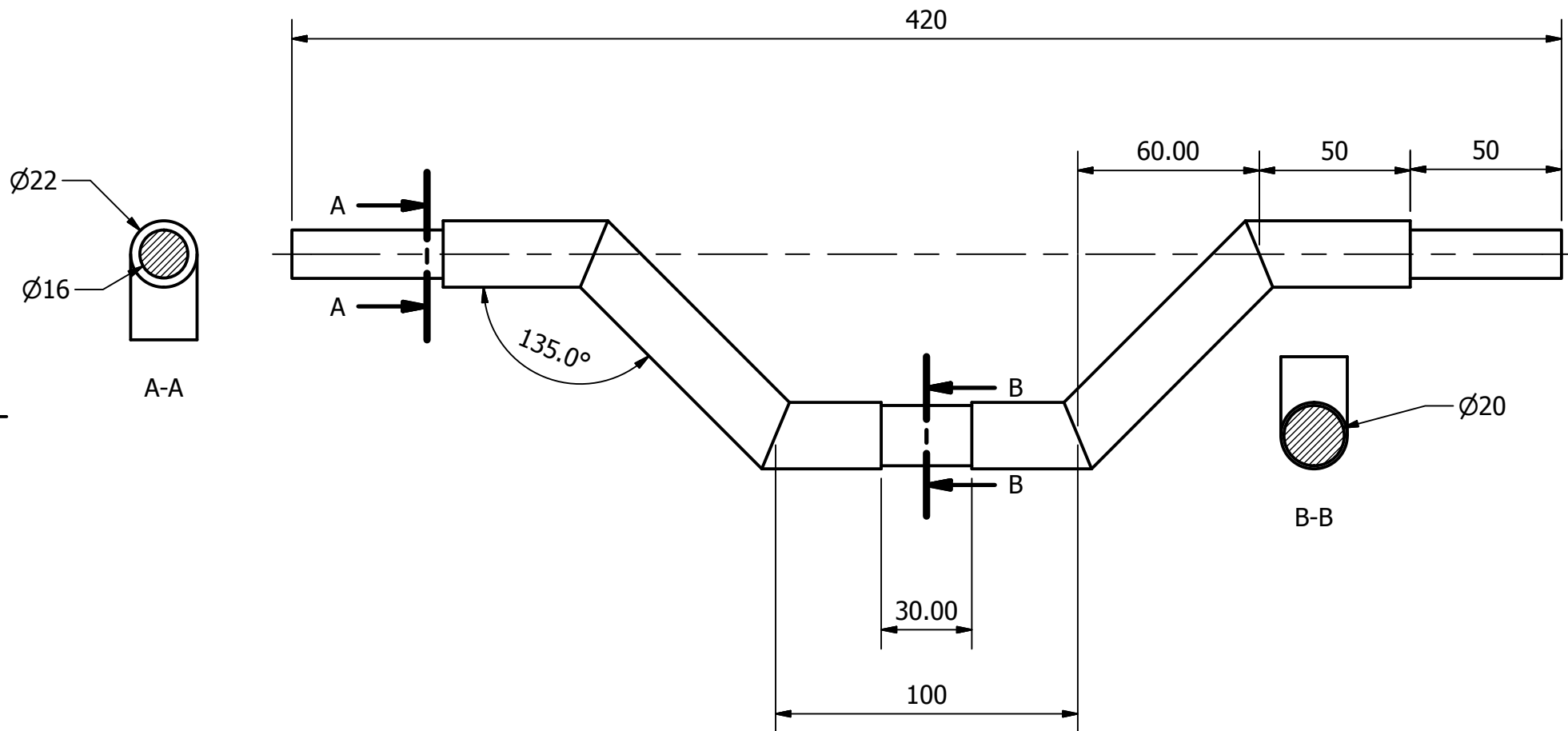
Ing. Romy Pérez Moreno



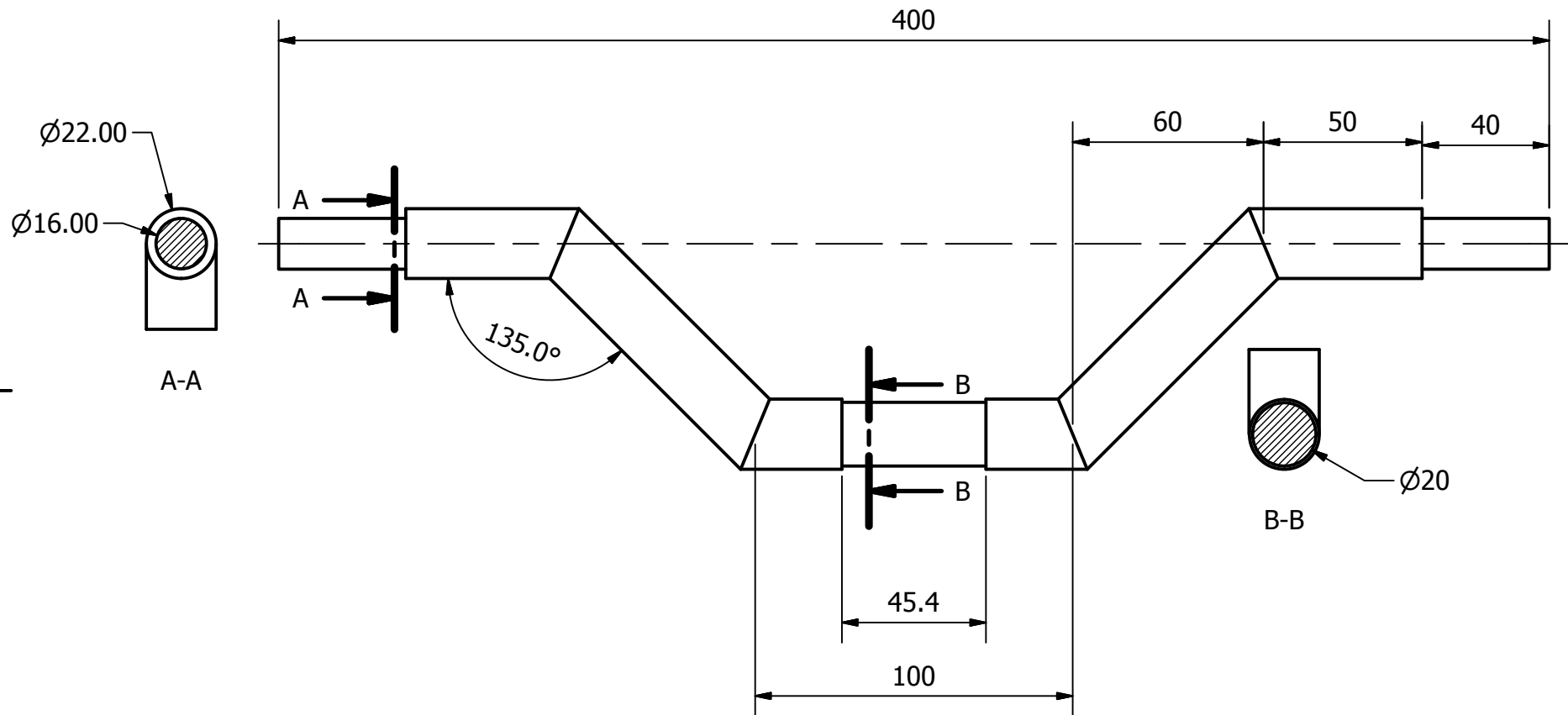
Azcapotzalco

Eslabón JK

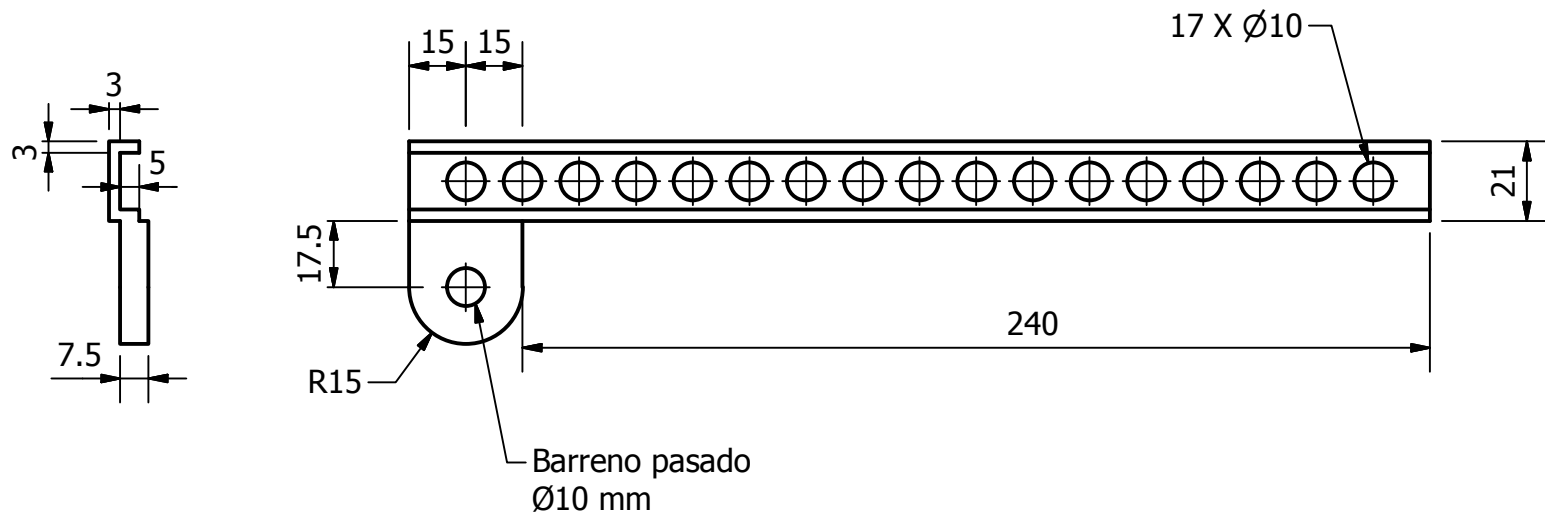
8/30



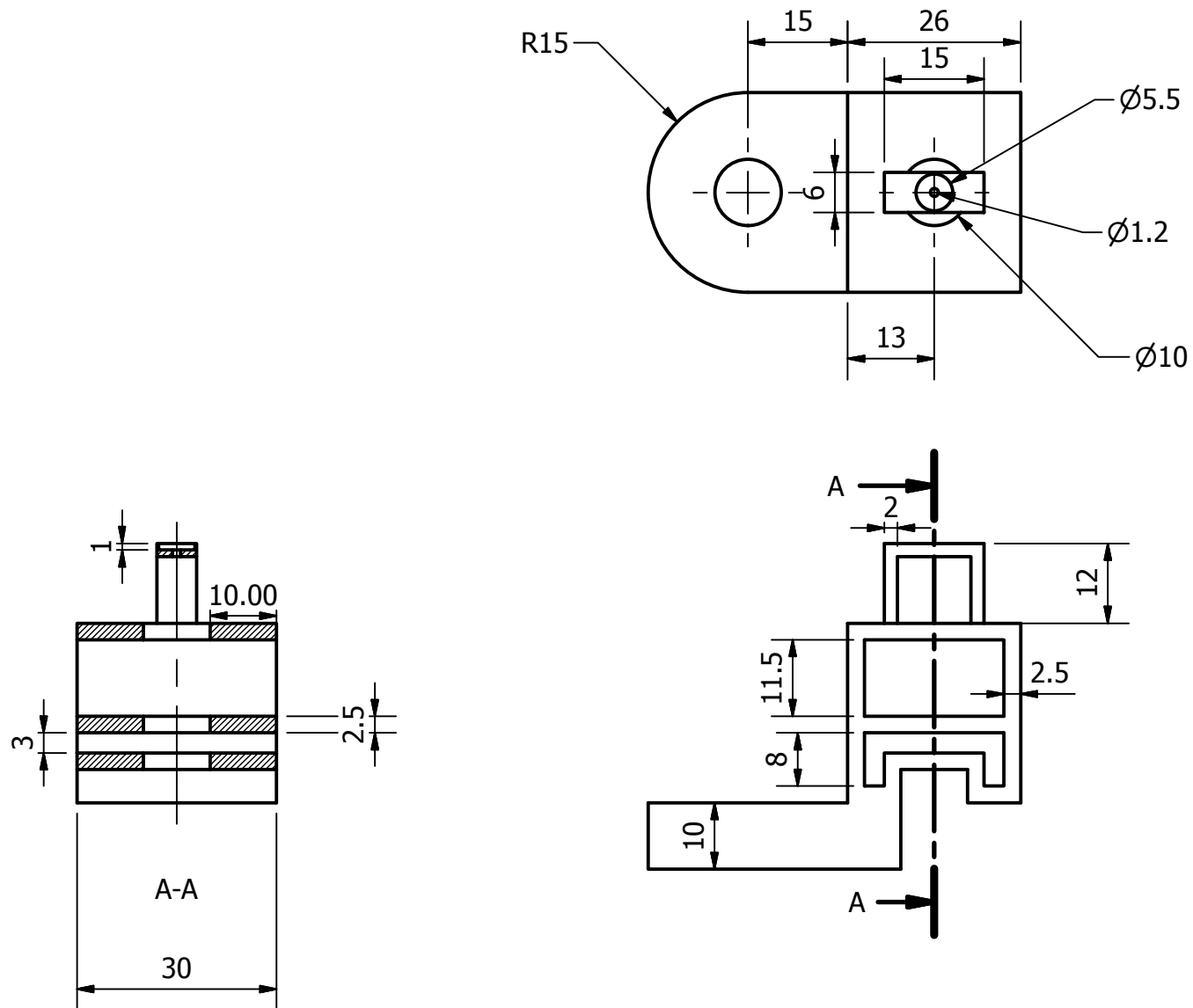
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 2	Acotación: mm	Material: AISI 8640 361 QT
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Barra A		9/30



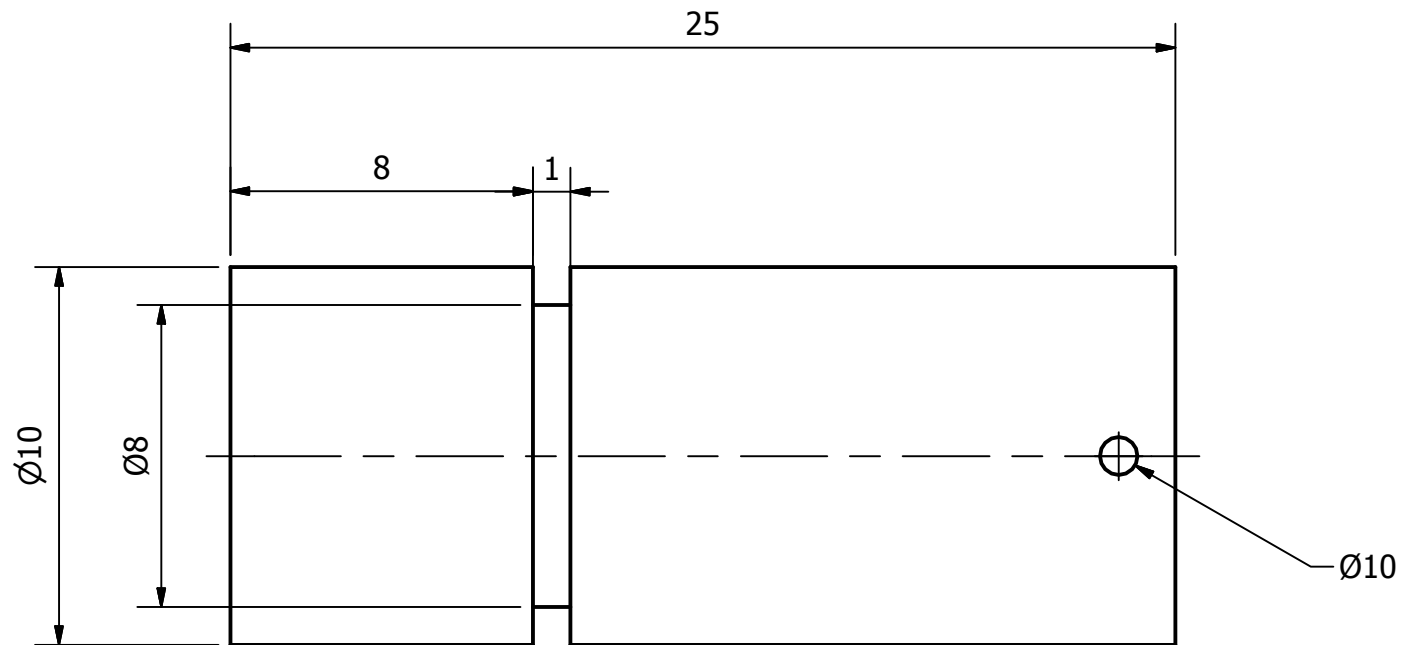
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 2	Acotación: mm	Material: AISI 8640 361 QT
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Barra G		10/30

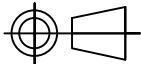


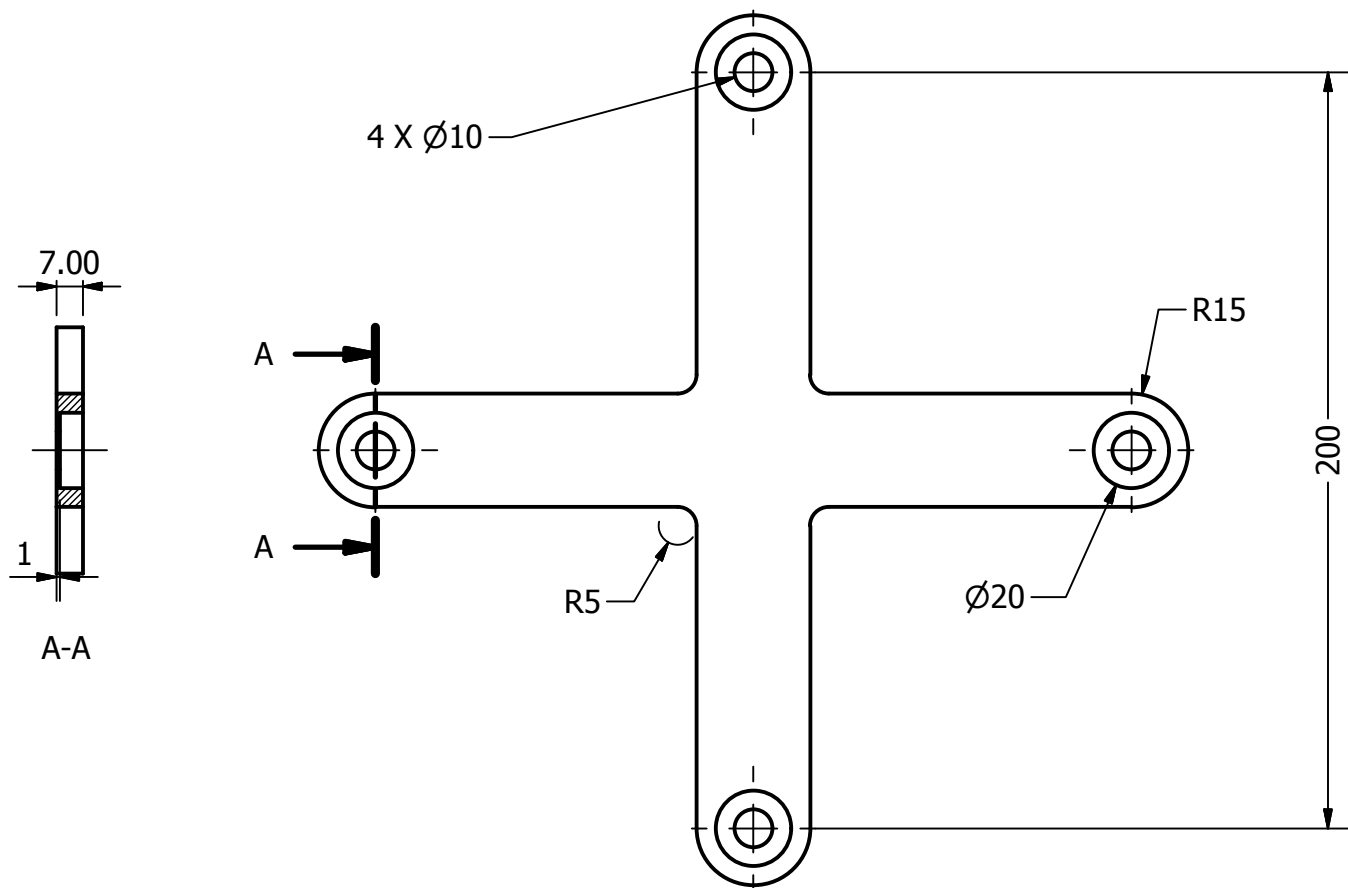
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 2	Acotación: mm		Material: Hierro fundido
 Azcapotzalco	Dibujo: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno		
	Riel de seguridad			11/30



Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 1	Acotación: mm		Material: Hierro fundido
 Azcapotzalco	Dibujo: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno		
	Freno de seguridad			12/30



Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 5 : 1	Acotación: mm		Material: Hierro fundido
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno		
	Cilindro de freno de seguridad			13/30



Asesor:
Ing. Romy Pérez Moreno

Escala:
1 : 2

Acotación:
mm



Material:
Aluminio 2014-T6



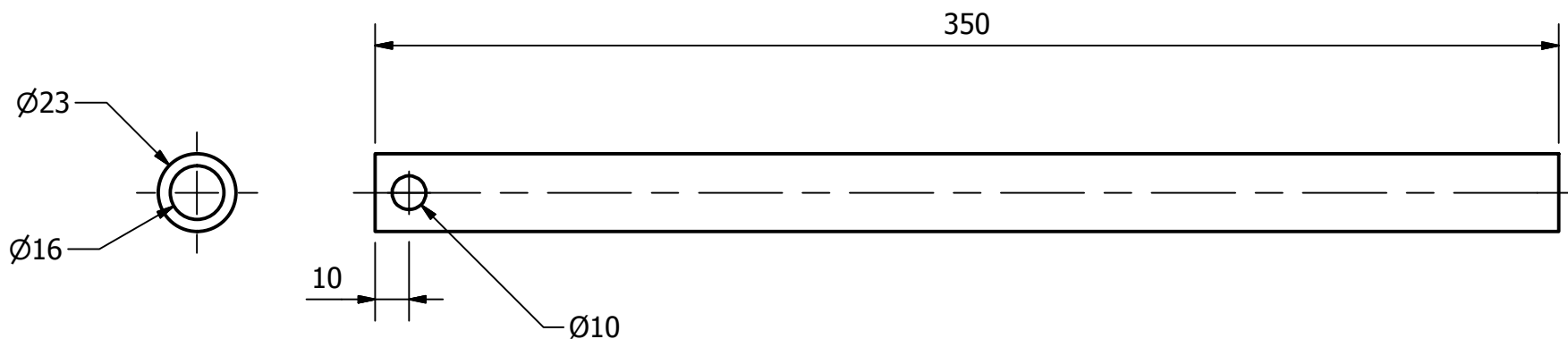
Azcapotzalco

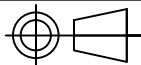
Dibujó:
René Serrano Niño

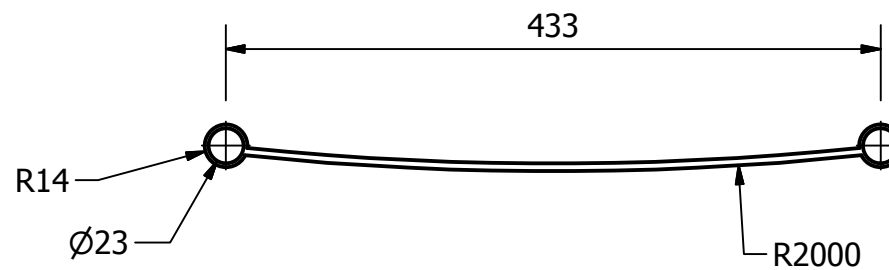
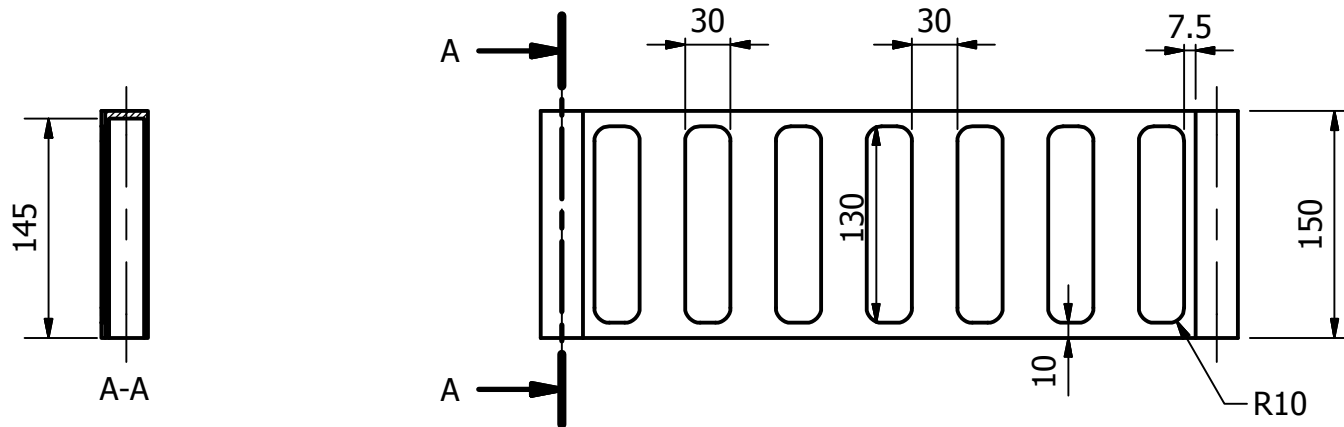
Revisó:
Ing. Romy Pérez Moreno

Soporte de asiento

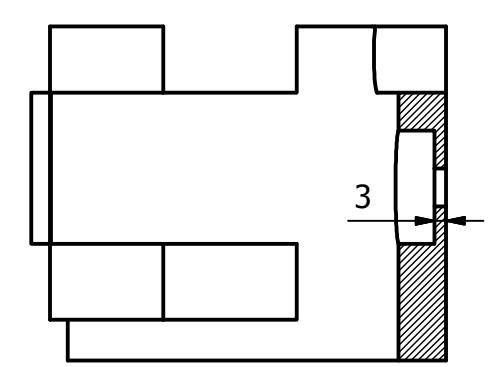
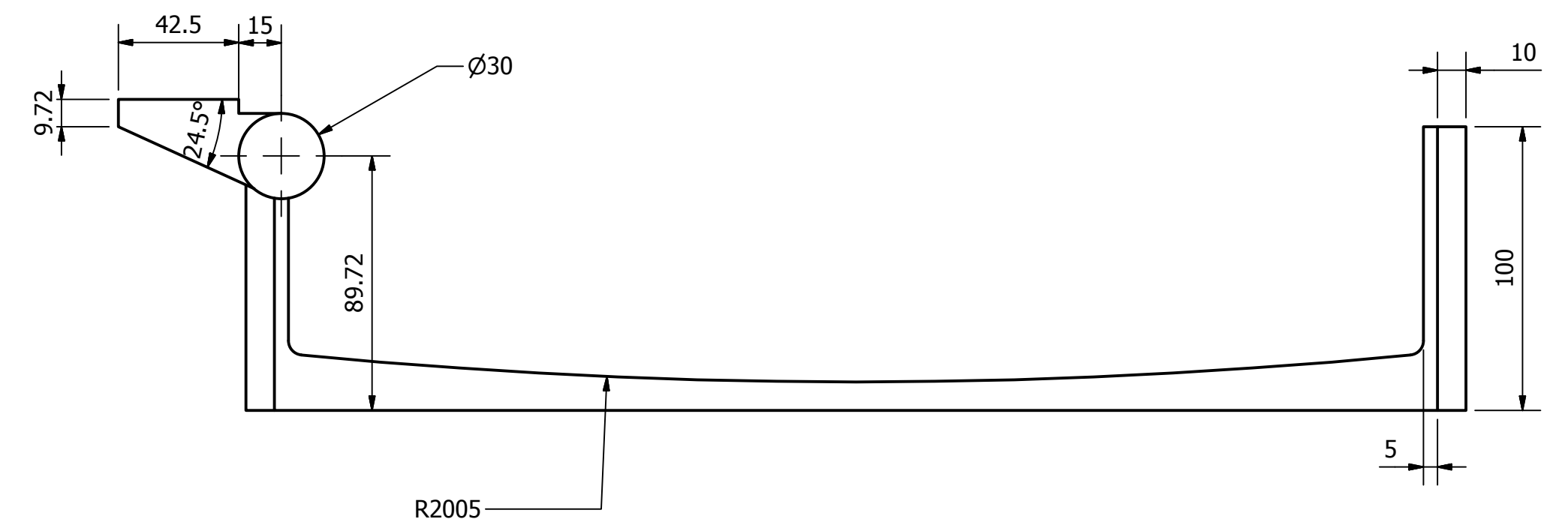
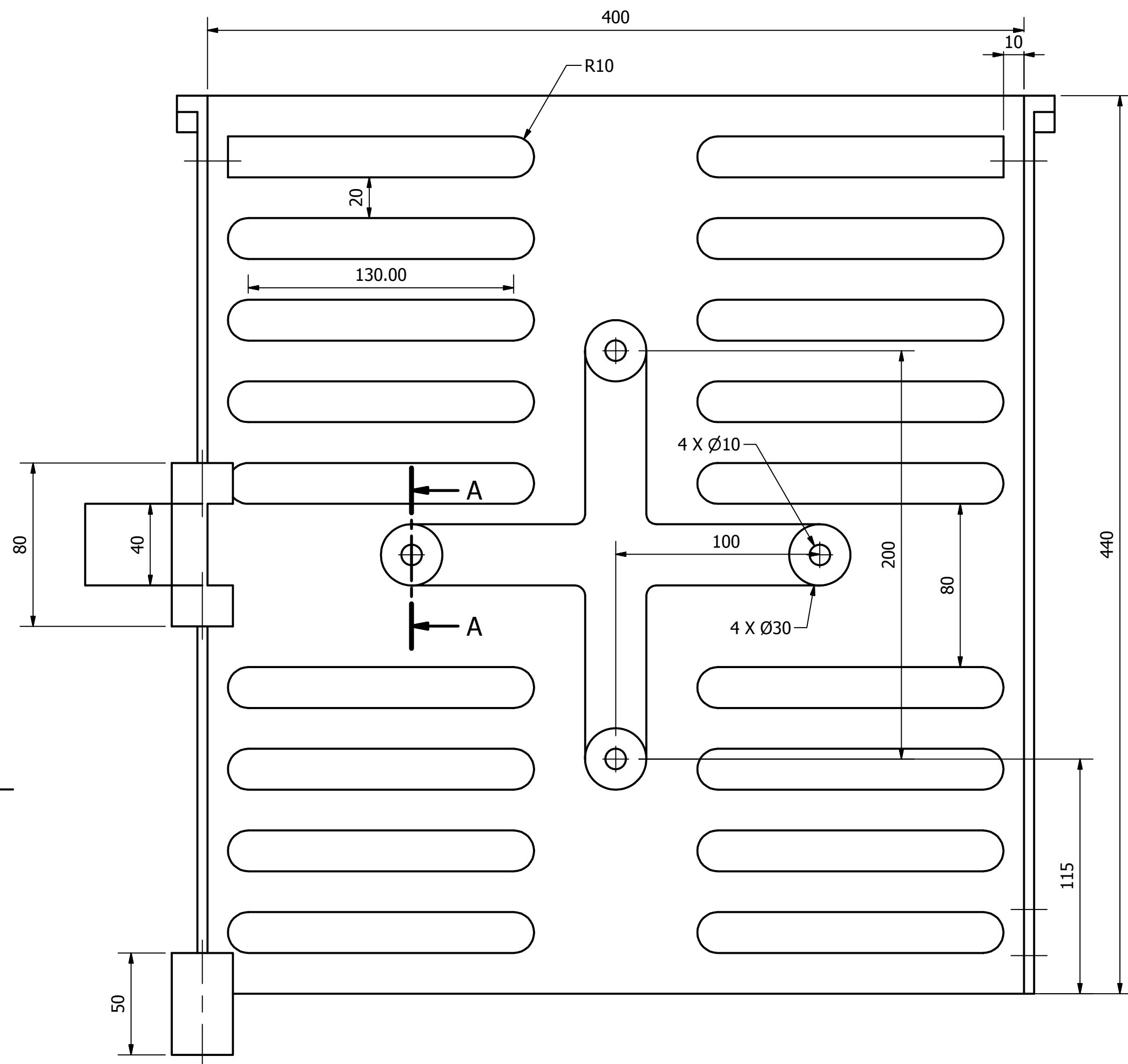
14/30



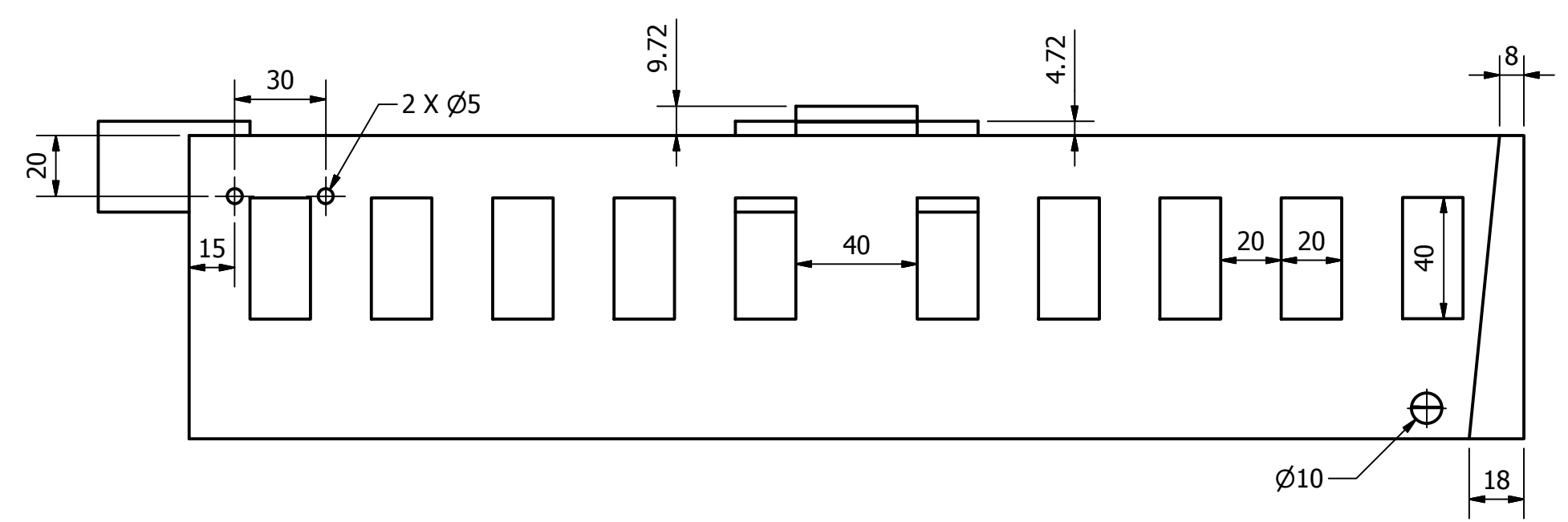
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 2	Acotación: mm		Material: Aluminio 2014-T6
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno		
	Tubo de respaldo			15/30



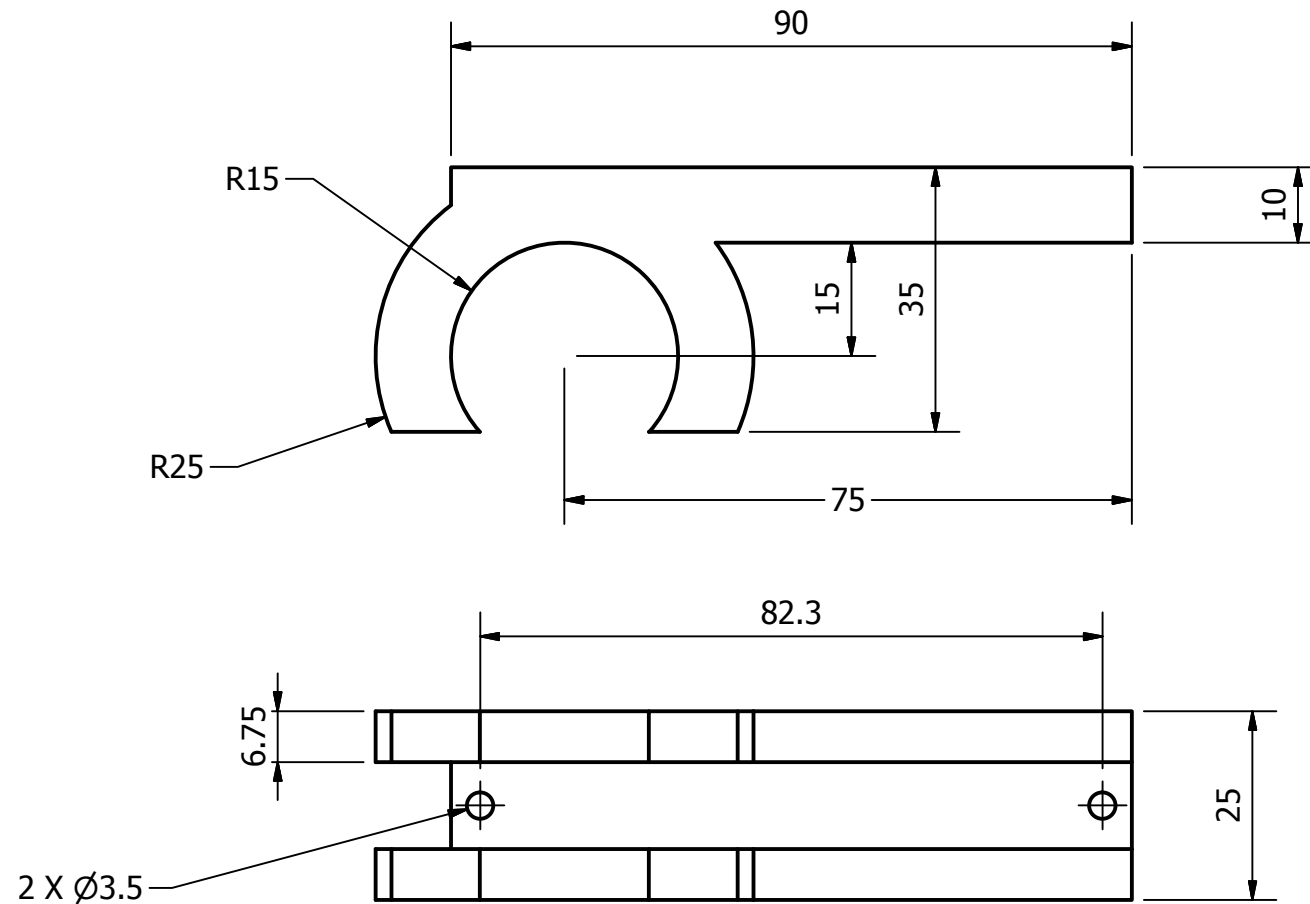
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 5	Acotación: mm	Material: Polipropileno
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Respaldo		16/30



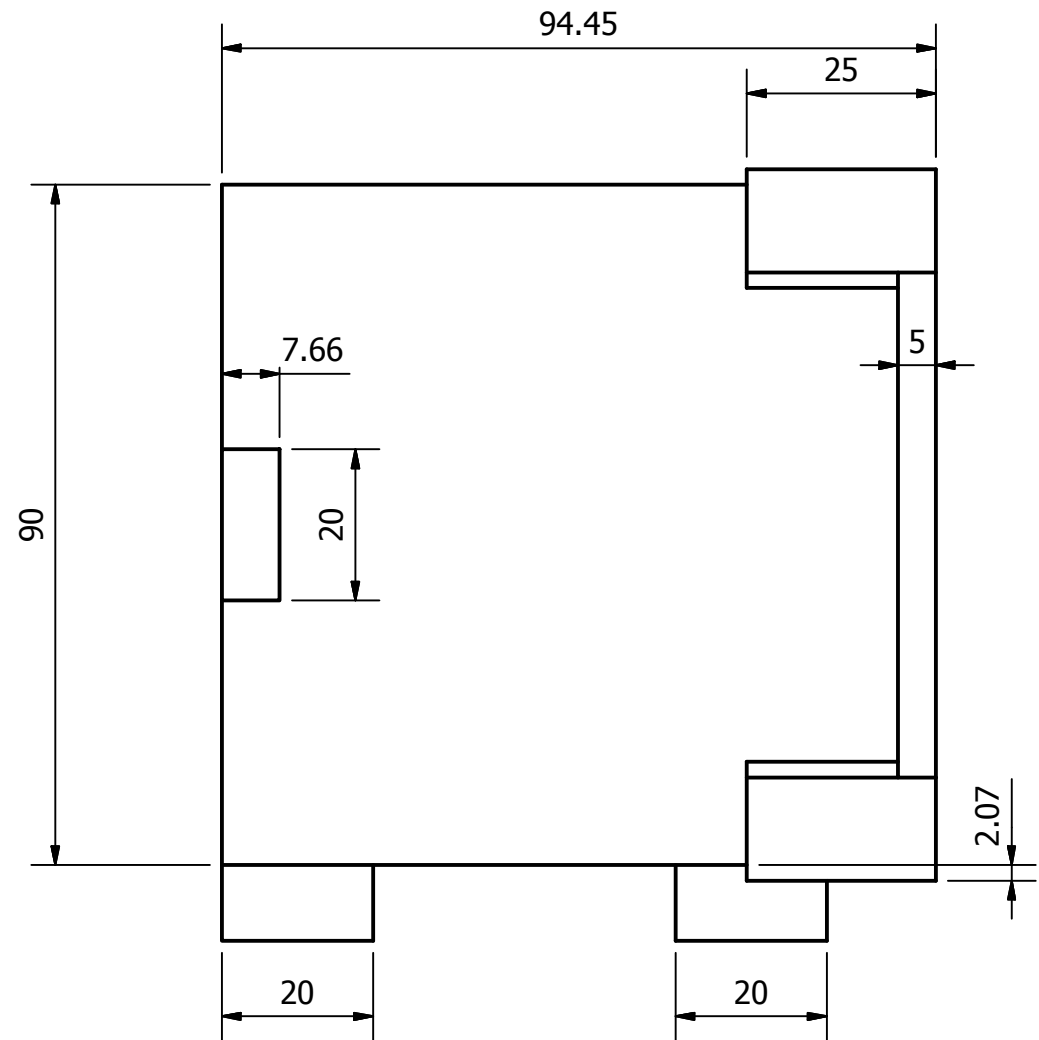
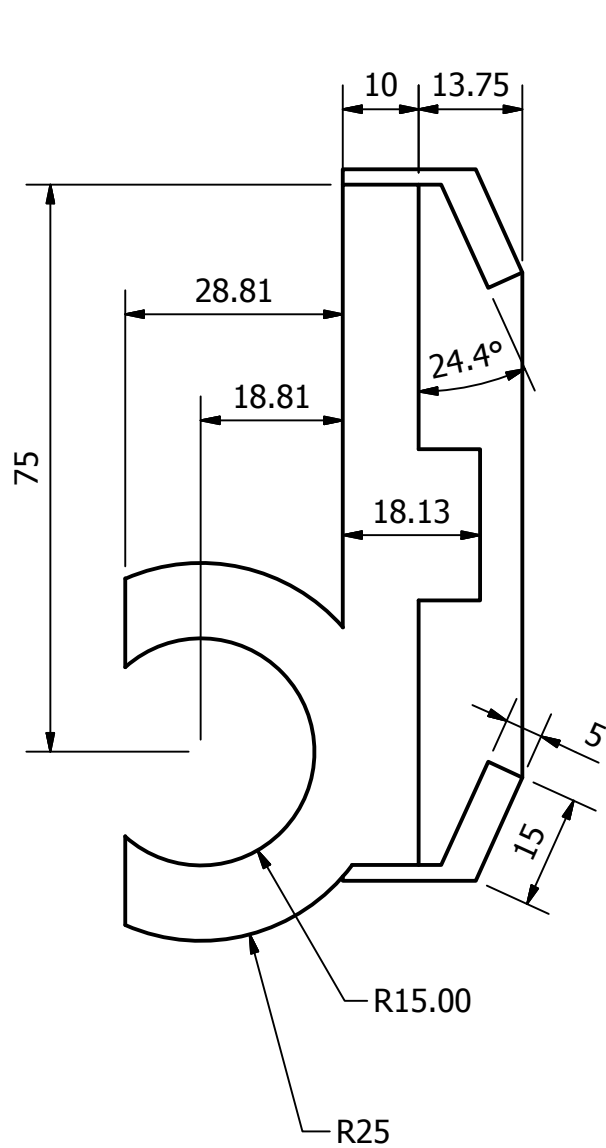
A-A



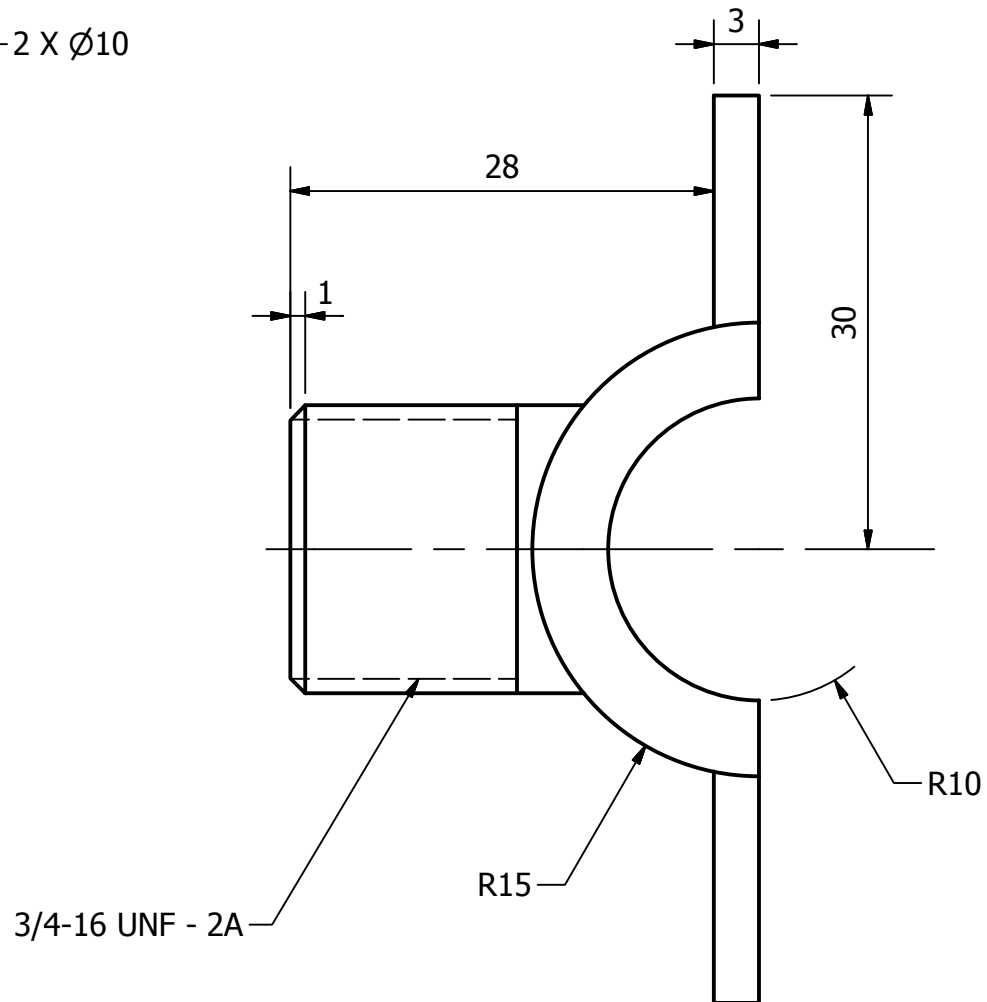
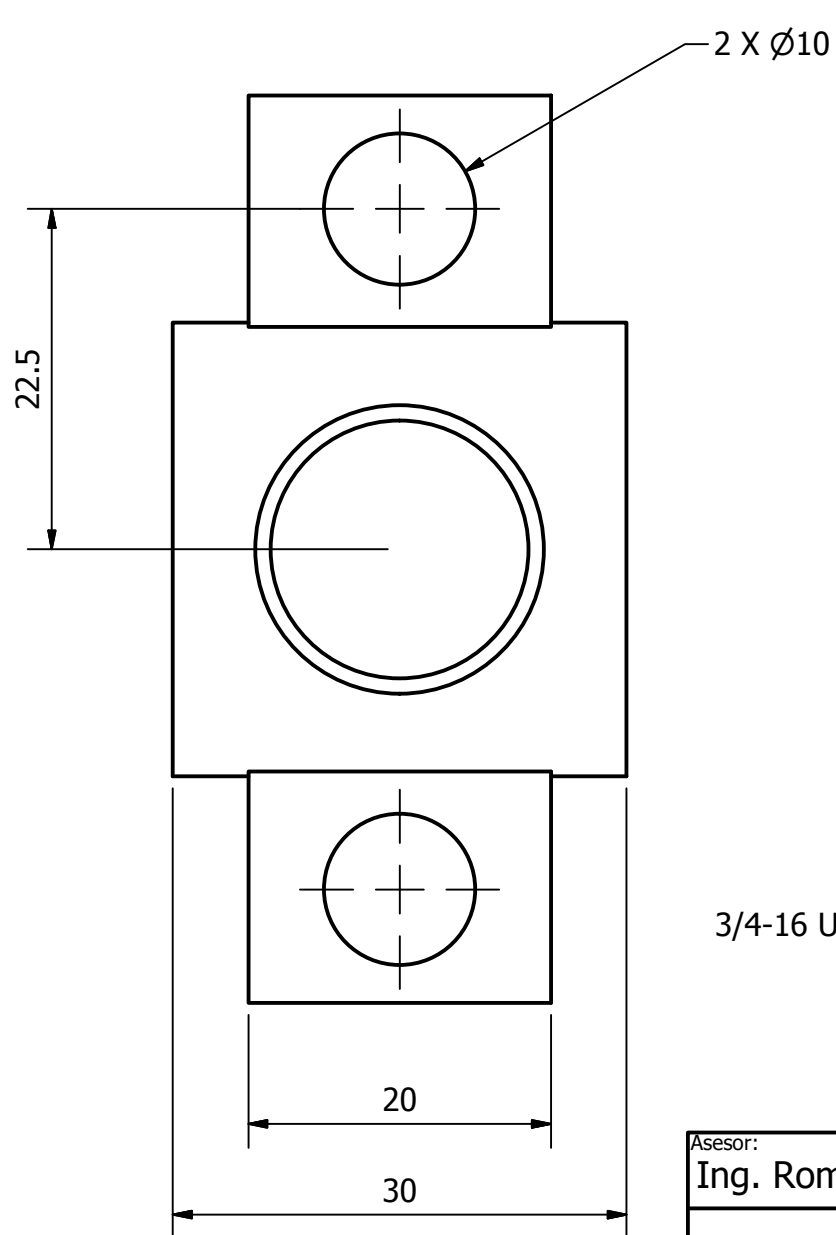
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 2	Acotación: mm	Material: Polipropileno
	Dibujo: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Asiento		17/30



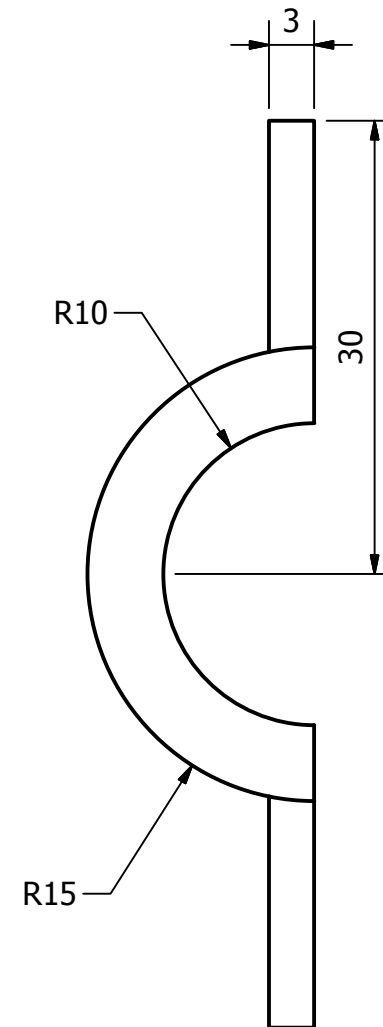
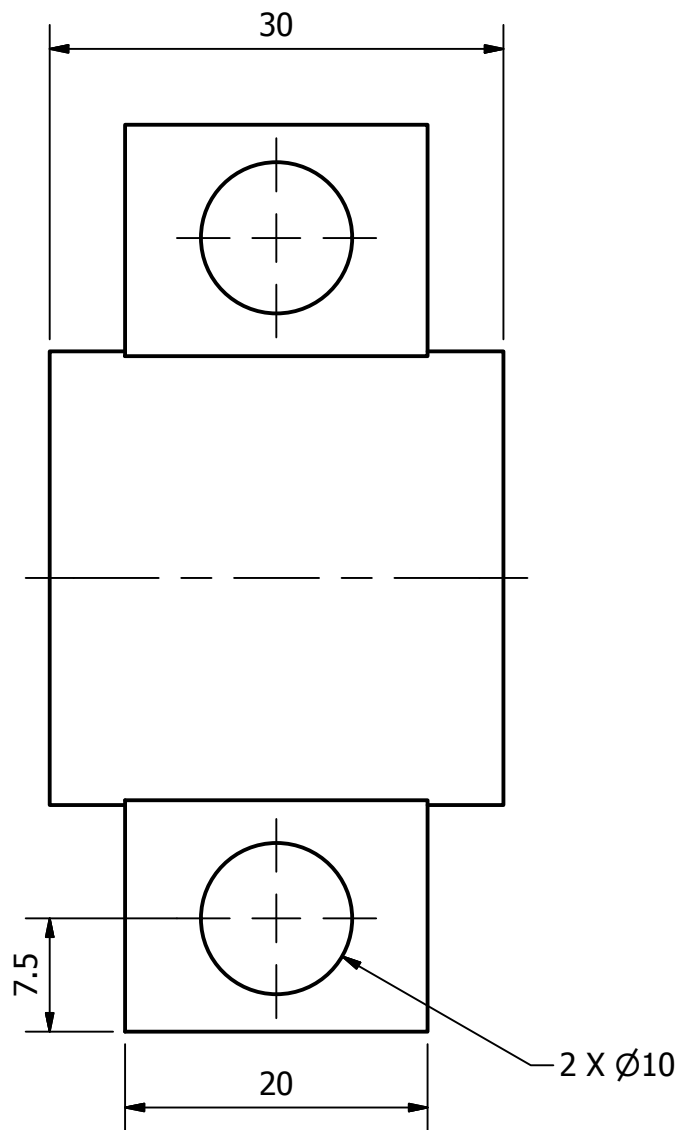
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 1	Acotación: mm		Material: Polipropileno
 Azcapotzalco	Dibujo: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno		
	Base para bomba A			18/30



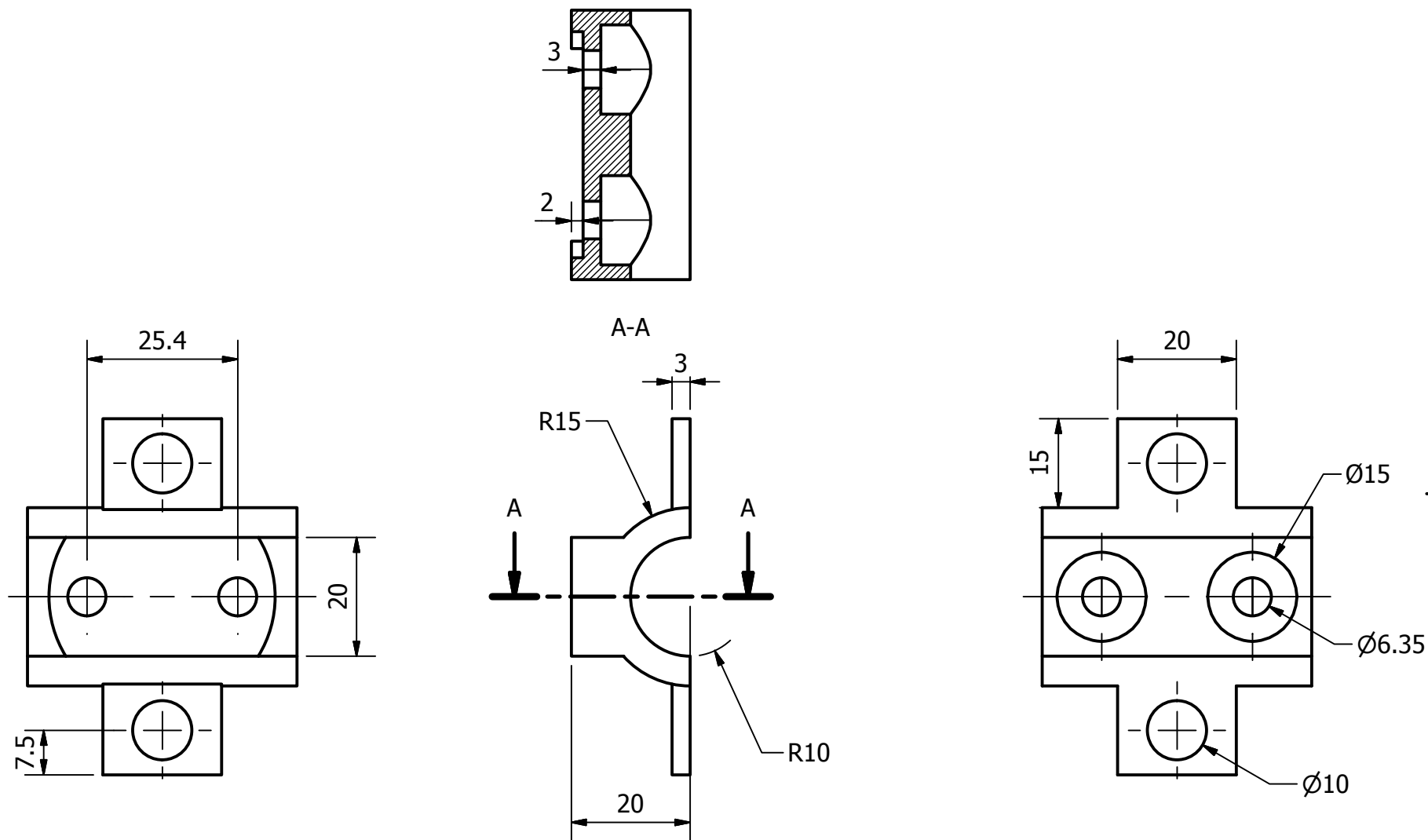
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 1	Acotación: mm	Material: Polipropileno
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Base para bomba B		19/30



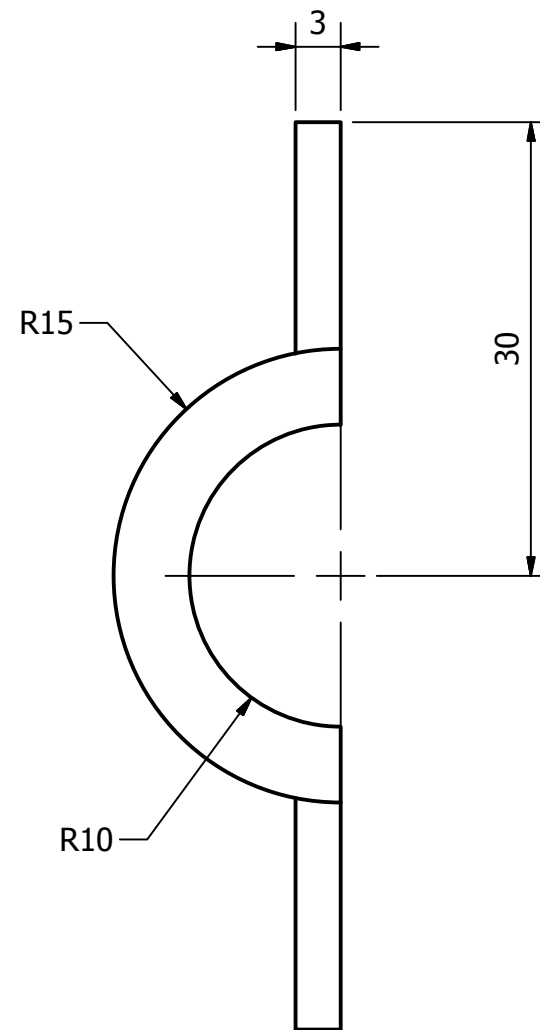
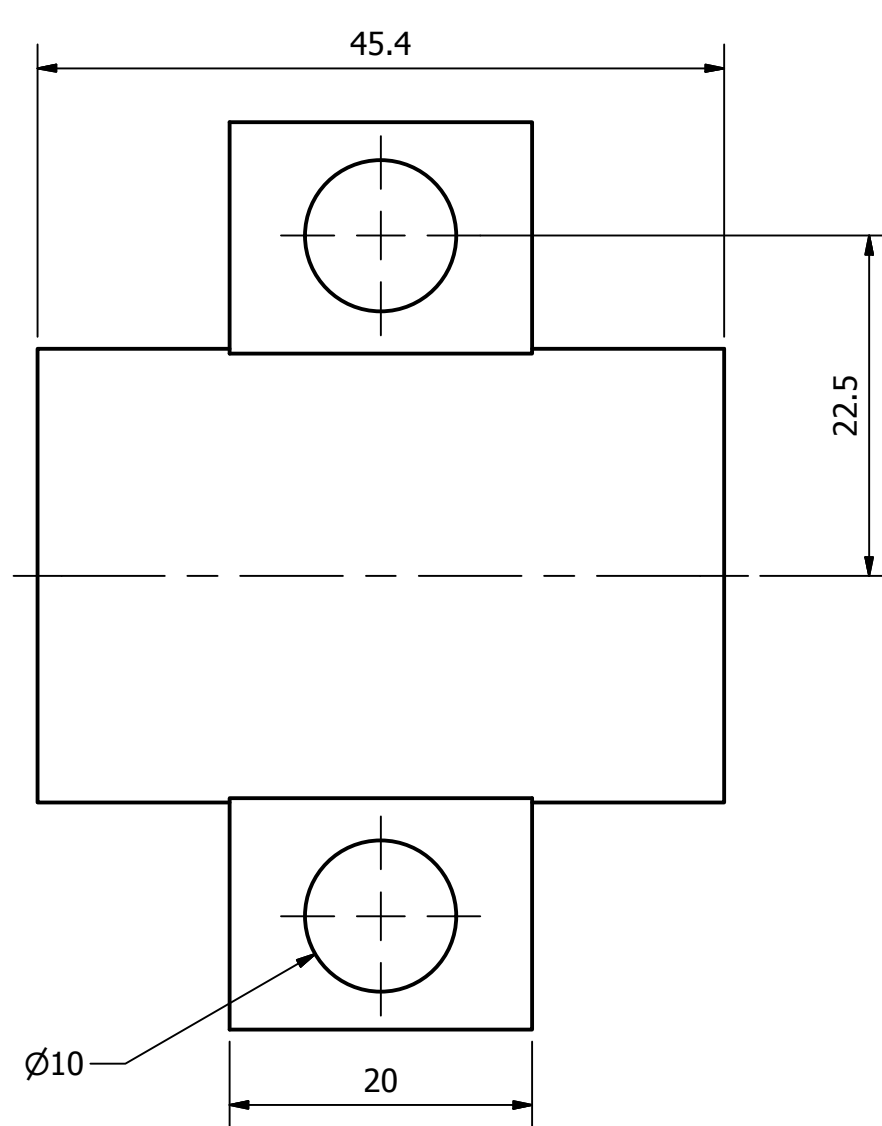
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 2 : 1	Acotación: mm	Material: Aluminio 2014-T6
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Base para cilindro A		20/30



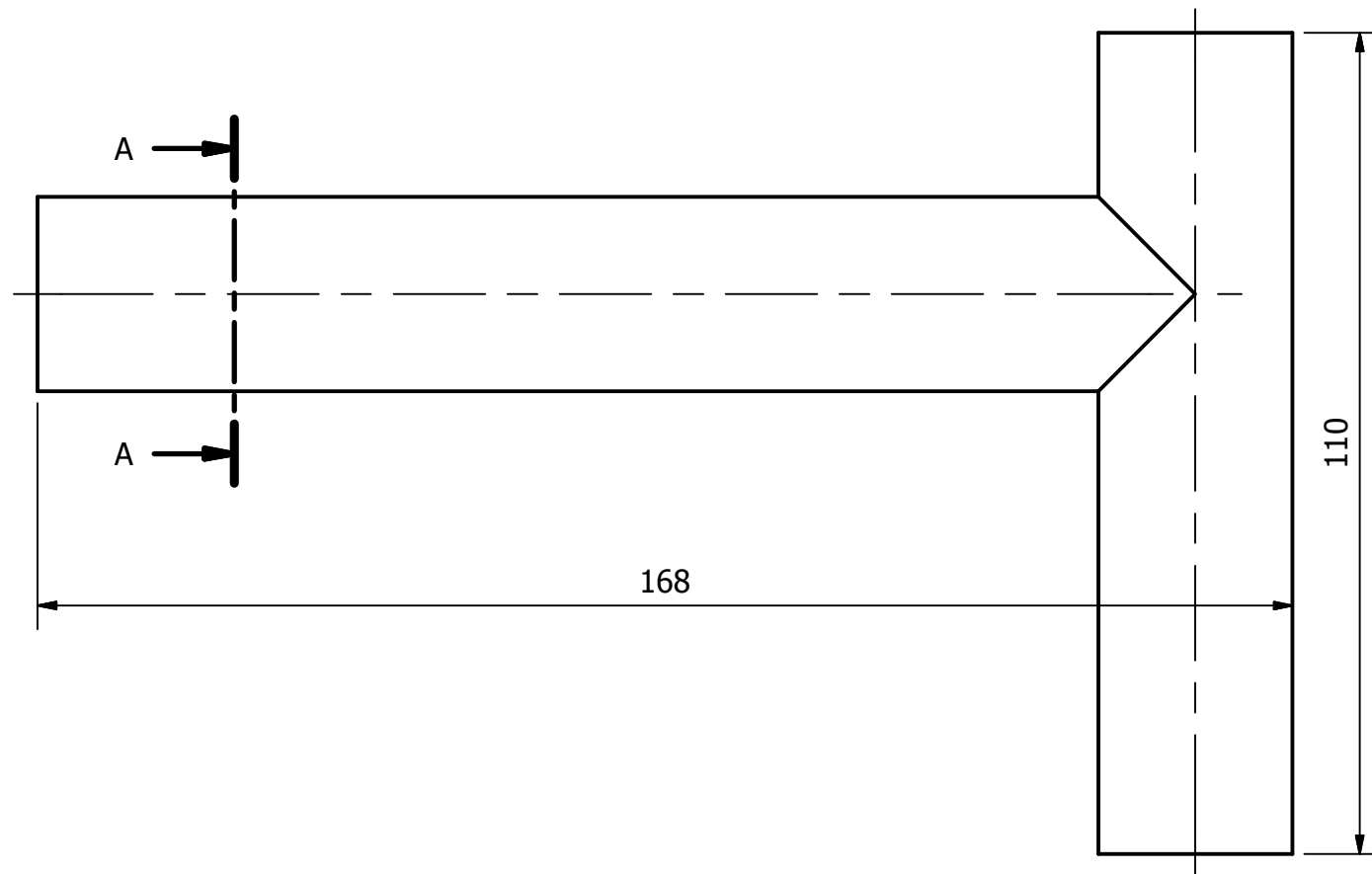
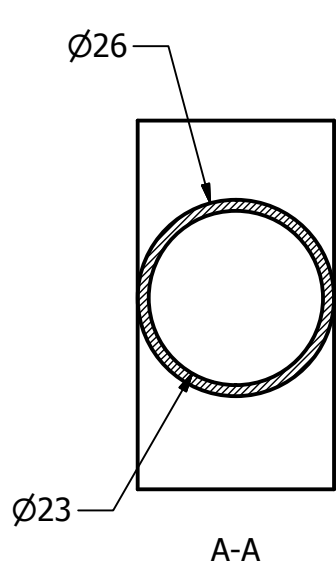
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 2 : 1	Acotación: mm	Material: Aluminio 2014-T6
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Tapa de base para cilindro A		21/30



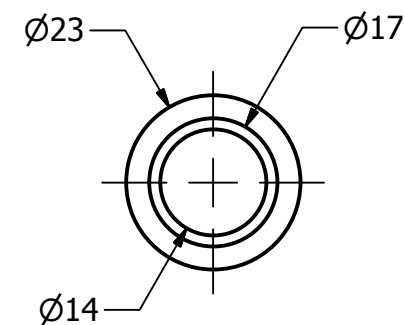
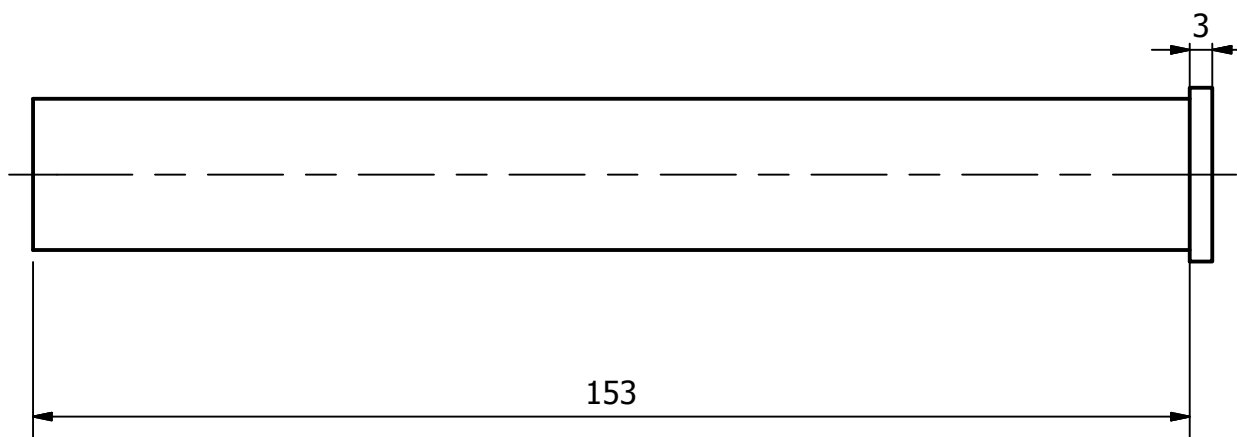
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 1	Acotación: mm	Material: Aluminio 2014-T6
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Base para cilindro G		22/30

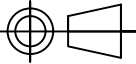


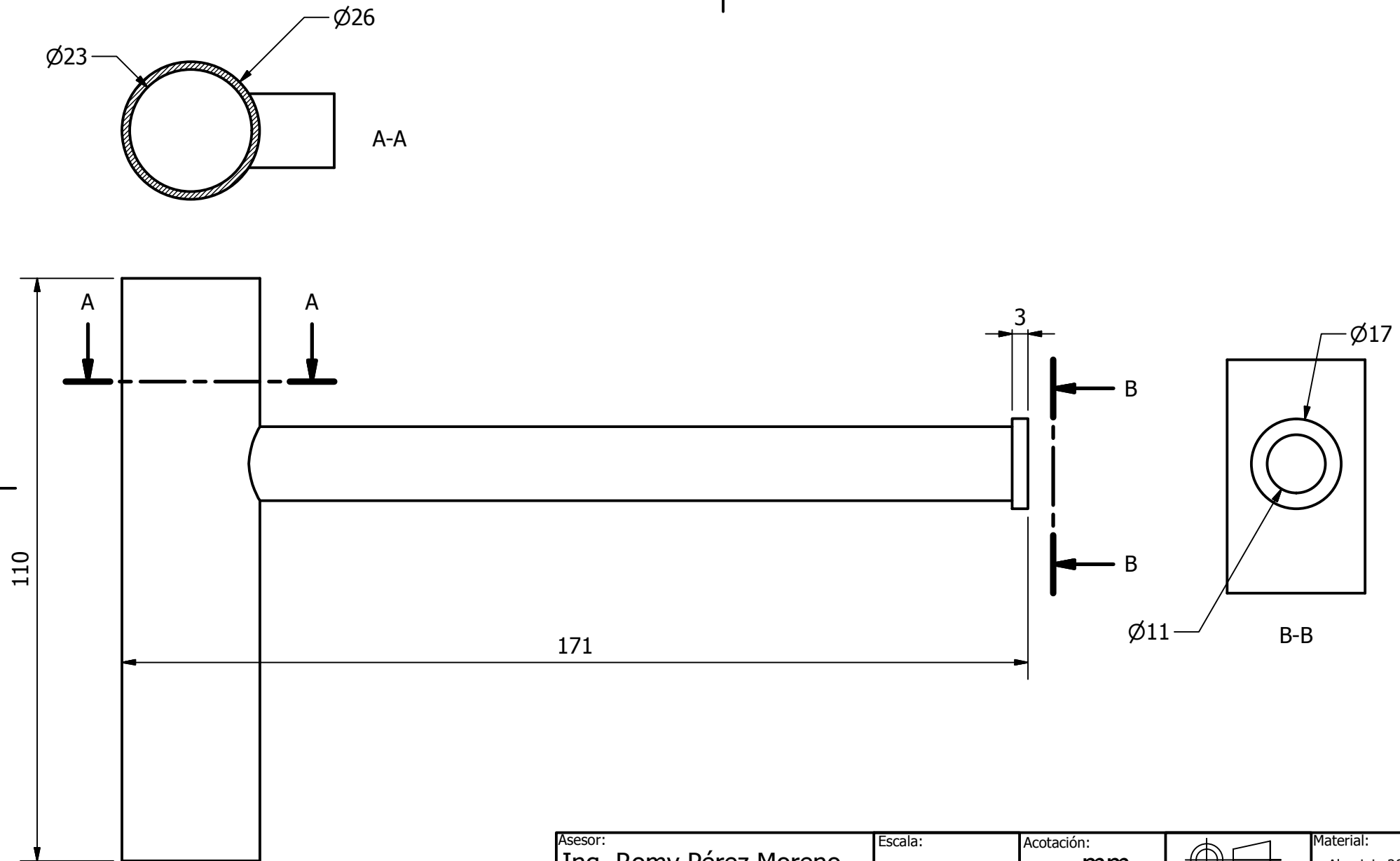
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 1	Acotación: mm	Material: Aluminio 2014-T6
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Tapa de base de cilindro G		23/30



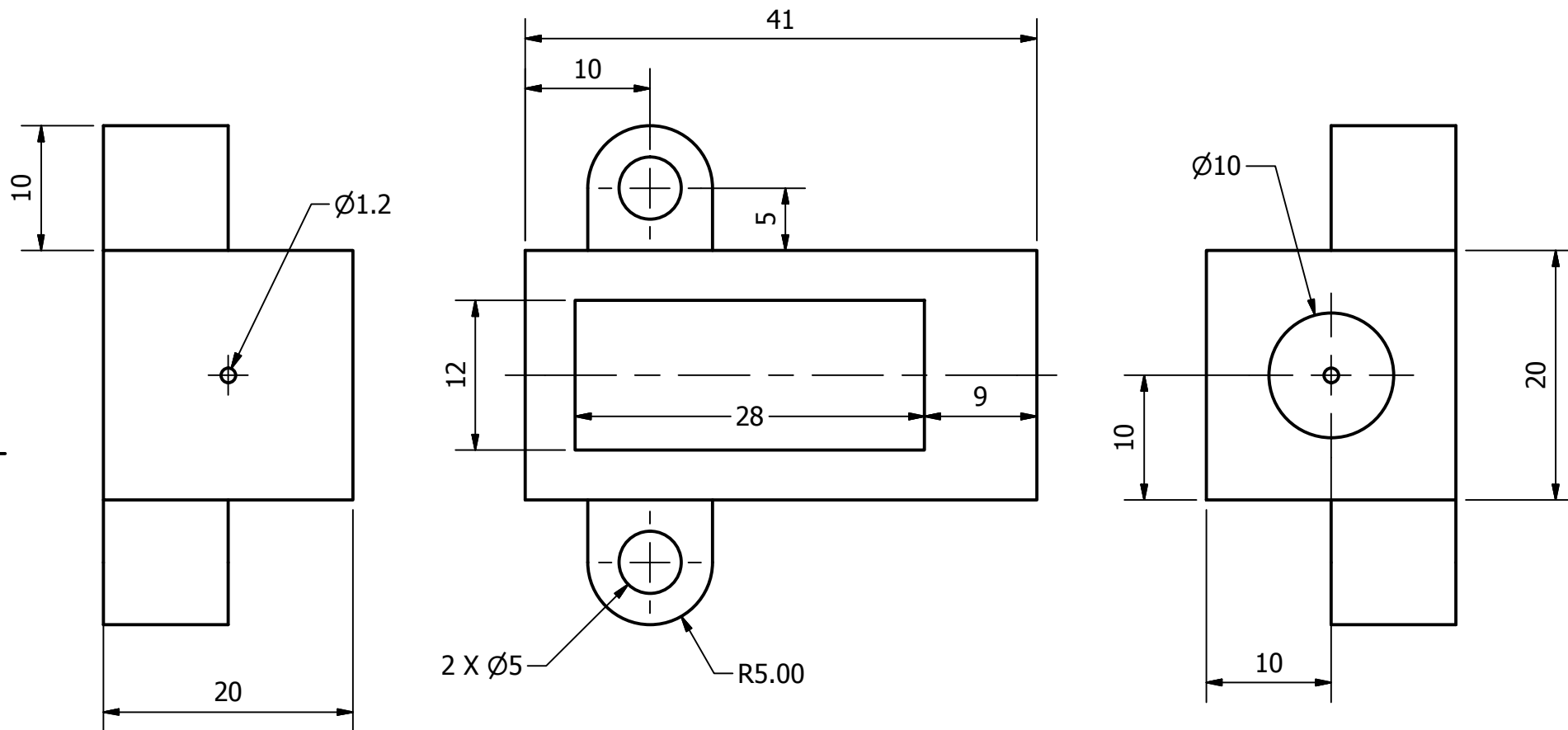
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 1	Acotación: mm		Material: Acero inoxidable
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno		
	Soporte para silla 1			24/30



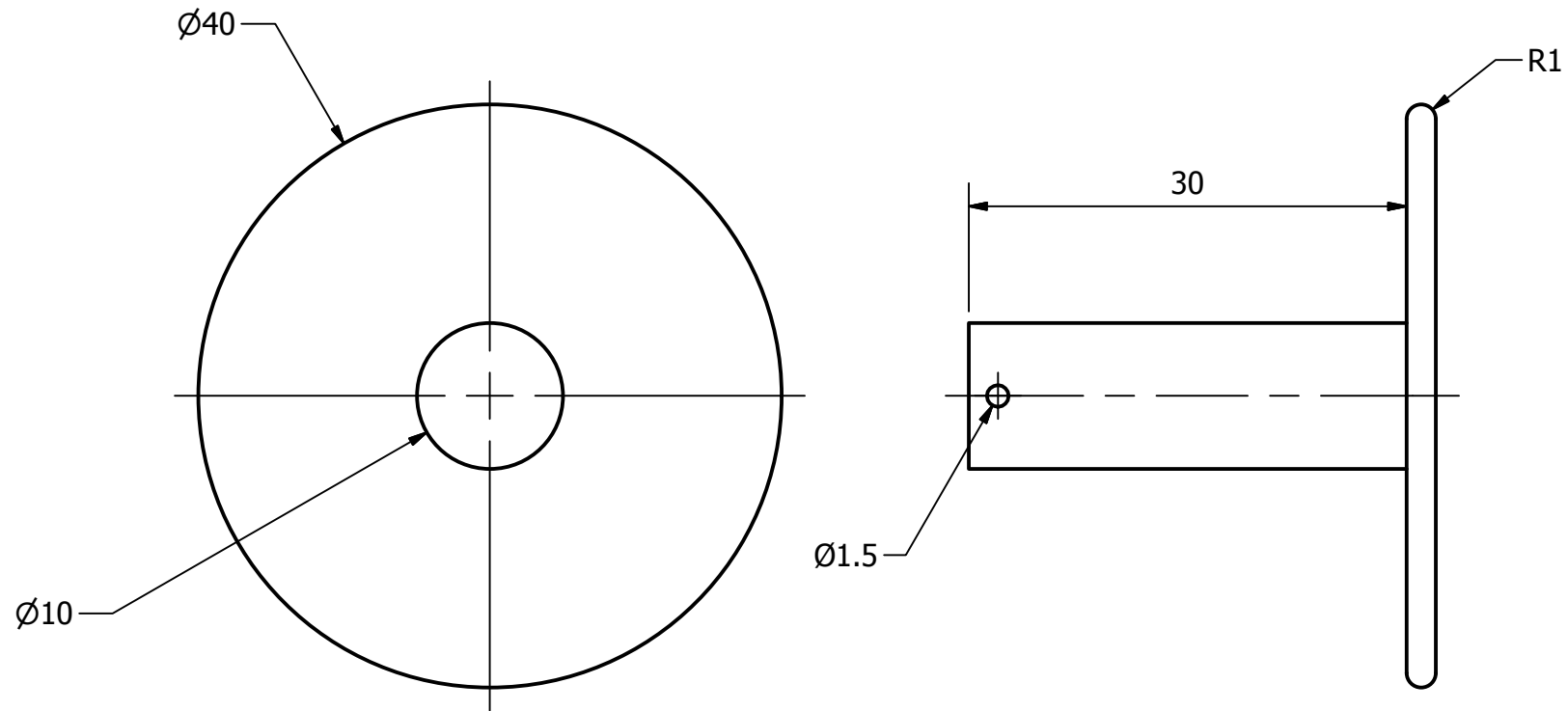
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 1	Acotación: mm		Material: Acero inoxidable
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño		Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Soporte para silla 2			25/30

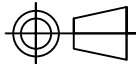


Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala:	Acotación: mm	Material: Aluminio 2014-T6
 Azcapotzalco	Dibujó: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Soporte de silla 3		26/30



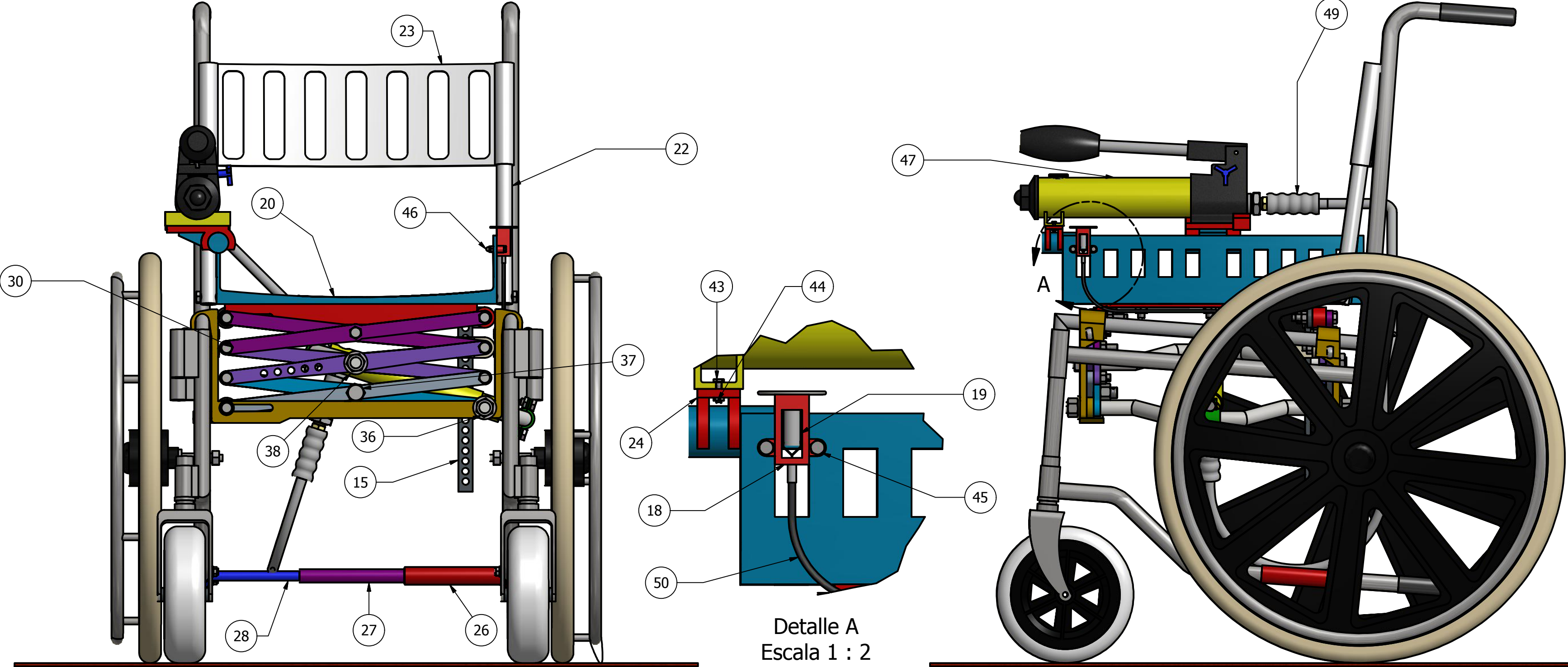
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 2 : 1	Acotación: mm		Material: Polipropileno
 Azcapotzalco	Dibujo: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno		
	Mando de freno de seguridad			27/30



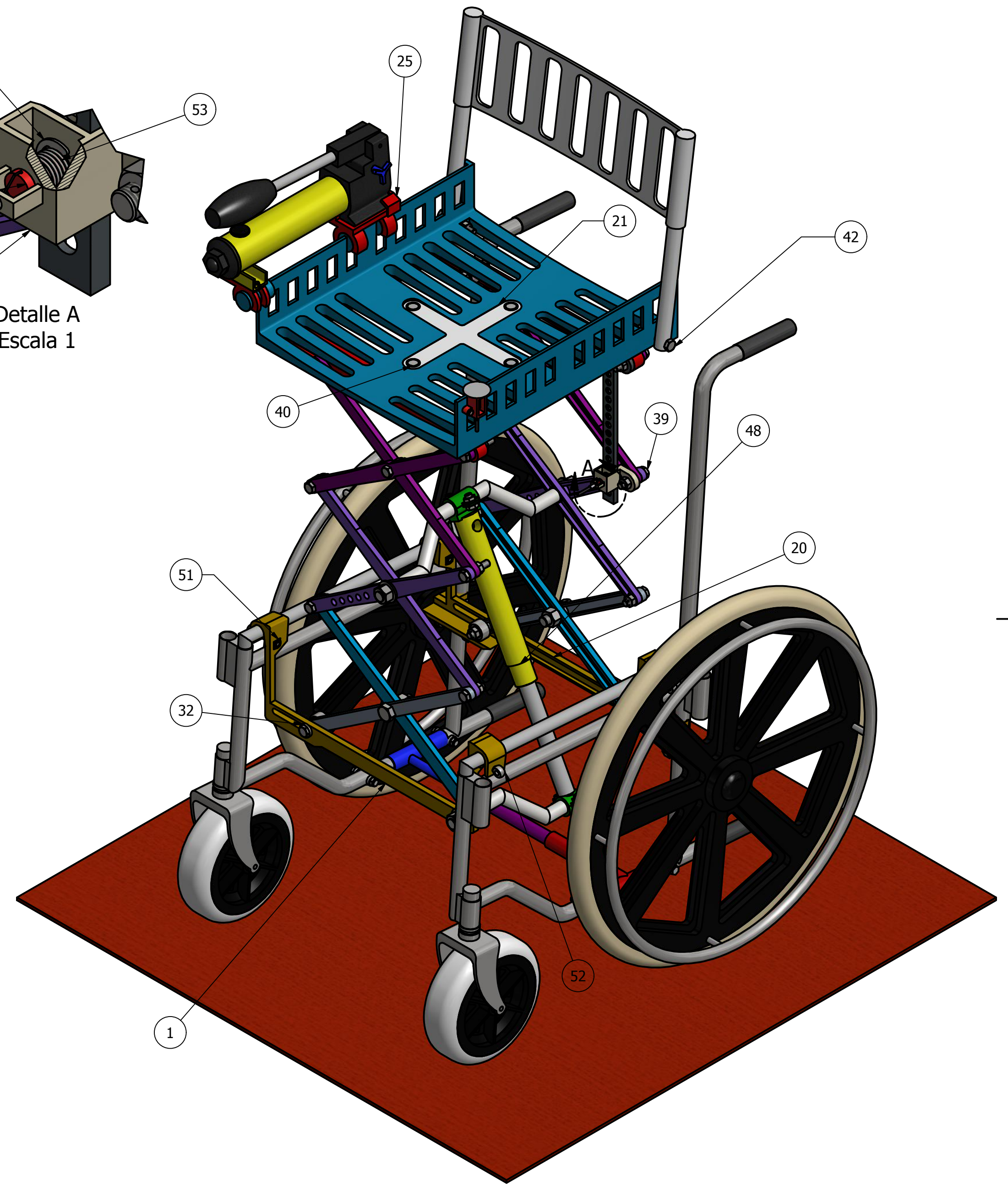
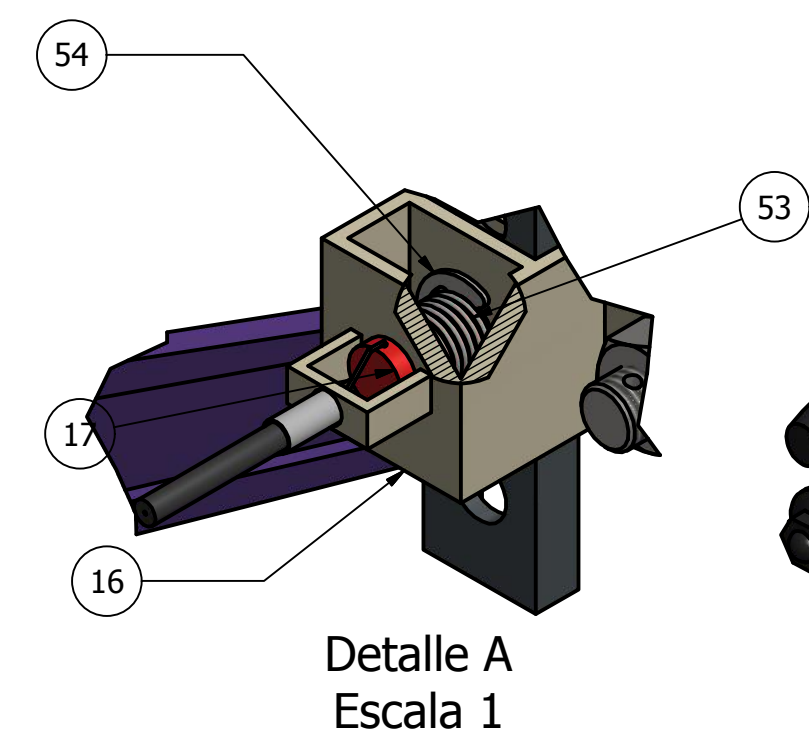
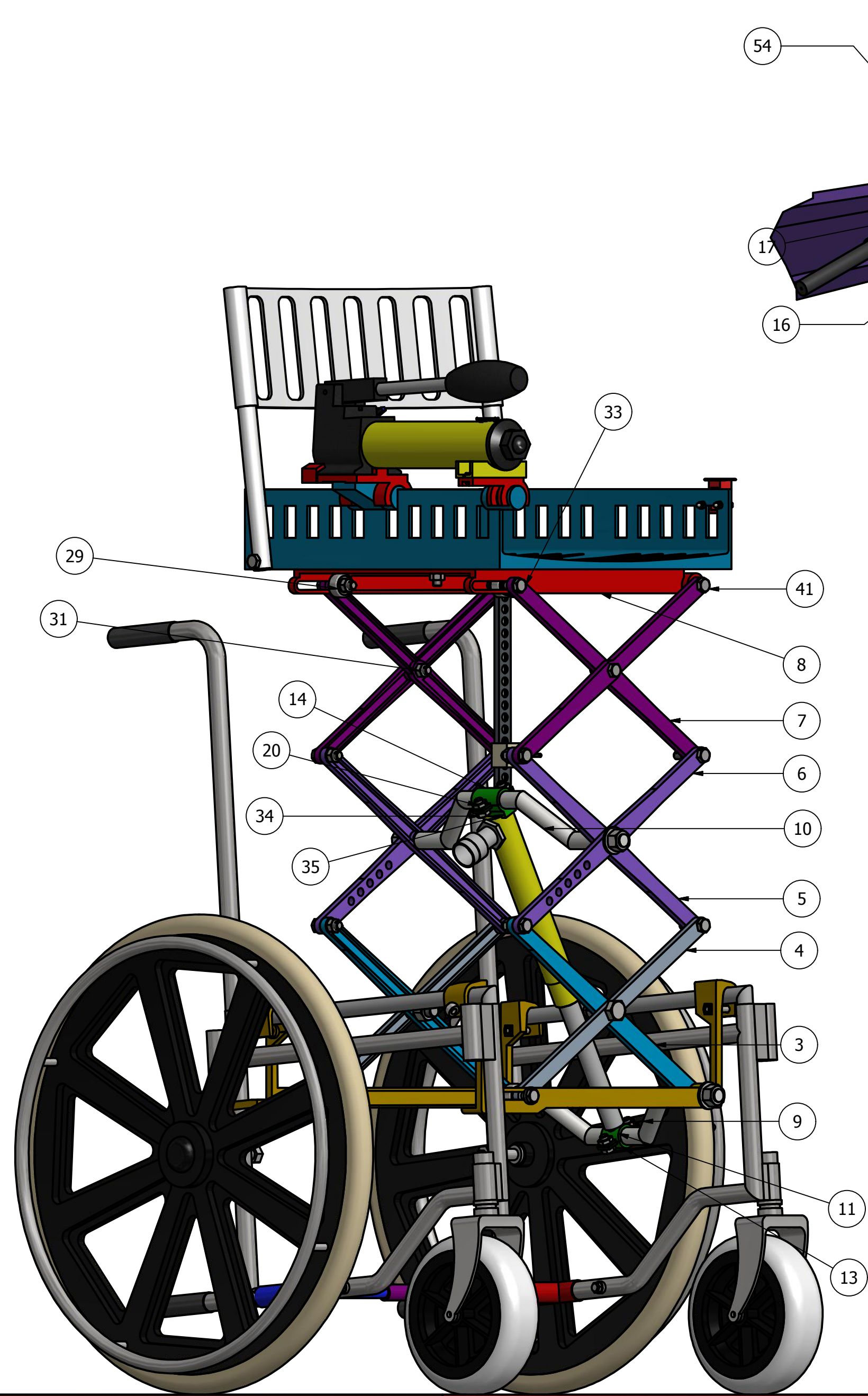
Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 2 : 1	Acotación: mm		Material: Aluminio 2014-T6
 Azcapotzalco	Dibujo: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno		
	Cilindro de mando de freno			28/30

ELEMENTOS DISEÑADOS			
ITEM	CANTIDAD	PARTE	DESCRIPCIÓN
1	1	Base AB frontal	Bajo diseño, Aluminio 2014-T6
2	1	Base AB trasera	Bajo diseño, Aluminio 2014-T6
3	2	Eslabón ACE	Bajo diseño, Aluminio 2014-T6
4	2	Eslabón BCD	Bajo diseño, Aluminio 2014-T6
5	2	Eslabón DGI	Bajo diseño, Aluminio 2014-T6
6	2	Eslabón EGH	Bajo diseño, Aluminio 2014-T6
7	2	Eslabón HJL	Bajo diseño, Aluminio 2014-T6
8	1	Eslabón JK	Bajo diseño, Aluminio 2014-T6
9	1	Barra A	Bajo diseño, AISI 8640 361 QT
10	1	BarraG	Bajo diseño, AISI 8640 361 QT
11	1	Base de cilindro A	Bajo diseño, Aluminio 2014-T6
12	1	Base de cilindro B	Bajo diseño, Aluminio 2014-T6
13	1	Tapa de base de cilindro A	Bajo diseño, Aluminio 2014-T6
14	1	Tapa de base de cilindro B	Bajo diseño, Aluminio 2014-T6
15	1	Riel de seguridad	Bajo diseño, Hierro colado
16	1	Freno de seguridad	Bajo diseño, Hierro colado
17	1	Cilindro de freno de seguridad	Bajo diseño, Hierro colado
18	1	Mando de freno de seguridad	Bajo diseño, Polipropileno
19	1	Cilindro de mando de freno	Bajo diseño, Aluminio 2014-T6
20	1	Asiento	Bajo diseño, Polipropileno
21	1	Soporte de asiento	Bajo diseño, Aluminio 2014-T6
22	2	Tubo de asiento	Bajo diseño, Aluminio 2014-T6
23	1	Respaldo	Bajo diseño, Polipropileno
24	1	Base para bomba A	Bajo diseño, Polipropileno
25	1	Base para bomba B	Bajo diseño, Polipropileno
26	1	Soporte para silla 1	Bajo diseño, Acero inoxidable
27	1	Soporte para silla 2	Bajo diseño, Acero inoxidable
28	1	Soporte para silla 3	Bajo diseño, Acero inoxidable

ELEMENTOS COMERCIALES			
ITEM	CANTIDAD	PARTE	DESCRIPCIÓN
29	4	Rodamiento 180500 GOST 8882-75	Rodamiento radial sellado de una hilera
30	8	Tornillo M10x35	Tornillo hexagonal 10 mm
31	24	Tuerca M10	Tuerca hexagonal 10 mm
32	2	Arandela 10 mm	Arandela esférica metálica 10 mm
33	4	Tornillo M10x50	Tornillo hexagonal 10 mm
34	4	Tornillo M10x16	Tornillo hexagonal 10 mm
35	4	Tuerca M10x10	Tuerca delgada hexagonal 10 mm
36	6	Tuerca M16	Tuerca hexagonal 16 mm
37	2	Tornillo M16x45	Tornillo hexagonal 16mm
38	4	Arandela 16 mm	Arandela plana metálica 16 mm
39	2	Tornillo M10x45	Tornillo hexagonal 10 mm
40	4	Tornillo M10x25	Tornillo hexagonal 10 mm
41	2	Tornillo M10x55	Tornillo hexagonal 10 mm
42	2	Tornillo M10x60	Tornillo hexagonal 10 mm
43	2	Tornillo M3x12	Tornillo hexagonal 3 mm
44	2	Tuerca M3	Tuerca hexagonal 3 mm
45	2	Tornillo M5x20	Tornillo hexagonal 5 mm
46	2	Tuerca M5	Tuerca de bellota 5 mm
47	1	Enerpac P-141	Bomba hidráulica de 1 etapa
48	1	Enerpac RC-57	Cilindro hidráulico de simple efecto
49	1	Enerpac H-9206	Manguera de alta presión reforzada
50	1	Cable Bowden	Cable Bowden 1 m
51	4	Tuerca M8	Tuerca cuadrada 8 mm
52	4	Tornillo M8x50	Tornillo cabeza barrenada 8 mm
53	1	Resorte 10x10	Resorte helicoidal de compresión 10 mm
54	1	E lock M10	Seguro en E 10 mm



Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 5	Acotación: mm	Material: Varios
		Dibujo: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno
Lista de partes 1			29/30



Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno	Escala: 1 : 5	Acotación: mm	Material: Varios
 Azcapotzalco	Dibujo: René Serrano Niño	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno	
	Lista de partes 2		30/30