



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO MECÁNICO Y SIMULACIÓN DE UN EQUIPO PARA REHABILITACIÓN MUSCULAR DE EXTREMIDADES INFERIORES

PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

ANDRÉS FERNANDO ERAZO SILVA

andres.erazo@epn.edu.ec

JAIME OLIVIO TENE ESCOBAR

jaime.tene@epn.edu.ec

DIRECTOR:

ING. SUNTAXI GUALLICHICO SEGUNDO CARLOS, M.Sc.

scsuntaxi@gmail.com

Quito, Mayo 2017

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por **ANDRÉS FERNANDO ERAZO SILVA** y **JAIME OLIVIO TENE ESCOBAR**, bajo mi supervisión.

Ing. Suntaxi Guallichico Segundo Carlos, M.Sc.
DIRECTOR DEL PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros, **ANDRÉS FERNANDO ERAZO SILVA** y **JAIME OLIVIO TENE ESCOBAR**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento. A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a La Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

ANDRÉS ERAZO SILVA

JAIME TENE ESCOBAR

DEDICATORIA

A mis padres Fernando y Genoveva por su amor incondicional y su apoyo en todo momento; a mis abuelitos Ruth, Angélica, Filadelfo y Augusto que desde la tierra y el cielo me han dado las fuerzas para salir adelante; a mi esposa Mayra y mi hijo Gabriel por la paciencia, su cariño y sus ánimos para seguir adelante, a mis hermanos y amigos.

Andrés Erazo

A Dios, mi madre, mi padre y hermanos.

Jaime Tene

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por darme la vida y las fuerzas necesarias para poder seguir adelante.
A mis padres por la confianza, el cariño que me dan en todo momento y el apoyo para cumplir mis metas.
A mi esposa por su paciencia, y su apoyo los cuales han sido esenciales para culminar esta etapa de mi vida.
A nuestro director por su amistad y valiosa guía durante el transcurso de todo el proyecto.
Finalmente agradezco a mis amigas amigos y profesores que a lo largo de mi vida estudiantil me brindaron su apoyo.

Andrés Erazo

A todas las personas que permitieron realizar directa o indirectamente este trabajo.
A ti lector, por tomarte el tiempo de revisar este material.

Jaime Tene

ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS	VIII
LISTA DE TABLAS	XV
RESUMEN	XIX
ABSTRACT	XX
INTRODUCCIÓN.....	XXI
PREGUNTA DE INVESTIGACIÓN	XXII
OBJETIVO GENERAL.....	XXII
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	XXII
ALCANCE	XXII
1. MARCO TEÓRICO	1
1.1. Discapacidad.....	1
1.2. Tipos de discapacidad	1
1.2.1. Paraplejia	1
1.3. Realidad actual	2
1.4. Terapia física.....	3
1.5. Terapia asistida de rehabilitación	3
1.6. Investigaciones en equipos de rehabilitación	6
1.7. Principios de antropometría	8
1.7.1. Antropología física	8
1.7.2. Antropometría	8
1.7.3. Antropometría estática y dinámica	8
1.7.4. Planos de referencia	9
1.8. Biomecánica del ciclo de marcha.....	10
1.8.1. Descripción del ciclo de marcha.....	12
1.9. Movimiento de las articulaciones en las extremidades inferiores.....	15
2. METODOLOGÍA	17
2.1. Especificaciones para el equipo de rehabilitación	17
2.1.1. Desarrollo de la función de calidad (QFD)	17
2.1.2. Establecimiento de las especificaciones técnicas.....	18
2.1.3. Diseño conceptual del equipo de rehabilitación	20
2.2. Diseño mecánico	46

2.2.1. Introducción.....	46
2.2.2. Consideraciones para el diseño mecánico.....	46
2.2.3. Dimensionamiento del mecanismo rotacional de la máquina elíptica	46
2.2.4. Dimensionamiento de la grúa de soporte	135
2.2.5. Dimensionamiento del soporte de pasamanos	175
2.2.6. Dimensionamiento de la estructura pedestal	189
2.2.7. Dimensionamiento de la unión arnés de sujeción.....	210
2.2.8. Simulación estática de los elementos	216
2.3. Simulación dinámica.....	242
2.3.1. Introducción.....	242
2.3.2. Asignación de restricciones	243
2.3.3. Configuración y entrega de resultados de la simulación	245
2.4. Análisis de costos	248
3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	260
4. CONCLUSIONES	266
Referencias Bibliográficas	267
Anexos.....	270

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Distribución de personas con discapacidad en el Ecuador.	3
Figura 1.2. Exoesqueleto BLEEX.	4
Figura 1.3. Equipo de rehabilitación con elíptica.	4
Figura 1.4. Equipo Indego portátil.	5
Figura 1.5. Equipo Lokomat.	5
Figura 1.6. Equipo NaTUre-gaits.	6
Figura 1.7. Exoesqueleto prototipo ROPES.	7
Figura 1.8. Exoesqueleto prototipo MLLRE.	7
Figura 1.9. Exoesqueleto MINDWALKER.	8
Figura 1.10. Medidas antropométricas empleadas.	9
Figura 1.11. Planos de referencia del cuerpo humano.	9
Figura 1.12. Ciclo de marcha normal.	12
Figura 1.13. Rotación de la cadera.	16
Figura 1.14. Rotación de la rodilla.	16
Figura 1.15. Trayectoria del talón.	17
Figura 2.1. Diagrama funcional nivel 0.	20
Figura 2.2. Diagrama funcional nivel 1.	21
Figura 2.3. Diagrama funcional nivel 2.	21
Figura 2.4. Arnés de cintura.	22
Figura 2.5. Arnés de cuerpo completo.	23
Figura 2.6. Mecanismo de malacate.	24
Figura 2.7. Actuador hidráulico.	25
Figura 2.8. Actuador neumático.	26
Figura 2.9. Malacate eléctrico.	27
Figura 2.10. Grúa con brazo en voladizo.	34
Figura 2.11. Pórtico grúa de rehabilitación.	35
Figura 2.12. Exoesqueleto con banda corredera.	39
Figura 2.13. Exoesqueleto de libre desplazamiento.	40
Figura 2.14. Equipo de rehabilitación tipo máquina elíptica.	41
Figura 2.15. Mecanismo de cuatro eslabones.	47
Figura 2.16. Curva de trayectoria del talón.	48
Figura 2.17. Dimensiones de los eslabones manivela y biela acopladora.	48
Figura 2.18. Posición del peso en la biela acopladora.	49

Figura 2.19. Mecanismo en posición de mayor torque rotacional.	50
Figura 2.20. Triángulo de velocidades.	50
Figura 2.21. Polígono de aceleraciones.	51
Figura 2.22. Diagrama de fuerzas estáticas de los eslabones.	55
Figura 2.23. Diagrama de torsión.	61
Figura 2.24. Motor reductor helicoidal.	63
Figura 2.25. Factor de carga.	63
Figura 2.26. Bandas trapeciales estrechas OPTIBELT SK.	64
Figura 2.27. Factor de ángulo de contacto.	65
Figura 2.28. Factor de desarrollo según el perfil.	66
Figura 2.29. Potencia nominal de perfiles de bandas.	66
Figura 2.30. Direcciones de las fuerzas en la banda.	67
Figura 2.31. Polea con acoplamiento cónico.	70
Figura 2.32. Eje de transmisión.	70
Figura 2.33. Cargas en el eje de transmisión.	71
Figura 2.34. Diagrama de torsión del eje.	72
Figura 2.35. Diagrama de fuerzas en Y.	72
Figura 2.36. Diagramas de fuerza corte y momento flector.	74
Figura 2.37. Diagrama de fuerzas en X.	74
Figura 2.38. Diagramas de fuerza cortante y momento flector.	76
Figura 2.39. Sección media del eje de transmisión.	77
Figura 2.40. Sensibilidad a la muesca de materiales a torsión.	80
Figura 2.41. Factor concentrador de esfuerzo a corte en materiales a torsión.	80
Figura 2.42. Sensibilidad de la muesca de materiales a flexión.	81
Figura 2.43. Factor concentrador de esfuerzo en materiales a flexión.	82
Figura 2.44. Chaveta en el eje motor.	87
Figura 2.45. Chaveta en el eje de transmisión.	89
Figura 2.46. Chaveta en la manivela.	90
Figura 2.47. Rodamiento y chumacera FAG.	94
Figura 2.48. Rodamiento en la articulación biela manivela.	95
Figura 2.49. Terminal con rodamiento externo.	96
Figura 2.50. Esquema del eje acoplamiento biela – manivela.	96
Figura 2.51. Diagrama de cuerpo libre.	97
Figura 2.52. Diagramas de fuerzas de corte y momento flector.	98
Figura 2.53. Diagrama de fuerzas del corte y momento flector.	99

Figura 2.54. Esquema de la junta.	101
Figura 2.55. Diagrama de la junta soldada.	101
Figura 2.56. Propiedades flexionantes de la soldadura de filete.	102
Figura 2.57. Unión de la articulación guía y corredera.	104
Figura 2.58. Ubicación de la junta soldada biela corredera.	107
Figura 2.59 Diagrama de la junta.	108
Figura 2.60. Ubicación de los elementos de soporte para la pista.	109
Figura 2.61. Diagrama de fuerzas eje vertical.	110
Figura 2.62. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.	110
Figura 2.63. Diagrama de fuerzas eje horizontal.	111
Figura 2.64. Diagramas de fuerza cortante y momento flector.	112
Figura 2.65. Ubicación de la soldadura corredera y soporte.	114
Figura 2.66. Fuerzas en la junta de soldadura.	115
Figura 2.67. Ubicación de una junta soldada del soporte y la pista.	116
Figura 2.68. Diagrama de la junta en la estructura.	116
Figura 2.69. Propiedades flexionantes en cordones lineales.	117
Figura 2.70. Eslabón biela acoplador.	118
Figura 2.71. Diagrama de fuerzas eslabón biela acoplador.	119
Figura 2.72. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.	120
Figura 2.73. Eslabón manivela.	126
Figura 2.74. Diagrama de fuerzas en el eslabón manivela.	127
Figura 2.75. Diagramas de fuerza cortante y momento flector.	128
Figura 2.76. Pedalera de la máquina elíptica.	131
Figura 2.77. Unión del soporte de pedal y la biela acopladora.	131
Figura 2.78. Peso longitudinal en la posición máxima del mecanismo.	132
Figura 2.79. Componentes del peso en el eslabón.	133
Figura 2.80. Esquema del equipo soporte.	136
Figura 2.81. Esquema y ubicación del soporte de pasamanos.	137
Figura 2.82. Motor grúa de levantamiento.	137
Figura 2.83. Estructura de la grúa soporte.	138
Figura 2.84. Esquema de dimensiones y fuerza axial en la grúa.	139
Figura 2.85. Diagrama de la fuerza cortante y momento flector.	140
Figura 2.86. Columna de la grúa.	141
Figura 2.87. Diagramas de fuerzas axiales.	142
Figura 2.88. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.	142

Figura 2.89. Brazo voladizo de la grúa	146
Figura 2.90. Diagramas de fuerzas axial.	146
Figura 2.91. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.	147
Figura 2.92. Refuerzo del brazo.	148
Figura 2.93. Diagrama de cuerpo libre y fuerza axial.	148
Figura 2.94. Diagramas de fuerza cortante y momento flector.	149
Figura 2.95. Columna de giro.	151
Figura 2.96. Diagrama de cuerpo libre y fuerza axial.	151
Figura 2.97. Diagramas de fuerza cortante y momento flector.	152
Figura 2.98. Movimiento de rotación del brazo de la grúa.	153
Figura 2.99. Configuración del brazo móvil en voladizo.	154
Figura 2.100. Esquema del momento de inercia del brazo en voladizo.	154
Figura 2.101. Representación del motor de pasos NEMA 34.	156
Figura 2.102. Acoplamiento elástico.	157
Figura 2.103. Eje de rotación.	159
Figura 2.104. Diagrama de cuerpo libre.	160
Figura 2.105. Diagrama de reacciones, fuerza axial y torque.	160
Figura 2.106. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.	161
Figura 2.107. Localización de los rodamientos de soporte.	164
Figura 2.108. Soportes tipo brida cuadrada.	166
Figura 2.109. Localización de los pernos en las placas soporte.	166
Figura 2.110. Diámetros y áreas de roscas métricas según el paso.	168
Figura 2.111. Ubicación de los pernos de unión.	170
Figura 2.112. Fuerzas en el plato base.	170
Figura 2.113. Junta soldada en la unión del plato y la columna.	172
Figura 2.114. Ubicación de la junta soldada en la cara del brazo.	173
Figura 2.115. Propiedades geométricas de la soldadura de filete.	174
Figura 2.116. Dimensiones del soporte de pasamanos.	175
Figura 2.117. Esquema de cargas.	176
Figura 2.118. Diagrama de fuerza axial.	177
Figura 2.119. Diagrama de la fuerza cortante.	177
Figura 2.120. Diagrama de momento flector.	177
Figura 2.121. Diagrama de fuerzas.	178
Figura 2.122. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.	179
Figura 2.123. Diagrama de fuerza axial.	179

Figura 2.124. Diagrama de cuerpo libre.....	180
Figura 2.125. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.	181
Figura 2.126. Diagrama de fuerza axial.	181
Figura 2.127. Diagrama de cuerpo libre del soporte vertical.....	182
Figura 2.128. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.	183
Figura 2.129. Diagrama de fuerza axial.	183
Figura 2.130. Perno de unión de la placa base con el pasamanos.	184
Figura 2.131. Pasador en la placa base.	186
Figura 2.132. Esquema del peso en el pasamanos.	187
Figura 2.133. Estructura pedestal del equipo.	189
Figura 2.134. Vista lateral de la estructura pedestal.	190
Figura 2.135. Vista superior de la estructura pedestal.	190
Figura 2.136 Condiciones de la estructura pedestal	192
Figura 2.137. Soportes de unión en disposición tipo cruz.....	193
Figura 2.138. Diagramas de fuerza cortante momento flector en la dirección vertical.	194
Figura 2.139. Diagramas de fuerza cortante momento flector en la dirección horizontal	194
Figura 2.140. Diagramas de fuerza axial y torsión.	196
Figura 2.141. Esquema soporte estructural del pedestal.	197
Figura 2.142. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano YZ.	198
Figura 2.143. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano XZ.	199
Figura 2.144. Diagramas de fuerza axial y momento torsor.....	200
Figura 2.145. Soportes horizontales en la estructura pedestal.	202
Figura 2.146. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano XY.	203
Figura 2.147. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano XZ.	204
Figura 2.148. Diagramas de fuerzas, fuerza axial y torsión.	205
Figura 2.149. Base del equipo con la unión al piso.	206
Figura 2.150. Reacciones en los soportes verticales.	206
Figura 2.151. Condiciones de asignación de la placa y anclaje.	208
Figura 2.152. Anclaje de expansión HSA M10 hnom1.	209
Figura 2.153. Placa base de apoyo.	209
Figura 2.154. Unión arnés de sujeción.	210
Figura 2.155. Diagrama de cuerpo libre del tirante de unión.	211
Figura 2.156. Diagrama de fuerza cortante en el tirante.	211
Figura 2.157. Diagrama de momento flector en el tirante	212
Figura 2.158. Tirante de unión.	212

Figura 2.159. Soporte del tirante de unión.....	213
Figura 2.160. Soporte tipo mosquetón BiWire.....	214
Figura 2.161. Tornillos en el tirante de unión.....	215
Figura 2.162. Cáncamo M8 DIN 580.	215
Figura 2.163. Esquema del estrobo superloop y del casquillo Crosby.	216
Figura 2.164. Localización de la placa para la rueda corredera.	217
Figura 2.165. Asignación de restricciones.....	217
Figura 2.166. Asignación de fuerzas.....	218
Figura 2.167. Tensión de Von Mises.	218
Figura 2.168. Desplazamiento.	219
Figura 2.169. Factor de seguridad.	219
Figura 2.170. Localización de la pista corredera.	220
Figura 2.171. Asignación de restricciones.....	221
Figura 2.172. Asignación de cargas.....	221
Figura 2.173. Tensión de Von Mises.	222
Figura 2.174. Desplazamiento.	222
Figura 2.175. Factor de seguridad.	223
Figura 2.176. Localización del acople manivela eje.	223
Figura 2.177. Asignación de restricciones.....	224
Figura 2.178. Asignación de carga.	224
Figura 2.179. Tensión de Von Mises.	225
Figura 2.180. Desplazamiento.	225
Figura 2.181. Factor de seguridad.	226
Figura 2.182. Placa lateral superior.	226
Figura 2.183. Asignación de restricciones y cargas.....	227
Figura 2.184. Esfuerzos de Von Misses.	228
Figura 2.185. Desplazamientos.....	228
Figura 2.186. Factor de seguridad.	229
Figura 2.187. Placa inferior de la columna.	230
Figura 2.188. Asignación de restricciones y cargas.....	230
Figura 2.189. Esfuerzos de Von Misses.	231
Figura 2.190. Desplazamientos.....	231
Figura 2.191. Factor de seguridad.	232
Figura 2.192. Plato base de unión.	232
Figura 2.193. Asignación de restricciones y cargas.....	233

Figura 2.194. Esfuerzos de Von Misses.	234
Figura 2.195. Desplazamientos.....	234
Figura 2.196. Factor de seguridad.	235
Figura 2.197. Placa de unión del motor de giro horizontal.	235
Figura 2.198. Diagrama fuerzas generadas por el torque.	236
Figura 2.199. Asignación de restricciones y de cargas.....	237
Figura 2.200. Esfuerzos de Von Misses.	237
Figura 2.201. Desplazamiento en la dirección X e Y.....	238
Figura 2.202. Factor de seguridad.	238
Figura 2.203. Placa base del soporte del pasamanos.	239
Figura 2.204. Asignación de restricciones y fuerzas.....	240
Figura 2.205. Esfuerzos de Von Misses.	240
Figura 2.206. Desplazamientos en la dirección vertical y horizontal.	241
Figura 2.207. Factor de seguridad.	241
Figura 2.208. Modelo simulación dinámica.....	242
Figura 2.209. Esquema de las posiciones angulares.....	243
Figura 2.210. Asignación de restricciones.....	244
Figura 2.211. Asignación de condiciones externas.	244
Figura 2.212. Entorno de simulación dinámica.....	245
Figura 2.213. Entrega de datos simulación dinámica.....	246
Figura 2.214. Trayectoria del tobillo en el plano sagital.	246
Figura 2.215. Rotación de la cadera.	247
Figura 2.216. Rotación de la rodilla.	247
Figura 3.1. Curva de rotación en la cadera teórica y simulada.	260
Figura 3.2. Curva de velocidad en la cadera teórica y simulada.	260
Figura 3.3. Curva de aceleración en la cadera teórica y simulada.	260
Figura 3.4. Curva de rotación en la rodilla teórica y simulada.	261
Figura 3.5. Curva de velocidad en la rodilla teórica y simulada.	261
Figura 3.6. Curva de aceleración en la rodilla teórica y simulada.	262
Figura 3.7. Comparación de curvas de rotación en la articulación cadera.	263
Figura 3.8. Comparación de curvas de velocidad de rotación en la cadera.	263
Figura 3.9. Comparación de curvas de aceleración de rotación en la cadera.	264
Figura 3.10. Comparación de curvas de rotación en la articulación rodilla.	264
Figura 3.11. Comparación de curvas de velocidad de rotación en la rodilla.	265
Figura 3.12. Comparación de curvas de aceleración de rotación en la rodilla.	265

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1. Secuencia de actividades de cada fase.	11
Tabla 1.2. Secuencia de actividades de la primera sub-etapa.	13
Tabla 1.3. Secuencia de actividades de la segunda sub-etapa.	14
Tabla 1.4. Secuencia de actividades de la tercera sub-etapa.	15
Tabla 2.1. Especificaciones técnicas.	19
Tabla 2.2. Criterios para el módulo 1.	28
Tabla 2.3. Soluciones para el módulo 1.	28
Tabla 2.4. Evaluación de criterios del módulo 1.	29
Tabla 2.5. Evaluación de alternativas según la construcción.	30
Tabla 2.6. Evaluación de alternativas según la fiabilidad.	30
Tabla 2.7. Evaluación de alternativas según costos.	31
Tabla 2.8. Evaluación de alternativas según la resistencia.	31
Tabla 2.9. Evaluación de alternativas según ergonomía.	32
Tabla 2.10. Evaluación de alternativas según la sujeción.	32
Tabla 2.11. Evaluación de alternativas según la seguridad.	33
Tabla 2.12. Conclusiones en el módulo 1.	33
Tabla 2.13. Criterios para el módulo 2.	36
Tabla 2.14. Soluciones del módulo 2.	36
Tabla 2.15. Evaluación de criterios del módulo 2.	36
Tabla 2.16. Evaluación de alternativas según la construcción.	37
Tabla 2.17. Evaluación de alternativas según la fiabilidad.	37
Tabla 2.18. Evaluación de alternativas según costos.	37
Tabla 2.19. Evaluación de alternativas según la resistencia.	37
Tabla 2.20. Evaluación de alternativas según la estabilidad.	38
Tabla 2.21. Evaluación de alternativas según la precisión.	38
Tabla 2.22. Conclusiones del módulo 2.	38
Tabla 2.23. Criterios para el módulo 3.	41
Tabla 2.24. Soluciones para el módulo 3.	42
Tabla 2.25. Evaluación de criterios del módulo 3.	42
Tabla 2.26. Evaluación de alternativas según la confiabilidad.	43
Tabla 2.27. Evaluación de alternativas según la fiabilidad.	43

Tabla 2.28. Evaluación de alternativas según la construcción.....	43
Tabla 2.29. Evaluación de alternativas según costos.....	43
Tabla 2.30. Evaluación de alternativas según la estética.....	44
Tabla 2.31. Evaluación de alternativas según la ergonomía.....	44
Tabla 2.32. Conclusiones del módulo 3.....	44
Tabla 2.33. Soluciones final.....	45
Tabla 2.34. Valores de momento de inercia y masa.....	49
Tabla 2.35. Resultados del análisis estático y dinámico.....	59
Tabla 2.36. Fuerzas obtenidas en articulaciones.....	59
Tabla 2.37. Torque en la articulación O2.....	60
Tabla 2.38. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.....	78
Tabla 2.39. Resultado en la cuña del eje.....	90
Tabla 2.40. Resultados en la cuña de la manivela.....	91
Tabla 2.41. Índice de vida básico recomendado.....	92
Tabla 2.42. Propiedades geométricas de la junta soldada sometida a flexión.....	108
Tabla 2.43. Cálculos de la junta soldada.....	108
Tabla 2.44. Reacciones de la pista.....	109
Tabla 2.45. Propiedades geométricas de la junta soldada sometida a flexión.....	115
Tabla 2.46. Cálculos de la junta soldada.....	115
Tabla 2.47. Cálculos de la junta soldada.....	118
Tabla 2.48. Fuerzas en el eslabón biela.....	119
Tabla 2.49. Esfuerzos en el eslabón biela acoplador.....	123
Tabla 2.50. Fuerzas en el eslabón manivela.....	127
Tabla 2.51. Esfuerzos en el eslabón manivela.....	129
Tabla 2.52. Componentes de los esfuerzos.....	129
Tabla 2.53. Análisis de Gerber en la manivela.....	130
Tabla 2.54. Especificaciones del motor grúa.....	137
Tabla 2.55. Análisis en cada sección de eslabón de la estructura de la grúa.....	140
Tabla 2.56. Esfuerzos en la columna.....	143
Tabla 2.57. Constantes de las condiciones finales de las columnas de Euler.....	143
Tabla 2.58. Esfuerzos en el brazo voladizo.....	147
Tabla 2.59. Esfuerzos en el soporte del brazo.....	149
Tabla 2.60. Relación de esbeltez en el soporte.....	150
Tabla 2.61. Fuerza crítica en el soporte.....	150
Tabla 2.62. Esfuerzos en la columna de giro.....	153

Tabla 2.63. Especificaciones del motor de pasos NEMA 34.....	156
Tabla 2.64. Coeficiente K1. Máquina motriz/máquina receptora.	158
Tabla 2.65. Coeficiente K2. Frecuencia de arranque.	159
Tabla 2.66. Coeficiente K3. Número de horas de funcionamiento.	159
Tabla 2.67. Cálculo de esfuerzo de flexión.	161
Tabla 2.68. Resumen del cálculo de esfuerzo de tracción.	162
Tabla 2.69. Cálculo de esfuerzo de corte.	163
Tabla 2.70. Características geométricas y factor de carga.	171
Tabla 2.71. Propiedades geométricas de la junta soldada sometida a flexión.	172
Tabla 2.72. Cálculos de la junta soldada.	173
Tabla 2.73. Cálculos de la junta soldada.	175
Tabla 2.74. Esfuerzos en el soporte horizontal superior.	180
Tabla 2.75. Esfuerzos en el soporte horizontal inferior.	182
Tabla 2.76. Esfuerzos en el soporte vertical.	184
Tabla 2.77. Efecto de corte puro en el perno.....	185
Tabla 2.78. Efecto de corte puro en el pasador.....	188
Tabla 2.79. Fuerzas en la estructura pedestal.....	191
Tabla 2.80. Momentos y esfuerzos.....	195
Tabla 2.81. Esfuerzos.....	197
Tabla 2.82. Esfuerzos en el soporte vertical.	201
Tabla 2.83. Momentos y esfuerzos.....	204
Tabla 2.84. Esfuerzos en el soporte horizontal.....	205
Tabla 2.85. Reacciones y momentos.....	207
Tabla 2.86. Solución del software HILTI PROFIS.	208
Tabla 2.87. Esfuerzos en el soporte tirante.	212
Tabla 2.88. Dimensiones del tornillo de cáncamo.....	215
Tabla 2.89. Condiciones de funcionamiento.	245
Tabla 2.90. Costos de materiales para el equipo de rehabilitación.....	249
Tabla 2.91. Costos de los elementos normalizados para la grúa soporte.	250
Tabla 2.92. Costos de los materiales para la grúa soporte.	251
Tabla 2.93. Costos de los materiales para la grúa soporte.	251
Tabla 2.94. Subtotal para la grúa soporte.....	251
Tabla 2.95. Costos de los elementos normalizados para la estructura pedestal.....	252
Tabla 2.96. Costos de los materiales para la estructura pedestal.	252
Tabla 2.97. Costos de los materiales para la estructura pedestal.	252

Tabla 2.98. Subtotal de los costos para la estructura pedestal.....	253
Tabla 2.99. Costos de los elementos normalizados para los soportes de pasamanos ...	253
Tabla 2.100. Costos de los materiales para los soportes de pasamanos.....	253
Tabla 2.101. Costos de los materiales para los soportes de pasamanos.....	254
Tabla 2.102. Costos para los soportes de pasamanos.	254
Tabla 2.103. Costos de los elementos normalizados para la base de elíptica.	254
Tabla 2.104. Costos de los materiales para la base de la máquina elíptica.	255
Tabla 2.105. Costos de los materiales para la base de la máquina elíptica.	255
Tabla 2.106. Costos para la base de la máquina elíptica.....	255
Tabla 2.107. Costos de los elementos normalizados para la máquina elíptica.	256
Tabla 2.108. Costos de los materiales para la máquina elíptica.....	257
Tabla 2.109. Costos de los materiales para la máquina elíptica.....	257
Tabla 2.110. Costos para la máquina elíptica.....	258
Tabla 2.111. Costos directos.....	258
Tabla 2.112. Costos de insumos.....	258
Tabla 2.113. Costos indirectos.....	259
Tabla 2.114. Costo total.	259

RESUMEN

En el presente proyecto se desarrolla el diseño mecánico y simulación dinámica de un equipo que asista en la rehabilitación de personas con problemas de paraplejía mejorando las prestaciones de los centros de fisioterapia, reduciendo los tiempos de recuperación y aumentando la atención simultánea de pacientes. Se realizaron investigaciones de equipos comerciales, antropometría en nuestro país y normas de accesibilidad para determinar las especificaciones técnicas del equipo. Se realizó el diseño de cada uno de los elementos que conforman el equipo empleando criterios ingenieriles para asegurar el funcionamiento de los mismos. Se comparó los movimientos obtenidos por parte del equipo en el plano sagital de un modelo virtual de una extremidad inferior con curvas de modelos matemáticos. Posteriormente se realizaron los planos de detalle utilizando software CAD y los costos de fabricación. Del análisis de la simulación dinámica se determina que el equipo de rehabilitación reproduce el ciclo normal de marcha.

Palabras clave: Rehabilitación muscular, diseño mecánico y simulación, equipo para rehabilitación, elíptica, paraplejía.

ABSTRACT

The main objective of this project is to obtain the mechanical design and dynamic simulation of an equipment that assists in the rehabilitation of people with paraplegia, improving the performance of physiotherapy centers, reducing recovery times and increasing the simultaneous care of patients. Researches made on commercial equipment, anthropometry in our country and standards of accessibility let determine the technical specifications of the equipment. The design of the elements in the equipment was made with engineering criteria to ensure the operation. Then, compared the movements obtained by the equipment in the sagittal plane in a virtual model of a lower limb with curves of the mathematical models. Subsequently drawings were made using software CAD and manufacturing costs. The analysis of the dynamic simulation determined that the rehabilitation equipment reproduces the normal walking cycle.

Keywords: Muscle rehabilitation, mechanical design and simulation, rehabilitation equipment, elliptical, paraplegia

DISEÑO MECÁNICO Y SIMULACIÓN DE UN EQUIPO PARA REHABILITACION MUSCULAR DE EXTREMIDADES INFERIORES

INTRODUCCIÓN

La pérdida de la movilidad de las extremidades inferiores es un grave problema para las personas, lo cual impide que las actividades cotidianas sean normalmente realizadas.

La investigación de equipos de rehabilitación para personas con este tipo de problema se encuentra desarrollada a nivel mundial como, por ejemplo, la rehabilitación mecánica controlada que permiten mejorar la calidad de recuperación.

Actualmente en nuestro país la rehabilitación de las extremidades inferiores se realiza en centros médicos públicos y privados a cargo de fisioterapeutas; sin embargo, el desarrollo de las actividades de recuperación se encuentra limitado a la experiencia y tiempo de los mismos lo cual, impide la constancia y repetitividad de los ejercicios de un paciente.

El proyecto tiene como fin el desarrollo de un diseño mecánico y simulación dinámica de un equipo que asista en la rehabilitación de personas con problemas de paraplejia mejorando las prestaciones de los centros de fisioterapia, reduciendo los tiempos de recuperación y aumentando la atención simultánea de pacientes.

Se ha recopilado información necesaria de estudios biomecánicos y equipos enfocados en la rehabilitación de extremidades inferiores para determinar los movimientos adecuados en la recuperación, de esta manera se establece un diseño mecánico virtual que permita realizar dichos movimientos y validar con los estudios previamente utilizados. Adicionalmente, se analizan los costos de fabricación dentro de nuestro medio económico –social.

Pregunta de investigación

¿Se puede diseñar un equipo de rehabilitación para personas con paraplejía a través del diseño asistido por computadora y contrastar el desplazamiento angular de las articulaciones con modelos matemáticos del movimiento de las extremidades inferiores?

Objetivo general

Diseñar y simular la dinámica de un equipo de rehabilitación de las extremidades inferiores para personas adultas con problemas de paraplejía.

Objetivos específicos

- Investigar el estado del arte de equipos de rehabilitación para conocer las alternativas que puedan ser aplicadas a nuestro medio económico –social.
- Definir las especificaciones técnicas de acuerdo a las necesidades de funcionalidad.
- Diseñar un equipo que cumpla con las especificaciones técnicas.
- Realizar una simulación que permita garantizar la funcionalidad del equipo.
- Elaborar un análisis de costos de fabricación.

Alcance

Se realizará el diseño mecánico y simulación dinámica de un equipo de rehabilitación, en base a los estudios realizados de los movimientos de las extremidades inferiores, normas de antropometría en el país y equipos de rehabilitación comerciales.

1. MARCO TEÓRICO

1.1. Discapacidad

“La discapacidad es un término general que abarca las deficiencias, las limitaciones de la actividad y las restricciones de la participación. Las deficiencias son problemas que afectan a una estructura o función corporal; las limitaciones de la actividad son dificultades para ejecutar acciones o tareas, y las restricciones de la participación son problemas para participar en situaciones vitales. Por consiguiente, la discapacidad es un fenómeno complejo que refleja una interacción entre las características del organismo humano y las características de la sociedad en la que vive.” (Organización Mundial de la Salud, 2017)

1.2. Tipos de discapacidad

Según Isabelle (2016) los tipos de discapacidades son:

- Discapacidad cognitiva: se define como una falta en el nivel de desempeño o en varias funciones cognitivas en fases que intervienen en el desarrollo de la información y de igual manera en el aprendizaje.
- Discapacidad intelectual: se representa por una actividad intelectual inferior, las cuales influyen en dos o más áreas de habilidades como son: comunicación, vida del hogar, cuidado propio, contenidos escolares funcionales, trabajo y otros.
- Discapacidad sensorial: se encuentra caracterizado por la ausencia o deficiencia de uno o varios sentidos como son: la falta de visión, audición, etc.
- Discapacidad física: se ocasiona debido a una deficiencia física, en donde, existe la pérdida o anormalidad de la estructura funcional del sistema óseo-articular, nervioso o muscular. Esta deficiencia reduce la movilidad y sensibilidad de las partes de cuerpo humano, la mayoría de casos se presentan en las extremidades, sin embargo, las afectaciones se pueden presentar en cualquier parte del cuerpo.

1.2.1. Paraplejia

La paraplejia es la pérdida de movilidad de las extremidades inferiores producto de accidentes, problemas hereditarios o deformaciones en el nacimiento; que ocasionan algún desorden neurológico como lesiones cerebrales, de médula espinal, parálisis y derrames cerebrales en las personas. Además, originan problemas físicos como pérdida, espasmos y atrofia muscular, pérdida del contenido de minerales en los huesos, tendencia a

infecciones urinarias, problemas con el sistema de circulación vascular y linfático. (Guo, Yu, & Yin, Developing a Mobile Lower Limb Robotic Exoskeleton for Gait Rehabilitation, 2014)

Se ocasiona debido a una deficiencia física, en donde existe la pérdida o anormalidad de la estructura funcional del sistema óseo-articular, nervioso o muscular. Esta deficiencia reduce la movilidad y sensibilidad de las partes de cuerpo humano, la mayoría de casos se presentan en las extremidades, sin embargo, las afectaciones se pueden presentar en cualquier parte del cuerpo.

* **Causas de la paraplejia**

La paraplejia es un impedimento de la función motora o sensorial de las extremidades inferiores, las causas van desde la traumática (lesión modular grave: seccionamiento o compresión de la medula espinal, usualmente por fragmentos de hueso de una fractura vertebral o un traumatismo obstétrico en los niños, por ejemplo) a tumoraciones (compresión crónica de la médula), entre otros. (PARAPLEJIA.ES, 2016)

1.3. Realidad actual

En nuestro país a través del CONADIS y el Ministerio de Salud Pública se recopilan datos en, los cuales, se detalla la calificación de personas con discapacidad como se presenta en la Figura 1.1; entre los años 2013 y 2014, se identificaron 410832 personas con discapacidad, que corresponde al 2.56% de la población total del país, siendo la discapacidad física la que tiene una mayor presencia con un 48,94% del total de las discapacidades. (CONADIS & MSP, 2016)

Pichincha es la segunda provincia luego de Guayas con 59994 personas con discapacidad que se encuentran registradas, siendo las discapacidades físicas las que cuentan con un mayor porcentaje alrededor de un 45,48 %.

La mayor parte de las personas que padecen de paraplejia tienen acceso al uso de sillas de ruedas, lo que únicamente permite la movilidad de las mismas sin la realización de una acción rehabilitadora que servirá para evitar posibles problemas físicos (disfunción intestinal, incontinencia urinaria), tanto como emocionales (depresión) conforme vayan sintiendo ausente el movimiento de los miembros inferiores. (ONCE, 2016)

PERSONAS CON DISCAPACIDAD REGISTRADAS

Por Tipo de Discapacidad

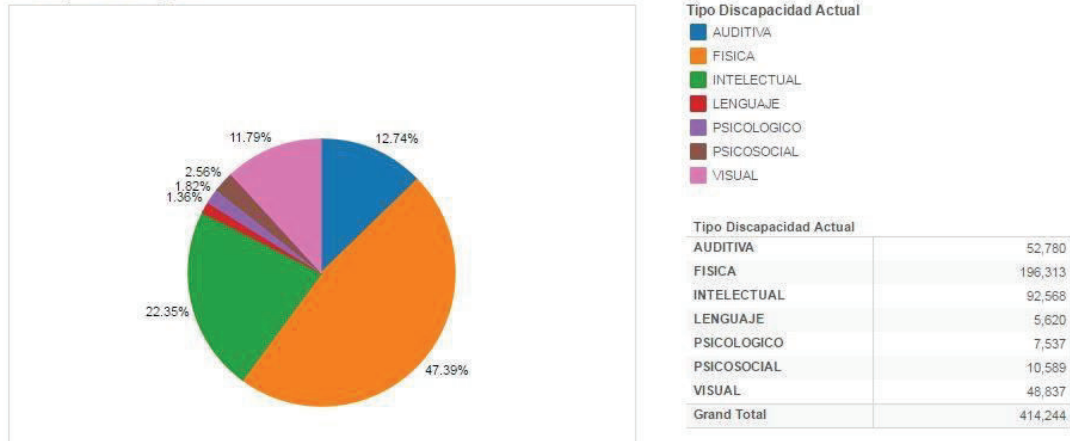


Figura 1.1. Distribución de personas con discapacidad en el Ecuador.

(Fuente: CONADIS)

1.4. Terapia Física

Es una rama de la salud que también es denominada fisioterapia lo cual entrega una alternativa la cual no utiliza el uso de fármacos para entregar una solución a múltiples dolencias, por medio, de ejercicio terapéutico al igual uso de calor, frío, luz, agua, electricidad, al igual que varias técnicas manuales. (World Confederation for Physical Therapy, 2016)

1.5. Terapia asistida de rehabilitación

La terapia asistida por un equipo automatizado de rehabilitación de caminata desempeña un papel importante en la recuperación muscular y neurológica del paciente debido a que la repetitividad de los movimientos en las extremidades inferiores aumenta el régimen y calidad de trabajo para restaurar sus funcionalidades (Alamdari, 2015). De esta forma, se reduce el tiempo de recuperación de movilidad, además, que se reducen las tareas de asistencia manual por parte de los fisioterapeutas (Guo, 2014).

Los equipos de rehabilitación en su mayoría son antropomórficos que emulan la marcha humana, diseñados con un número determinado de grados de libertad, de tal forma que, no impidan la cinemática de los movimientos de la caminata y su coordinación se realiza por medio de un control automatizado para mejorar los movimientos en el paciente; sin embargo, este tipo de equipos son costosos y su disponibilidad se limita a ciertos centros

de rehabilitación. Actualmente existen modelos desarrollados como: BLEEX de la Figura 1.2, exoesqueleto MIT, HAL-3, exoesqueleto Haptic Walker, entre otros (Alamdari, 2015).



Figura 1.2. Exoesqueleto BLEEX.
(Fuente: Ortopedia Ejido)

Existen también equipos estáticos de rehabilitación con marcha elíptica que realizan el movimiento repetitivo y alternado de la caminata humana, por medio, del mecanismo de biela manivela, ajustándose a los requerimientos de la velocidad de marcha, longitud de la zancada y altura del paciente, además, puede incorporar órtesis que limiten la movilidad de las articulaciones de las extremidades para asegurar su correcto funcionamiento. En el mercado, se tienen equipos como ICARE de la Figura 1.3 y Centauro Quirón.



Figura 1.3. Equipo de rehabilitación con elíptica.
(Fuente: Rehab Managment)

Según Guo (2014), los equipos de rehabilitación en base a su funcionalidad se clasifican en tres categorías

- Exoesqueleto para extremidades inferiores portátiles
Es un exoesqueleto tipo traje que permite a las personas con esta discapacidad pararse y caminar sobre el piso. Son equipos livianos, simples, de gran potencia; sin embargo, el tiempo de operación se limita por la duración de la batería y es necesario el uso de muletas para mantener el equilibrio del paciente. Existen equipos como Elegs, Rewark e Indego como se observa en la Figura 1.4.



Figura 1.4. Equipo Indego portátil.
(Fuente: Indego)

- Exoesqueleto acoplado con banda corredera
El equipo consta de un soporte para el cuerpo, se mueve sobre una banda corredera y se fija a las piernas del paciente. Estos equipos han mejorado la marcha de caminata reduciendo el peso de las piernas al encontrarse apoyadas. Entre los equipos comerciales usados en clínicas consta Lokomat de la Figura 1.5, LOPES, ReoAmbulator y el equipo ALEX.



Figura 1.5. Equipo Lokomat.
(Fuente: Johnston)

- Exoesqueleto para rehabilitación con estructura móvil
El equipo realiza la marcha de las extremidades sobre el piso, sin la necesidad de una banda corredera, con lo cual, la rehabilitación mejora la independencia en la caminata y la experiencia de movilidad en el paciente, por ejemplo, existen equipos como WalkTrainer, NaTUre-gaits de la Figura 1.6 y KineAssist.

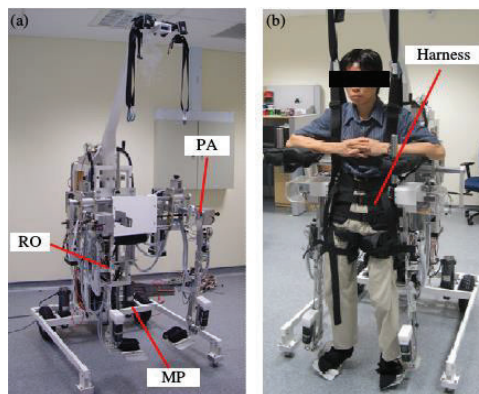


Figura 1.6. Equipo NaTUre-gaits.
(Fuente: Boon Lim, Phat Luu, & Hoon)

Por ahora, este tipo de equipos, aún, presentan ciertas limitaciones que pueden ocasionar lesiones y daños si no se adapta a la persona que lo usa, así como, la rigidez de las articulaciones de un exoesqueleto, por ejemplo, se tienen casos en donde las personas en rehabilitación después del tratamiento mantienen problemas, por ejemplo, de hiperextensión de la rodilla. Para reducir este tipo de problemas se han diseñado prototipos de una parte de la extremidad específica, el estudio de la junta del tobillo (Chen, 2014), el equipo prototipo LERE que ha desarrollado una articulación bio-geométrica con leva y seguidor para la rodilla (Wang, Guo, & Lee, 2011) y el exoesqueleto PH –EXOS que dispone de una articulación esférica en la cadera con dos movimientos pasivos y el movimiento de flexión/ extensión activo (Wu, 2014).

1.6. Investigaciones en equipos de rehabilitación

Entre los estudios de prototipos se tiene el equipo de bajo peso ROPES de la Figura 1.7, el cual, posee eslabones articulados con cables que se configuran para realizar las trayectorias de los movimientos por medio de resortes tensionales y lineales (Alamdari, 2015).



Figura 1.7. Exoesqueleto prototipo ROPES.

(Fuente: Alamdari)

Otro prototipo es el exoesqueleto MLLRE como se observa en la Figura 1.8, el cual, consta de un sistema de soporte para el peso del cuerpo con base móvil que le permite caminar adecuadamente al paciente. Este equipo permite la extensión y flexión de la cadera y rodilla en el plano sagital, además, de realizar un seguimiento del desplazamiento vertical del centro de masa (COM) (Guo, 2014).

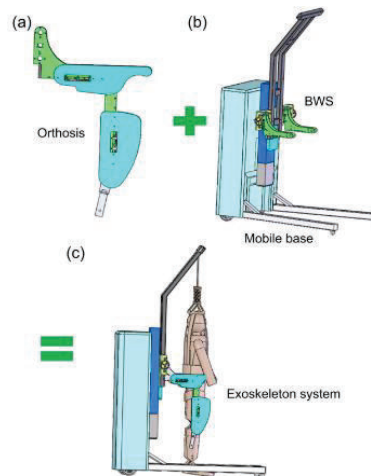


Figura 1.8. Exoesqueleto prototipo MLLRE.

(Fuente: Guo)

El equipo MINDWALKER que se observa en la Figura 1.9 permite la asistencia en los movimientos activos de la marcha, tanto, en el plano sagital como en el plano frontal, es decir, permite los movimientos de abducción y aducción de la cadera, lo cual, mejora la marcha y estabilidad lateral en la caminata, sin necesidad de muletas de apoyo (Wang, Wang, van Asseldonk, & van der Kooij, 2013).

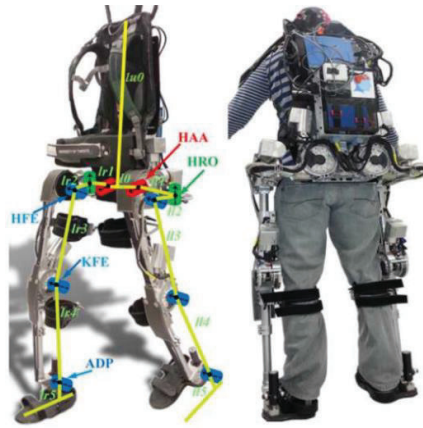


Figura 1.9. Exoesqueleto MINDWALKER.

(Fuente: Wang, Wang, van Asseldonk, & van der Kooij)

1.7. Principios de antropometría

1.7.1. Antropología física

Es una rama dentro de las ciencias biológicas la cual tiene como objetivo el estudio de las características físicas del ser humano. (Interuniversitario, 2016)

1.7.2. Antropometría

Según Rivera (2012), es la ciencia que se deriva principalmente de la antropología física, la cual, esencialmente busca establecer características estructurales del cuerpo humano, siendo estas longitudes, anchos, grosores, volúmenes, etc.

1.7.3. Antropometría estática y dinámica

La antropometría estática tiene como fin el obtener medidas fundamentales del cuerpo humano cuando el mismo se encuentra en una determinada posición fija, teniendo en consideración que los seres humanos se encuentran en movimiento permanente surge el termino de antropometría dinámica la cual tiene como objetivo de recopilar ciertas medidas del cuerpo humano que se desarrollan el momento de realizar determinadas actividades. En la Figura 1.10 se observan las medidas antropométricas del cuerpo humano.

Plano sagital: es una superficie vertical que se ubica exactamente por la mitad del cuerpo humano dividiéndolo en dos mitades simétricas, derecha e izquierda.

Plano frontal: se denomina también coronal, es un plano que se encuentra de forma vertical en ángulo recto respecto del sagital que divide el cuerpo humano en dos mitades, anterior (o ventral) y posterior (o dorsal).

Plano horizontal: se denomina también transversal y se encuentra perpendicular respecto a los dos anteriores y divide el cuerpo en dos partes, superior e inferior.

1.8. Biomecánica del ciclo de marcha

El ciclo de marcha se determina como una sucesión de movimientos periódicos y sincronizados, tanto, de las extremidades inferiores como del tronco, que permiten la traslación hacia delante del centro de gravedad del cuerpo humano (Luna, 1999).

El ciclo de marcha comienza y termina con el movimiento sucesivo del talón del mismo pie; es decir, la primera fase de postura, en donde, el pie esta sobre el piso y la segunda fase de oscilación, en donde pie deja el piso. Esta fase inicia cerca del 60% de la marcha (Aló, 2016).

Se tienen las siguientes consideraciones para el ciclo:

- Inicia cuando el pie pisa sobre una superficie
- Finaliza cuando el mismo pie pisa nuevamente sobre la superficie
- Se denomina paso completo a la distancia comprendida en esta fase.

El ciclo de marcha consta de dos periodos consecutivos:

- Fase de Apoyo: ocurre si la pierna pisa sobre la superficie del suelo.
- Fase de Oscilación: ocurre cuando la pierna se levanta y no está en contacto con la superficie.

A su vez, cada fase está formada por un conjunto de actividades secuenciales que son realizadas por determinada parte de la extremidad inferior como explica en la Tabla 1.1 (Luna, 1999):

Tabla 1.1. Secuencia de actividades de cada fase.

Fase	Orden	Actividad
Apoyo	1	Contacto del talón con la superficie
	2	Apoyo de la parte anterior del pie (planta) con la superficie
	3	Levantamiento del talón de la superficie
	4	Elevación completa del pie con el despegue de los dedos
Oscilación	1	Aceleración del extremo de la pierna en movimiento
	2	La pierna en movimiento equilibra el cuerpo en forma de péndulo
	3	Reducción de la velocidad de la pierna en movimiento al acercarse a la superficie de contacto

(Fuente: Luna)

Durante el paso completo se pueden distinguir dos tipos de apoyo:

- Apoyo Simple o Monopodal: si sólo una pierna permanece en contacto con la superficie.
- Apoyo Doble o Bipodal: si ambas piernas se mantienen en contacto con la superficie.

La duración de cada fase respecto al paso completo se ha considerado como: 60 % para el apoyo y el restante 40% para la fase de oscilación; cabe señalar que durante el paso completo existe un periodo de apoyo doble (bipodal) que corresponde al 20% de la misma, como se muestra en la Figura 1.12. (Luna, 1999)

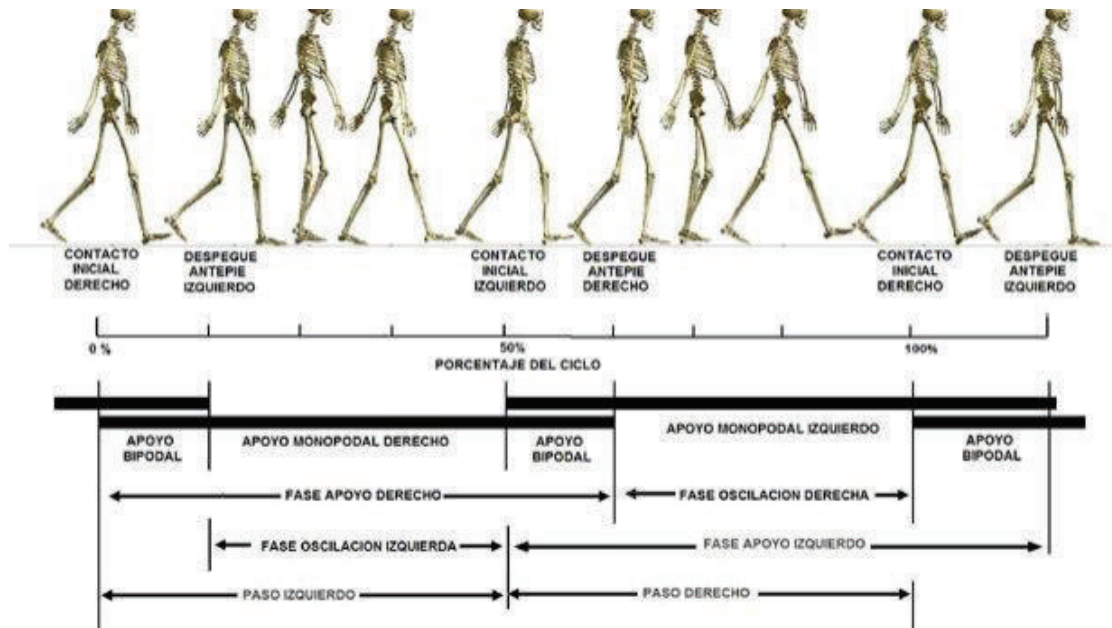


Figura 1.12. Ciclo de marcha normal.
(Fuente: Aristizabal)

1.8.1. Descripción del ciclo de marcha

El estudio se realiza en el plano sagital para explicar los movimientos cíclicos que realizan las extremidades inferiores en cada etapa de la marcha. Para lo cual, se ha dividido en tres sub-etapas según el movimiento de cada articulación que se describen en las Tablas 1.1, 1.2, 1.3 y 1.4.

Tabla 1.2. Secuencia de actividades de la primera sub-etapa.

SUB-ETAPA	SECUENCIA	ARTICULACIÓN		
		Tobillo	Rodilla	Cadera
I	Apoyo del talón con la superficie	Articulación inicia en posición de 0°, luego, tiende a rotar en dirección de la flexión plantar	Articulación en extensión completa, luego, flexión hasta que la planta del pie este completamente en la superficie.	Articulación de la flexión cerca de 30°, luego, tiende a rotar en dirección de la extensión
	Apoyo de la planta del pie sobre la superficie	Pie paralelo a la superficie, Articulación rota de 0° a 15° en dirección de la flexión plantar	Articulación en flexión hasta llegar aproximadamente a 20°; posteriormente, inicia la extensión	Articulación en flexión cerca de 20°
	Etapa media de transición	Articulación cambia el sentido de giro, a 5° de dorsi-flexión	Articulación en flexión cerca de 10°, luego, extensión	Articulación gira a su posición inicial de 0°

(Fuente: Luna)

Tabla 1.3. Secuencia de actividades de la segunda sub-etapa.

SUB-ETAPA	SECUENCIA	ARTICULACIÓN		
		Tobillo	Rodilla	Cadera
II	Durante el apoyo medio	Articulación gira cerca de 5° en dorsi-flexión	Articulación gira cerca de 10° de flexión, luego, extensión	Articulación en posición inicial 0°, luego, extensión
	Talón deja la superficie	Articulación gira cerca de 15° en dorsi-flexión	Articulación en extensión hasta los 4° previos a extensión completa	Articulación en hiperextensión cerca de 20°
	Levantamiento del talón y despegue del pie	Articulación gira cerca de 35°, Cuando despega el pie de la superficie la articulación gira cerca de 20° en flexión plantar	Articulación de la extensión pasa a flexión cerca de 40°	Articulación cercana a la posición inicial, luego, flexión

(Fuente: Luna)

Tabla 1.4. Secuencia de actividades de la tercera sub-etapa.

SUB-ETAPA	SECUENCIA	ARTICULACIÓN		
		Tobillo	Rodilla	Cadera
III	Durante la oscilación	<p>Pie cambia de la flexión después del despegue del piso hacia una posición inicial de 0°.</p> <p>La posición permanece durante la sub-etapa</p>	<p>Articulación de la flexión de 40° hasta la flexión de 65°.</p> <p>Posteriormente, extensión completa durante la sub-etapa</p>	<p>Articulación en flexión cerca de 30° y permanece durante la sub-etapa</p>

(Fuente: Luna)

1.9. Movimiento de las articulaciones en las extremidades inferiores

En el estudio de Cruz Ardila & Ramirez Escarpeta (2012), se tienen los modelos matemáticos de los movimientos de las articulaciones de la extremidades inferiores en el plano sagital según las ecuaciones 1.1 y 1.2, tanto, para la cadera como para la rodilla.

$$\theta_{\text{cadera}} = 10^4 * (0,5106 * t^6 - 1,5325 * t^5 + 1,6201 * t^4 - 0,6967 * t^3 + 0,1102 * t^2 - 0,0120 * t + 0,0039)$$

1.1

$$\theta_{\text{rodilla}} = 10^4 * (-1,6470 * t^6 + 4,4498 * t^5 - 4,2073 * t^4 + 1,6109 * t^3 - 0,2013 * t^2 - 0,0048 * t + 0,0006)$$

1.2

Las trayectorias en función del tiempo se obtienen bajo condiciones normales sin ninguna carga adicional o discapacidad. Se presentan las gráficas de los movimientos de cadera y la rodilla en una extremidad como se observan en las Figuras 1.13.y 1.14.

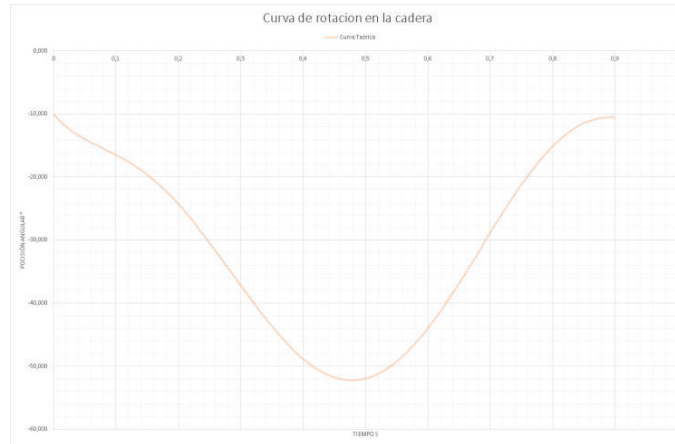


Figura 1.13. Rotación de la cadera.
(Fuente: Cruz & Ramírez)

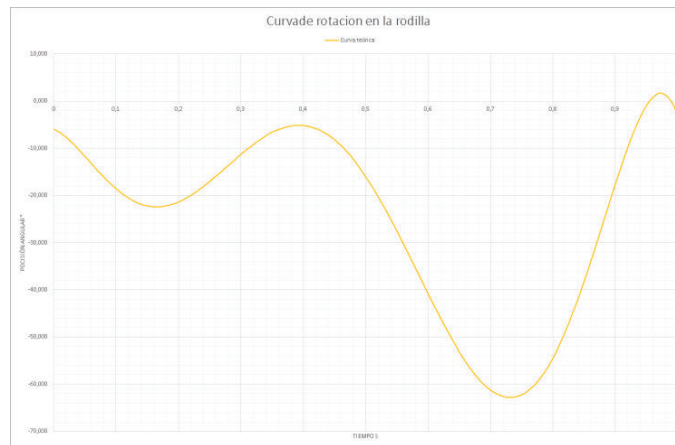


Figura 1.14. Rotación de la rodilla.
(Fuente: Cruz & Ramírez)

En la Figura 1.15 se representa la trayectoria del movimiento cíclico de la articulación del tobillo durante el ciclo de marcha normal.

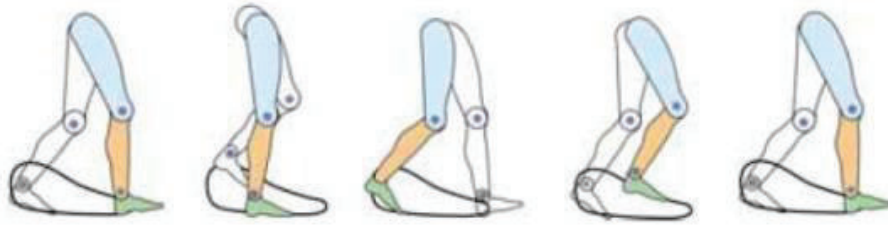


Figura 1.15. Trayectoria del talón.

(Fuente: Liang & Chuang)

2. METODOLOGÍA

Para el diseño del equipo se emplean los conceptos y métodos establecidos según la ingeniería concurrente de Riba tomando en cuenta las especificaciones del diseño según los requerimientos y la evaluación de criterios seleccionados. Se analizan los movimientos realizados por el equipo comparando con modelos matemáticos del movimiento normal de las articulaciones de las extremidades inferiores. Para completar el diseño, se presentan los costos involucrados en la fabricación y de esta manera emitir las conclusiones del proyecto.

2.1. Especificaciones para el equipo de rehabilitación

2.1.1. Desarrollo de la función de calidad (QFD)

Es una técnica estructurada que analiza las necesidades de los usuarios en requerimientos técnicos de ingeniería, de esta forma, se obtiene la definición de un producto o servicio.

* Casa de la calidad

Es una matriz que explica la interrelación de la voz del usuario con los requerimientos técnicos; para nuestro equipo se han valorado las siguientes posibilidades que se distribuyen en el Anexo I y se determinan las conclusiones para obtener una definición del producto.

* Voz del Usuario

Los requerimientos del equipo se basan en sugerencias realizadas por pacientes con dicha discapacidad, fisioterapeutas y médicos de entidades de salud, quienes, durante las sesiones de rehabilitación física de las extremidades inferiores se han dado cuenta de las siguientes necesidades:

- Que sea económica.

- Que sea de fácil uso.
- Que sea confiable al moverse
- Que sea seguro para el paciente.
- Que sea de fácil mantenimiento.
- Que no sea voluminosa.
- Que funcione con energía eléctrica.
- Que sea silenciosa.

* **Voz del Ingeniero**

- Adaptabilidad a altura del paciente.
- Costo de fabricación.
- Velocidad de desplazamiento.
- Tiempo de preparación.
- Factor de seguridad.
- Dimensiones.
- Tiempo de vida.
- Energía requerida.
- Elementos controlables.
- Nivel sonoro.

A partir de los resultados obtenidos de la valoración de la casa de la calidad se determinan las siguientes características técnicas importantes para el desarrollo del equipo. Estas son:

- Adaptabilidad según tamaño del paciente
- Costos de Fabricación
- Tiempo de Preparación
- Velocidad de desplazamiento
- Factor de Seguridad
- Tiempo de vida

2.1.2. Establecimiento de las especificaciones técnicas

Luego de las características técnicas obtenidas se obtiene una definición del producto, para lo cual, se han establecido las siguientes especificaciones para su diseño como se muestran en la Tabla 2.1.

Propone: C: Cliente; I: Ingeniería

R/D: R: Requerimiento, D: Deseo

Tabla 2.1. Especificaciones técnicas.

EMPRESA CLIENTE: Hospital de Especialidades de las Fuerzas Armadas		PRODUCTO: Equipo para Rehabilitación Muscular de Extremidades Inferiores		Fecha de inicio 20/08/2016
				Fecha última revisión: 20/09/2016
DISEÑADORES: Erazo Andrés -Tene Jaime				Página: 1/1
ESPECIFICACIONES				
CONCEPTO	FECHA	PROPONE	R/D	DESCRIPCIÓN
Función	16/8/20	C	R	Realizar el movimiento cíclico de marcha de las extremidades inferiores en pacientes con paraplejía.
Capacidad	16/8/20	C	R	Para personas con alturas desde 1,50 m a 1,70m y con peso desde 40 kg a 90 kg.
Movimientos	16/8/20	C+I	R	Movimiento de las articulaciones de las extremidades inferiores.
Velocidad	16/8/20	I	D	Velocidad de caminata en función de la longitud de la zancada de la persona.
Señales y Control	16/8/20	C C+I	D D	Utilización del equipo de manera semiautomática por el fisioterapeuta. Mando de control para el uso del equipo.
Energía	16/8/20	C	R	Funcionamiento con energía eléctrica de 110 V.
Vida Útil y Mantenimiento	16/8/20	C+I	D	5 años de funcionamiento y alta fiabilidad.
Ergonomía	16/8/20	I C	R D	Espacio adecuado entre paciente y equipo. Elementos de sujeción que se adhieran cómodamente al paciente.

(Fuente: Propia)

2.1.3. Diseño conceptual del equipo de rehabilitación

* Análisis funcional

El análisis de la estructura funcional permite representar, por medio, de diagramas de bloques las funciones o tareas que debe realizar el producto relacionándose con flujos de entrada y salida de energía, materiales o señales.

Dependiendo del grado de complejidad, esta representación principal se puede dividir en sub-funciones para mejorar la comprensión y el detalle de la estructura del producto.

* Descripción de la estructura funcional

Permite la rehabilitación de personas con paraplejia, a través, del movimiento repetitivo y sincronizado de las extremidades inferiores del paciente. El equipo se sujeta a una estructura fija, la cual, incluye el mando de control y soporta tanto el peso del peso del equipo, así como, del paciente.

El nivel 0 indica la función principal del equipo de rehabilitación, la cual, es realizar los movimientos de ciclo de marcha normal de las personas como se muestra en la Figura 2.1.

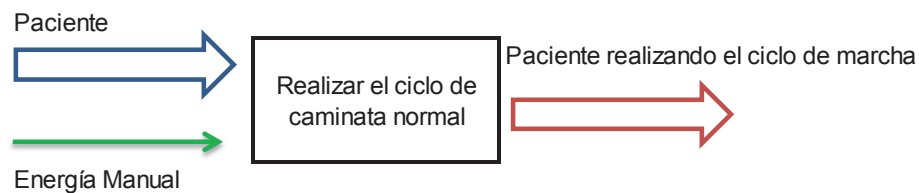


Figura 2.1. Diagrama funcional nivel 0.

(Fuente: Propia)

En la Figura 2.2 se determina el nivel 1, donde se especifican las funciones necesarias del equipo para lograr el propósito:

- Sujetar y suspender al paciente.
- Desplazar al paciente al equipo.
- Realizar el ciclo de marcha.

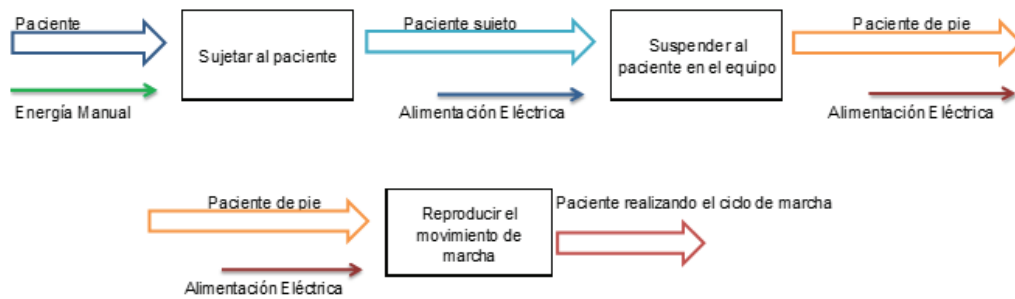


Figura 2.2. Diagrama funcional nivel 1.

(Fuente: Propia)

Para el nivel 2, se consideran las sub-funciones que realizará cada parte del nivel 1 y permitirá el funcionamiento adecuado del sistema. De esta manera se pueden obtener los módulos para el equipo como se muestra en la Figura 2.3.

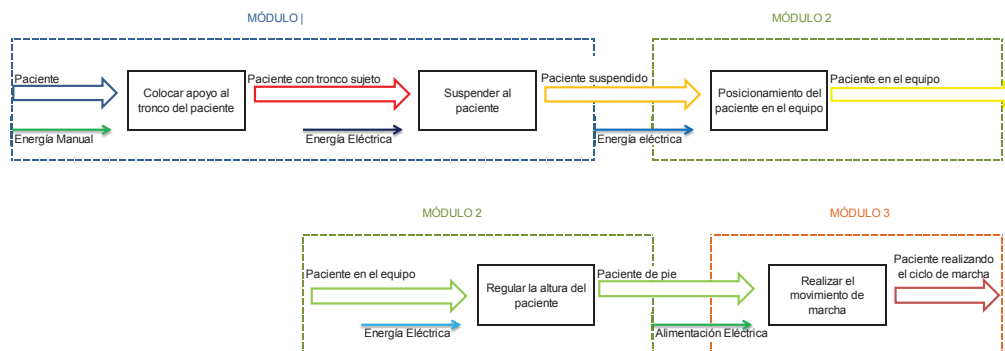


Figura 2.3. Diagrama funcional nivel 2.

(Fuente: Propia)

* **Determinación de módulos**

Con la obtención de la estructura funcional que se muestra en el Anexo 2 se determinan los módulos del equipo de rehabilitación, los cuales, se asocian según las funciones que deben realizar.

* **Selección de alternativas de solución para el equipo**

El equipo de rehabilitación consta de los siguientes módulos:

- Módulo de sujeción y suspensión del paciente.
- Módulo de posicionamiento del paciente en el equipo.
- Módulo de la reproducción del ciclo de marcha.

* **Módulo 1. Sujeción y suspensión del paciente**

El personal encargado prepara al paciente ubicando los accesorios de sujeción necesarios para mantener unido el tronco del paciente a la estructura del equipo sin comprometer los movimientos biomecánicos de las piernas que generen problemas en el sistema óseo-articular del paciente.

* **Alternativas de sujeción del paciente al equipo**

* **Arnés de Cintura**



Figura 2.4. Arnés de cintura.

(Fuente: <http://www.epibalelear.es/Producto.aspx?Noticia=12977>)

Es un elemento de seguridad que posee un punto de anclaje y está formado por cinturones para la cadera y la parte superior de los muslos, lo cual, asegura un agarre confiable para ayudar en la estabilidad del usuario.

Las ventajas son:

- Configuración sencilla, por lo cual, es cómodo para usar y rápido de ajustar.
- Permite mayor movilidad del cuerpo.
- Útiles para tareas estacionarias
- Bajo costo

Las desventajas son:

- El punto de apoyo es bajo, no existe sujeción en el tronco del cuerpo
- Inadecuada distribución de carga del cuerpo si permanece suspendido por un largo período.

* **Arnés de Cuerpo Completo**



Figura 2.5. Arnés de cuerpo completo.

(Fuente: <http://www.epibalear.es/Producto.aspx?Noticia=12977>)

Es un elemento de seguridad que posee dos puntos de anclaje laterales que permite la distribuir la carga la misma asegura un agarre completo, confiable para ayudar en la estabilidad del usuario en la suspensión.

Las ventajas son:

- Disminuye los puntos de tensión en una suspensión prolongada
- Elementos de sujeción auto ajustables para un ajuste simple y rápido
- Mayor estabilidad en la suspensión debido a que se acopla completamente al cuerpo.
- No impide movimientos del cuerpo del paciente.

Como desventaja se considera su costo en comparación al arnés de cintura.

- * **Alternativas de suspensión del paciente al equipo**
- * **Malacate manual**

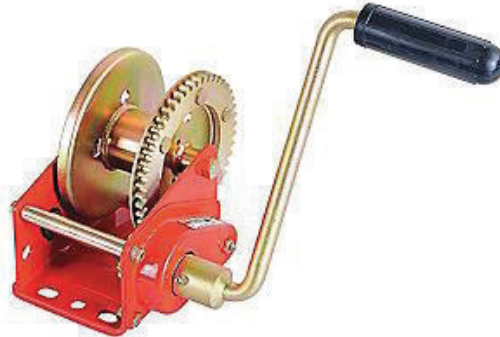


Figura 2.6. Mecanismo de malacate.
(Fuente: Grainger)

Es un mecanismo que permite controlar la tracción y posición de un cable enrollándolo sobre un tambor, lo cual, permite generar una fuerza para levantar verticalmente una carga.

Las ventajas son:

- Mecanismo ligero de fácil manejo
- Útil para levantar una gran capacidad de carga
- Baja generación de ruido durante la operación del mecanismo
- Alta durabilidad con un adecuado mantenimiento
- Equipos constan con interruptores y freno dinámico
- Versatilidad de equipos.

Las desventajas son:

- Menor eficiencia que los actuadores eléctricos
- No se ajusta a cambios de carga ni velocidad excesiva.
- Requiere lubricación constante

* **Mecanismo por actuador hidráulico**

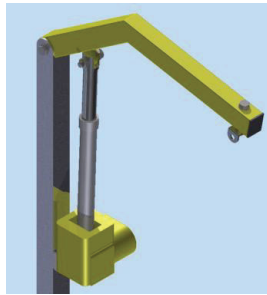


Figura 2.7. Actuador hidráulico.

(Fuente: Propia)

Es un mecanismo que permite generar una fuerza axial a través de la presión que ejerce un fluido incompresible sobre un pistón contenido en un cilindro. La presión en el fluido de trabajo se genera por una bomba externa, la cual, mueve el pistón longitudinalmente.

Las ventajas son:

- Útiles para aplicaciones de gran potencia con cilindros pequeños; en comparación, con los cilindros neumáticos.
- Son elementos robustos que pueden operar a presiones superiores a 4000 psi.
- El actuador puede mantener la fuerza constante, sin que exista mayor suministro de fluido de la bomba, debido a la incompresibilidad del fluido.
- Existen mínimas pérdidas de potencia, no es necesario, que la bomba y el motor se encuentren junto al actuador.
- Mayor eficiencia que los actuadores neumáticos.

Las desventajas son:

- La eficiencia disminuye si existen pérdidas por fugas del fluido.
- Sistema sensible al cambio de temperatura, el calor puede destruir sellos y la baja temperatura puede hacer más viscoso el sistema.
- Pueden llegar a ocupar grandes sitios en la instalación si requieren de varios equipos para la operación (deposito del fluido, motores, bomba, válvulas intercambiadores, reductores de ruido, etc).
- Los actuadores básicos no se pueden programar, por lo cual, no se pueden ajustar correctamente a cambios de fuerza o velocidad en el tiempo.

- Mantenimiento periódico del fluido de trabajo por contaminación o degradación.
- Menor eficiencia que los actuadores eléctricos.

* **Mecanismo por actuador neumático**

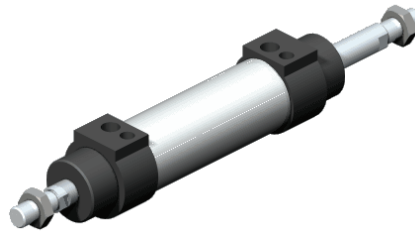


Figura 2.8. Actuador neumático.

(Fuente: Propia)

Son dispositivos que utilizan el aire comprimido como fuente de energía y son muy denotados para controlar movimientos rápidamente, pero de precisión limitada.

Las ventajas son:

- El aire no posee propiedades explosivas, por lo que no existen riesgos de chispas.
- Los actuadores pueden trabajar a velocidades razonablemente altas y fácilmente regulables
- El trabajo con aire no daña los componentes de un circuito por efecto de golpes de ariete.
- Las sobrecargas no constituyen situaciones peligrosas o que dañen los equipos en forma permanente.
- Los cambios de temperatura no afectan en forma significativa.
- Utilizan aire que no contamina.
- Cambios instantáneos de sentido.

Las desventajas son:

- Se requiere un sistema adicional de aire presurizado.
- En circuitos muy extensos se producen pérdidas de cargas considerables.
- Las presiones a las que trabajan normalmente, no permiten aplicar grandes fuerzas.
- Altos niveles de ruido generados por la descarga del aire hacia la atmósfera.

* Mecanismo de grúa eléctrica

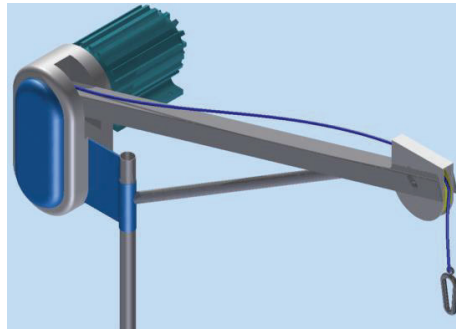


Figura 2.9. Malacate eléctrico.

(Fuente: Propia)

Es un mecanismo que permite controlar la tracción y posición de un cable enrollándolo sobre un tambor mediante el control de un motor eléctrico, lo cual, permite generar una fuerza para levantar verticalmente una carga. Se acciona por un motor y una caja de cambios con la relación adecuada.

Las ventajas son:

- Útil para levantar una gran capacidad de carga
- Baja generación de ruido durante la operación del mecanismo
- Alta durabilidad con un adecuado mantenimiento
- Equipos constan con interruptores y freno dinámico
- Versatilidad de equipos.

Las desventajas son:

- Si existe continuo uso, puede sobrecalentarse el motor de accionamiento
- Menor eficiencia que los actuadores eléctricos
- No se ajusta a cambios de carga ni velocidad excesiva.
- Lubricación adecuada de las partes móviles del mecanismo

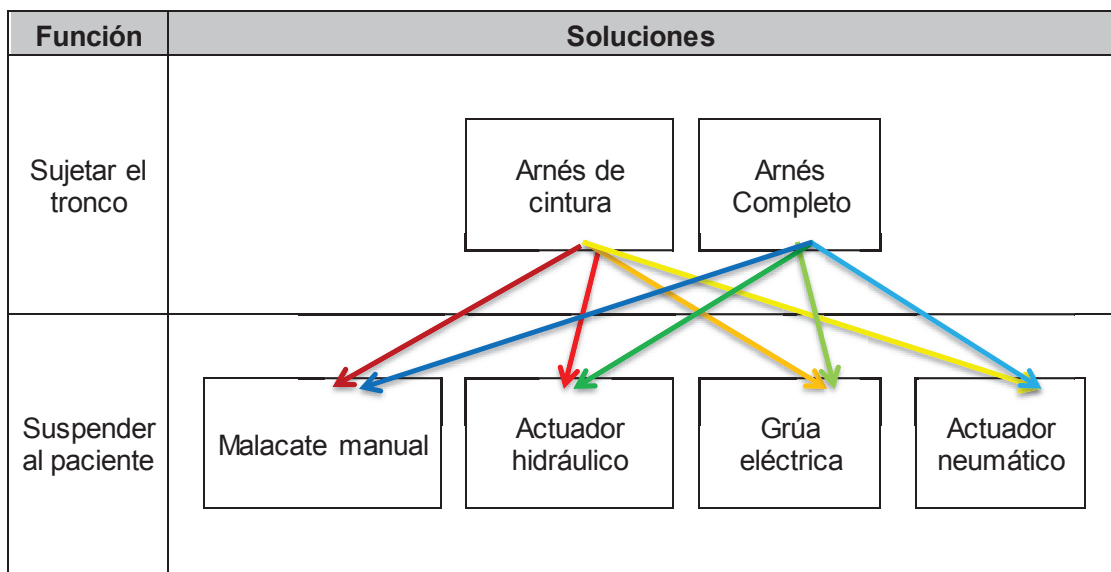
Por medio, de los criterios ponderados se determina la alternativa adecuada para valorar la solución que se adapte al módulo, las cuales, se presentan en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Criterios para el módulo 1.

Criterios		Descripción
Construcción	A	Realización de las piezas de manera sencilla, tanto, en diseño, como en producción.
Fiabilidad	B	Buen funcionamiento de los mecanismos durante su vida útil.
Costos	C	Bajo costo en la adquisición de los mecanismos.
Resistencia	D	Los elementos deben soportar las cargas que se generan en el movimiento del paciente en el equipo.
Ergonomía	E	Adaptable a las dimensiones del cuerpo humano del paciente.
Fácil sujeción	F	Reducción del tiempo de preparación del paciente para utilizar el equipo.
Seguridad	G	Evitar lesiones físicas en el paciente.

(Fuente: Propia)

Tabla 2.3. Soluciones para el módulo 1.



(Fuente: Propia)

- Alternativa 1: Arnés de cintura con malacate manual.
- Alternativa 2: Arnés de cintura con actuador hidráulico.
- Alternativa 3: Arnés de cintura con grúa eléctrica.
- Alternativa 4: Arnés de cintura con actuador neumático.
- Alternativa 5: Arnés completo con malacate manual.
- Alternativa 6: Arnés completo con actuador hidráulico.
- Alternativa 7: Arnés completo con grúa eléctrica.
- Alternativa 8: Arnés completo con actuador neumático.

Tabla 2.4. Evaluación de criterios del módulo 1.

	Construcción	Fiabilidad	Costos	Resistencia	Ergonomía	Fácil sujeción	Seguridad	Suma + 1	Ponderación
Construcción		0	0	0	0	0,5	0	1,5	0,054
Fiabilidad	1		0,5	0,5	1	1	0	5	0,179
Costos	1	0,5		0	0	1	0	3,5	0,125
Resistencia	1	0,5	1		0,5	1	0,5	5,5	0,196
Ergonomía	1	0	1	0,5		1	0	4,5	0,161
Fácil sujeción	0,5	0	0	0	0		0	1,5	0,054
Seguridad	1	1	1	0,5	1	1		6,5	0,232
							Total	28	1,000

(Fuente: Propia)

Seguridad > Resistencia > Fiabilidad > Ergonomía > Costos > Construcción = Fácil Sujeción

Tabla 2.5. Evaluación de alternativas según la construcción.

Construcción	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Alternativa 6	Alternativa 7	Alternativa 8	Suma + 1	Ponder.
Alternativa 1		0	0	0	1	1	1	1	5	0,139
Alternativa 2	1		1	0	1	1	1	1	7	0,194
Alternativa 3	1	0		0	1	1	1	1	6	0,167
Alternativa 4	1	1	1		1	1	1	1	8	0,222
Alternativa 5	0	0	0	0		0	0	0	1	0,028
Alternativa 6	0	0	0	0	1		1	0	3	0,083
Alternativa 7	0	0	0	0	1	0		0	2	0,056
Alternativa 8	0	0	0	0	1	1	1		4	0,111
Total									36	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 4 > Alternativa 2 > Alternativa 3 > Alternativa 1 > Alternativa 8 > Alternativa 6 >
Alternativa 7 > Alternativa 5

Tabla 2.6. Evaluación de alternativas según la fiabilidad.

Fiabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Alternativa 6	Alternativa 7	Alternativa 8	Suma + 1	Ponder.
Alternativa 1		1	0	0,5	0	0	0	0	2,5	0,069
Alternativa 2	0		0	0	0	0	0	0	1	0,028
Alternativa 3	1	1		1	0	0	0	0	4	0,111
Alternativa 4	0,5	1	0		0,5	0,5	0	0	3,5	0,097
Alternativa 5	1	1	1	0,5		1	0	0,5	6	0,167
Alternativa 6	1	1	1	0,5	0		0	0	4,5	0,125
Alternativa 7	1	1	1	1	1	1		1	8	0,222
Alternativa 8	1	1	1	1	0,5	1	0		6,5	0,181
Total									36	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 7 > Alternativa 8 > Alternativa 5 > Alternativa 6 > Alternativa 3 > Alternativa 4 >
 Alternativa 1 > Alternativa 2

Tabla 2.7. Evaluación de alternativas según costos.

Costos	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Alternativa 6	Alternativa 7	Alternativa 8	Suma + 1	Ponder.
Alternativa 1		0	0,5	0	1	1	1	1	5,5	0,153
Alternativa 2	1		1	0,5	1	1	1	1	7,5	0,208
Alternativa 3	0,5	0		0	1	1	1	1	5,5	0,153
Alternativa 4	1	0,5	1		1	1	1	1	7,5	0,208
Alternativa 5	0	0	0	0		0	0,5	0	1,5	0,042
Alternativa 6	0	0	0	0	1		1	0,5	3,5	0,097
Alternativa 7	0	0	0	0	0,5	0		0	1,5	0,042
Alternativa 8	0	0	0	0	1	0,5	1		3,5	0,097
								Total	36	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 2= Alternativa 4 > Alternativa 3= Alternativa 1 > Alternativa 8= Alternativa 6 >
 Alternativa 7= Alternativa 5

Tabla 2.8. Evaluación de alternativas según la resistencia.

Resistencia	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Alternativa 6	Alternativa 7	Alternativa 8	Suma + 1	Ponder.
Alternativa 1		1	0,5	1	0	0	0	0	3,5	0,097
Alternativa 2	0		0	0	0	0	0	0	1	0,028
Alternativa 3	0,5	1		1	0	0	0	0	3,5	0,097
Alternativa 4	0	1	0		0	0	0	0	2	0,056
Alternativa 5	1	1	1	1		1	0,5	1	7,5	0,208
Alternativa 6	1	1	1	1	0		0	0	5	0,139
Alternativa 7	1	1	1	1	0,5	1		1	7,5	0,208
Alternativa 8	1	1	1	1	0	1	0		6	0,167
								Total	36	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 7 = Alternativa 5 > Alternativa 8 > Alternativa 6 > Alternativa 1 = Alternativa 3 >
 Alternativa 4 > Alternativa 2

Tabla 2.9. Evaluación de alternativas según ergonomía.

Ergonomía	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Alternativa 6	Alternativa 7	Alternativa 8	Suma + 1	Ponder.
Alternativa 1		1	0,5	0,5	1	1	1	1	7	0,194
Alternativa 2	0		0	0	1	1	1	1	5	0,139
Alternativa 3	0,5	1		0,5	1	1	1	1	7	0,194
Alternativa 4	0,5	1	0,5		1	1	1	1	7	0,194
Alternativa 5	0	0	0	0		1	0,5	0,5	3	0,083
Alternativa 6	0	0	0	0	0		0	0	1	0,028
Alternativa 7	0	0	0	0	0,5	1		0,5	3	0,083
Alternativa 8	0	0	0	0	0,5	1	0,5		3	0,083
								Total	36	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 1 = Alternativa 3 = Alternativa 4 > Alternativa 2 > Alternativa 5 = Alternativa 7 =
 Alternativa 8 > Alternativa 6

Tabla 2.10. Evaluación de alternativas según la sujeción.

Fácil sujeción	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Alternativa 6	Alternativa 7	Alternativa 8	Suma + 1	Ponder.
Alternativa 1		0	0,5	0	1	1	1	1	5,5	0,153
Alternativa 2	1		0	0,5	1	1	1	1	6,5	0,181
Alternativa 3	0,5	1		0	1	1	1	1	6,5	0,181
Alternativa 4	1	0,5	1		1	1	1	1	7,5	0,208
Alternativa 5	0	0	0	0		0	0,5	0	1,5	0,042
Alternativa 6	0	0	0	0	1		0	0,5	2,5	0,069
Alternativa 7	0	0	0	0	0,5	1		0	2,5	0,069
Alternativa 8	0	0	0	0	1	0,5	1		3,5	0,097
								Total	36	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 4 > Alternativa 2 = Alternativa 3 > Alternativa 1 > Alternativa 8 > Alternativa 6 =
 Alternativa 7 > Alternativa 5

Tabla 2.11. Evaluación de alternativas según la seguridad.

Seguridad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Alternativa 6	Alternativa 7	Alternativa 8	Suma + 1	Ponder.
Alternativa 1		1	0,5	1	0	0	0	0	3,5	0,097
Alternativa 2	0		0	0	0	0	0	0	1	0,028
Alternativa 3	0,5	1		1	0	0	0	0	3,5	0,097
Alternativa 4	0	1	0		0	0	0	0	2	0,056
Alternativa 5	1	1	1	1		1	0,5	1	7,5	0,208
Alternativa 6	1	1	1	1	0		0	0	5	0,139
Alternativa 7	1	1	1	1	0,5	1		1	7,5	0,208
Alternativa 8	1	1	1	1	0	1	0		6	0,167
								Total	36	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 5 = Alternativa 7 > Alternativa 8 > Alternativa 6 > Alternativa 1 = Alternativa 3 >
 Alternativa 4 Alternativa 2

Tabla 2.12. Conclusiones en el módulo 1.

Conclusiones	Construcción	Fiabilidad	Costos	Resistencia	Ergonomía	Fácil sujeción	Seguridad	Suma	Prioridad
Alternativa 1	0,007	0,012	0,019	0,019	0,031	0,008	0,02257	0,120	6
Alternativa 2	0,010	0,005	0,026	0,005	0,022	0,010	0,00645	0,085	8
Alternativa 3	0,009	0,020	0,019	0,019	0,031	0,010	0,02257	0,130	4
Alternativa 4	0,012	0,017	0,026	0,011	0,031	0,011	0,01290	0,122	5
Alternativa 5	0,001	0,030	0,005	0,041	0,013	0,002	0,04836	0,141	2
Alternativa 6	0,004	0,022	0,012	0,027	0,004	0,004	0,03224	0,107	7
Alternativa 7	0,003	0,040	0,005	0,041	0,013	0,004	0,04836	0,154	1
Alternativa 8	0,006	0,032	0,012	0,033	0,013	0,005	0,03869	0,140	3

(Fuente: Propia)

Según el análisis por criterios ponderados la Alternativa 7 “Arnés completo con grúa eléctrica” cumple con los requerimientos para este módulo.

* **Módulo 2. Posicionamiento del paciente en el equipo**

Cuando el paciente se encuentra suspendido se procede a ubicarlo sobre el equipo y de esta manera, regular la altura del mismo hasta que sus piernas se encuentren extendidas y en condición de movimiento de marcha. La estructura debe sostener el peso del paciente y componentes eléctricos adecuados para realizar el posicionamiento.

* **Trasladar al paciente en el equipo**

* **Grúa con brazo giratorio**



Figura 2.10. Grúa con brazo en voladizo.

(Fuente: Propia)

Las ventajas son:

- Manejo de cargas pesadas
- Ahorro de espacio físico para el traslado de cargas
- Fácil de instalación y montaje.
- Permite el desplazamiento angular.
- Fácil mantenimiento
- Es económica

Las desventajas son:

- Requiere espacio.
- Requiere de anclajes.

* **Grúa pórtico**



Figura 2.11. Pórtico grúa de rehabilitación.

(Fuente: Entorno accesible)

Son sistemas que permiten mover al paciente cuando se requiere el traslado longitudinal a lo largo de una viga. Poseen una gran aplicación a nivel industrial debido a la versatilidad de configuración de la altura de elevación.

Las ventajas son:

- Gran capacidad de carga.
- Amplio desplazamiento horizontal.
- Fácil construcción.
- Bajo mantenimiento.
- Instalaciones móviles
- Regulación de la altura de carga.

Las desventajas son:

- Amplio espacio físico.
- No se puede desplazar angularmente.
- Generación de pandeo en las columnas.

* **Evaluación y Solución del módulo 2**

Por medio, de los criterios ponderados se determina la alternativa adecuada para valorar la solución que se adapte al módulo, las cuales, se presentan en la siguiente Tabla 2.13.

Tabla 2.13. Criterios para el módulo 2.

Criterios		Descripción
A	Construcción	Realización de la estructura de la manera sencilla, tanto, en diseño, como en producción.
B	Fiabilidad	Larga vida útil con mantenimientos sencillos y adecuados
C	Costos	Los elementos fabricados y adquiridos deben ser económicos
D	Resistencia mecánica	Soporten los esfuerzos generados por el paciente al realizar el ejercicio
E	Estabilidad	Estabilidad del equipo y del paciente
F	Precisión	Colocar al paciente a una altura adecuada para el ejercicio

(Fuente: Propia)

Tabla 2.14. Soluciones del módulo 2.

Función	Soluciones
Posicionar al paciente en el equipo	<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Grúa con brazo giratorio</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Grúa pórtico</div> </div>

(Fuente: Propia)

- Alternativa 1: Grúa con brazo giratorio.
- Alternativa 2: Grúa pórtico.

Tabla 2.15. Evaluación de criterios del módulo 2.

	Construcción	Fiabilidad	Costos	Resistencia	Estabilidad	Precisión	Suma + 1	Ponder.
Construcción		0	0,5	0	0	0	1,5	0,071
Fiabilidad	1		0,5	0,5	0	0,5	3,5	0,167
Costos	0,5	0,5		0,5	0	1	3,5	0,167
Resistencia	1	0,5	0,5		0,5	1	4,5	0,214
Estabilidad	1	1	1	0,5		1	5,5	0,262
Precisión	1	0,5	0	0	0		2,5	0,119
						Total	21	1,000

(Fuente: Propia)

Estabilidad > Resistencia > Fiabilidad = Costos > Precisión > Construcción

Tabla 2.16. Evaluación de alternativas según la construcción.

Construcción	Alternativa 1	Alternativa 2	Suma + 1	Ponderado
Alternativa 1		1	2	0,666
Alternativa 2	0		1	0,334
			3	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 1 > Alternativa 2

Tabla 2.17. Evaluación de alternativas según la fiabilidad.

Fiabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Suma + 1	Ponderado
Alternativa 1		0	1	0,334
Alternativa 2	1		2	0,666
			3	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 2 > Alternativa 1

Tabla 2.18. Evaluación de alternativas según costos.

Costos	Alternativa 1	Alternativa 2	Suma + 1	Ponderado
Alternativa 1		1	2	0,666
Alternativa 2	0		1	0,334
			3	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 1 > Alternativa 2

Tabla 2.19. Evaluación de alternativas según la resistencia.

Resistencia	Alternativa 1	Alternativa 2	Suma + 1	Ponderado
Alternativa 1		0	1	0,334
Alternativa 2	1		2	0,666
			3	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 2 > Alternativa 1

Tabla 2.20. Evaluación de alternativas según la estabilidad.

Estabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Suma + 1	Ponderado
Alternativa 1		0,5	1,5	0,5
Alternativa 2	0,5		1,5	0,5
			3	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 2= Alternativa 1

Tabla 2.21. Evaluación de alternativas según la precisión.

Precisión	Alternativa 1	Alternativa 2	Suma + 1	Ponderado
Alternativa 1		1	2	0,666
Alternativa 2	0		1	0,334
			3	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 2> Alternativa 1

Tabla 2.22. Conclusiones del módulo 2.

Conclusiones	Construcción	Fiabilidad	Costos	Resistencia	Estabilidad	Precisión	Suma	Prioridad
Alternativa 1	0,666	0,334	0,666	0,334	0,5	0,666	3,16	1
Alternativa 2	0,334	0,666	0,334	0,666	0,5	0,334	2,83	2

(Fuente: Propia)

Según el análisis por criterios ponderados la Alternativa 1 “Grúa con brazo giratorio” es la que mejor cumple con los requerimientos para este módulo.

* **Módulo 3. Reproducción del ciclo de marcha**

Se deben generar los movimientos adecuados en las extremidades inferiores del paciente, de modo que, se realicen las trayectorias apropiadas en las mismas para reproducir el ciclo de marcha normal.

* **Equipo de rehabilitación de banda corredera con asistencia**



Figura 2.12. Exoesqueleto con banda corredera.

(Fuente: Hokoma)

Son equipos antropomórficos que se colocan en las piernas del paciente para realizar el movimiento de marcha. La estabilidad del cuerpo se obtiene sujetándolo a soportes fijos y se mueve sobre una banda transportadora. En el mercado se tiene el equipo TEKVO, el cual se ofrece a un costo de adquisición de 5840 USD.

Las ventajas son:

- Reducción de peso del equipo en las extremidades inferiores
- Movimientos de marcha controlados y apropiados
- Ajusta a la altura del paciente
- Bajo riesgo de lesiones al paciente durante la rehabilitación
- Independencia de tiempo de operación
- Equipos automatizados que evalúan el comportamiento del cuerpo durante la rehabilitación

Las ventajas son:

- Equipo ocupa gran espacio físico de instalación
- Paciente no puede trasladarse
- Movimientos restringidos al plano sagital del cuerpo
- Equipos costosos
- Personal capacitado para la manipulación del equipo

* **Exoesqueleto de extremidades inferiores de desplazamiento libre**



Figura 2.13. Exoesqueleto de libre desplazamiento.

(Fuente: ASME)

Al igual que los equipos con apoyo son equipos antropomórficos que se sujetan a las extremidades inferiores y torso del paciente que permiten pararse y caminar de manera autónoma. Estos equipos de alta tecnología, evalúan constantemente el centro de gravedad y el centro de presión del paciente para mantener el equilibrio y desplazamiento normal; sin embargo, es necesaria la asistencia con muletas.

Las ventajas son:

- Equipos livianos y simples.
- No ocupan espacio físico de instalación.
- Paciente puede desplazarse en la rehabilitación.
- Movimientos de marcha controlados.
- Reducción de posibles lesiones al paciente durante la rehabilitación.
- Equipos automatizados que evalúan la estabilidad del paciente.

Las desventajas son:

- Movimientos restringidos al plano sagital del cuerpo.
- Equipos no versátiles para la altura del paciente.
- Limitante de independencia de tiempo de operación.
- Equipos altamente costosos.

* **Equipo de rehabilitación tipo máquina elíptica**



Figura 2.14. Equipo de rehabilitación tipo máquina elíptica.

(Fuente:Rehab)

Las ventajas son:

- Su tiempo de operación es permanente
- Equipos con costos más accesibles
- Equipos automatizados
- Mantenimiento sencillo

Las desventajas son:

- El equipo ocupa permanentemente un espacio físico.
- El paciente no se puede desplazar en la rehabilitación.
- No se evalúa el comportamiento del cuerpo durante la rehabilitación.

* **Evaluación y Solución del módulo 3**

Por medio, de los criterios ponderados se determina la alternativa adecuada para valorar la solución que se adapte al módulo, las cuales se presentan en la Tabla 2.23.

Tabla 2.23. Criterios para el módulo 3.

Criterios		Descripción
Confiabilidad	A	Realizar los movimientos de las extremidades inferiores.
Fiabilidad	B	Larga vida útil con mantenimientos sencillos y adecuados.
Construcción	C	Realización de los elementos del equipo de manera sencilla tanto en diseño como en producción.
Costo	D	Los elementos fabricados y adquiridos deben ser económicos.
Estética	E	Diseño llamativo que permita a los pacientes interactuar fácilmente con el equipo.
Ergonomía	F	Adaptación del equipo a varias condiciones morfológicas.

(Fuente: Propia)

Tabla 2.24. Soluciones para el módulo 3.

Función	Soluciones		
Generar movimiento de las extremidades inferiores	Exoesqueleto de extremidades inferiores acoplado con banda corredera	Exoesqueleto de extremidades inferiores portátil con guía	Maquina estática de mecanismo elíptico

(Fuente: Propia)

- Alternativa 1: Exoesqueleto de extremidades inferiores acoplado a una banda corredera.
- Alternativa 2: Exoesqueleto de extremidades inferiores portátil con guía.
- Alternativa 3. Máquina estática de mecanismo elíptico.

Tabla 2.25. Evaluación de criterios del módulo 3.

	Confiabilidad	Fiabilidad	Construcción	Costo	Estética	Ergonomía	Suma + 1	Ponderado
Confiabilidad		0,5	1	1	1	0,5	5	0,238
Fiabilidad	0,5		1	1	1	1	5,5	0,262
Construcción	0	0		0,5	0	0	1,5	0,071
Costo	0	0	0,5		1	1	3,5	0,167
Estética	0	0	1	0		0	2	0,095
Ergonomía	0,5	0	1	0	1		3,5	0,167
						Total	21	1,000

(Fuente: Propia)

Fiabilidad > Confiabilidad > Ergonomía = Costo > Estética > Construcción

Tabla 2.26. Evaluación de alternativas según la confiabilidad.

Confiabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Suma + 1	Ponderado
Alternativa 1		0,5	0,5	2	0,333
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,417
Alternativa 3	0,5	0		1,5	0,250
			Total	6	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 2 > Alternativa 1 > Alternativa 3

Tabla 2.27. Evaluación de alternativas según la fiabilidad.

Fiabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Suma + 1	Ponderado
Alternativa 1		0,5	0,5	2	0,333
Alternativa 2	0,5		0	1,5	0,250
Alternativa 3	0,5	1		2,5	0,417
			Total	6	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 3 > Alternativa 1 > Alternativa 2

Tabla 2.28. Evaluación de alternativas según la construcción.

Construcción	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Suma + 1	Ponderado
Alternativa 1		0,5	0	1,5	0,250
Alternativa 2	0,5		0	1,5	0,250
Alternativa 3	1	1		3	0,500
			Total	6	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 3 > Alternativa 1= Alternativa 2

Tabla 2.29. Evaluación de alternativas según costos.

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Suma + 1	Ponderado
Alternativa 1		0	0	1	0,167
Alternativa 2	1		0	2	0,333
Alternativa 3	1	1		3	0,500
			Total	6	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 3 > Alternativa 2 > Alternativa 1

Tabla 2.30. Evaluación de alternativas según la estética.

Estética	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Suma + 1	Ponderado
Alternativa 1		0	0,5	1,5	0,250
Alternativa 2	1		1	3	0,500
Alternativa 3	0,5	0		1,5	0,250
			Total	6	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 2 > Alternativa 3= Alternativa 1

Tabla 2.31. Evaluación de alternativas según la ergonomía.

Ergonomía	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Suma + 1	Ponderado
Alternativa 1		0,5	0,5	2	0,333
Alternativa 2	0,5		0	1,5	0,250
Alternativa 3	0,5	1		2,5	0,417
			Total	6	1,000

(Fuente: Propia)

Alternativa 3 > Alternativa 1 > Alternativa 2

Tabla 2.32. Conclusiones del módulo 3.

Conclusiones	Confiabilidad	Fiabilidad	Construcción	Costo	Estética	Ergonomía	Suma	Prioridad
Alternativa 1	0,079	0,087	0,018	0,028	0,018	0,056	0,286	3
Alternativa 2	0,099	0,065	0,018	0,056	0,036	0,042	0,315	2
Alternativa 3	0,060	0,109	0,036	0,083	0,018	0,069	0,375	1

(Fuente: Propia)

Según el análisis por criterios ponderados la Alternativa 3 “Máquina estática de mecanismo elíptico.” es la que más cumple con los requerimientos para este módulo.

*** Solución Final**

Con las soluciones parciales obtenidas en el análisis de los módulos considerados se determina La solución final que se muestra en la Tabla 2.33.

Tabla 2.33. Solución final.

Función	Solución
Sujetar el tronco	Arnés completo
Suspender al paciente	Grúa eléctrica
Posicionar al paciente en el equipo	Grúa con brazo giratorio
Generar movimientos de las extremidades inferiores	Máquina estática de mecanismo elíptico

(Fuente: Propia)

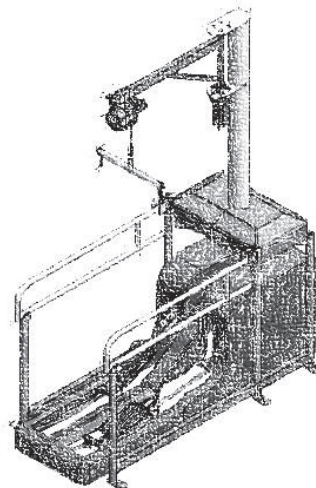


Figura 2.15. Esquema de la solución final

(Fuente: Propia)

2.2. Diseño mecánico

2.2.1. Introducción

En esta sección se detalla el análisis de todos los elementos involucrados en el equipo, así como los criterios empleados para así asegurar su funcionalidad y confiabilidad.

2.2.2. Consideraciones para el diseño mecánico

Se ha determinado las diferentes configuraciones de equipos de rehabilitación para extremidades inferiores desarrollados en los últimos años tanto comerciales, así como prototipos.

Por medio de estudios de antropometría se han determinado medidas del cuerpo humano de las personas, lo cual permitirá dimensionar el equipo para nuestro entorno, además de obtener las características de funcionamiento, seguridad y ergonomía.

Debido a la disponibilidad del espacio físico de las instalaciones del centro de rehabilitación se ha considerado que el equipo de rehabilitación debe ser estático.

2.2.3. Dimensionamiento del mecanismo rotacional de la máquina elíptica

*** Consideraciones**

Según la norma técnica ecuatoriana NTE INEN –ISO 7250: Definiciones de las medidas básicas del cuerpo humano para el diseño tecnológico se han realizado estudios de evaluación de medidas antropométricas en la provincia de Tungurahua-Ecuador en el año 2014, la cual, ha permitido obtener medidas del cuerpo humano en un sector de nuestra población; para el equipo se han considerado las siguientes:

Masa máxima corporal:	90 kg
Estatura máxima:	1720 mm
Anchura Máxima de caderas:	404 mm
Anchura Máxima entre pies:	350 mm
Anchura Máxima del pie:	100 mm
Longitud Máxima del pie:	300 mm

El hospital Madonna¹ en Nebraska, Estados Unidos en su equipo de rehabilitación elíptico ICARE recomienda un rango de velocidad de rotación para la rehabilitación de 25 a 65 rpm.

El equipo permite realizar la rehabilitación de la marcha en el paciente, en casos, donde no requiera ningún tipo sujeción adicional al cuerpo.

¹ Centro de rehabilitación médica y física especializado en lesiones cerebrales complejas.

El mecanismo tendrá la capacidad de mover las extremidades inferiores de una persona de 90 kg y el peso propio del mecanismo de rehabilitación; por tanto, se diseña para un peso de 1000 N.

El mecanismo realiza movimientos periódicos y repetitivos para simular la marcha de caminata de las extremidades inferiores; por tanto para el estudio del movimiento rotacional se esquematiza un mecanismo de cuatro eslabones: manivela- biela acopladora-guía-corredera para una extremidad como se muestra en la Figura 2.16

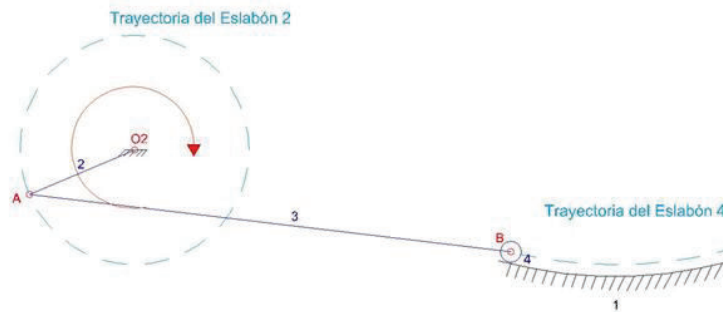


Figura 2.16. Mecanismo de cuatro eslabones.

(Fuente: Propia)

Donde:

- Eslabón 1: Guía
- Eslabón 2: Manivela
- Eslabón 3: Biela Acopladora
- Eslabón 4: Corredera

Para una persona de 1,70 m de estatura se tiene la curva de la trayectoria del talón del pie² durante el ciclo normal de caminata como se muestra en la Figura 2.17 y presenta las siguientes medidas:

- Largo de la zancada: 510 mm
- Alto de la zancada: 40 mm

² (Liang & Chuang, 2015)

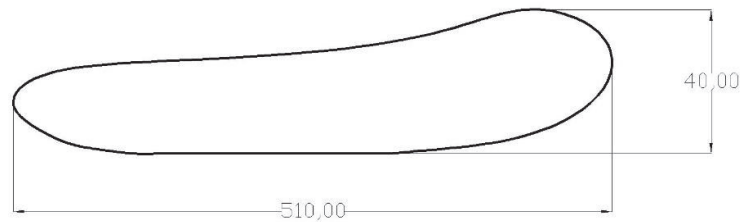


Figura 2.17. Curva de trayectoria del talón.
(Fuente: Liang & Chuang)

*** Dimensionamiento de los eslabones del mecanismo**

Las medidas de los eslabones permiten obtener las dimensiones de la zancada de una persona normal, como se muestra en la Figura 2.18.

La manivela del mecanismo se considera un elemento de 250 mm de largo, la biela acopladora como un elemento de 1050 mm de longitud.

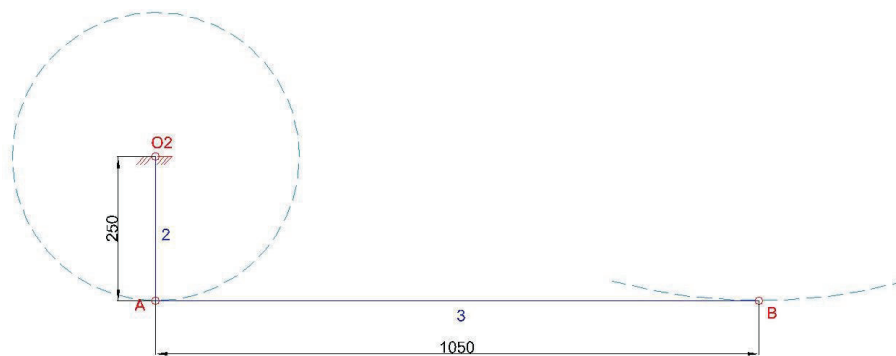


Figura 2.18. Dimensiones de los eslabones manivela y biela acopladora.
(Fuente: Propia)

Los eslabones guía y corredera tienen la geometría adecuada para garantizar la trayectoria. La corredera se representa como un eslabón circular y la guía es el arco de circunferencia de radio de 980 mm entre los radios a 32° del ángulo central y se determinan las siguientes medidas:

Longitud del Arco:	547,4 mm
Longitud de la Cuerda:	540,3 mm
Longitud de la Flecha:	38 mm

El centro de gravedad del paciente se ubica a 250 mm respecto a la articulación B del eslabón 3 del mecanismo; en este punto, se considera la aplicación de la carga del peso del paciente en dirección vertical durante todo el ciclo del movimiento, como se presenta en la Figura 2.19.

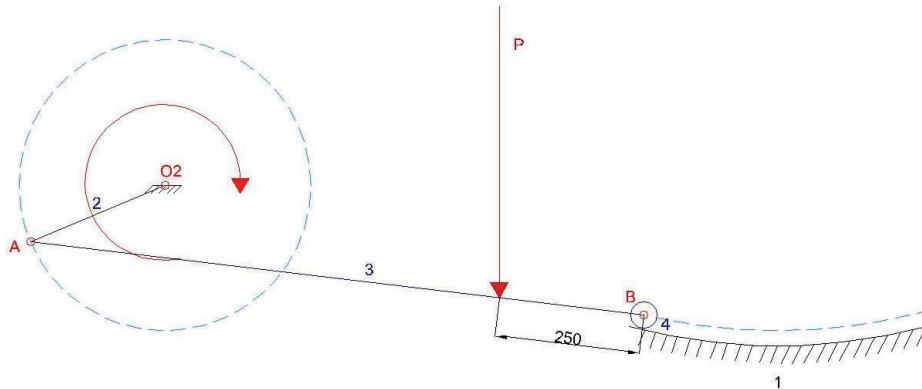


Figura 2.19. Posición del peso en la biela acopladora.

(Fuente: Propia)

*** Análisis cinemático y dinámico**

Se realiza el análisis gráfico de fuerzas estáticas en el mecanismo, por medio, de diagramas de cuerpo libre en cada uno de los eslabones. Se determina un triángulo de fuerzas del eslabón, para que, la sumatoria vectorial sea equivalente a cero. Se considera la mitad del peso de 500 N.

Se realiza el análisis gráfico de fuerzas dinámicas del mecanismo empleando el principio de superposición, para lo cual, se determina la aceleración de las articulaciones A y B, y la aceleración angular de los eslabones para las velocidades angulares de diseño de 25 y 65 rpm. Se obtiene los valores de masa y momento de inercia de cada eslabón, a partir, del modelo solución de los módulos previos desarrollados en Inventor Autodesk 2016, estos son:

Tabla 2.34. Valores de momento de inercia y masa.

Eslabón	Momento de Inercia respecto al Centro de Gravedad	Masa
	I_g kg.mm ²	m kg
2	4000	1
3	250000	3

(Fuente: Propia)

En la Figura 2.20 se observa la posición del mecanismo de cuatro eslabones, en la cual, se produce el mayor torque rotacional en el mecanismo considerando la velocidad angular de 65 rpm.

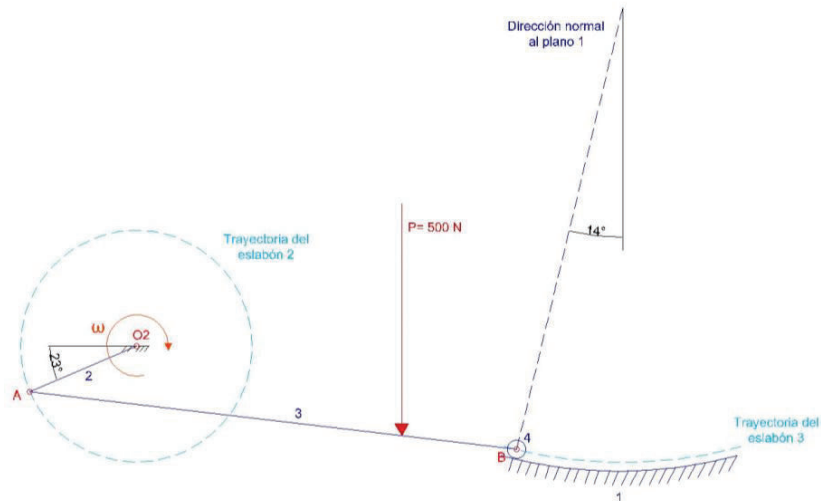


Figura 2.20. Mecanismo en posición de mayor torque rotacional.
(Fuente: Propia)

En el mecanismo se determina del análisis gráfico el triángulo de velocidades como se muestra en la Figura 2.21 y el triángulo de aceleraciones en la Figura 2.22. Los análisis se muestran en el Anexo III.

* **Análisis de velocidades**

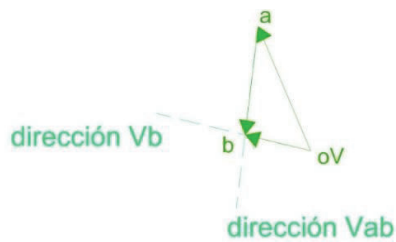


Figura 2.21. Triángulo de velocidades.
(Fuente: Propia)

Se calcula la velocidad de la articulación en A como:

$$V_A = \omega \cdot R$$

2.1

$$V_A = 65 \text{ rpm} * \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}}\right) * 250 \text{ mm}$$

$$V_A = 1701,7 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Con el triángulo de velocidades se tiene que

$$V_B = V_A + V_{BA}$$

2.2

Donde:

V_A : velocidad de A

V_{BA} : velocidad de BA

V_B : velocidad de B

Por tanto, con la Figura 2.21 se determina que:

$$V_B = 851,33 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 0,85 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{BA} = 1311,103 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 1,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

*** Análisis de aceleraciones**

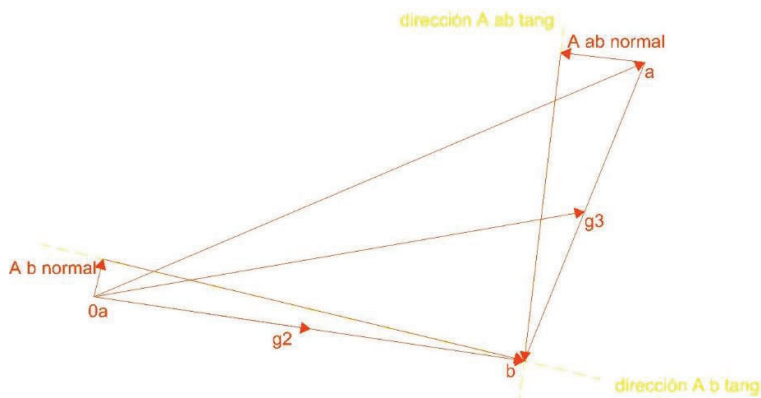


Figura 2.22. Polígono de aceleraciones.

(Fuente: Propia)

Como se representa en la Figura 2.22 en el polígono de aceleraciones se obtiene que:

$$a_B = a_A + a_{BA} \quad 2.3$$

Se toman, tanto, la componente normal, como, la tangencial y se determinada de esta manera:

$$a_B = a_B^n + a_B^t \quad 2.4$$

Donde:

a: aceleración.

a^n : aceleración normal.

a^t : aceleración tangencial.

Considerando las componentes normal y tangencial de cada aceleración como la ecuación 2.4 aplicada a la ecuación 2.3 se obtiene:

$$a_B^n + a_B^t = a_A^n + a_A^t + a_{BA}^n + a_{BA}^t \quad 2.5$$

Debido a que la velocidad angular del eslabón 2 es constante, la aceleración tangencial en A es cero, se tiene la ecuación 2.5 como:

$$a_B^n + a_B^t = a_A^n + a_{BA}^n + a_{BA}^t$$

La aceleración angular normal se calcula con las ecuaciones 2.6 y 2.7:

$$a^n = \omega^2 \cdot d$$

2.6

Donde:

ω : velocidad angular en rad/s.

d: distancia desde el punto al radio de curvatura en mm.

De igual forma, la velocidad relativa la aceleración angular normal es:

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{BA}$$

2.7

Donde:

V_{BA} : velocidad relativa de B respecto a A en mm/s.

\overline{BA} : distancia desde el punto B al punto A en mm.

Por tanto, las aceleraciones normales en los puntos A y B son:

$$a_A^n = \omega^2 \cdot \overline{AO_2}$$

$$\overline{AO_2} = 250 \text{ mm}$$

$$a_A^n = \left(65 \cdot \frac{2\pi}{60}\right)^2 * 250 \text{ mm}$$

$$a_A^n = 11583,1 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$

dirección a O_2

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{\overline{BA}}$$

$$\overline{BA} = 1050 \text{ mm}$$

$$a_{BA}^n = \frac{\left(1311,1 \frac{\text{mm}}{\text{s}}\right)^2}{1050 \text{ mm}}$$

$$a_{BA}^n = 1637,13 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$

dirección de B a A

$$a_B^n = \frac{V_B^2}{R}$$

$$R = 980 \text{ mm}$$

$$a_B^n = \frac{\left(851,33 \frac{\text{mm}}{\text{s}}\right)^2}{980 \text{ mm}}$$

$$a_B^n = 739,6 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$

dirección normal al plano en B

Del análisis gráfico de la Figura 2.22 se obtienen las aceleraciones del centro de gravedad de los eslabones 2 y 3 como:

$$a_{g2} = 4209,4 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$

$$a_{g3} = 9635,51 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$

Donde:

a_{g2} : aceleración del centro de gravedad del eslabón 2.

a_{g3} : aceleración del centro de gravedad del eslabón 3.

La aceleración angular del eslabón 3 α_3 se determina como:

$$\alpha_3 = \frac{a_{BA}^t}{BA}$$

2.8

Donde:

α_3 : aceleración angular en rad^2/s .

BA: distancia del punto B hacia A en mm.

$$a_{BA}^t = 6002,9 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$

$$\alpha_3 = \frac{6002,9 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}}{1050 \text{ mm}}$$

$$\alpha_3 = 5,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

sentido horario

* **Análisis de Fuerzas estáticas**

En la Figura 2.23 se muestra el triángulo de fuerzas en equilibrio estático para el eslabón 3 con sus respectivas direcciones, de igual manera, para el eslabón 2 se muestran las fuerzas y sus direcciones. Los análisis se muestran en el Anexo III.

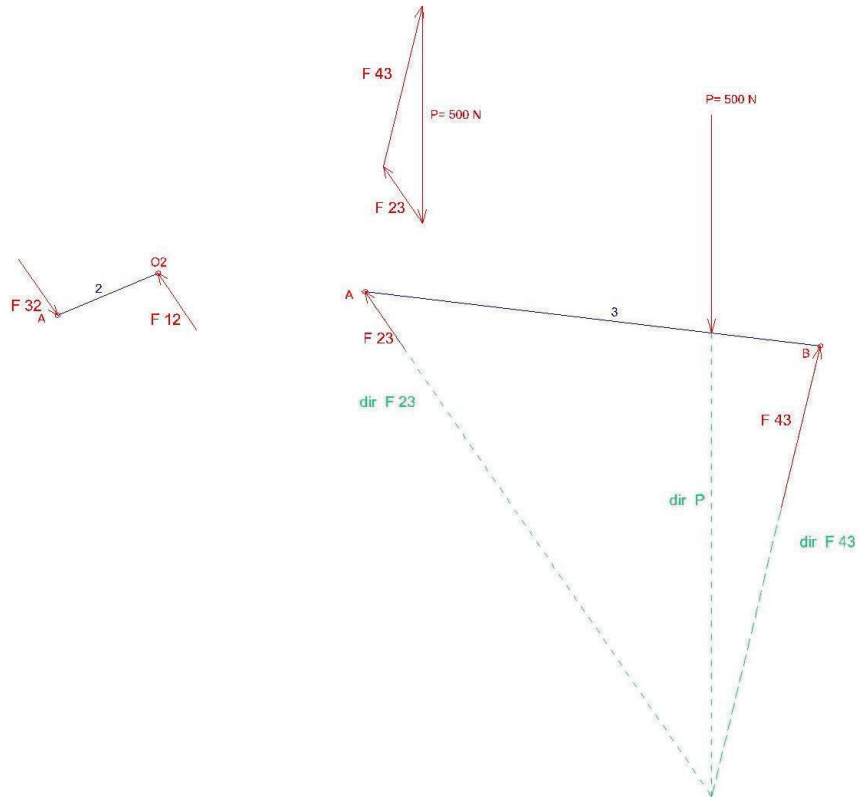


Figura 2.23. Diagrama de fuerzas estáticas de los eslabones.
(Fuente: Propia)

En el eslabón 3 se considera que las fuerzas son coplanares y concurrentes en un punto en común, por tanto, cumplen con la ecuación 2.9 de las fuerzas vectoriales de equilibrio.

$$\sum F = 0$$

2.9

$$F_{43} + F_{23} + P = 0$$

Dónde:

F_{23} : fuerza que ejerce el eslabón 2 sobre el eslabón 3.

F_{43} : fuerza que ejerce el eslabón 4 sobre el eslabón 3.

P : fuerza que ejerce el peso medio del paciente.

Por tanto, las magnitudes de las fuerzas en las articulaciones del eslabón 3 son:

$$F_{23} = 157,3 \text{ N}$$

$$F_{43} = 380,9 \text{ N}$$

El eslabón 2 no tiene carga externa, por lo cual, es un miembro sometido a dos fuerzas de igual magnitud y opuestas en cada articulación del eslabón. Se genera un torque en la articulación O_2 .

Se determina el equilibrio de fuerzas con la ecuación 2.9 en el eslabón 2 como:

$$F_{32} + F_{12} = 0$$

Dónde:

F_{32} : fuerza que ejerce el eslabón 3 sobre el eslabón 2.

F_{12} : fuerza que ejerce el eslabón 1 sobre el eslabón 2.

Por tanto, las magnitudes de las fuerzas en las articulaciones del eslabón 2 son:

$$F_{32} = 157,3 \text{ N}$$

$$F_{12} = 157,2 \text{ N}$$

La magnitud del brazo de momento que genera el torque en O_2 respecto a la fuerza F_{12} es:

$$b = 245 \text{ mm}$$

Dónde:

b: brazo de momento del eslabón 2.

Por tanto, el torque en O_2 se calcula con la ecuación:

$$T_{O_2} = F_{12} \cdot b$$

2.10

Reemplazando:

$$T_{O_2} = 157,28 \text{ N} * 245 \text{ mm}$$

$$T_{O_2} = 38,54 \text{ N.m}$$

* **Análisis de Fuerzas dinámicas**

La aceleración lineal y angular en un elemento generan momentos de torsión de inercia y fuerzas de inercia ficticia que se pueden determinar a partir de las ecuaciones 2.11 y 2.12:

$$\sum F - m \cdot a_g = 0$$

2.11

$$\sum M_G - I \cdot \alpha = 0$$

2.12

Donde:

- $I \cdot \alpha$: momento de torsión de inercia.
 $m \cdot a_g$: fuerza de inercia ficticia.
 a_g : aceleración lineal respecto al centro de gravedad.
 M_G : momento respecto al centro de gravedad.
 I : momento de inercia del eslabón respecto al centro de gravedad.
 α : aceleración angular del eslabón.

Para utilizar el método gráfico de triángulo de fuerzas en equilibrio se determina la distancia que provoca el momento de torsión de inercia debido a la fuerza de inercia ficticia y se determina con la ecuación 2.13.

$$h = \frac{I \cdot \alpha}{m \cdot a_g}$$

2.13

Donde:

- h : distancia de generación de momento de torsión de inercia

Debido a que las fuerzas son coplanares y concurrentes, en la distancia h el eslabón se encuentra en equilibrio tanto las fuerzas externas, así como, la fuerza de inercia ficticia.

Para el eslabón 3 se calcula el momento de torsión de inercia ficticio y la fuerza de inercia ficticia con las ecuaciones 2.11 y 2.12, respectivamente:

$$I_{g3} \cdot \alpha_3$$
$$I_{g3} \cdot \alpha_3 = 250000 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 * 5,72 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$
$$I_{g3} \cdot \alpha_3 = 1429250 * 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$m_3 \cdot a_{g3}$$
$$m_3 \cdot a_{g3} = 3 \text{ kg} \cdot \left(9635,51 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \right)$$
$$m_3 \cdot a_{g3} = 28906,5 * 10^{-3} \text{ N}$$

Por tanto, la distancia de generación de de torsión de inercia es:

$$h = \frac{1429250 * 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{mm}}{28906,5 * 10^{-3} \text{ N}}$$
$$h = 49,5 \text{ mm}$$

Se realizan los cálculos para el eslabón 2 y se tiene:

$$I_{g2} \cdot \alpha_2 = 0$$

$$m_2 \cdot a_{g2} = 1 \text{ kg} * 4209,4 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$
$$m_2 \cdot a_{g2} = 4209,4 * 10^{-3} \text{ N}$$

Con lo cual, la distancia de generación de de torsión de inercia es nula como:

$$h = 0$$

Debido a que las fuerzas se consideran como sistemas lineales se aplica el principio de superposición en el método gráfico para sumar cada uno de los efectos que provocan las fuerzas en las articulaciones de los eslabones 2 y 3. El análisis estático estudiado anteriormente es un efecto más que se debe añadir al polígono de fuerzas del análisis dinámico. El método gráfico se observa en el anexo III.

Por tanto, las magnitudes de las fuerzas en las articulaciones del eslabón 3 son:

$$F_{23} = 146,6 \text{ N}$$

$$F_{43} = 383,5 \text{ N}$$

Las magnitudes de las fuerzas en las articulaciones del eslabón 2 son:

$$F_{32} = 146,6 \text{ N}$$

$$F_{12} = 144,2 \text{ N}$$

En esta posición la magnitud del brazo de momento que genera el torque en O_2 respecto a la fuerza F_{12} es:

$$b = 249,74 \text{ mm}$$

Por tanto, el torque en O_2 se calcula con la ecuación 2.10 y es:

$$T_{O_2} = 146,6 \text{ N} * 249,74 \text{ mm}$$

$$T_{O_2} = 36,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

De similar manera se realiza el análisis estático y dinámico considerando la velocidad angular de 25 rpm para calcular las velocidades, aceleraciones, fuerzas estáticas y dinámicas en el mecanismo. Los esquemas de los análisis se muestran en el Anexo III.

Los resultados obtenidos se resumen en la Tabla 2.35 como:

Tabla 2.35. Resultados del análisis estático y dinámico.

Eslabón	Identificación	Fuerzas Estáticas N	Fuerzas Dinámicas N	
			Velocidad angular rpm	
			25	65
3	23	157	156	147
	43	381	381	384
2	32	157	156	147
	12	157	155	144

(Fuente: Propia)

*** Análisis estático de fuerzas máximas y mínimas en el mecanismo**

Se consideran determinadas posiciones durante la rotación del mecanismo para hallar las magnitudes de fuerza y torque, tanto, máximas como mínimas en cada articulación empleando el método gráfico. Las direcciones de las fuerzas en los eslabones se presentan en los esquemas del Anexo III.

De los diagramas considerados se obtienen las fuerzas que se muestran en la Tabla 2.36:

Tabla 2.36. Fuerzas obtenidas en articulaciones.

Articulación	Fuerza N		
	Identificación	Máxima	Mínima
O2	F ₁₂	183	109
A	F ₃₂	183	109
B	F ₄₃	414	353

(Fuente: Propia)

De similar manera se obtiene el torque en la articulación O2 como se muestra en la Tabla 2.37.

Tabla 2.37. Torque en la articulación O2.

Articulación	Torque N.m	
	Máximo	Mínimo
O2	39	34

(Fuente: Propia)

* Cálculos del sistema motriz

Se determina la relación de transmisión considerando la velocidad tangencial constante según la ecuación 2.14 como:

$$i = \frac{\omega_D}{\omega_d} = \frac{d}{D}$$

2.14

Donde:

- i: Relación de transmisión.
- D: Diámetro de la polea impulsada en mm.
- d: Diámetro de la polea impulsora en mm.
- ω_D : Velocidad angular de la polea impulsada en rad/s.
- ω_d : Velocidad angular de la polea impulsora en rad/s.

La velocidad angular de diseño para la polea impulsada es de 65 rpm y la velocidad angular de la polea impulsora es 65 rpm. Reemplazando valores se tiene que la relación de transmisión es:

$$i = \frac{65 \text{ rpm}}{65 \text{ rpm}}$$

$$i = 1$$

Esta relación de transmisión se cumple de similar manera para la velocidad angular de 25 rpm en la polea impulsada, por lo cual, la velocidad angular en la polea impulsora es de 25 rpm.

Como se presenta en la Tabla 2.37 las manivelas generan un torque de 38,5 N.m; por tanto, se sobredimensiona al valor de 40 N.m para efectos de cálculos. Las manivelas se

localizan en los extremos de un eje y se considera el elemento de transmisión de potencia en el centro del mismo. En la Figura 2.24 se muestra el diagrama de torsión del eje.

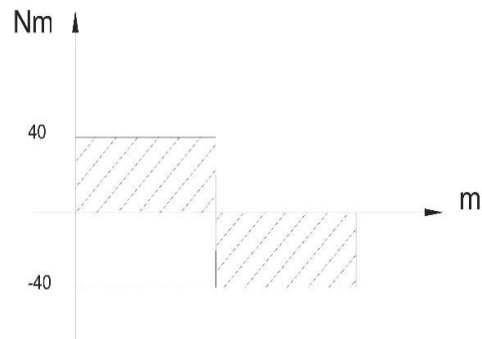


Figura 2.24. Diagrama de torsión.

(Fuente Propia)

Por tanto:

$$\sum T = 0$$

2.15

$$T_1 - T_d + T_2 = 0$$

Donde:

T_1 : torque generado en la manivela 1 en N.m.

T_2 : torque generado en la manivela 2 en N.m.

T_d : torque generado en el elemento impulsado en N.m.

Reemplazando los valores se tiene:

$$T_d = 40 + 40$$

$$T_d = 80 \text{ N.m}$$

Se obtendrá el torque necesario en la patea impulsora con la ecuación 2.16:

$$T_D = T_d \cdot i$$

2.16

Donde:

D: es el subíndice del elemento impulsor.

d: es el subíndice del elemento impulsado.

Con el torque del elemento impulsado de 80 N.m y la relación de transmisión equivalente a 1 se calcula con la ecuación 4.16 y se tiene el torque impulsor de:

$$T_D = 80 \text{ N.m} * 1$$

$$T_D = 80 \text{ N.m}$$

* **Cálculo de la potencia nominal del motor**

Se determina la potencia con la ecuación 2.17:

$$H = T \cdot \omega$$

2.17

Donde:

H: potencia en hp.

T: torque de giro en N.m

ω : velocidad angular en rad/s.

Entonces, se calcula la potencia nominal del motor con el uso de la ecuación 2.17 como:

$$H_{nom} = T_D \cdot \omega_D$$
$$H_{nom} = 80 \text{ N.m} * \left(65 * \frac{2\pi}{60}\right) \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$H_{nom} = 544,54 \text{ W}$$

$$H_{nom} = 0,74 \text{ hp}$$

* **Selección del motor reductor**

Utilizando la información de la potencia que requiere el mecanismo de 0,74 hp para mover el eje, se selecciona un motor que cumpla con este requerimiento.

Estudiando catálogos de fabricantes de motores se optó por la empresa MARATHON y se selecciona un motor con valor de potencia de 0,75 hp.

El equipo escogido es un motor reductor helicoidal, trabaja con una velocidad nominal de 76 RPM, utiliza corriente alterna que trabaja a 120 V, con un factor de servicio de 2.1, un peso de 26 kg como se indica en la Figura 2.25.



Figura 2.25. Motor reductor helicoidal.

(Fuente: MARATHON)

* **Selección de la transmisión de potencia**

Para la transmisión se seleccionan bandas y poleas; a través, del procedimiento de cálculo señalado por OPTIBELT estableciendo el parámetro de factor de carga c_2 de la Figura 2.26; por tanto, se escoge el factor de 1,1 tomando en cuenta el funcionamiento diario cercano a 8 horas.

Ejemplos de máquinas de trabajo	Ejemplos de máquinas motrices					
	Factor de carga c_2 para funcionamiento diario (horas)			Factor de carga c_2 para funcionamiento diario (horas)		
	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16
Transmisiones ligeras Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (para material ligero), ventiladores y bombas hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3

Figura 2.26. Factor de carga.

(Fuente: Optibelt)

Se obtiene la potencia calculada mediante la ecuación 2.18 como:

$$P_c = P * c_2$$

2.18

Donde:

P_c : potencia calculada en kW.

P : potencia considerada de 0,75 hp o 0,55 kW.

Por tanto:

$$P_c = 0,55 * 1,1$$

$$P_c = 0,61 \text{ kW}$$

Mediante la Figura 2.27 se determina un perfil de la banda considerando la potencia calculada y la velocidad de rotación de la polea impulsora, con lo cual, se escoge una banda tipo 3V/9N.

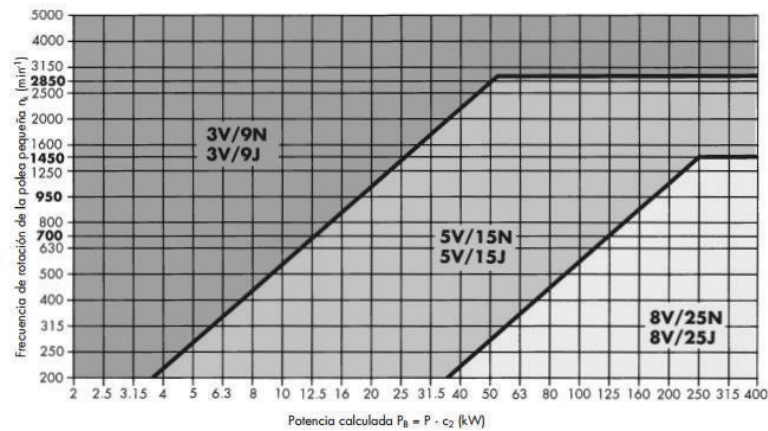


Figura 2.27. Bandas trapeziales estrechas OPTIBELT SK.

(Fuente: Optibelt)

Se determina la longitud total de la banda mediante la ecuación 2.19 como:

$$L_{dth} = 2 \cdot a + 1,57 \cdot (d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p1} - d_{p2})^2}{4}$$

2.19

Donde:

L_{dth} : Longitud total de la banda en mm.

a : distancia de separación entre ejes de 300 mm.

d_{p1} : diámetro de la polea impulsora de 80 mm.

d_{p2} : diámetro de la polea impulsada de 80 mm.

Se tiene que:

$$L_{dth} = 2 * 300 + 1,57 * (80 + 80) + \frac{(80 - 80)^2}{4}$$

$$L_{dth} = 600 + 1,57 * 160$$

$$L_{dth} = 851 \text{ mm}$$

Mediante la ecuación 2.20 se determina el ángulo de contacto con la Figura 2.28 para obtener el factor de ángulo c_1 .

$$\frac{d_{p1} - d_{p2}}{a}$$

2.20

Por tanto, se tiene que:

$$\frac{80 - 80}{300} = 0$$

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta =$	c_1
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99

Figura 2.28. Factor de ángulo de contacto.

(Fuente: Optibelt)

Se establece que el ángulo de contacto es 180°; por tanto, el factor de ángulo es equivalente a 1.

El factor de desarrollo c_3 debido a la flexión de la banda se obtiene considerando el desarrollo exterior de la misma de la Figura 2.29; de esta manera, se selecciona un factor de 0,88 para una banda tipo 3V 335.

Perfil 3V/9N, 3VX/9NX 3V/9J, 3VX/9JX			Perfil 5V/15N, 5VX/15NX 5V/15J, 5VX/15JX		
Denominación de la correa	Desarrollo exterior (mm)	c_3	Denominación de la correa	Desarrollo exterior (mm)	c_3
3V 265	673	0,84	5V 500	1270	0,84
3V 280	711	0,85	5V 530	1346	0,85
3V 300	762	0,86	5V 560	1422	0,85
3V 315	800	0,87	5V 600	1524	0,87
3V 335	851	0,88	5V 630	1600	0,87
3V 355	902	0,90	5V 670	1702	0,88
3V 375	952	0,91	5V 710	1803	0,89
3V 400	1016	0,92	5V 750	1905	0,90
3V 425	1079	0,93	5V 800	2032	0,91

Figura 2.29. Factor de desarrollo según el perfil.

(Fuente: Optibelt)

En la Figura 2.30 se determina la potencia nominal para una correa trapezoidal considerando el diámetro y la velocidad de rotación de la polea impulsora; por tanto, interpolando entre los valores de la tabla se obtiene la potencia nominal de 0,16 kW.

Poleas v (m/s)	n_c (min^{-1})	Diámetro de referencia de la polea pequeña d_{a1} (mm)														
		63	71	80	85	90	95	100	112	125	132	140	150	160	180	200
700	0.50	0.68	0.88	1.00	1.11	1.22	1.33	1.60	1.88	2.03	2.20	2.42	2.63	3.05	3.47	
950	0.63	0.87	1.14	1.29	1.44	1.59	1.74	2.08	2.46	2.66	2.89	3.17	3.45	4.00	4.54	
1450	0.87	1.23	1.62	1.84	2.06	2.27	2.49	3.00	3.54	3.83	4.16	4.56	4.96	5.75	6.51	
2850	1.38	2.03	2.74	3.13	3.52	3.90	4.27	5.15	6.07	6.55	7.08	7.72	8.34	9.50	10.55	
100	0.10	0.13	0.16	0.18	0.20	0.22	0.24	0.28	0.33	0.35	0.38	0.42	0.45	0.52	0.59	
200	0.18	0.24	0.30	0.34	0.37	0.41	0.44	0.52	0.61	0.66	0.71	0.78	0.85	0.98	1.12	
300	0.25	0.33	0.43	0.48	0.53	0.58	0.63	0.75	0.88	0.95	1.03	1.13	1.23	1.42	1.62	
400	0.32	0.43	0.55	0.62	0.68	0.75	0.81	0.97	1.14	1.23	1.34	1.47	1.59	1.85	2.10	
500	0.38	0.51	0.66	0.75	0.83	0.91	0.99	1.19	1.39	1.51	1.63	1.79	1.95	2.26	2.57	
600	0.44	0.60	0.78	0.87	0.97	1.07	1.16	1.39	1.64	1.77	1.92	2.11	2.29	2.66	3.02	
700	0.50	0.68	0.88	1.00	1.11	1.22	1.33	1.60	1.88	2.03	2.20	2.42	2.63	3.05	3.47	
800	0.55	0.76	0.99	1.12	1.24	1.37	1.50	1.79	2.12	2.29	2.48	2.72	2.96	3.44	3.91	
900	0.61	0.84	1.09	1.24	1.38	1.52	1.66	1.99	2.35	2.54	2.75	3.02	3.29	3.81	4.33	
1000	0.66	0.91	1.19	1.35	1.51	1.66	1.81	2.18	2.57	2.78	3.02	3.31	3.61	4.18	4.75	

Figura 2.30. Potencia nominal de perfiles de bandas.

(Fuente: Optibelt)

Se calcula el número de canales para el perfil 3V con la ecuación 2.21 como:

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_N \cdot c_1 \cdot c_3}$$

2.21

Donde:

z: número de canales en la banda

P_N: potencia nominal de 0,16 kW.

Por tanto:

$$z = \frac{0,55 * 1,1}{0,16 * 1,0 * 0,88}$$

$$z = 4$$

Se determinan las fuerzas que se generan en los extremos de la banda como se observan en la Figura 2.31.

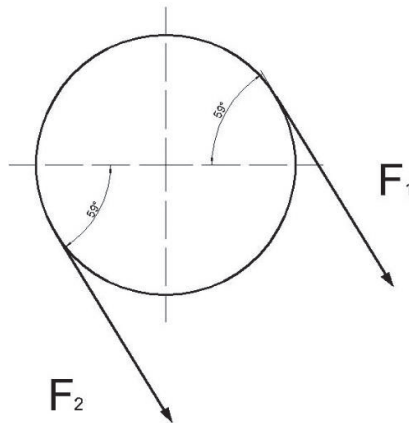


Figura 2.31. Direcciones de las fuerzas en la banda.

(Fuente: Propia)

Mediante la ecuación 2.22 se establece la fuerza o tensión centrífuga:

$$F_C = K_c * \left(\frac{V}{1000} \right)^2$$

2.22

Donde:

K_c : factor dependiente del tipo de banda.

V: velocidad tangencial de la banda en pie/min.

$$F_c = 0,425 * \left(\frac{107}{1000}\right)^2$$

$$F_c = 0,011 \text{ lbf}$$

$$F_c = 0,048 \text{ N}$$

La potencia que se transmite por banda se basa en la diferencia de fuerzas mediante la ecuación 2.23 como:

$$\Delta F = \frac{63025 \cdot \frac{H_d}{N_b}}{n \cdot \left(\frac{d}{2}\right)}$$

2.23

Donde:

ΔF : diferencia de fuerzas en lbf.

H_d : Potencia calculada en hp.

N_b : número de bandas.

n : velocidad de rotación en rpm.

d : diámetro de la polea impulsora en pulgadas.

Entonces la diferencia de fuerzas es:

$$\Delta F = \frac{63025 * 0,825}{65 * \left(\frac{3,15}{2}\right)}$$

$$\Delta F = 507 \text{ lbf}$$

$$\Delta F = 2255 \text{ N}$$

La fuerza en el extremo F_1 se calcula con la ecuación 2.24 como:

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \cdot \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1}$$

2.24

68

Donde:

f : factor de fricción del perfil 3v de 0,5123.

ϕ : ángulo de contacto de la banda de π rad.

Entonces

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \cdot \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1}$$
$$F_1 = 0,048 + \frac{2255 \cdot \exp(0,5123 \cdot \pi)}{\exp(0,5123 \cdot \pi) - 1}$$
$$F_1 = 2812 \text{ N}$$

La fuerza en el extremo F_2 se determina con la ecuación 2.25 como:

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

2.25

$$F_2 = 563 \text{ N}$$

Por tanto, de los cálculos realizados se determinan las siguientes características para la banda seleccionada:

Identificación:	OPTIBELT.
Denominación:	3V 335.
Número de bandas:	1.
Número de canales:	4.
Longitud desarrollada:	850 mm.

Las características para las poleas seleccionadas son:

Número de poleas:	2.
Tipo:	macizo.
Diámetro:	80 mm.
Ancho de referencia:	9mm.
Ancho de corona:	49mm.



Figura 2.32. Polea con acoplamiento cónico.
(Fuente: Propia)

* **Diseño del eje de transmisión**



Figura 2.33. Eje de transmisión.
(Fuente: Propia)

La longitud del eje es de 250 mm, medida que permite obtener la separación adecuada entre los pies de 150 mm. Se utiliza acero de transmisión AISI 1045 CD.

Se asume que el eje se somete a cargas constantes, por lo cual, se analizan los esfuerzos mediante la teoría de falla de cortante máximo. Además, se realiza el análisis de falla por fatiga, debido a que el elemento se encuentra en rotación.

* Cálculo del eje de transmisión

En el eje se consideran las fuerzas debido a las tensiones generadas por la transmisión de movimiento de las bandas y el peso de la polea impulsada. Existe torsión debido a la transmisión de torque desde el eje motriz de la polea impulsora del motor hacia la polea impulsada.

Se disponen dos rodamientos, uno a cada lado de la polea impulsada que le permite girar libremente al eje de transmisión. En cada extremo del eje se localizan los eslabones manivela que transmiten el torque necesario para mover el mecanismo de cuatro eslabones.

En la Figura 2.34 se establece la localización de las cargas que se encuentran en el eje.

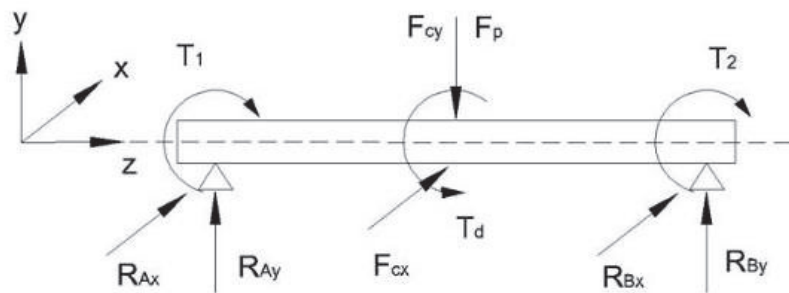


Figura 2.34. Cargas en el eje de transmisión.

(Fuente: Propia)

De la sección anterior en el cálculo del sistema motriz se determina el diagrama de torsión del eje de transmisión que se muestra en la Figura 2.35.

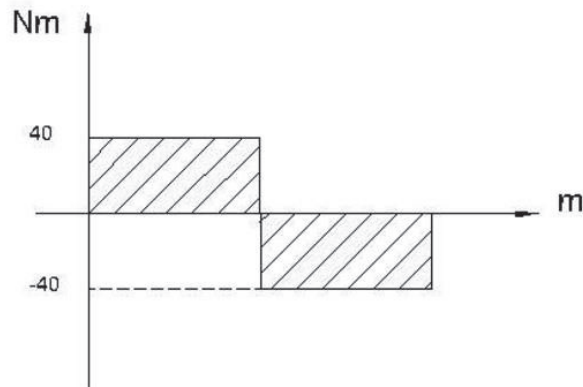


Figura 2.35. Diagrama de torsión del eje.
(Fuente Propia)

Se determinan las fuerzas que actúan sobre el eje de transmisión en la dirección Y que se muestra en el diagrama de fuerzas de la Figura 2.36.

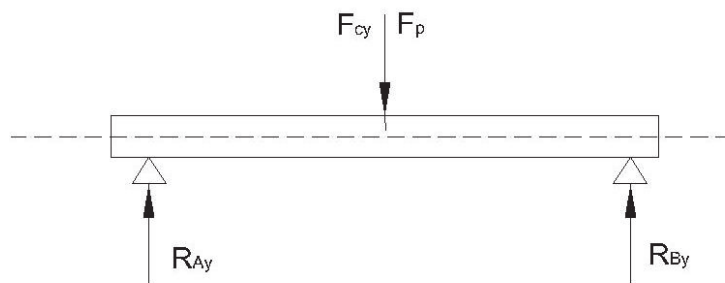


Figura 2.36. Diagrama de fuerzas en Y.
(Fuente: Propia)

Donde:

F_{cy} : suma de las fuerzas proyectadas en la dirección Y de la banda en N.

F_p : peso de la polea impulsada de 30 N.

R_{Ay} : reacción en la dirección Y del apoyo A en N.

R_{By} : reacción en la dirección Y del apoyo B en N.

Se considera el ángulo de inclinación de la banda de 59° respecto al eje horizontal, por tanto, las componentes de las fuerzas en la dirección Y de cada extremo de la banda se determinan como:

$$F_{cy} = F * \cos(\theta)$$

2.26

Donde:

F_{cy} : componente en la dirección Y de la fuerza de un extremo de la banda en N.

Por tanto, para el extremo 1 la fuerza se determina como:

$$F_{1cy} = F_1 * \cos(59)$$

$$F_{1cy} = 2812 * \cos(59)$$

$$F_{1cy} = 1448 \text{ N}$$

Para el extremo 2 en la banda la fuerza se determina como:

$$F_{2cy} = F_2 * \cos(59)$$

$$F_{2cy} = 2812 * \cos(59)$$

$$F_{2cy} = 290 \text{ N}$$

Entonces, la suma de las fuerzas proyectadas en la dirección Y de la banda es:

$$F_{cy} = F_{1cy} + F_{2cy}$$

$$F_{cy} = 1448 + 290$$

$$F_{cy} = 1738 \text{ N}$$

Las reacciones en el eje de transmisión son:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} - F_p - F_{cy} = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} = 1768 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{By} * 0,250 - F_p * 0,125 - F_{cy} * 0,125 = 0$$

$$R_{By} = \frac{1768 * 0,125}{0,250}$$

$$R_{By} = 884 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 1768 - 884$$

$$R_{Ay} = 884 \text{ N}$$

Los diagramas de fuerza de corte y momento flector en la dirección Y se muestran en la Figura 2.37; se tiene el momento máximo en la sección media del eje de transmisión de 110,5 N.

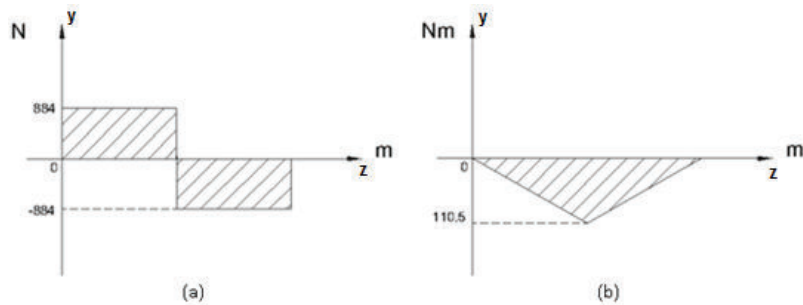


Figura 2.37. Diagramas de fuerza corte y momento flector.

(Fuente: Propia)

De similar manera, se determinan las fuerzas que actúan sobre el eje de transmisión en la dirección X como se muestra en el diagrama de fuerzas de la Figura 2.38.

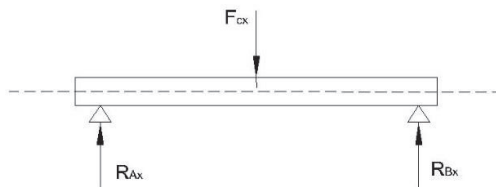


Figura 2.38. Diagrama de fuerzas en X.

(Fuente: Propia)

Donde:

F_{cx} : suma de las fuerzas proyectadas en la dirección X de la banda en N.

R_{Ax} : reacción en la dirección X del apoyo A en N.

R_{Bx} : reacción en la dirección X del apoyo B en N.

Se considera el ángulo de inclinación de la banda de 59° respecto a la horizontal, por tanto, las componentes de las fuerzas en la dirección X de cada extremo de la banda se determinan con la ecuación 2.27.

$$F_{cx} = F * \text{sen}(\theta)$$

2.27

Donde:

F_{cx} : componente en la dirección X de la fuerza de un extremo de la banda en N.

En el extremo 1 de la banda la fuerza es:

$$F_{1cx} = F_1 * \text{sen}(59)$$

$$F_{1cx} = 2410 \text{ N}$$

En el extremo 2 de la banda la fuerza es:

$$F_{2cx} = F_2 * \text{sen}(59)$$

$$F_{2cx} = 482 \text{ N}$$

Por tanto, la suma de las fuerzas proyectadas en la dirección X de la banda en N es:

$$F_{cx} = F_{1cx} + F_{2cx}$$

$$F_{cx} = 2410 + 482$$

$$F_{cx} = 2892 \text{ N}$$

Las reacciones en el eje de transmisión son:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Ax} + R_{Bx} - F_{cx} = 0$$

$$R_{Ax} + R_{Bx} = 2892 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{Bx} * 0,250 - F_{cx} * 0,125 = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{2892 * 0,125}{0,250}$$

$$R_{Bx} = 1446 \text{ N}$$

$$R_{Ax} = 2892 - 1446$$

$$R_{Ax} = 1446 \text{ N}$$

Los diagramas de corte y momento flector en la dirección X se muestran en la Figura 2.39. El momento flector máximo se localiza en la sección media del eje equivalente a 180,8 N.

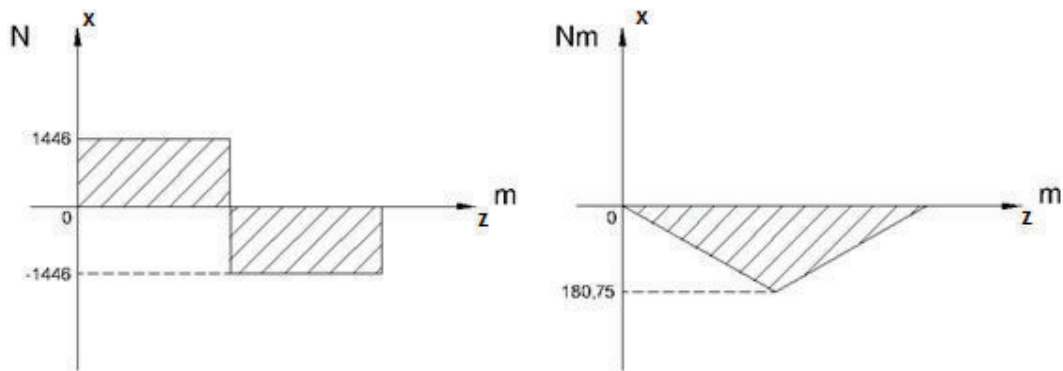


Figura 2.39. Diagramas de fuerza cortante y momento flector.

(Fuente: Propia)

El eje de transmisión se encuentra sometido a cargas combinadas, por lo que el análisis se diseña a fatiga utilizando el criterio de falla de Goodman para obtener el factor de seguridad adecuado.

El material a ser utilizado para la fabricación es acero AISI 1045 CD, el cual, presenta las siguientes propiedades:

Resistencia a la fluencia S_y : 530 MPa.

Resistencia última a la tracción S_{ut} : 630 MPa.

Se procede a determinar la zona donde se encuentre mayor probabilidad de falla del material en este caso se ubica en la sección media del eje donde se localizan el mayor momento flector y de torsión como se muestra en la Figura 2.40.

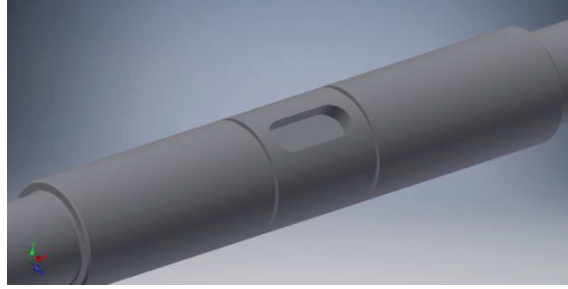


Figura 2.40. Sección media del eje de transmisión.

(Fuente: Propia)

Se obtienen las características del eje en esa sección, por medio, de la ecuación de Marin para determinar el límite de resistencia a la fatiga utilizando la ecuación 2.28.

$$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$$

2.28

Donde:

S_e : límite de resistencia a la fatiga modificado en MPa.

S_e' : límite de resistencia a la fatiga en MPa.

k_a : factor de superficie.

k_b : factor de tamaño.

k_c : factor de carga.

k_d : factor de temperatura.

k_e : factor de confiabilidad.

k_f : factor de efectos varios.

Para materiales con $S_{ut} \leq 1400$ MPa se establece que:

$$S_e' = 0,5 \cdot S_{ut}$$

2.29

$$S_e' = 3,15 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

El factor de superficie depende de la calidad del acabado superficial y la resistencia a la tensión del material y se calcula con la ecuación 2.30.

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b$$

2.30

Donde a y b son factores que se especifican en la Tabla 2.38.

Tabla 2.38. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.

Acabado Superficial	Factor a		Exponente b
	Sut Kpsi	Sut MPa	
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	2,7	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

(Fuente: Shigley)

Por tanto, se determina el factor superficial como:

$$k_a = 4.51 * S_{ut}^{-0.265}$$

$$k_a = 0,817$$

El factor de tamaño depende de la sección transversal del elemento analizado y se calcula con la ecuación 2.31.

$$k_b = 1,24 \cdot d^{(-0.107)}$$

2.31

Donde d es el diámetro de la sección de 25 mm, por tanto:

$$k_b = 1,24 * 25^{(-0.107)}$$

$$k_b = 1,92$$

El factor de carga depende del tipo de diseño, por tanto, se escoge el factor para torsión como:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torsión} \end{cases}$$

$$k_c = 0,59$$

El factor de temperatura se determina en función del trabajo del elemento para condiciones extremas de temperatura, ya que, el eje trabaja a condiciones de temperatura ambiente se toma el valor de 1.

$$k_d = 1$$

El factor de confiabilidad relaciona la confiabilidad de la resistencia a la fatiga del material y con ello tomar en cuenta las variaciones que pueden existir; por tanto, debido a la importancia del mismo en el mecanismo se considera una alta confiabilidad para cumplir con la función determinada.

$$k_e = 0,814$$

El factor de efectos varios involucra aquellos factores que reduzcan el límite de resistencia a la fatiga y se define con la ecuación 2.32 como:

$$k_f = \frac{1}{K_{fs}}$$

2.32

Donde:

K_{fs} : factor de concentración de esfuerzo a la fatiga por torsión.

El factor de concentración de esfuerzo a la fatiga por torsión se calcula con la ecuación 2.33 y por flexión se calcula con la ecuación 2.34 como:

$$K_{fs} = 1 + q_s * (K_{ts} - 1)$$

2.33

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

2.34

Donde:

K_f : factor de concentración de esfuerzo a la fatiga por flexión.

K_{ts} : factor de concentración de esfuerzos a corte.

K_t : factor de concentración de esfuerzos.

q_s : sensibilidad cortante de la muesca.

q : sensibilidad de la muesca.

Los valores de la sensibilidad cortante de la muesca q_s se determinan con la Figura 2.41 considerando el radio de la muesca r de 0,5 mm y acero AISI 1045 CD; por tanto, se tiene que la sensibilidad de la muesca es equivalente a 0,8.

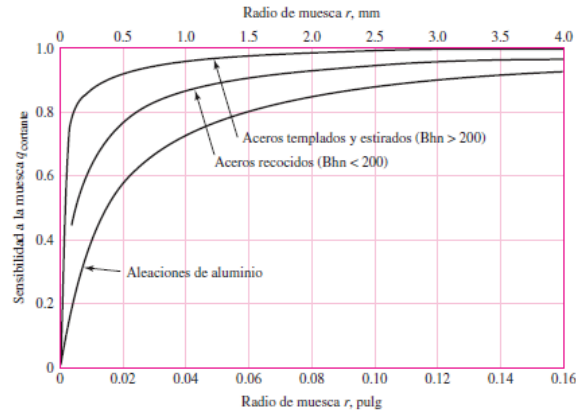


Figura 2.41. Sensibilidad a la muesca de materiales a torsión.
(Fuente: Shigley)

Los valores del factor K_{ts} en materiales sometido a torsión se determinan de la Figura 2.42 considerando el diámetro mayor D de la sección de 25 mm, el diámetro menor d en la sección de 20 mm y del radio de la muesca r de 1 mm.

Se obtienen las siguientes relaciones:

$$\frac{r}{d} = 0,05$$

$$\frac{D}{d} = 1,25$$

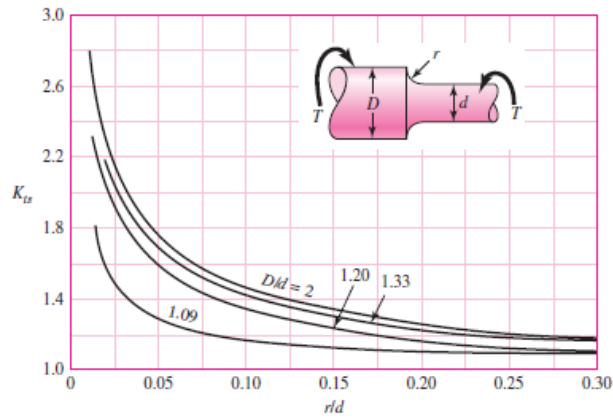


Figura 2.42. Factor concentrador de esfuerzo a corte en materiales a torsión.

(Fuente: Shigley)

Entonces, el factor de concentración de esfuerzo en corte K_{ts} de 1,8.

Con los valores determinados se reemplazan en la ecuación 2.33 para obtener el factor de concentración de esfuerzo a la fatiga por torsión:

$$K_{fs} = 1 + 0,8 * (1,8 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,64$$

Por tanto, con la ecuación 2.32 se obtiene el factor de efectos varios:

$$k_f = \frac{1}{1,64}$$

$$k_f = 0,61$$

Los valores de la sensibilidad de la muesca q de materiales sometido a flexión se obtienen de la flexión. Considerando el radio de muesca r de 1 mm y empleando acero AISI 1045 CD, por tanto, la sensibilidad de la muesca es 0,8.

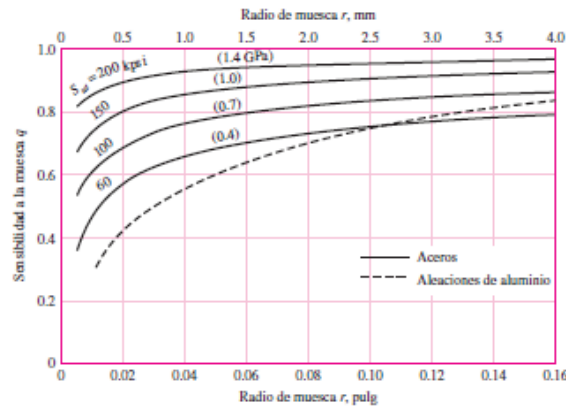


Figura 2.43. Sensibilidad de la muesca de materiales a flexión.

(Fuente: Shigley)

Los valores del factor K_t en materiales sometido a momento flector se determinan de la Figura 2.44 tomando en cuenta el diámetro mayor D de la sección de 25 mm, el diámetro menor d en la sección de 20 mm y del radio de la muesca r de 1 mm.

Se obtienen las siguientes relaciones:

$$\frac{r}{d} = 0,05$$

$$\frac{D}{d} = 1,25$$

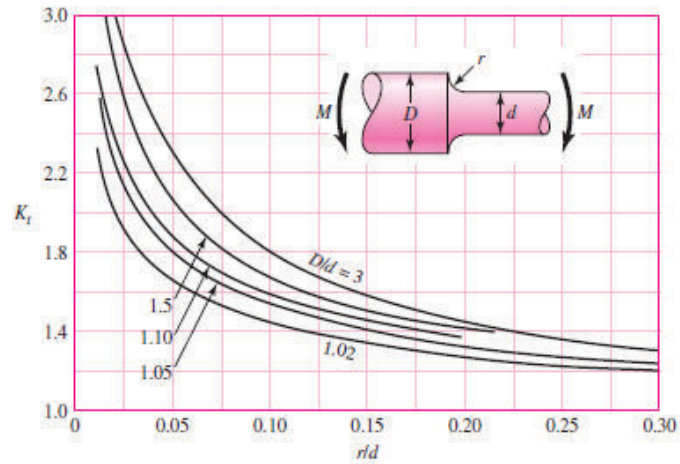


Figura 2.44. Factor concentrador de esfuerzo en materiales a flexión.
(Fuente: Shigley)

Se obtiene un factor de concentración de esfuerzo de 2.

Los factores obtenidos a partir de las figuras anteriores se reemplazan en la ecuación 2.34 para obtener el factor de factor de concentración de esfuerzo a la fatiga por flexión como:

$$K_f = 1 + 0,8 * (2 - 1)$$

$$K_f = 1,8$$

Con los factores calculados se reemplazan en la ecuación 2.28 para determinar el límite de resistencia a la fatiga modificada, por tanto:

$$S_e = 3,45 * 10^8 * 0,817 * 0,879 * 0,59 * 1 * 0,814 * 0,61$$

$$S_e = 66,2 \text{ MPa}$$

De los diagramas de cada dirección del eje previamente obtenidos se determinan los momentos máximos de la sección media:

Momento máximo en la dirección Y: 110,5 N.m.

Momento máximo en la dirección X: 180,8 N.m

Los momentos mínimos de cada dirección se consideran equivalentes a cero.

Se calculan los momentos amplitud y medio en cada dirección debido a la rotación del eje de transmisión con las ecuaciones 2.35 y 2.36.

$$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2}$$

2.35

$$M_a = \frac{|M_{\max} - M_{\min}|}{2}$$

2.36

Donde:

M_m : momento medio en MPa.

M_a : momento amplitud en MPa.

M_{\max} : momento máximo en MPa.

M_{\min} : momento mínimo en MPa.

Se considera el torque medio T_m equivalente a 80 N.m debido a la transmisión constante del eje motriz hacia el eje de transmisión.

Por tanto, se tiene

$$M_{mx} = \frac{180,8 + 0}{2}$$

$$M_{mx} = 90,4 \text{ N.m}$$

$$M_{ax} = \frac{180,8 + 0}{2}$$

$$M_{ax} = 90,4 \text{ N.m}$$

$$M_{my} = \frac{110,5 + 0}{2}$$

$$M_{my} = 50,3 \text{ N.m}$$

$$M_{ay} = \frac{110,5 + 0}{2}$$

$$M_{ay} = 50,3 \text{ N.m}$$

$$T_m = 80 \text{ N.m}$$

$$T_a = 0 \text{ N.m}$$

Se determina los esfuerzos amplitud en una sola dirección mediante la ecuación 2.37 para las direcciones X y Y como:

$$\sigma_{a x,y} = \frac{32 \cdot K_f \cdot M_{a x,y}}{\pi \cdot d^3}$$

2.37

Por tanto, se tiene:

$$\sigma_{ax} = 59 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ay} = 36 \text{ MPa}$$

Para los esfuerzos medios en una sola dirección se utiliza la ecuación 2.38 en las direcciones X y Y como:

$$\sigma_{m x,y} = \frac{32 \cdot K_f \cdot M_{m x,y}}{\pi \cdot d^3}$$

2.38

$$\sigma_{mx} = 59 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{my} = 36 \text{ MPa}$$

Para el esfuerzo cortante debido a la torsión se determinan las componentes media y amplitud con las ecuaciones 2.39 y 2.40, respectivamente.

$$\tau_{xy a} = \frac{16 \cdot K_{fs} \cdot T_a}{\pi \cdot d^3}$$

2.39

$$\tau_{xy a} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy m} = \frac{16 \cdot K_{fs} \cdot T_m}{\pi \cdot d^3}$$

$$2.40$$

$$\tau_{xy m} = 47 \text{ MPa}$$

Se obtienen los esfuerzos principales mediante las ecuaciones 2.41 y 2.42 respectivamente.

$$\sigma_{a 1,2} = \frac{\sigma_{ax} + \sigma_{ay}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{ax} - \sigma_{ay}}{2}\right)^2 + \tau_{xy a}^2}$$

$$2.41$$

$$\sigma_{a 1} = 59 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{a 2} = 36 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m 1,2} = \frac{\sigma_{mx} + \sigma_{my}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{mx} - \sigma_{my}}{2}\right)^2 + \tau_{xy m}^2}$$

$$2.42$$

$$\sigma_{m 1} = 96 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m 2} = -85 \text{ MPa}$$

Aplicando la teoría de falla de cortante máximo se obtienen los esfuerzos equivalentes amplitud y medios con las ecuaciones 2.43 y 2.44, respectivamente.

$$\sigma'_a = \sigma_{a 1} - \sigma_{a 2}$$

$$2.43$$

$$\sigma'_a = 23 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sigma_{m 1} - \sigma_{m 2}$$

$$2.44$$

$$\sigma'_m = 97 \text{ MPa}$$

Utilizando el criterio de falla a la fatiga de Goodman de la ecuación 2.45 se encuentra el factor de seguridad a fatiga η , por tanto:

$$\eta = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}}$$

2.45

$$\eta = 2$$

Mediante los esfuerzos principales se calcula el esfuerzo máximo de Von Mises σ'_{\max} con la ecuación 2.46.

$$\sigma'_{\max} = \sqrt{(\sigma'_m - \sigma'_a)^2 + 3 * (\tau_{xy m} + \tau_{xy a})^2}$$

2.46

$$\sigma'_{\max} = 109,7 \text{ MPa}$$

Se verifica el factor de seguridad a la fluencia η_y del material utilizando la ecuación 2.47 que corresponde al esfuerzo máximo de Von Mises.

$$\eta_y = \frac{S_y}{\sigma'_{\max}}$$

2.47

$$\eta_y = 4,8$$

Con los cálculos realizados se concluye que el elemento sufre primero una falla por fatiga previo a fallar por fluencia.

*** Selección y cálculos de chavetas en el mecanismo**

Para la transmisión de potencia hacia las poleas y los eslabones manivela desde los ejes de transmisión y del eje de motor se realiza mediante chavetas considerando la geometría y el par de torsión calculados previamente.

Las chavetas se localizan en las uniones:

- Polea impulsora y eje del motor.
- Polea impulsada y eje de transmisión.
- Manivela y eje del mecanismo.

Para la polea impulsora y eje del motor se considera el diámetro interior del eje motriz de 18 mm, por tanto, se selecciona una chaveta paralela S/DIN 6885 de dimensiones 6x6. Su localización se muestra en la Figura 2.45.

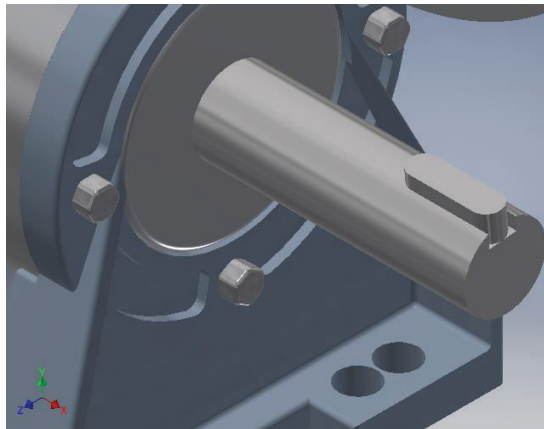


Figura 2.45. Chaveta en el eje motor.
(Fuente: Propia)

Se consideran los siguientes datos:

Torque de la polea impulsora T_D :	80 N.m
Diámetro del eje de la polea D :	18 mm.
Profundidad del cuñero t :	3,5 mm.
Material:	acero AISI 304.
Resistencia a la fluencia S_y :	310 MPa.
Factor de seguridad η :	2

Se determina la fuerza en la chaveta con la ecuación 2.48:

$$F = \frac{T}{r}$$

2.48

Donde:

F: fuerza aplicada en la chaveta en N.

T: torque transmisor del motor en N.m.

r: radio del eje del motor en mm.

Por tanto:

$$F = \frac{80 \text{ N. m}}{9\text{mm} * \frac{1}{1000} \text{ m}}$$

$$F = 8888,8 \text{ N}$$

Se analiza el efecto de aplastamiento en la cuña mediante la ecuación 2.49:

$$\eta = \frac{S_y}{\frac{t.l}{2}}$$

$$2.49$$

Donde:

l: longitud de la chaveta en mm.

De la cual se obtiene la longitud de la chaveta como:

$$l = \frac{2 \cdot F \cdot \eta}{t \cdot S_y}$$

$$l = \frac{2 * 8888,8 \text{ N} * 2}{3,5 \text{ mm} * 310 \text{ MPa}}$$

$$l = 32 \text{ mm}$$

Se calcula la longitud de la chaveta debido al efecto de corte mediante la ecuación 2.50 como:

$$\frac{S_{sy}}{\eta} = \frac{F}{t.l}$$

$$2.50$$

Se reorganizan términos y se tiene que:

$$l = \frac{F \cdot \eta}{S_{sy} \cdot t}$$

Donde:

l: longitud de la chaveta en mm.

S_{sy} : resistencia al corte en el material equivalente a $0,557 * S_y$

$$S_{sy} = 0,557 * 310 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 172,7 \text{ MPa}$$

Entonces, la longitud es:

$$l = \frac{8888,8 \text{ N} * 2}{172,7 \text{ MPa} * 3,5 \text{ mm}}$$

$$l = 29,4 \text{ mm}$$

De los análisis de aplastamiento y corte se escoge la mayor longitud de la chaveta, por tanto, se selecciona una longitud de 32 mm, por tanto, la denominación de la chaveta seleccionada es 6x6x32.

Para la polea impulsada y eje de transmisión se considera el diámetro interior del eje de 25 mm, por tanto, se selecciona una chaveta paralela S/DIN 6885 de dimensiones 8x7. Su localización se muestra en la Figura 2.46.

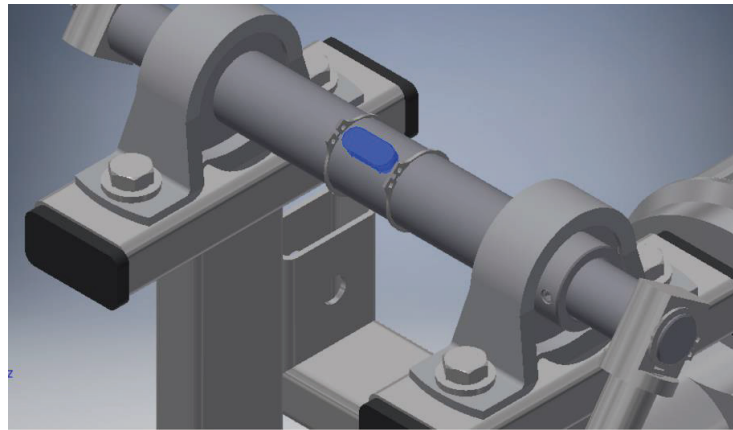


Figura 2.46. Chaveta en el eje de transmisión.

(Fuente: Propia)

Se consideran los siguientes datos:

Torque de la polea impulsada T_d : 80 N.m

Diámetro del eje de la polea d : 25 mm.

Profundidad del cuñero t : 4 mm.

Material: acero AISI 304.
 Resistencia a la fluencia S_y : 310 MPa.
 Factor de seguridad η : 2

Se determina la fuerza, longitud mínima por aplastamiento y longitud mínima de corte con las ecuaciones 2.48, 2.49 y 2.50, respectivamente. Los resultados se muestran en la Tabla 2.39.

Tabla 2.39. Resultado en la cuña del eje.

Fuerza en la cuña	6400 N
Efecto de aplastamiento	11,7 mm
Efecto de corte	9,3 mm
Longitud seleccionada	20 mm
Denominación de chaveta	8x7x20

(Fuente: Propia)

Para la manivela y eje del mecanismo se considera el diámetro interior del eje de 17 mm, por tanto, se selecciona una chaveta paralela S/DIN 6885 de dimensiones 5x5. Su localización se muestra en la Figura 2.47.

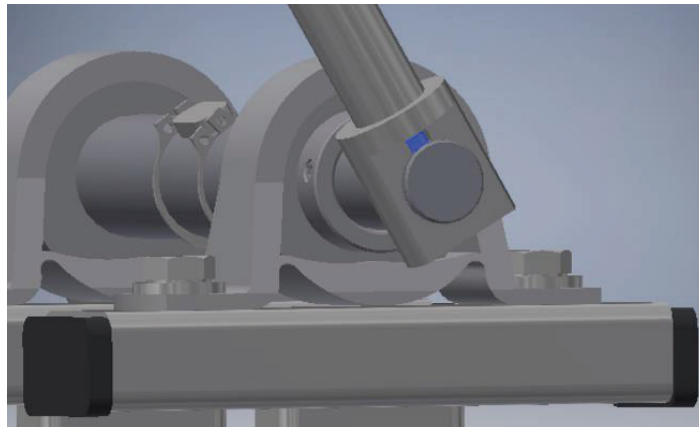


Figura 2.47. Chaveta en la manivela.

(Fuente: Propia)

Se consideran los siguientes datos:

Torque de la polea impulsada T_d : 40 N.m
Diámetro del eje de la polea d : 17 mm.
Profundidad del cuñero t : 3 mm.
Material: acero AISI 304.
Resistencia a la fluencia S_y : 310 MPa.
Factor de seguridad η : 2

Se determina la fuerza, longitud mínima por aplastamiento y longitud mínima de corte con las ecuaciones 2.48, 2.49 y 2.50, respectivamente. Los resultados se muestran en la Tabla 2.40.

Tabla 2.40. Resultados en la cuña de la manivela.

Fuerza en la cuña	4705,8N
Efecto de aplastamiento	9,1 mm
Efecto de corte	8,2 mm
Longitud seleccionada	10 mm
Denominación de chaveta	5x5x10

(Fuente: Propia)

* **Cálculo y selección de rodamientos para el eje de transmisión**

Empleando el criterio para la selección de cojinetes según la American Bearing Manufacturers Association AMBA se debe considerar la carga resultante y la velocidad angular en revoluciones por minuto que soporta el rodamiento.

Los rodamientos A y B permiten el soporte del eje en la estructura base y ejercen una carga radial sobre los mismos, esta se calcula como:

$$R = \sqrt{R_y^2 + R_x^2}$$

2.51

Donde:

R: fuerza radial en N.

R_y : reacción de la fuerza en el eje y es 884 N.

R_x : reacción de la fuerza en el eje x es 1446 N.

Para el rodamiento en A con la ecuación 2.51 se tiene:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2}$$

$$R_A = 1694 \text{ N}$$

Para el rodamiento en B, el cálculo es similar y se tiene que:

$$R_B = 1694 \text{ N}$$

El rodamiento gira a la velocidad angular máxima del eje de 65 rpm; por lo cual, se escoge un rodamiento de bolas debido a las bajas revoluciones de giro y la carga radial en el eje.

El índice de vida básico recomendado para los cojinetes se toma de 14000 horas de servicio debido a que la máquina presenta un servicio intermitente y necesita confiabilidad como se muestra en la Tabla 2.41.

Tabla 2.41. Índice de vida básico recomendado.

Tipo de aplicación	Vida kh
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente	Hasta 0.5
Motores de aeronaves	0.5- 2
Máquinas de operación corta o intermitente donde la interrupción del servicio resulta de poca importancia.	4-8
Máquinas de servicio intermitente donde la operación confiable es de gran importancia.	8-14
Máquinas para servicio de 8h, que no siempre se usan completamente	14-20
Máquinas para servicio de 8 h, que se utilizan plenamente	20-30
Máquinas para servicio continuo de 24 h	50-60
Máquinas para servicio continuo de 24 h, donde la confiabilidad es de suma confianza	100-200

(Fuente: Shigley)

El diámetro del eje en la sección de los cojinetes es de 20 mm.

La fuerza radial, sea en el apoyo A o B, es igual a la carga equivalente P en el rodamiento, entonces:

$$P = R_A = R_B$$

$$P = 1694 \text{ N}$$

Se calcula el factor de velocidad con la ecuación 2.52:

$$f_n = (0,03n)^{\frac{1}{3}}$$

2.52

Donde:

f_n : factor de velocidad.

n : número de revoluciones por minuto.

Reemplazando el valor de 65 rpm se tiene:

$$f_n = (0,03 * 65)^{\frac{1}{3}}$$

$$f_n = 1,25$$

El factor de vida a fatiga se calcula con la ecuación 2.53 como:

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$$

2.53

Donde:

f_h : factor de vida a fatiga.

L_h : índice de vida básico en horas.

Reemplazando el índice de vida de 14000 horas se tiene:

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{14000}{500}}$$

$$f_h = 3,04$$

Por tanto, el índice básico de carga se determina con la ecuación 2.54 como:

$$C_r = \frac{P \cdot f_h}{f_n}$$

$$2.54$$

$$C_r = \frac{3,04 * 1694 \text{ N}}{1,25}$$

$$C_r = 4119 \text{ N}$$

En el catálogo de rodamientos FAG se selecciona un rodamiento con soporte de pedestal con las especificaciones que se presentan a continuación:

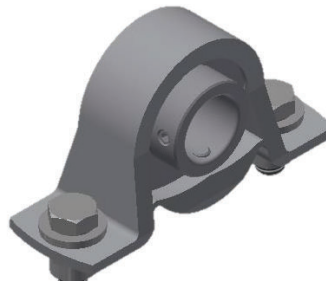


Figura 2.48. Rodamiento y chumacera FAG.

(Fuente: Propia)

Cantidad:	2
Designación de soporte:	UCP204
Diámetro de eje:	20 mm
Tamaño del tornillo:	M10
Carga estática radial C_{0r} :	6650 N

* **Cálculo y selección de rodamientos para la articulación biela-manivela**



Figura 2.49. Rodamiento en la articulación biela manivela.

(Fuente: Propia)

Para esta articulación se considera la fuerza máxima F_{32} del análisis estático calculado para el eslabón manivela como la carga radial que se ejerce sobre el rodamiento; por tanto, la carga radial se establece como la carga equivalente P y es igual a 182,8 N. Debido a la baja velocidad y carga se selecciona un rodamiento de bolas.

El índice de vida básico recomendado para los rodamientos se toma de la Tabla 2.41 para un servicio intermitente con confiabilidad equivalente a 14000 horas. El diámetro del eje de la articulación rotacional A del mecanismo es de 20 mm.

Se considera la velocidad angular en el rodamiento de 65 rpm en la articulación A, debido a que, la manivela gira a la misma velocidad que el eje de transmisión.

Se calcula el factor de velocidad, el factor de vida a la fatiga y el índice básico de carga en el rodamiento con las ecuaciones 2.52, 2.53 y 2.54, respectivamente:

Factor de velocidad f_v : 1,25

Factor de vida a fatiga f_n : 3,04

Índice básico de carga C_r : 445 N

En el catálogo de rodamientos SKF de acuerdo a la ubicación del rodamiento se selecciona un terminal con rodamiento externo de bolas como se presenta en la Figura 2.50.



Figura 2.50. Terminal con rodamiento externo.

(Fuente: SKF)

Cantidad:	2
Designación de rodamiento:	22205/20E
Diámetro de eje:	20 mm
Rosca:	M20 X 1,5.
Longitud de la rosca:	47 mm.
Carga estática radial C_{0r} :	44000 N

*** Dimensionamiento del eje de acoplamiento de biela manivela**



Figura 2.51. Esquema del eje acoplamiento biela – manivela.

(Fuente: Propia)

El eje se ubica en la articulación A y se considera que se encuentra sometido a cargas constantes, por tanto, se analiza bajo condiciones estáticas. Se emplea acero de transmisión AISI 1018.

*** Cálculo del eje de acoplamiento**

En el eje de acoplamiento se producen cargas de flexión, por tanto, realizando un análisis de fuerzas estáticas en el elemento, por medio, del criterio de falla de cortante máximo se obtiene un factor de seguridad adecuado.

Se considera al eje como un elemento en cantiléver como se observa en la Figura 2.52.

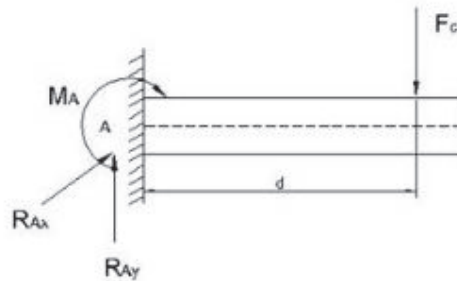


Figura 2.52. Diagrama de cuerpo libre.

(Fuente: Propia)

Donde la fuerza F se toma del análisis estático de fuerzas para eslabón manivela equivalente a 182,8 N. En el anexo III se presentan los análisis de fuerzas.

Se descompone la fuerza en las direcciones X e Y como:

$$F_x = 100,6 \text{ N}$$

$$F_y = 152,6 \text{ N}$$

Se determinan los diagramas de corte y momento flector en la dirección del eje X como se observa en la Figura 2.53.

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Ax} + F_x = 0$$

$$R_{Ax} = 100,6 \text{ N}$$

$$\sum M = 0$$

$$M_{Ax} = F \cdot d$$

Donde d es la distancia de aplicación de la fuerza en el eje de acoplamiento equivalente a $0,025$ m. Entonces:

$$M_{Ax} = 100,6 * 0,025 \text{ m}$$

$$M_{Ax} = 2,52 \text{ N.m}$$

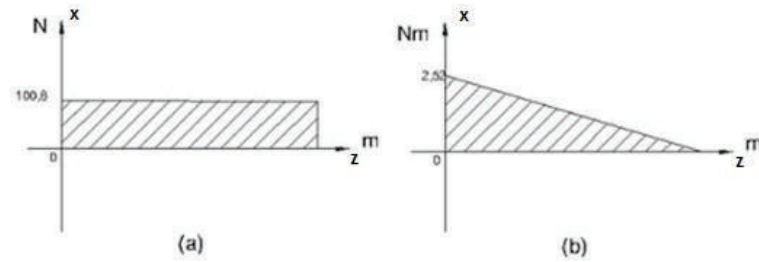


Figura 2.53. Diagramas de fuerzas de corte y momento flector.

(Fuente: Propia)

De similar manera se realizan los diagramas de corte y momento flector para la dirección del eje Y como se observa en la Figura 2.54.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} + F_y = 0$$

$$R_{Ay} = 152,6 \text{ N}$$

$$\sum M = 0$$

$$M_{Ay} = F \cdot d$$

$$M_{Ay} = 152,6 * 0,025 \text{ m}$$

$$M_{Ay} = 3,82 \text{ N.m}$$

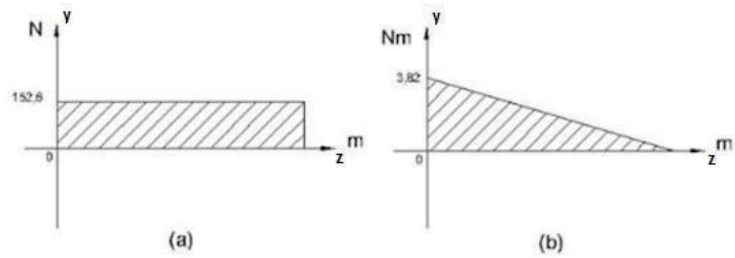


Figura 2.54. Diagrama de fuerzas del corte y momento flector.

(Fuente: Propia)

Las propiedades consideradas del acero de transmisión AISI 1018 son:

Resistencia a la fluencia S_y : 370 MPa.

Resistencia última a la tracción S_{ut} : 440 MPa.

Partiendo de los diagramas del elemento se determinan las cargas que actúan en el punto analizado son:

$$M_{Ax} = 2,52 \text{ N.m}$$

$$M_{Ay} = 3,82 \text{ N.m}$$

$$T = 0 \text{ N.m}$$

Se formulan los esfuerzos en una sola dirección con el uso de las ecuaciones 2.55, 2.56 y 2.57 conociendo que el diámetro del eje de acoplamiento es de 20 mm.

$$\sigma_x = 32 \cdot \frac{M_x}{\pi \cdot d^3}$$

2.55

$$\sigma_y = 32 \cdot \frac{M_y}{\pi \cdot d^3}$$

2.56

$$\tau_{xy} = 16 \cdot \frac{T_0}{\pi \cdot d^3}$$

2.57

Se obtienen los siguientes resultados:

$$\sigma_x = 3,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = 4,9 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = 0$$

Se calculan los esfuerzos principales con la ecuación 2.58.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

2.58

Entonces los esfuerzos principales son:

$$\sigma_1 = 3,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 4,9 \text{ MPa}$$

Utilizando la teoría de falla de cortante máximo se encuentra el esfuerzo equivalente con la ecuación 2.59.

$$\sigma' = \sigma_1 - \sigma_2$$

2.59

$$\sigma' = 1,7 \text{ MPa}$$

Se determina el factor de seguridad del elemento con la ecuación 2.60.

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'}$$

2.60

Entonces se tiene:

$$\eta = 223$$

Se tiene que el elemento no se afecta ante las fuerzas de flexión, debido a que las magnitudes de las fuerzas son bajas; con lo cual, el factor de seguridad obtenido es alto.

* **Cálculo de la junta soldada acoplamiento eje**

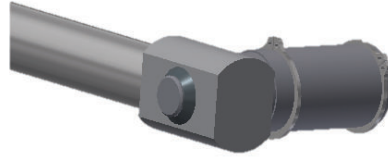


Figura 2.55. Esquema de la junta.

(Fuente: Propia)

El eje en la manivela permite el giro del rodamiento de la biela acoplador alrededor del extremo de la articulación A. Se realiza una soldadura de filete alrededor del eje que se somete a esfuerzos de flexión, como se muestra en la Figura 2.56

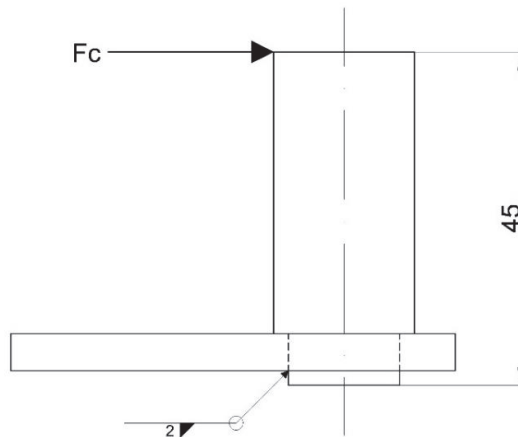


Figura 2.56. Diagrama de la junta soldada.

(Fuente: Propia)

La fuerza se obtiene del esquema del análisis de fuerzas estáticas del mecanismo para la fuerza máxima en la articulación A y es equivalente a 182,8 N.

Se determina el corte primario debido a la fuerza cortante

$$\tau' = \frac{F_c}{A_g}$$

2.61

Donde:

101

- τ' : cortante primario en MPa.
 F_c : fuerza cortante máxima en N.
 A_g : área de la garganta del cordón de soldadura.

El área de la garganta se determina con la Figura 2.57 considerando la geometría del cordón de soldadura.

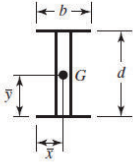

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1.414\pi hr$		$I_u = \pi r^3$

Figura 2.57. Propiedades flexionantes de la soldadura de filete.

(Fuente: Shigley)

Para una garganta circular se tiene:

$$A_g = 1,414 \cdot \pi \cdot h \cdot r$$

Donde

h: lado de la cara del filete de soldadura de 2 mm.

r: radio al centro de gravedad G de la garganta de 7,5 mm.

$$A_g = 1,414 \cdot \pi \cdot 2 \text{ mm} \cdot 7,5 \text{ mm}$$

$$A_g = 66,63 \text{ mm}$$

De la ecuación 2.61 el corte primario es:

$$\tau' = \frac{182,82 \text{ N}}{66,63 \text{ mm}}$$

$$\tau' = 2,74 \text{ MPa}$$

Para determinar el cortante secundario debido al momento en la garganta de la soldadura se tiene:

$$\tau'' = \frac{M \cdot r}{I}$$

2.62

Donde:

τ'' : esfuerzo cortante secundario en MPa.

M: momento flector debido a la fuerza en N.mm.

I: momento del área en mm⁴.

Para calcular el momento del área I se emplea el segundo momento unitario del área I_u de la Figura 2.57, por tanto:

$$I_u = \pi \cdot r^3$$

$$I_u = \pi(7,5 \text{ mm})^3$$

$$I_u = 1325,36 \text{ mm}^3$$

Entonces el momento del área es:

$$I = 0,707 \cdot h \cdot I_u$$

$$I = 0,707 \cdot 2 \text{ mm} \cdot 1325,36 \text{ mm}^3$$

$$I = 1874,06 \text{ mm}^4$$

El cortante secundario es:

$$\tau'' = \frac{(182,82 \text{ N} \cdot 43 \text{ mm}) \cdot 7,5 \text{ mm}}{1874,06 \text{ mm}^4}$$

$$\tau'' = 31,46 \text{ MPa}$$

Se determina la magnitud del esfuerzo cortante como

$$\tau = \sqrt{\tau'{}^2 + \tau''{}^2}$$

2.63

$$\tau = \sqrt{2,74^2 + 31,46^2}$$

$$\tau = 31,6 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad se obtiene en base a la teoría de la energía de la distorsión, para lo cual, se considera al electrodo E6011 como material de aporte con resistencia a la fluencia de 345 MPa.

$$n = \frac{S_{yc}}{\tau}$$

2.64

103

$$n = \frac{0,577 * 345\text{MPa}}{31,6 \text{ MPa}}$$

$$n = 6,3$$

* **Cálculo de la guía en la articulación B del mecanismo**

El eslabón guía del mecanismo permite el acople con la corredera curva para realizar el movimiento de marcha. Se configura el mecanismo con dos ruedas debido a la estabilidad que ofrece al paciente durante la rehabilitación. Las ruedas se colocan dentro de placas que se unen al perfil acoplador para ensamblar a la biela acoplador como se observa en la Figura 2.58.

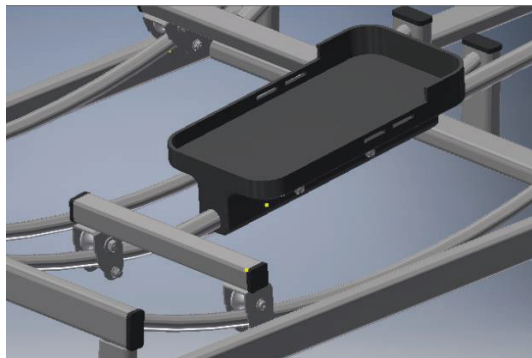


Figura 2.58. Unión de la articulación guía y corredera.

(Fuente: Propia)

* **Diseño del perno interno de la rueda**

El perno permite la unión entre la rueda y la placa de sujeción, para lo cual, se determinan los factores de seguridad considerando los efectos de corte puro en el perno, tracción en el metal base y aplastamiento en el perno. Se considera un perno métrico M6 clase 8.8 de resistencia a la fluencia de 660 MPa y resistencia última a la tracción de 830 MPa.

Se realiza el análisis para el efecto de corte puro en el perno calculando el área de corte con la ecuación 2.65 como:

$$A_c = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

2.65

Donde:

A_c : área de corte en el perno en mm^2 .

d : diámetro del perno de 6 mm.

$$A_c = 28,3 \text{ mm}^2$$

Del análisis de fuerzas estáticas se considera a la fuerza máxima F_{43} del eslabón biela acoplador, entonces:

$$F = 414 \text{ N}$$

Se determina el esfuerzo de corte con la ecuación 2.66 como:

$$\tau = \frac{F}{A_c}$$

2.66

Donde:

τ : esfuerzo de corte en MPa.

$$\tau = \frac{414 \text{ N}}{28,3 \text{ mm}^2}$$

$$\tau = 14,6 \text{ MPa}$$

Se determina el factor de seguridad η_c en el perno a corte con la ecuación 2.67 como:

$$\eta_c = \frac{0,6 * S_y}{\tau}$$

2.67

$$\eta_c = \frac{396 \text{ MPa}}{21,64 \text{ MPa}}$$

$$\eta_c = 18,3$$

Se analiza el efecto de tracción en el metal base considerando la resistencia a la fluencia S_y del acero ASTM A36 de 250 MPa; se determina que el esfuerzo con la ecuación 2.68:

$$\sigma_T = \frac{F}{A_n}$$

2.68

Donde:

σ_T : esfuerzo debido a la tracción en el metal base en MPa.

A_n : área normal a la aplicación de la fuerza en mm^2 .

Se determina el área normal de la aplicación de la fuerza con la ecuación 2.69 como:

$$A_n = A_p - A_{agj}$$

2.69

Donde:

A_p : área de la sección transversal del perfil de 200 mm^2 .

A_{agj} : área del agujero de 37,7 mm^2 .

$$A_n = 200 \text{ mm}^2 - 37,7 \text{ mm}^2$$

$$A_n = 162,3 \text{ mm}^2$$

Por tanto, el esfuerzo es:

$$\sigma_T = \frac{414 \text{ N}}{162,3 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_T = 2,6 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad se calcula con la ecuación

$$\eta_T = \frac{S_y}{\sigma_T}$$

2.70

$$\eta_T = \frac{660 \text{ MPa}}{2,6 \text{ MPa}}$$

$$\eta_T = 254$$

Se analiza el efecto debido al empuje o aplastamiento en el perno, por tanto, se determina el esfuerzo admisible por empuje con la ecuación 2.71 como:

$$\sigma_e = \frac{F}{A_e}$$

2.71

Donde:

σ_e : esfuerzo de empuje en el perno en MPa.

A_e : área de empuje en la cara del perno en 38,7 mm^2 .

Se tiene:

$$\sigma_e = \frac{414 \text{ N}}{38,7 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_e = 10,7 \text{ MPa}$$

Por tanto, el factor de seguridad η_e debido al empuje se determina con la ecuación 2.72:

$$\eta_T = \frac{S_y}{\sigma_T}$$

$$2.72$$

$$\eta_e = \frac{660 \text{ MPa}}{10,7 \text{ MPa}}$$

$$\eta_e = 61,7$$

* **Cálculo de la junta soldada de la biela con el perfil acoplador**

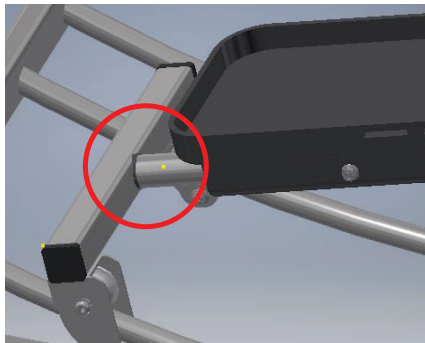


Figura 2.59. Ubicación de la junta soldada biela corredera.

(Fuente: Propia)

La fuerza se obtiene del esquema del análisis de fuerzas estáticas del mecanismo para la fuerza máxima en la articulación B; siendo la misma de 381 N, como se muestra en la Figura 2.60.

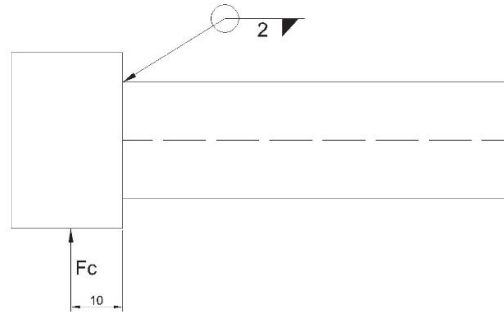


Figura 2.60 Diagrama de la junta.

(Fuente: Propia)

Según la Figura 2.57 se determinan las propiedades geométricas de la junta soldada considerando el lado de la cara del filete h de 2 mm y el radio al centro de la garganta de 10,6 mm. Los resultados se muestran en la Tabla 2.42.

Tabla 2.42. Propiedades geométricas de la junta soldada sometida a flexión.

Área de la garganta A_g	94,6 mm ²
Segundo momento unitario de área I_u	3794,9 mm ³
Momento del área I	5366 mm ⁴

(Fuente: Propia)

Se determina el corte primario, corte secundario, el esfuerzo cortante y el factor de seguridad en la junta soldada mediante las ecuaciones 2.61, 2.62, 2.63 y 2.64, respectivamente. Los resultados se muestran en la Tabla 2.43.

Tabla 2.43. Cálculos de la junta soldada.

Cortante primario τ'	5,28 MPa
Cortante secundario τ''	7,56 MPa
Esfuerzo cortante τ	9,2 MPa
Factor de seguridad n	21,6

(Fuente: Propia)

* **Cálculo de los perfiles de soporte para la pista corredera**

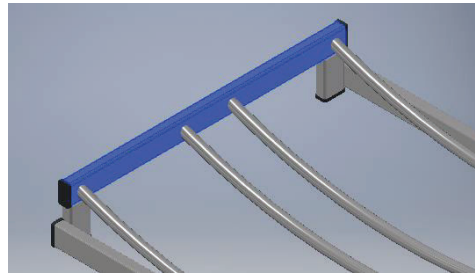


Figura 2.61. Ubicación de los elementos de soporte para la pista.

(Fuente: Propia)

Los perfiles permiten el posicionamiento de las pistas correderas, los cuales, se utilizan en todos los elementos de la base del mecanismo rotacional para adquirir un determinado tipo de perfil y reducir los costos. Se considera un perfil de sección rectangular de acero ASTM A500 con resistencia a la fluencia S_y de 320 MPa.

De la simulación realizada en la pista corredera se determinan las reacciones sobre el perfil soporte que se describen en la Tabla 2.44. Los diagramas de cuerpo libre en las direcciones de los ejes vertical y horizontal se muestran en las Figuras 2.62 y 2.64.

Tabla 2.44. Reacciones de la pista.

Fuerza de reacción	Resultado
F_x	315 N
F_y	126 N
M_z	834 N.mm

(Fuente: Propia)

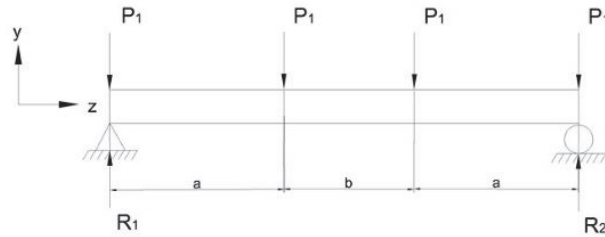


Figura 2.62. Diagrama de fuerzas eje vertical.

(Fuente: Propia)

Donde:

P: fuerza en la dirección Y de 126 N.

R1: reacción en la dirección Y en 1 en N.

R2: reacción en la dirección Y en 2 en N.

a: distancia entre el extremo y la fuerza interna de 205 mm.

b: distancia entre las fuerzas internas de 94 mm.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = 4 * 126 \text{ N}$$

$$R_1 + R_2 = 502 \text{ N}$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$126 * (205) + 126 * (299) + 126 * (504) - R_2 * (504) = 0$$

$$R_2 = 251 \text{ N}$$

$$R_1 = 251 \text{ N}$$

En la Figura 2.63 se presenta los diagramas de fuerzas y de momento flector en la dirección Y. Por tanto, el momento flector máximo es 25727 N.mm

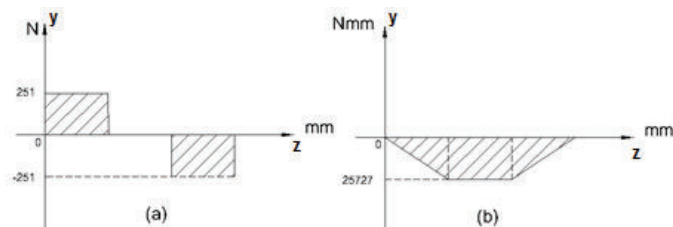


Figura 2.63. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.

(Fuente: Propia)

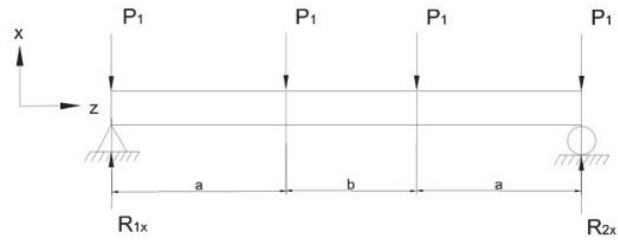


Figura 2.64. Diagrama de fuerzas eje horizontal.

(Fuente: Propia)

Donde:

- P: fuerza en la dirección X de 314 N.
- R1x: reacción en la dirección X en 1 en N.
- R2x: reacción en la dirección X en 2 en N.
- a: distancia entre el extremo y la fuerza interna de 205 mm.
- b: distancia entre las fuerzas internas de 94 mm.

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{1x} + R_{2x} = 4 * 314,4 \text{ N}$$

$$R_{1x} + R_{2x} = 1257,6 \text{ N}$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$314,4 * (205) + 314 * (299) + 314 * (504) - R_{1x} * (504) = 0$$

$$R_{1x} = R_{2x} = 629 \text{ N}$$

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector en la dirección X se muestran en la Figura 2.65. Por tanto, el momento máximo es 128904 N.mm

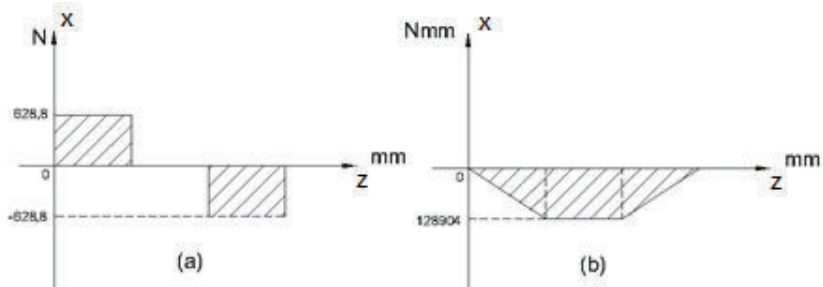


Figura 2.65. Diagramas de fuerza cortante y momento flector.

(Fuente: Propia)

Se determina el esfuerzo admisible $[\sigma]$ en el material con la ecuación 2.73 considerando la resistencia a la fluencia del acero ASTM A500 y el factor de seguridad n mínimo de 2.

$$[\sigma] = \frac{S_y}{n}$$

2.73

$$[\sigma] = \frac{320 \text{ MPa}}{2}$$

$$[\sigma] = 160 \text{ MPa}$$

Mediante la ecuación 2.74 se determina el esfuerzo de flexión como:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{S}$$

2.74

Donde:

M_{\max} : Momento flector máximo en N.mm.

S: módulo de resistencia en mm^3 .

En la dirección vertical el esfuerzo de flexión es:

$$\sigma_{\max} = \frac{25727 \text{ N.mm}}{S_{yy}}$$

En la dirección horizontal el esfuerzo de flexión es:

$$\sigma_{\max} = \frac{128904 \text{ N.mm}}{S_{xx}}$$

Se relaciona la ecuación 2.73 y 2.74 para cada uno de los esfuerzos y se tiene que:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]$$

2.75

Reemplazando términos para la dirección vertical en la ecuación 2.75 se obtiene el módulo de resistencia mínimo:

$$\frac{25727 \text{ N. mm}}{S_{yy}} = 160$$

$$s_{yy} = 160,8 \text{ mm}^3 = 0,16 \text{ cm}^3$$

Mientras, que para la dirección horizontal el módulo de resistencia mínimo es:

$$\frac{128904 \text{ N. mm}}{S_{xx}} = 160$$

$$s_{xx} = 805,65 \text{ mm}^3 = 0,80 \text{ cm}^3$$

Considerando los módulos de resistencia obtenidos se selecciona el perfil rectangular con las siguientes propiedades geométricas:

Perfil:	tubo estructural rectangular.
Lado mayor a:	40 mm.
Lado menor b:	20 mm.
Espesor de pared e:	2 mm.
Área de la sección A:	2,14 cm ² .
Módulo de resistencia mayor S _{xx} :	2,03 cm ³ .
Módulo de resistencia menor S _{yy} :	1,35 cm ³ .
Momento de área mayor I _{xx} :	4,06 cm ⁴ .
Momento de área menor I _{yy} :	1,35 cm ⁴ .

Se determina un perfil con mayores valores de módulo de resistencia a los calculados debido a las condiciones de ensamble y existencia en el mercado, sin embargo, se asegura un adecuado factor de seguridad mayor al considerado.

Por tanto, el esfuerzo máximo de flexión en la dirección horizontal considerando el módulo de resistencia del perfil seleccionado es:

$$\sigma_{\max} = \frac{128904 \text{ N. mm}}{2,03 * 10^3 \text{ mm}^3}$$
$$\sigma_{\max} = 63,5 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad es:

$$n = \frac{320 \text{ MPa}}{63,5 \text{ MPa}}$$
$$n = 5$$

El perfil seleccionado cumple con los requerimientos.

* **Cálculo de la junta soldada de la pista corredera y los soportes base**

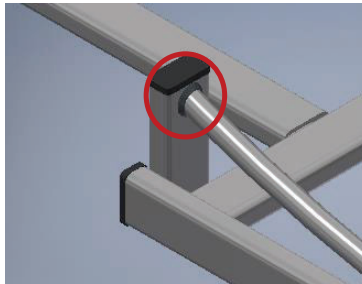


Figura 2.66. Ubicación de la soldadura corredera y soporte.

(Fuente: Propia)

Las pistas correderas se unen al perfil soporte base mediante un cordón de soldadura de filete como se observa en la Figura 2.66.

En la Tabla 2.44 se tienen los resultados de las reacciones obtenidas en la simulación estática de la pista corredera para determinar las fuerzas que se generan en el cordón de soldadura. En la Figura 2.67 se observa la vista lateral del elemento soporte con las direcciones de las fuerzas y momento considerados.

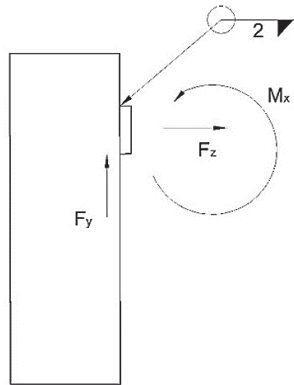


Figura 2.67. Fuerzas en la junta de soldadura.

(Fuente: Propia)

Según la Figura 2.57 se determinan las propiedades geométricas de la junta soldada considerando el lado de la cara del filete h de 2 mm y el radio al centro de la garganta de 28 mm. Los resultados se muestran en la Tabla 2.45.

Tabla 2.45. Propiedades geométricas de la junta soldada sometida a flexión.

Área de la garganta A_g	522,1 mm ²
Segundo momento unitario de área I_u	68706,1 mm ³
Momento del área I	97150,4 mm ⁴

(Fuente: Propia)

Se determina el corte primario, corte secundario, el esfuerzo cortante y el factor de seguridad en la junta soldada mediante las ecuaciones 2.61, 2.62, 2.63 y 2.64, respectivamente. Los resultados se muestran en la Tabla 2.43.

Tabla 2.46. Cálculos de la junta soldada.

Cortante primario τ'	5,28 MPa
Cortante secundario τ''	0,36 MPa
Esfuerzo cortante τ	5,3 MPa
Factor de seguridad n	37,5

(Fuente: Propia)

* **Cálculo de las juntas soldadas de la estructura del mecanismo rotacional**

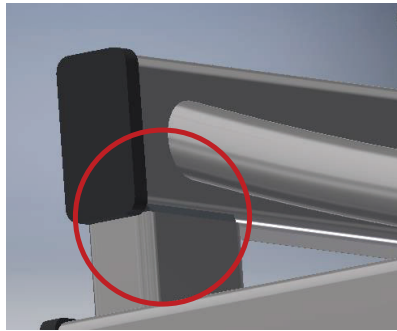


Figura 2.68. Ubicación de una junta soldada del soporte y la pista.

(Fuente: Propia)

La estructura base de la máquina elíptica permite mantener unidos los elementos del mecanismo como el eje de transmisión, los soportes de las pistas correderas y el motor, a través, de perfiles rectangulares con las dimensiones consideradas anteriormente en la sección de cálculo de los perfiles de soporte.

Se determina que la junta crítica en la estructura se localiza en la unión que se muestra en la Figura 2.68; por tanto, se determina el factor de seguridad de la junta soldada con la fuerza obtenida de las reacciones del perfil de soporte para la pista corredera.

El esquema de la fuerza considera se muestra en la Figura 2.69; se considera para todas las uniones de la estructura de la máquina soldar mediante cordones de soldadura a tope en V por ambos lados de las caras de los perfiles.

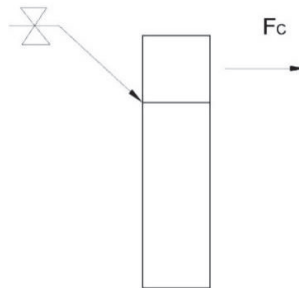


Figura 2.69. Diagrama de la junta en la estructura.

(Fuente: Propia)

Donde

F_c : fuerza de corte debido a la reacción horizontal de 629 N.

Se determinan las propiedades geométricas según la Figura 2.70 para una cordón de sección lineal considerando el lado de la cara h de 2 mm y la distancia d del cordón de 40 mm, como se realiza el cordón en ambos lados del perfil se tiene que d es 80 mm.


Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$

Figura 2.70. Propiedades flexionantes en cordones lineales.

(Fuente: Shigley)

El área de la garganta lineal se determina como:

$$A_g = 0,707 h \cdot d$$

$$A_g = 0,707 * 2 \text{ mm} * 80 \text{ mm}$$

$$A_g = 113,12 \text{ mm}^2$$

El segundo momento unitario del área es:

$$I_u = \frac{d^3}{12}$$

$$I_u = \frac{80^3}{12}$$

$$I_u = 42666,6 \text{ mm}^3$$

Por tanto, el momento del área es:

$$I = 0,707 \cdot h \cdot I_u$$

$$I = 0,707 * 2 \text{ mm} * 42666,6 \text{ mm}^3$$

$$I = 60330,6 \text{ mm}^4$$

Se determina el corte primario, corte secundario, el esfuerzo cortante y el factor de seguridad en la junta soldada mediante las ecuaciones 2.61, 2.62, 2.63 y 2.64, respectivamente. Los resultados se muestran en la Tabla 2.47.

Tabla 2.47. Cálculos de la junta soldada.

Cortante primario τ'	5,6 MPa
Cortante secundario τ''	4,5 MPa
Esfuerzo cortante τ	7,12 MPa
Factor de seguridad n	28

(Fuente: Propia)

*** Cálculo del eslabón biela acoplador**

El eslabón biela acoplador es un perfil de sección uniforme 3mm como se presenta en la Figura 2.71; se utiliza acero ASTM A 500 con resistencia a la fluencia S_y de 320 MPa y resistencia última a la tracción S_{ut} de 400 MPa.

Se considera un tubo estructural circular con las siguientes propiedades geométricas:

- Diámetro exterior d : 22,2 mm.
- Espesor de pared e : 2 mm.
- Distancia al eje del perfil c : 11,1 mm.
- Área de la sección A : 1,27 cm².
- Momento de área I : 0,66 cm⁴.
- Longitud L : 1050 mm.



Figura 2.71. Eslabón biela acoplador.

(Fuente Propia)

Por medio, de los esquemas realizados en el método gráfico del análisis de fuerzas estáticas para la fuerza máxima en la articulación B se obtienen las reacciones del eslabón biela acoplador en las articulaciones A y B como se muestra en la Figura 2.72. En el anexo III se describe la posición del eslabón y la dirección de las fuerzas máximas y mínimas.

Las componentes de las fuerzas se determinan en la dirección longitudinal (eje X') y transversal (eje Y') del eslabón; los resultados se muestran en la Tabla 2.48.

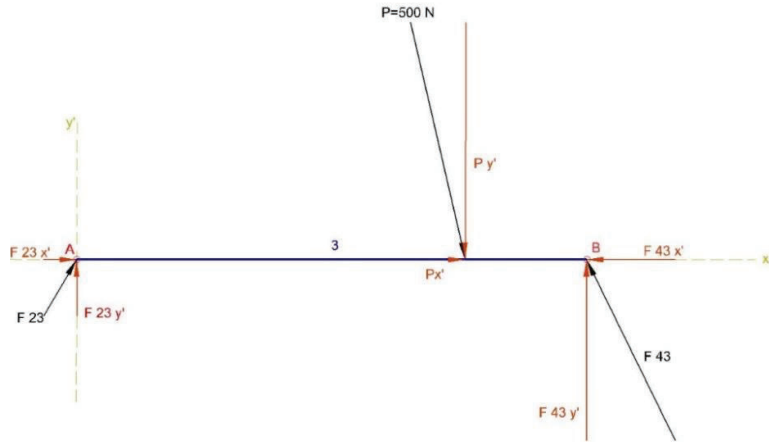


Figura 2.72. Diagrama de fuerzas eslabón biela acoplador.
(Fuente: Propia)

Tabla 2.48. Fuerzas en el eslabón biela

Identificación	Proyección	Fuerza N
F_{43}	$F_{43x'}$	186
	$F_{43y'}$	370
F_{23}	$F_{23x'}$	67
	$F_{23y'}$	116
P	$P_{x'}$	119
	$P_{y'}$	486

(Fuente: Propia)

Estas fuerzas someten al eslabón a esfuerzos combinados de flexión y compresión en las direcciones longitudinal del eslabón. Se obtienen los diagramas de corte y momento flector con las fuerzas transversales Y' al eslabón biela acoplador como se muestra en la Figura 2.73.

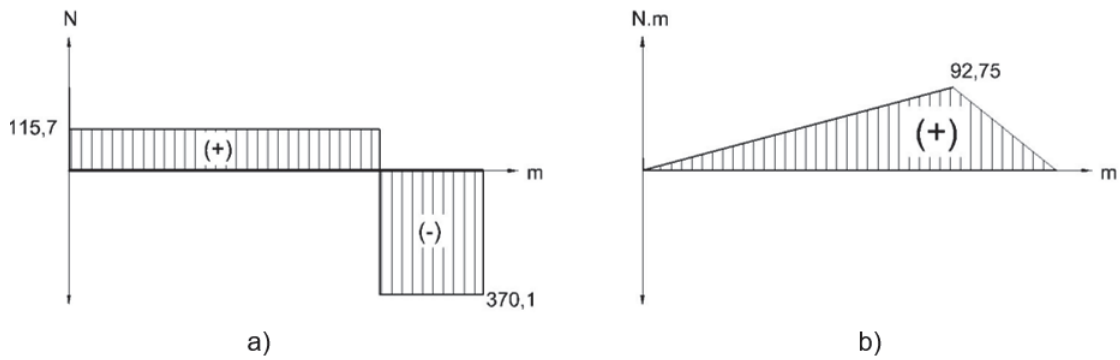


Figura 2.73. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.
(Fuente: Propia)

Considerando el momento de área I se calcula el esfuerzo de flexión con la ecuación 2.76:

$$\sigma_f = \frac{M \cdot c}{I} \quad 2.76$$

Donde:

- σ_f : esfuerzo de flexión en MPa.
- M : momento flector máximo de 92,75 N.m.
- c : distancia al eje de simetría de 11,1 mm.
- I : momento del área en $0,66 \text{ cm}^4$.

$$\sigma_f = \frac{92,75 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 11,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0,66 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_f = 156 \text{ MPa}$$

Del diagrama de la Figura 2.72 se tiene la fuerza $F_{43 \times}$ para calcular el esfuerzo axial debido a la compresión en el eslabón biela con la ecuación 2.77:

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \quad 2.77$$

Donde:

- σ_c : esfuerzo de compresión en MPa.
- F : fuerza de compresión de 185,64 N.
- A : área de la sección transversal de $1,27 \text{ cm}^2$.

$$\sigma_c = \frac{185,64 \text{ N}}{1,27 * 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\sigma_c = 1,45 \text{ MPa}$$

Debido a que los esfuerzos de flexión y compresión se desarrollan en la misma dirección se calcula el esfuerzo longitudinal del eslabón con la ecuación 2.78, se tiene:

$$\sigma_1 = \sigma_f + \sigma_a$$

2.78

Donde:

σ_f : esfuerzo longitudinal en MPa.

σ_a : esfuerzo axial en MPa.

En el esfuerzo axial se considera la dirección de aplicación de la carga, por tanto, el signo es positivo si el esfuerzo es a tracción y negativo cuando el esfuerzo es a compresión.

Se tiene:

$$\sigma_1 = 156 - 1,45$$

$$\sigma_1 = 154,6 \text{ MPa}$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles se determina el esfuerzo de Von Mises en el plano debido a la carga combinada de flexión y compresión con la ecuación 2.79.

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}}$$

2.79

Debido a que existe solo esfuerzo longitudinal se tiene que el esfuerzo de Von Mises es equivalente a:

$$\sigma' = \sigma_1$$

$$\sigma' = 154,6 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad se determina con la ecuación 2.80 como:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma'}$$

2.80

$$n_s = \frac{320 \text{ MPa}}{154,6 \text{ MPa}}$$

$$n_s = 2$$

Por tanto, el eslabón biela acoplador no falla ante los esfuerzos máximos.

*** Análisis a fatiga por combinaciones de modo de carga**

El movimiento del mecanismo de cuatro eslabones es periódico, por tanto, se generan esfuerzos máximos y mínimos en el eslabón biela acoplador, debido al cambio de dirección y magnitud de las fuerzas, para lo cual, se realiza un análisis a fatiga de cargas combinadas empleando el criterio de la recta de la fatiga de Gerber.

Se determina el componente alternante y el componente medio de los esfuerzos con las ecuaciones 2.81 y 2.82, respectivamente para calcular el esfuerzo de Von Mises. Se considera el esfuerzo torsional nulo.

$$\sigma'_a = K_{f_{flexion}} \cdot \sigma_{a_{flexion}} + K_{f_{axial}} \cdot \frac{\sigma_{a_{axial}}}{0,85}$$

2.81

$$\sigma'_m = K_{f_{flexion}} \cdot \sigma_{m_{flexion}} + K_{f_{axial}} \cdot \sigma_{m_{axial}}$$

2.82

Donde:

σ'_a : componente del esfuerzo alternante en MPa.

σ'_m : componente el esfuerzo medio en MPa.

$K_{f_{flexion}}$: concentrador de fatiga a esfuerzos por flexión en MPa.

$K_{f_{axial}}$: concentrador de fatiga a esfuerzos axiales en MPa.

Las componentes del esfuerzo medio y alternante se obtienen de las ecuaciones 2.83 y 2.84, respectivamente:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

2.83

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right|$$

2.84

De similar manera, se realizan los cálculos de los esfuerzos mínimos en el eslabón biela acoplador; en la Tabla 2.49 se resumen los resultados obtenidos de los cálculos realizados.

Tabla 2.49. Esfuerzos en el eslabón biela acoplador.

Esfuerzo de flexión σ_f MPa		Esfuerzo de compresión σ_c MPa	
Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo
156	145	1,45	0,6

(Fuente: Propia)

Se calculan las componentes de esfuerzo medio y amplitud para la flexión con las ecuaciones 2.83 y 2.84, respectivamente:

$$\sigma_{m \text{ flexión}} = \frac{(156 + 145) \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_{m \text{ flexión}} = 150,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{a \text{ flexión}} = \left| \frac{(156 - 145) \text{ N}}{2} \right|$$

$$\sigma_{a \text{ flexión}} = 5,5 \text{ MPa}$$

De similar manera se calculan las componentes medio y componente amplitud para la compresión y se tiene:

$$\sigma_{m \text{ comp}} = 1 \text{ N}$$

$$\sigma_{a \text{ comp}} = 0,43 \text{ N}$$

Debido a que el perfil del eslabón no presenta muescas significativas y no es sensible a las mismas se consideran los factores de concentración de esfuerzo a fatiga, tanto a flexión $K_{f \text{ flexión}}$, como, axial $K_{f \text{ axial}}$ equivalente a 1.

Por tanto, empleado las ecuaciones 2.81 y 2.82 para combinaciones de modo de carga los esfuerzos componente medio y amplitud de Von Mises son:

$$\sigma'_{a} = 1 * 5,5 \text{ MPa} - 1 * \frac{0,43 \text{ MPa}}{0,85}$$

$$\sigma'_{a} = 5 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{m} = 1 * 150,5 \text{ MPa} - 1 * 1 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{m} = 149,5 \text{ MPa}$$

Se determinan los factores que modifican los límites de resistencia a la fatiga; por tanto, con la ecuación 2.30 el factor de modificación de la condición superficial por laminado en frío k_a es equivalente a 0,922.

Se determina el factor de tamaño k_b con la ecuación 2.31 considerando que el tubo no está girando, por tanto, se calcula un diámetro equivalente para una sección circular de diámetro d de 22,2 mm.

$$\begin{aligned}d_e &= 0,370 \cdot d \\d_e &= 0,370 \cdot 22,2 \\d_e &= 8,21 \text{ mm}\end{aligned}$$

Por tanto, el factor de tamaño k_b es equivalente a 0,992.

El factor de carga por flexión k_c , factor de temperatura a temperatura ambiente k_d y los demás factores se determinan equivalentes a 1.

El límite de la resistencia a fatiga no rotativa S'_e se calcula con la ecuación 2.29 considerando la resistencia última del material de 400 MPa.

$$S'_e = 200 \text{ MPa}$$

Se calcula el límite a la resistencia a la fatiga modificada con la ecuación 2.28 y se tiene:

$$S_e = 183 \text{ MPa}$$

Para determinar el factor de seguridad a fatiga se obtiene la pendiente de la línea de carga real y se emplean las ecuaciones del criterio de diseño de Gerber para compararla con la pendiente de la línea de carga crítica. Si la línea de carga crítica es menor que la línea de carga real, entonces, la falla por fatiga se produce antes que la falla de fluencia al primer ciclo.

Se obtiene la pendiente de la línea de carga real r de la relación del esfuerzo amplitud y esfuerzo medio con la ecuación 2.85 como:

$$r = \frac{\sigma'_a}{\sigma'_m}$$

2.85

$$r = \frac{5 \text{ MPa}}{149,5 \text{ MPa}}$$

$$r = 0,033$$

Con el criterio de Gerber se establece la resistencia alternante S_a y la resistencia media S_m con las ecuaciones 2.86 y 2.87, respectivamente:

$$S_m = \frac{S_{ut}^2}{2 \cdot S_e} \cdot \left[1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot S_e}{S_{ut}} \right)^2 \cdot \left(1 - \frac{S_y}{S_e} \right)} \right]$$

2.86

$$S_m = \frac{400^2}{2 \cdot 183} \cdot \left[1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 183}{400} \right)^2 \cdot \left(1 - \frac{320}{183} \right)} \right]$$

$$S_m = 170 \text{ MPa}$$

$$S_a = S_y - S_m$$

2.87

$$S_a = 320 - 170$$

$$S_a = 150 \text{ MPa}$$

La pendiente de la línea crítica r_{crit} se calcula como la relación resistencia alternante y la resistencia media con la ecuación 2.88:

$$r_{crit} = \frac{S_a}{S_m}$$

2.88

$$r_{crit} = \frac{150 \text{ MPa}}{170 \text{ MPa}}$$

$$r_{crit} = 0,88$$

Por tanto, se obtiene que la pendiente de la línea de carga crítica r_{crit} es mayor que la línea de carga real r , de esta manera, la falla ante la fluencia del primer ciclo ocurre antes que la falla por fatiga.

Se calcula el factor de diseño para la fatiga η_f con la ecuación 2.89 :

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{ut}}{\sigma'_m} \right)^2 \cdot \frac{\sigma'_a}{S_e} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma'_m \cdot S_e}{S_{ut} \cdot \sigma'_a} \right)^2} \right]$$

2.89

$$n_f = \frac{1}{2} * \left(\frac{400}{149,5} \right)^2 * \frac{5}{183} * \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * 149,5 * 183}{400 * 5} \right)^2} \right]$$

$n_f = 2,58$

El factor de la fluencia en el primer ciclo n_y se calcula con la ecuación 2.90 de diseño de la fluencia de primer ciclo de Langer:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_m + \sigma'_a}$$

2.90

$$n_y = \frac{320}{149,5 + 5}$$

$n_y = 2,1$

* Cálculo del eslabón manivela

El eslabón manivela es un perfil uniforme con extremos adecuados para las articulaciones A y O₂, de tal manera, que permita el acople con el resto de eslabones del mecanismo rotacional como se presenta en la Figura 2.74. Se utiliza acero ASTM A 513 con resistencia a la fluencia S_y de 225 MPa y resistencia última a la tracción S_{ut} de 320 MPa.



Figura 2.74. Eslabón manivela.

(Fuente: Propia)

Se considera un tubo mecánico circular con las siguientes propiedades geométricas:

- Diámetro exterior d : 15,88 mm.
- Espesor de pared e : 1,5 mm.
- Distancia al eje del perfil c : 7,9 mm.
- Área de la sección A : 0,68 cm².
- Momento de área I : 0,18 cm⁴.
- Longitud L : 225 mm.

De los esquemas realizados por el método gráfico en el análisis de fuerzas estáticas para la fuerza máxima en la articulación A se obtienen las reacciones en las articulaciones A y O₂ del eslabón manivela como se muestra en Figura 2.75. En el anexo III se describe la posición del eslabón y la dirección de las fuerzas máximas y mínimas.

Las componentes de las fuerzas se determinan en la dirección longitudinal (eje X') y transversal (eje Y'). En la Tabla 2.50 se muestran los valores de las reacciones.

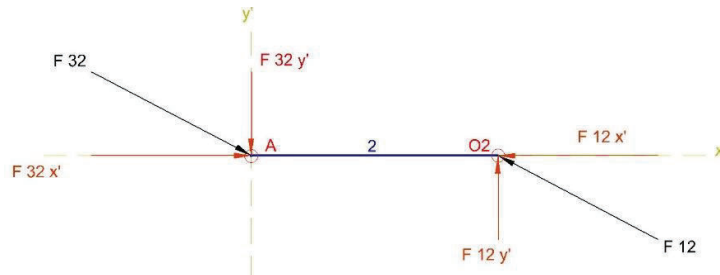


Figura 2.75. Diagrama de fuerzas en el eslabón manivela.
(Fuente: Propia)

Tabla 2.50. Fuerzas en el eslabón manivela.

Identificación	Dirección	Fuerza N
F ₃₂	F _{32x'}	162
	F _{32y'}	85
F ₁₂	F _{12x'}	162
	F _{12y'}	85

(Fuente: Propia)

Estas fuerzas someten al eslabón a esfuerzos combinados de flexión y compresión en la dirección longitudinal. Se obtienen los diagramas de corte y momento flector en el eslabón como se muestra en la Figura 2.76.

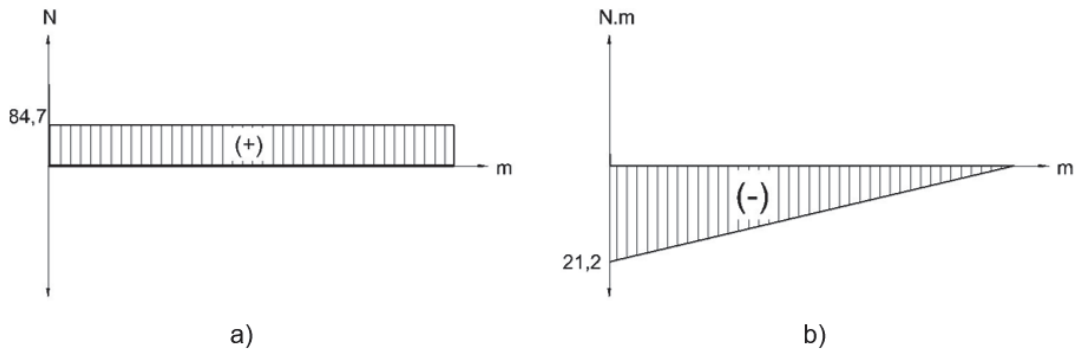


Figura 2.76. Diagramas de fuerza cortante y momento flector.

(Fuente: Propia)

Se determina que el momento flector máximo en el eslabón manivela es equivalente a 21,2 N.m, por tanto, con la ecuación 2.76 se determina el esfuerzo de flexión:

$$\sigma_f = 95 \text{ MPa}$$

Considerando la fuerza de compresión $F_{32x'}$ de 162 N se determina el esfuerzo con la ecuación 2.77:

$$\sigma_c = 2,4 \text{ MPa}$$

El esfuerzo longitudinal debido a la combinación del esfuerzo máximo de flexión y compresión se determina con la ecuación 2.78:

$$\sigma_1 = 92,6 \text{ MPa}$$

Por tanto, el esfuerzo de Von Mises es equivalente al esfuerzo longitudinal:

$$\sigma' = 92,6 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad se determina con la ecuación 2.80:

$$\eta = 2,4$$

Se determina que el eslabón manivela no falla ante los esfuerzos máximos.

*** Análisis a fatiga por combinaciones de modo de carga**

Se realiza el análisis a fatiga de cargas combinadas empleando el criterio de la recta de fatiga de Gerber en la manivela debido a que se generan esfuerzos máximos y mínimos por el cambio de dirección y magnitud de las fuerzas.

De similar manera, se realizan los cálculos de los esfuerzos mínimos en el eslabón manivela. Los valores de los cálculos realizados se resumen en Tabla 2.51.

Tabla 2.51. Esfuerzos en el eslabón manivela.

Esfuerzo de flexión σ_f MPa		Esfuerzo de compresión σ_c MPa	
Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo
95	53,2	2,4	0,7

(Fuente: Propia)

Se determinan las componentes de esfuerzo medio y alternante de los esfuerzos de flexión y compresión mediante las ecuaciones 2.83 y 2.84, respectivamente.

Se calculan los esfuerzos componente amplitud y medio de Von Misses con las ecuaciones 2.81 y 2.82, respectivamente. Se consideran los factores de concentración de esfuerzo por fatiga de flexión K_f flexión y axial K_f axial equivalentes a 1, debido a que el eslabón no presenta muescas considerables. Los resultados de las componentes se muestran en la Tabla 2.52.

Tabla 2.52. Componentes de los esfuerzos.

Esfuerzo Componente	Flexión MPa	Compresión MPa	Von Misses MPa
Medio σ_m	74,1	1,55	72,3
Amplitud σ_a	20,9	0,84	19,9

(Fuente: Propia)

Se determinan los factores que modifican los límites de resistencia a la fatiga; por tanto, con la ecuación 2.30 el factor de modificación de la condición superficial por laminado en frío k_a es equivalente a 0,98.

El factor de tamaño k_b se calcula con la ecuación 2.31 considerando que el tubo no está girando, por tanto, se calcula un diámetro equivalente para una sección circular de diámetro d de 15,88 mm.

$$d_e = 0,370 \cdot d$$

$$d_e = 0,370 \cdot 15,88$$

$$d_e = 5,8 \text{ mm}$$

Por tanto, el factor de tamaño k_b es equivalente a 1,03.

El factor de carga por flexión k_c , factor de temperatura a temperatura ambiente k_d y los demás factores se determinan equivalentes a 1.

El límite de la resistencia a fatiga no rotativa S'_e se calcula con la ecuación 2.29 considerando la resistencia última del material de 400 MPa.

$$S'_e = 160 \text{ MPa}$$

Se determina el límite a la resistencia a la fatiga modificada con la ecuación 2.28 y se tiene:

$$S_e = 160,5 \text{ MPa}$$

Mediante el criterio de Gerber se establece la resistencia alternante S_a y la resistencia media S_m con las ecuaciones 2.86 y 2.87, respectivamente; de esta manera se determina la pendiente de la línea crítica r_{crit} con la ecuación 2.88. Se calcula la pendiente de la línea de carga real r con la ecuación 2.85 para comparar y establecer un criterio de falla.

De los resultados obtenidos se calculan los factores de seguridad a la fatiga y la fluencia con las ecuaciones 2.89 y 2.90, respectivamente. Los resultados de los análisis con el criterio de Gerber se presentan en la Tabla 2.53.

Tabla 2.53. Análisis de Gerber en la manivela.

Denominación		Resultado
Resistencia Media S_m		72,8 MPa
Resistencia Alternante S_a		152,2 MPa
Pendiente de Carga Crítica r_{crit}		2
Pendiente de Carga Real r		0,275
Factor de Seguridad	Fatiga n_f	3,4
	Fluencia n_y	2,4

(Fuente: Propia)

Se obtiene que la pendiente de la línea de carga crítica es mayor que la línea de carga real; por tanto, el eslabón manivela falla primero ante la fluencia del primer ciclo y posteriormente a fatiga. Los factores de seguridad son aceptables.

* **Diseño de la pedalera**

La pedalera permite la unión del pie del paciente con la máquina elíptica para realizar el ciclo de rehabilitación. En la pedalera se consideran elementos constitutivos como el soporte de pedal y los tornillos de sujeción al eslabón biela acoplador como se muestra en la Figura 2.77.

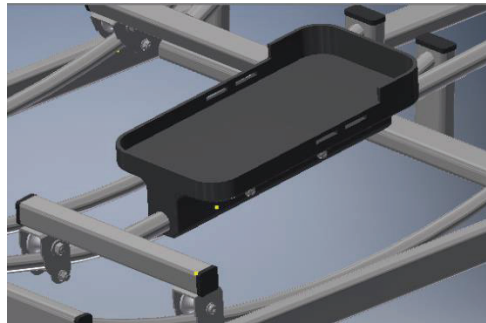


Figura 2.77. Pedalera de la máquina elíptica.
(Fuente: Propia)

* **Cálculo y selección de tornillos**

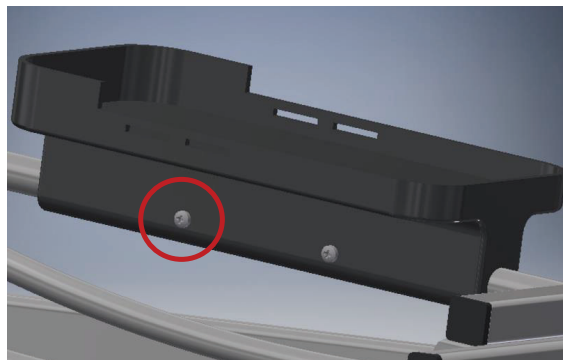


Figura 2.78. Unión del soporte de pedal y la biela acopladora.
(Fuente: Propia)

En la Figura 2.78 se observa la unión entre el soporte del pedal con el tubo circular de la biela acoplador. La biela acopladora se considera como material base de acero ASTM A500 y el soporte del pedal de polímero PPS.

La unión se realiza con tornillos de cabeza de botón DIN 7985 de clase 4.6, por tanto, la resistencia de fluencia S_y es 240 MPa y la resistencia última de tracción S_{ut} es 400 MPa.

Las componentes del peso longitudinal y transversal al eslabón biela acoplador se determinan del análisis de fuerzas estáticas en la posición del mecanismo cuando la componente del peso longitudinal es máxima como se muestra en la Figura 2.79.

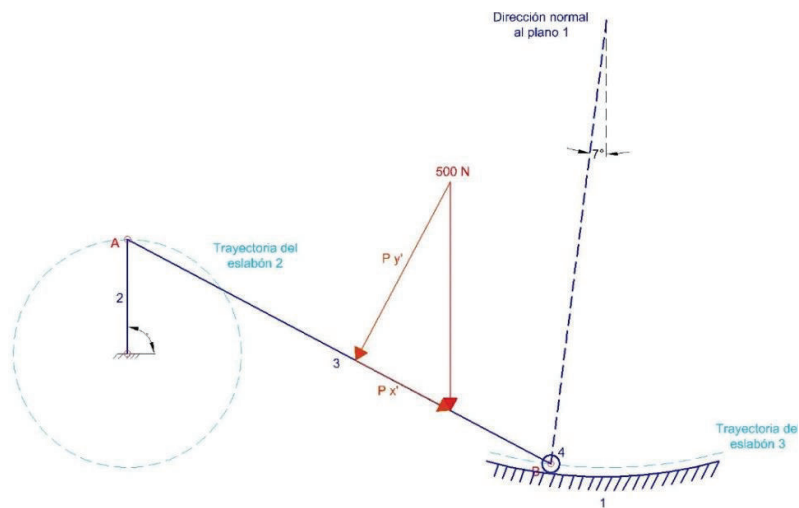


Figura 2.79. Peso longitudinal en la posición máxima del mecanismo.

(Fuente: Propia)

Se toman las componentes del peso en los ejes longitudinal y transversal al eslabón biela acoplador como se muestra en la Figura 2.80.

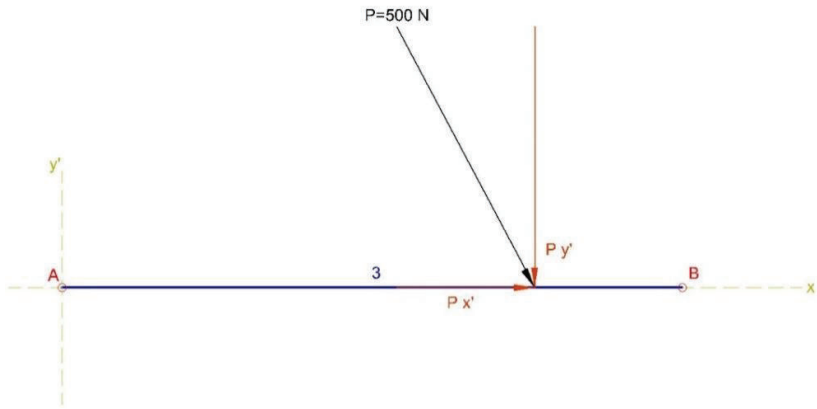


Figura 2.80. Componentes del peso en el eslabón.
(Fuente: Propia)

Donde:

$P_{x'}$: componente del peso en la dirección longitudinal de 234 N.

$P_{y'}$: componente del peso en la dirección transversal de 442 N.

Por tanto, se considera la componente $P_{x'}$ como la fuerza de corte F de 234 N para dimensionar los pernos según los efectos que determinan el diámetro del agujero, diámetro del perno y los factores de seguridad de cada caso.

Para el efecto del corte puro en el tornillo se determina el esfuerzo permitido con la ecuación 2.91.

$$[\tau] = \frac{S_{yc}}{n_s} \quad 2.91$$

Donde:

$[\tau]$: esfuerzo de corte permitido en MPa.

S_{yc} : esfuerzo de fluencia al corte del perno en MPa.

n_s : factor de seguridad previo de 2,2.

$$[\tau] = \frac{0,6 * 240 \text{ MPa}}{2,2}$$

$$[\tau] = 65,5 \text{ MPa}$$

El área de corte para un perno se calcula con la ecuación 2.92 como:

$$A_{\text{corte}} = \frac{F}{[\tau]}$$

2.92

$$A_{\text{corte}} = \frac{234 \text{ N}}{65,45 \text{ E } 6 \text{ MPa}}$$

$$A_{\text{corte}} = 3,58 \text{ mm}^2$$

Se considera la sección del tornillo circular, por tanto, el diámetro mínimo se calcula con la ecuación 2.93 :

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{\text{corte}}}{\pi}}$$

2.93

$$D_p = \sqrt{\frac{4 * 3,58 \text{ mm}^2}{\pi}}$$

$$D_p = 2,13 \text{ mm}$$

Se considera un tornillo de mayor diámetro que permita la sujeción adecuada considerando la longitud del mismo, por tanto, se escoge un tornillo métrico M5.

El diámetro del agujero para el tornillo es

$$D_{\text{ag}} = D_p + 3,18$$

2.94

Donde:

D_{ag} : diámetro del agujero en milímetros.

$$D_{\text{ag}} = 8,18 \text{ mm}$$

El área de corte del tornillo se determina con la ecuación 2.65:

$$A_c = 4,4 \text{ mm}^2$$

Se evalúa el factor de seguridad n_c con el área de corte escogido en la ecuación 2.95:

$$n_c = \frac{S_{yc} \cdot A_{corte}}{F}$$

$$n_c = \frac{2.95 \cdot 0,6 \cdot 240 \text{ MPa} \cdot 4,4 \text{ mm}^2}{234 \text{ N}}$$

$$n_c = 2,7$$

Por tanto, el material del tornillo no falla al efecto de corte puro.

Para el efecto de empuje en el material debido al contacto con el perno se considera que el polímero PPS mantiene sus propiedades mecánicas en todas las direcciones, es decir, la resistencia de fluencia a tracción S_y es similar a la resistencia por compresión. El material PPS presenta la resistencia de fluencia de 69,8 MPa.

El área de empuje se calcula con la ecuación 2.96 como:

$$A_{emp} = D_p \cdot t'$$

2.96

$$A_{emp} = 5 \text{ mm} \cdot 18,7 \text{ mm}$$

$$A_{emp} = 93,5 \text{ mm}^2$$

Se determina el esfuerzo de empuje con la ecuación 2.71:

$$\sigma_{emp} = 2,50 \text{ MPa}$$

Con la ecuación 2.72 se calcula el factor de seguridad n_e :

$$n_e = 27,9$$

Por tanto, se escoge el menor factor de seguridad n_s entre los efectos considerados para la unión entre el soporte del pedal y el perfil del eslabón biela acoplador de 2,7. Entonces, la unión se realiza con un tornillo métrico de cabeza redonda M5 X 45.

2.2.4. Dimensionamiento de la grúa de soporte

La grúa de soporte es fija con brazo abatible en el plano horizontal que permite, tanto la elevación, así como, el giro para colocar al paciente correctamente en la posición de la máquina elíptica de rehabilitación, de tal manera, que el terapeuta no realice actividades de

posicionamiento para iniciar la sesión de rehabilitación. Se considera el peso máximo, tanto, del paciente, como, los implementos de sujeción al arnés de 1000 N.

La Figura 2.81 muestra el esquema de la grúa de soporte adecuada para el acople con la máquina elíptica de rehabilitación. Las medidas consideradas son las siguientes:



Figura 2.81. Esquema del equipo soporte.

(Fuente: Propia)

Largo total de la estructura: 1650 mm.

Ancho total de la estructura: 700 mm.

Alto total de la estructura: 2445 mm.

El paciente puede sujetarse con sus manos durante la rehabilitación con soportes de pasamanos instalados en ambos lados del equipo para mejorar su estabilidad. En la Figura 2.82 se representa la ubicación del soporte de pasamanos.



Figura 2.82. Esquema y ubicación del soporte de pasamanos.
(Fuente: Propia)

*** Selección del equipo motriz para levantamiento**

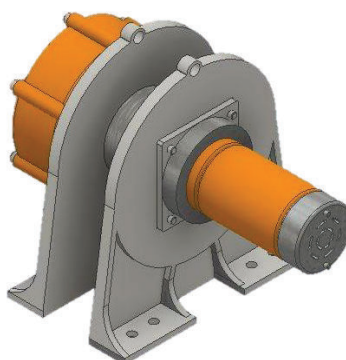


Figura 2.83. Motor grúa de levantamiento.
(Fuente: Propia)

Se considera el peso a levantar equivalente a la carga del paciente, el soporte y arnés de 100 kg; se consulta el catálogo de grúas eléctricas “Pacific Hoists” para seleccionar la grúa que satisfaga las condiciones de trabajo. Las especificaciones de la grúa se muestran en la Tabla 2.54 que se observa en la Figura 2.83.

Tabla 2.54. Especificaciones del motor grúa.

Especificaciones técnicas	
Modelo	DH 120
Código	PHD 120
Capacidad nominal	120 kg
Voltaje	DC 12V
Amperios no carga	7 A

Amperios carga completa	20 A
Velocidad	5 m/min
Relación de transmisión	56:1
Dimensión del cable	Φ6mm X 5m
Peso neto	17 kg

(Fuente: Pacific Hoists)

* **Estudio de cargas estáticas en la estructura de la grúa soporte**

El análisis estructural se realiza mediante elementos finitos del software SAP 2000 considerando las siguientes asignaciones:

Material: acero ASTM A500
 acero ASTM A36

Perfiles: tubo circular de 127 mm de diámetro y 4 mm de espesor.
 tubo circular de 38,1 mm de diámetro de 2 mm de espesor.
 tubo rectangular de 60 mm x 40 mm y 2 mm de espesor.
 tubo cuadrado de 25 mm de pared y 2 mm de espesor.
 placas de 5 mm de espesor.

Carga: peso del paciente y la grúa de 1200 N en el nodo 4.

Restricción: empotrado en el nodo 7.

El esquema de la configuración de la estructura de la grúa se muestra en la Figura 2.84.



Figura 2.84. Estructura de la grúa soporte.

(Fuente: Propia)

En la Figura 2.85a se presenta la asignación de la carga y las dimensiones en la estructura para realizar el análisis de fuerzas.

Donde:

- a: dimensión del brazo en voladizo de 900 mm.
- b: distancia del soporte del brazo de 500 mm.
- c: dimensión del soporte del brazo de 577,4 mm.
- d: dimensión de la placa lateral de 150 mm.
- e: dimensión de la columna de la grúa de 1500 mm.
- P: carga de 1200 N.

Se obtienen los diagramas de fuerza axial, fuerza cortante y momento flector como se muestran en las Figuras 2.85 y 2.86.

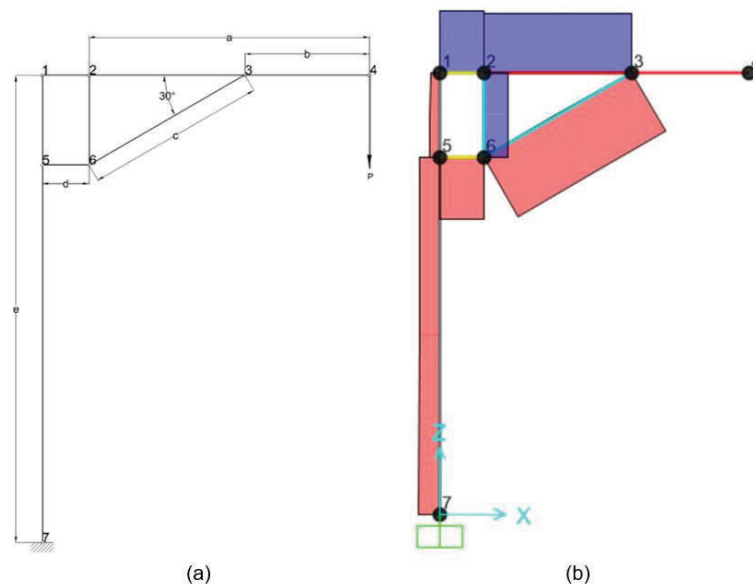


Figura 2.85. Esquema de dimensiones y fuerza axial en la grúa.

(Fuente: Propia)

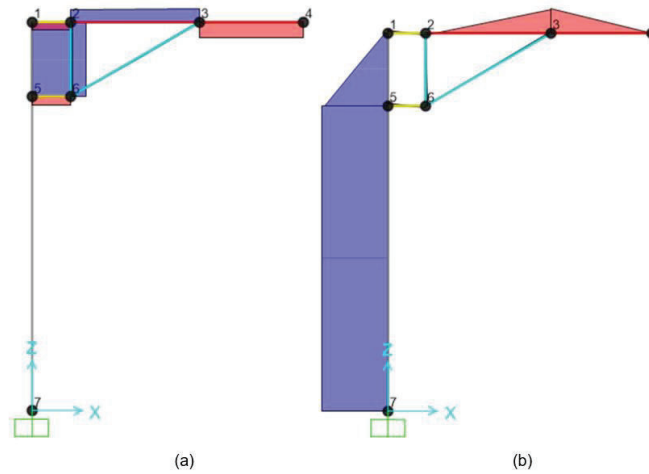


Figura 2.86. Diagrama de la fuerza cortante y momento flector.

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.55 se muestran los resultados obtenidos por elementos finitos de las fuerzas axial y cortante, y el momento flector en cada uno de los nodos de la estructura del soporte de grúa.

Tabla 2.55. Análisis en cada sección de eslabón de la estructura de la grúa.

Sección	Identificación	Nodo	Fuerza axial N	Fuerza Cortante N	Momento flector N.m
Columna	5-7	7	-1434	0	1281,2
		5	-1290	0	1281,2
	1-5	5	-668	4111	1233,5
		1	-634	4111	46,8
Brazo en voladizo	2-3	2	4060	982	56,2
		3	4060	997	-438,8
	3-4	3	0	-1212	-482,4
		4	0	-1212	0
Columna de giro	2-6	6	1603	50	-23,0
		2	1608	50	-8,5
Soporte de brazo	3-6	6	-4625	110	21,9
		3	-4621	117	-43,6
Placa lateral superior	1-2	1	4111	-634	-46,8
		2	4111	-626	47,7
Placa lateral inferior	5-6	5	-4111	-662	-47,7
		6	-4111	-614	44,9

(Fuente: Propia)

* **Cálculo de la columna de la grúa**

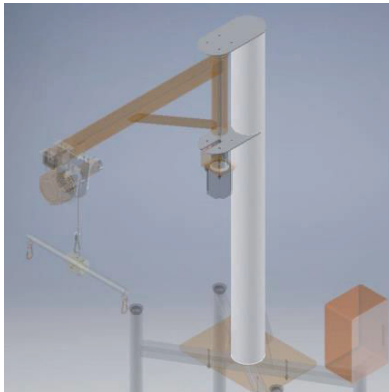


Figura 2.87. Columna de la grúa.

(Fuente: Propia)

Para el estudio de las cargas en el elemento se consideran las fuerzas y momento de la Tabla 2.55 de la sección columna para obtener los diagramas de fuerzas axiales, fuerzas de corte y momento flector como se observan en las Figuras 2.88 y 2.89.

Las propiedades geométricas del perfil considerado son:

Perfil:	tubo estructural circular.
Diámetro exterior d :	127 mm.
Espesor de pared e :	4 mm.
Distancia al eje del perfil c :	63,5 mm.
Área de la sección A :	15,46 cm ² .
Radio de giro k :	43,5 mm.
Momento de área I :	292,61 cm ⁴ .
Longitud L :	1500 mm.

El material utilizado es acero ASTM A500 con resistencia a la fluencia S_y de 320 MPa.

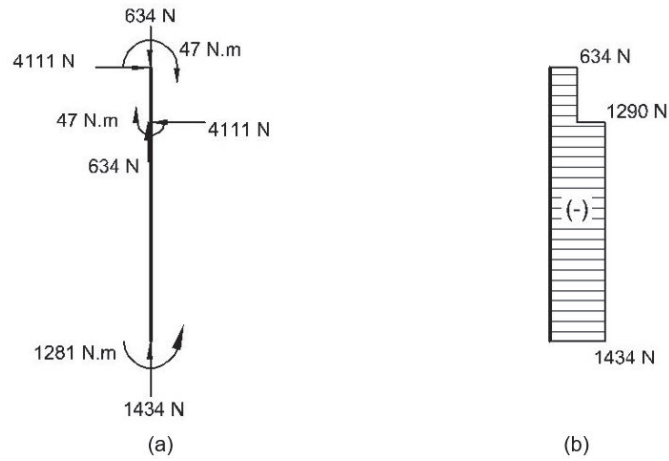


Figura 2.88. Diagramas de fuerzas axiales.
(Fuente: Propia)

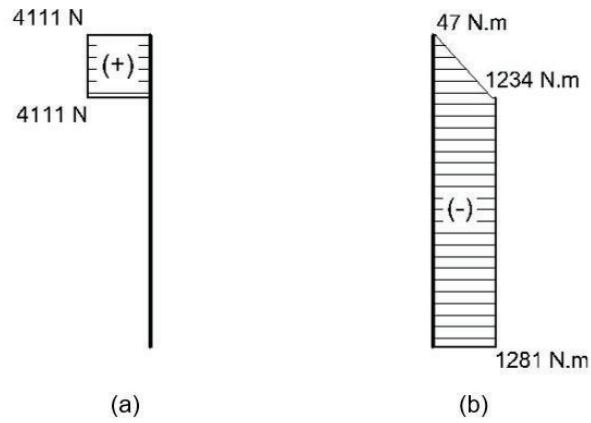


Figura 2.89. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.
(Fuente: Propia)

De la Figura 2.89b se tiene que el momento flector M máximo es 1281,2 N.m. Del diagrama de fuerza axial de la Figura 2.88b la fuerza P es a compresión equivalente a 1434 N.

Empleando las ecuaciones 2.76, 2.77, 2.78, 2.79 y 2.80 se determinan los esfuerzos generados y el factor de seguridad que se presentan en la Tabla 2.56.

Tabla 2.56. Esfuerzos en la columna.

Denominación	Resultado
Esfuerzo de la flexión σ_f	27,8 MPa
Esfuerzo de compresión σ_c	0,9 MPa
Esfuerzo longitudinal σ_l	26,9
Esfuerzo de Von Mises σ'	26,9
Factor de seguridad η_s	12

(Fuente: Propia)

El perfil seleccionado presenta sobredimensionamiento ante los esfuerzos; sin embargo, debido a la confiabilidad, deflexión mínima y funcionalidad se opta por el perfil seleccionado.

* Cálculo a compresión de la columna

Se determina la carga crítica, debido a las fuerzas de compresión y flexión en la columna. Para el estudio se considera como una columna de longitud intermedia con carga centrada y se aplica la ecuación de J.B. Johnson o fórmula parabólica.

La columna se encuentra empotrada en el extremo inferior y libre en el superior; se halla la constante de las condiciones de los extremos de la columna de la Tabla 2.57; la constante C recomendada es 0,25.

Tabla 2.57. Constantes de las condiciones finales de las columnas de Euler.

Condiciones de extremos de columnas	Constante C de condiciones de los extremos		
	Valor teórico	Valor conservador	Valor recomendado
Empotrado -Libre	0,25	0,25	0,25
Articulado- articulado	1	1	1
Empotrado - Articulado	2	1	1,2
Empotrado - empotrado	4	1	1,2

(Fuente: Shigley)

Se determina la relación de esbeltez de la columna con la ecuación 2.97 para comparar con la relación de esbeltez de transición que se determina con la ecuación 2.98

$$\lambda = \frac{L}{k}$$

2.97

Donde:

λ : relación de esbeltez.

L: longitud en mm.

k: radio de giro en mm.

Para la columna de 1500 mm y radio de giro de 43,2 mm se tiene:

$$\lambda = \frac{1500 \text{ mm}}{43,5 \text{ mm}}$$

$$\lambda = 34,5$$

La relación de esbeltez de transición es:

$$C_c = \left(\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot C \cdot E}{S_y} \right)^{\frac{1}{2}}$$

2.98

Donde:

C_c : relación de esbeltez de transición.

C: constante de los extremos de la columna.

E: módulo de elasticidad de 207 GPa.

S_y : resistencia a la fluencia de 320 MPa.

Por tanto, reemplazando valores se tiene:

$$C_c = \left(\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot C \cdot E}{S_y} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$C_c = \left(\frac{2 * \pi^2 * 0,25 * 207 * 10^9}{320 * 10^6} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$C_c = 56,5$$

Debido a que la relación de esbeltez calculada de 34,5 es menor a la relación de esbeltez de transición de 56,5 se considera que la columna es de longitud intermedia, por tanto, se calcula el esfuerzo de compresión crítico con la ecuación 2.99 como:

$$\sigma_{c\ cr} = S_y - \left(\frac{S_y \cdot L}{2\pi \cdot k} \right) \cdot \frac{1}{C \cdot E}$$

2.99

Donde:

$\sigma_{c\ cr}$: esfuerzo de compresión crítica en MPa.

Considerando la superposición entre el esfuerzo de compresión debido a la fuerza de compresión y el esfuerzo de flexión se calcula el esfuerzo de compresión crítico como:

$$\sigma_{c\ cr} = \frac{P_{cr}}{A} + \sigma_f$$

2.100

Donde:

P_{cr} : fuerza crítica en N.

σ_f : esfuerzo de flexión de 27,80 MPa.

A: área de la sección transversal del tubo circular de 15,46 cm².

Por tanto, igualando la ecuación 2.99 y 2.100 se tiene:

$$\frac{P_{cr}}{A} + \sigma_f = S_y - \left(\frac{S_y \cdot L}{2\pi \cdot k} \right) \cdot \frac{1}{C \cdot E}$$

Reemplazando los valores en la relación anterior, la fuerza crítica es:

$$\frac{P_{cr}}{A} = 320 * 10^6 - \left(\frac{320 * 10^6 \cdot 1500}{2\pi \cdot 43,5} \right)^2 * \frac{1}{0,25 * 207 * 10^9} - 27,8 * 10^6$$

$$\frac{P_{cr}}{A} = 232,6 \text{ MPa}$$

$$P_{cr} = 359,6 \text{ kN}$$

Se determina el factor de seguridad debido a la relación entre la fuerza de compresión P aplicada en la columna de 1434 N y la fuerza de compresión por carga crítica con la ecuación 2.101:

$$n = \frac{P_{cr}}{P}$$

2.101

$$n = \frac{359,6 * 10^3 \text{ N}}{1434 \text{ N}}$$

145

$$n = 251$$

Se determina que la carga aplicada en el elemento no es considerable, por tanto, no afecta en el pandeo y aplastamiento de la misma. Con los factores obtenidos se comprueba que el perfil estructural seleccionado asegura su desempeño y funcionalidad bajo cargas estáticas.

* **Cálculo del brazo en voladizo de la grúa**

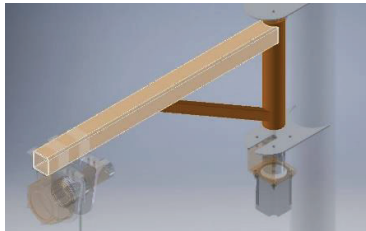


Figura 2.90. Brazo voladizo de la grúa
(Fuente: Propia)

Para el brazo en voladizo se toma en cuenta las fuerzas y momento obtenidos por el análisis de elementos finitos de la Tabla 2.55 de la sección brazo voladizo para obtener el diagrama de cuerpo libre y diagrama de fuerza axial de la Figura 2.91 y los diagramas de fuerza cortante y momento flector de la Figura 2.92.

El material utilizado es acero ASTM A500 con esfuerzo de fluencia S_y de 320 MPa.

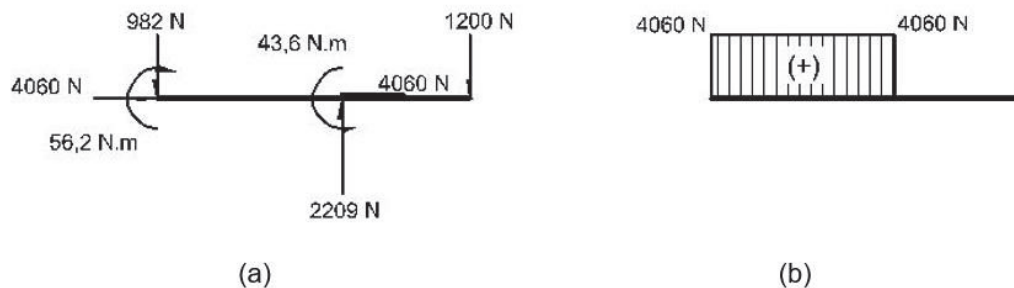


Figura 2.91. Diagramas de fuerzas axial.
(Fuente: Propia)

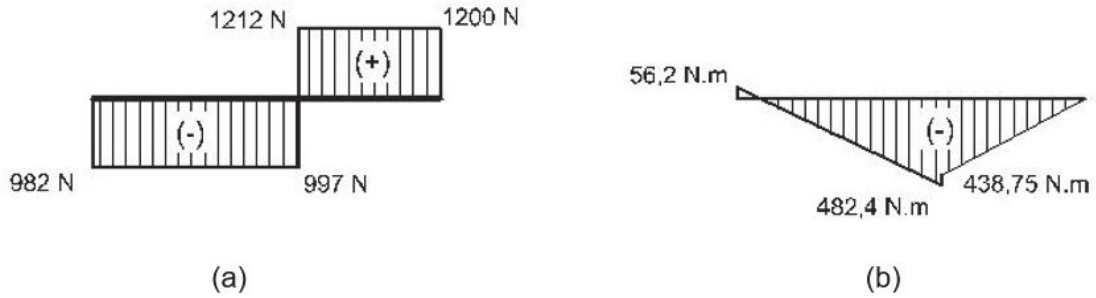


Figura 2.92. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.

(Fuente: Propia)

De la Figura 2.92b el momento flector M máximo es 482,4 N.m. Del diagrama de fuerza axial de la Figura 2.91b la fuerza P a tracción es 4060 N.

Las propiedades geométricas del perfil considerado son:

Perfil:	tubo estructural rectangular.
Lado mayor a :	60 mm.
Lado menor b :	40 mm.
Espesor de pared e :	3 mm.
Distancia al eje del perfil c :	30 mm.
Área de la sección A :	5,41 cm ² .
Momento de área mayor I :	25,41 cm ⁴ .
Longitud L :	870 mm.

Utilizando las ecuaciones 2.76, 2.77, 2.78, 2.79 y 2.80 se determinan los esfuerzos y factor de seguridad del perfil que se muestran en la Tabla 2.58.

Tabla 2.58. Esfuerzos en el brazo voladizo.

Denominación	Resultado
Esfuerzo de la flexión σ_f	56,9 MPa
Esfuerzo de tracción σ_t	7,5 MPa
Esfuerzo longitudinal σ_l	64,4 MPa
Esfuerzo de Von Mises σ'	64,4 MPa
Factor de seguridad η_s	5

(Fuente: Propia)

El perfil seleccionado presenta un factor de seguridad adecuado debido a que asegura su funcionamiento como equipo médico para el tratamiento de personas; además, la rigidez del perfil reduce la deflexión que se produce en el mismo.

* **Cálculo del soporte del brazo**



Figura 2.93. Refuerzo del brazo.

(Fuente: Propia)

Del análisis de cargas de la Tabla 2.55 de la sección soporte de brazo se obtienen los diagramas de fuerzas y fuerza axial que se muestran en la Figura 2.94 y los diagramas de fuerza cortante y momento flector de la Figura 2.95.

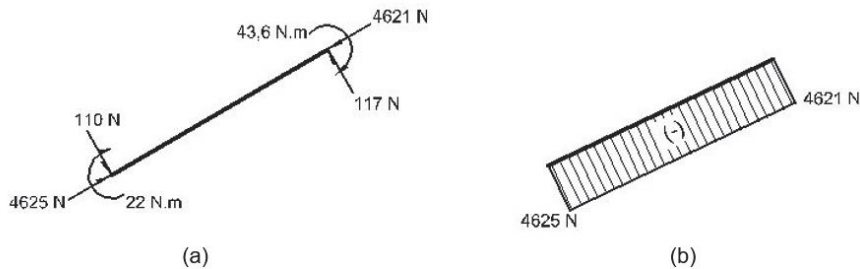


Figura 2.94. Diagrama de cuerpo libre y fuerza axial.

(Fuente: Propia)

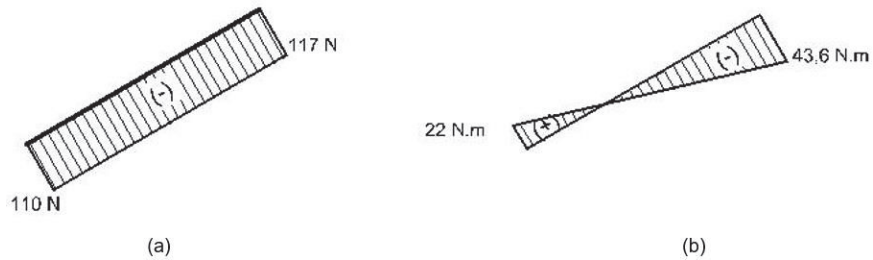


Figura 2.95. Diagramas de fuerza cortante y momento flector.

(Fuente: Propia)

De la Figura 2.95b el momento flector M máximo es 43,6 N.m y del diagrama de fuerza axial de la Figura 2.94b la fuerza P es de compresión de 4625 N.

Las propiedades geométricas del perfil considerado son:

Perfil:	tubo estructural cuadrado.
Lado a :	25 mm.
Espesor de pared e :	2 mm.
Distancia al eje del perfil c :	12,5 mm.
Área de la sección A :	1,74 cm ² .
Radio de giro k :	9,3 mm.
Momento de área I :	1,49 cm ⁴ .
Longitud L :	577,4 mm.

El material utilizado es acero ASTM A500 con esfuerzo de fluencia S_y de 320 MPa.

Mediante las ecuaciones 2.76, 2.77, 2.78, 2.79 y 2.80 se hallan los esfuerzos generados y el factor de seguridad en el perfil que se muestran en la Tabla 2.59.

Tabla 2.59. Esfuerzos en el soporte del brazo

Denominación	Resultado
Esfuerzo de la flexión σ_f	36,6 MPa
Esfuerzo de compresión σ_c	26,6 MPa
Esfuerzo longitudinal σ_l	10 MPa
Esfuerzo de Von Mises σ'	10 MPa
Factor de seguridad η_s	32

(Fuente: Propia)

El perfil seleccionado presenta sobredimensionamiento; sin embargo, considerando las operaciones de ensamble, su funcionalidad con el tratamiento de personas y su rigidez, el perfil escogido es adecuado para el diseño.

*** Cálculo a compresión del soporte de refuerzo**

Se determina la carga crítica, debido, al esfuerzo de compresión y flexión en el soporte de refuerzo considerando al elemento como una columna de longitud intermedia con carga centrada.

De la Tabla 2.57 la constante C recomendada para condiciones de extremos empotrados es 1,2. Se calcula con las ecuaciones 2.97 y 2.98 la relación de esbeltez y la relación de esbeltez de transición del perfil seleccionado para verificar que la columna es de longitud intermedia, por tanto, se aplica la ecuación de J.B. Johnson. En la Tabla 2.60 se muestran los resultados de los cálculos.

Tabla 2.60. Relación de esbeltez en el soporte

Denominación	Resultado
Relación de esbeltez λ	62,1
Relación de esbeltez de transición C_c	123,8

(Fuente: Propia)

Conociendo el momento máximo de 43,6 N.m que genera el esfuerzo de flexión y la carga aplicada de 4265 N se obtiene la fuerza aplicada crítica y el factor de seguridad en el soporte de brazo con las ecuaciones 4.57 y 4.58. Los resultados se muestran en la Tabla 2.61.

Tabla 2.61. Fuerza crítica en el soporte.

Denominación	Resultado
Fuerza crítica P_{cr}	42,31 kN
Factor de seguridad η_s	9,15

(Fuente: Propia)

Se determina que la carga aplicada en el elemento no afecta al soporte de refuerzo, por tanto, no se produce pandeo ni aplastamiento en el elemento. De los factores de seguridad obtenidos se comprueba que el perfil seleccionado es adecuado para el diseño.

* **Diseño de la columna de giro**

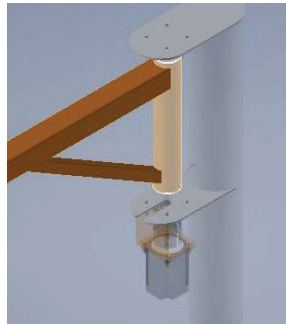


Figura 2.96. Columna de giro.

(Fuente: Propia)

Del análisis de fuerzas estáticas de la Tabla 2.55 para la columna de giro se obtienen los diagramas de cuerpo libre y diagrama de fuerza axial como se muestran en la Figura 2.97, los diagramas de fuerza cortante y momento flector se observan en la Figura 2.98. El material utilizado es acero ASTM A500 con esfuerzo de fluencia S_y de 320 MPa.

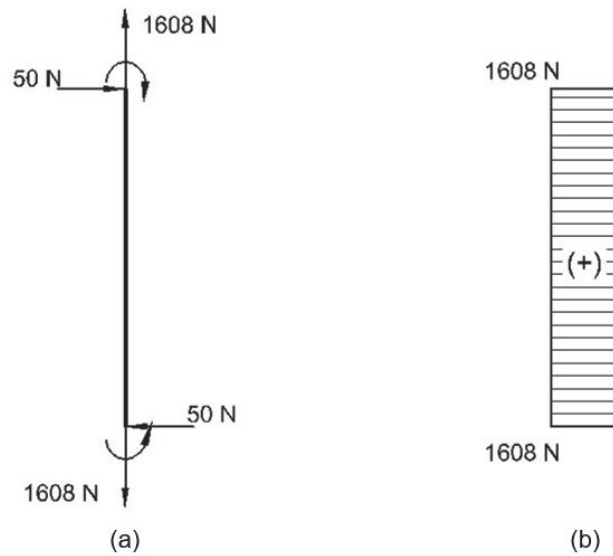


Figura 2.97. Diagrama de cuerpo libre y fuerza axial.

(Fuente: Propia)

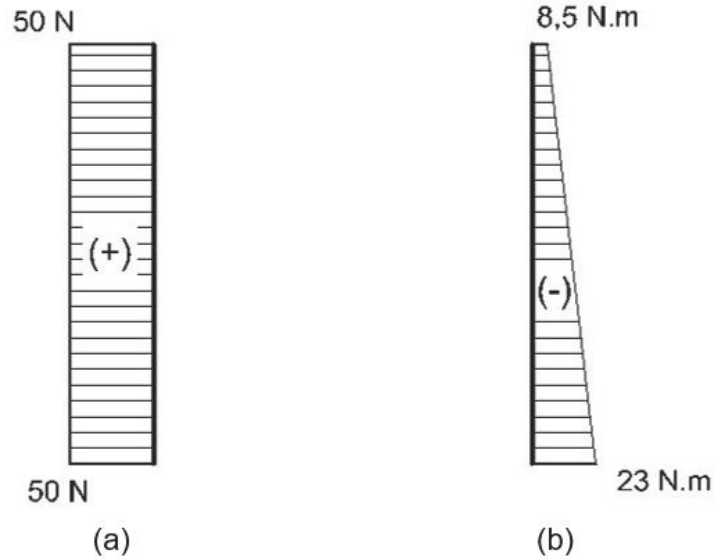


Figura 2.98. Diagramas de fuerza cortante y momento flector.
(Fuente: Propia)

De la Figura 2.98b se tiene el momento flector M máximo de 23 N.m. En el diagrama de fuerza axial de la Figura 2.97b se tiene la fuerza P de tracción de 1608 N.

Las propiedades geométricas del perfil considerado son:

Perfil:	tubo estructural circular
Diámetro d :	38,1 mm
Espesor de pared e :	1,4 mm
Distancia al eje del perfil c :	19,05 mm
Área de la sección A :	1,61 cm ²
Momento de área I :	2,72 cm ⁴
Longitud L :	288,7 mm

Empleando las ecuaciones 2.76, 2.77, 2.78, 2.79 y 2.80 se determinan los esfuerzos generados y el factor de seguridad en el elemento. Los resultados se muestran en la Tabla 2.62.

Tabla 2.62. Esfuerzos en la columna de giro

Denominación	Resultado
Esfuerzo de la flexión σ_f	16,1 MPa
Esfuerzo de tracción σ_t	10 MPa
Esfuerzo longitudinal σ_l	26,1 MPa
Esfuerzo de Von Mises σ'	26,1 MPa
Factor de seguridad η_s	12

(Fuente: Propia)

El perfil seleccionado es adecuado para el funcionamiento como parte del equipo para el tratamiento de personas; además, su rigidez permite reducir la deflexión.

*** Selección y cálculo para el equipo motriz de rotación**

El brazo de la grúa permite la rotación libre en el plano horizontal para mover al paciente desde la silla de ruedas hacia el equipo, por medio, del accionamiento de un motor de pasos como se muestra en la Figura 2.99.

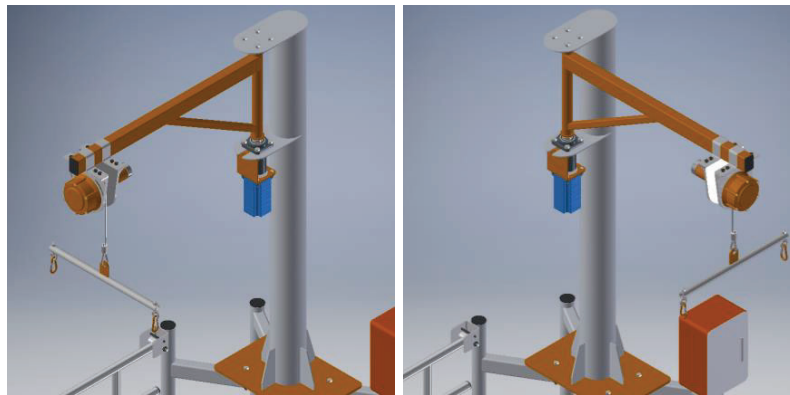


Figura 2.99. Movimiento de rotación del brazo de la grúa.

(Fuente: Propia)

El brazo gira alrededor de la columna de giro reforzado con un eje empotrado en sus extremos por rodamientos con soportes tipo brida cuadrada, que a su vez, se unen a la columna de la grúa con placas laterales, como se muestra en la Figura 2.100.

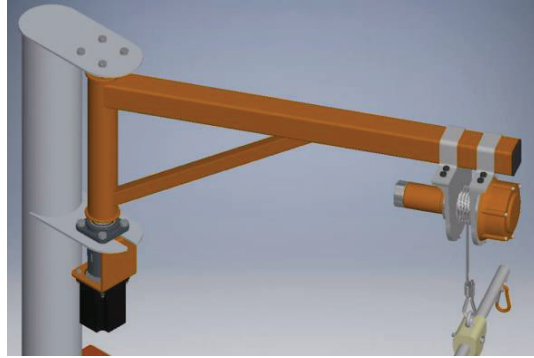


Figura 2.100. Configuración del brazo móvil en voladizo
(Fuente: Propia)

* **Cálculo del par de giro**

El par de giro necesario para mover el brazo en voladizo en el plano horizontal se obtiene con la ecuación 2.102.

$$T = I_0 \cdot \alpha$$

2.102

Donde:

T: par de giro.

I: momento de inercia en kg.m².

α : aceleración angular en rad/s².

Se determina el momento de inercia respecto a un eje perpendicular en el extremo de una varilla delgada considerando la distribución de masas puntuales debido a la carga en el extremo y la masa propia del brazo, como se observa en el esquema de la Figura 2.101.

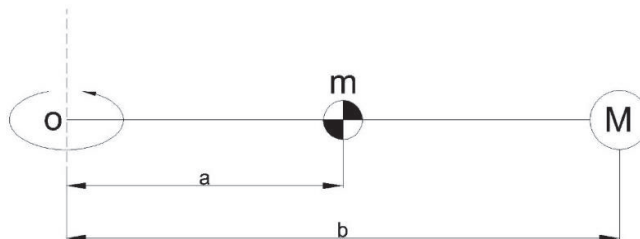


Figura 2.101. Esquema del momento de inercia del brazo en voladizo.

(Fuente: Propia)

Donde:

M: masa en el extremo del brazo de 120 kg.

m: masa de la estructura del brazo de 5 kg.

a: distancia del centro de masa de la estructura del brazo de 0,45 m.

b: distancia total del brazo de giro de 0,9 m.

o: centro de giro

El momento de inercia se calcula con la ecuación 2.103:

$$I_0 = \sum m \cdot r^2$$

2.103

Por tanto, se tiene:

$$I_0 = m \cdot a^2 + M \cdot b^2$$
$$I_0 = 5 \text{ kg} \cdot (0,45 \text{ m})^2 + 120 \text{ kg} \cdot (0,9 \text{ m})^2$$
$$I_0 = 98,21 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Para determinar la aceleración angular se considera la ecuación 2.104:

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_o}{t}$$

2.104

Donde:

ω_f : velocidad angular final en rad/s.

ω_o : velocidad angular inicial en rad/s.

t: tiempo en segundos.

La velocidad angular final se considera de 2 rpm y la velocidad angular inicial es nula, el tiempo de arranque es de 2 segundos, entonces:

$$\alpha = \frac{\left(\frac{2 \text{ rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) - 0}{2 \text{ s}}$$
$$\alpha = 0,11 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Por tanto, empleando la ecuación 2.102 se tiene el par de giro equivalente a:

$$T = 98,21 \text{ kg. m}^2 * 0,11 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$T = 10,3 \text{ N. m}$$

*** Selección del motor de pasos**

Se selecciona un motor de pasos como se muestra en la Figura 2.102 debido a que permite realizar adecuadamente la rotación del brazo, por medio, del giro regulado del eje del motor. Para lo cual, con el momento calculado de 10,3 N.m se selecciona un motor de pasos NEMA 34 con las siguientes características como se presenta en la Tabla 2.63.

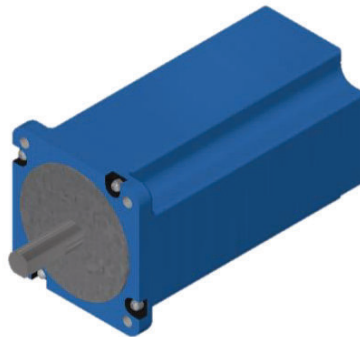


Figura 2.102. Representación del motor de pasos NEMA 34.

(Fuente: Propia)

Tabla 2.63. Especificaciones del motor de pasos NEMA 34.

Características técnicas	
Modelo	34HS5801
Paso del ángulo	1,8°
Longitud del motor	154 mm
Corriente nominal	4 A
Resistencia de fase	1,4 Ohm
Inductancia de fase	9,2 mH
Par de torsión	1200 N.cm
Par de retención	24,5 N.cm
Inercia del rotor	2,5 g.cm ²
Cable conductor No	4
Peso neto	5200 g

(Fuente: INSERHID)

* **Selección de la transmisión de potencia**

Para la transmisión de la potencia del eje de motor de pasos al eje de giro se emplea un acoplamiento elástico como se muestra en la Figura 2.103. El acoplamiento permite una construcción ligera, silenciosa, sin fricción ni engrase.

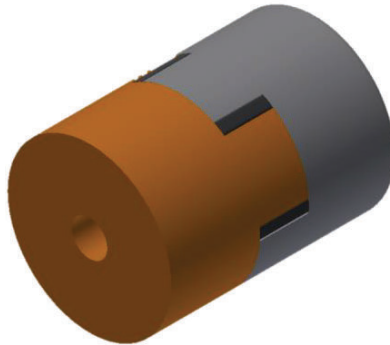


Figura 2.103. Acoplamiento elástico.
(Fuente: Propia)

Según el catálogo de Acoplamientos Elásticos de Paulstra se debe tomar en cuenta las siguientes consideraciones para seleccionar el acoplamiento:

Par nominal calculado T:	12 N.m
Velocidad de giro ω :	2 rpm
Diámetro del eje del motor:	14 mm
Diámetro del eje impulsado:	15 mm

Se obtienen los coeficientes de seguridad según las Tabla 2.64, Tabla 2.65 y Tabla 2.66, por tanto se tiene K1, K2 y K3 equivalentes a 1.

Se calcula el par nominal de acoplamiento con la ecuación 2.105 como:

$$T_a = K1 \cdot K2 \cdot K3 \cdot T$$

2.105

Donde:

T_a : par nominal de acoplamiento en N.m.

T: par de giro en N.m.

K1, K2, K3: coeficientes de seguridad.

Se reemplazan los valores en la ecuación 2.105 y se tiene:

$$T_a = 1 * 1 * 1 * 12 \text{ N.m}$$

$$T_a = 12 \text{ N.m}$$

Conociendo el par nominal de acoplamiento calculado y la velocidad de giro baja se selecciona un acoplamiento de mordaza estándar Lovejoy con las siguientes características:

Tipo:	L Jaw de hierro sinterizado.
Referencia:	L090.
Material de la araña:	Goma SOX o nitrilo butadieno.
Par nominal:	16,3 N.m.
Velocidad de giro permitida:	250 rpm.
Máximo agujero:	19 mm.
Longitud Máxima:	54 mm.

Tabla 2.64. Coeficiente K1.Máquina motriz/máquina receptora.

Máquina motriz Motor eléctrico y turbina	Máquina receptora
1	1. Marcha regular inercia muy pequeña
1,2	2. Marcha irregular inercia pequeña
1,4	3. Marcha irregular inercia media
1,7	4. Marcha irregular inercia media De golpes medios.
2	5. Marcha irregular inercia importante. De golpes importantes.
2,4	6. Marcha irregular inercia muy importante. De golpes muy importantes.

(Fuente: PAULSTRA)

Tabla 2.65. Coeficiente K2. Frecuencia de arranque.

Según máquina receptora	Número de arranques por hora				
	1	10	30	60	120
1	1	1,2	1,3	1,5	1,6
2 3	1	1,1	1,2	1,3	1,4
4 5 6	1	1,05	1,1	1,2	1,2

(Fuente: PAULSTRA)

Tabla 2.66. Coeficiente K3. Número de horas de funcionamiento.

Número de horas de funcionamiento diario	0-2	2-8	8-16	16-24
Coeficiente	0,9	1	1,1	1,2

(Fuente: PAULSTRA)

* **Cálculo del eje de rotación**

El eje de rotación permite el giro del brazo en voladizo entre los soportes de rodamiento para trasladar al paciente en el equipo.

Se considera el eje de 475 mm de longitud y se emplea acero de transmisión AISI 1018 CD, que posee una resistencia de fluencia S_y de 370 MPa y resistencia última de tracción S_{ut} de 440 MPa.



Figura 2.104. Eje de rotación.

(Fuente: Propia)

El eje se une al perfil columna de giro para que roten solidarios y muevan el brazo en voladizo; por tanto, las fuerzas en el eje de rotación se determinan del análisis de cargas definido en la sección columna de giro de la Tabla 2.55 como se muestran en la Figura 2.105

En la Figura 2.106 se tienen los diagramas de fuerza axial y torsión en el eje de rotación. Los diagramas de corte y momento flector se observan en la Figura 2.107.

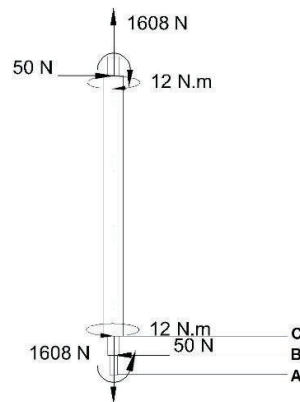


Figura 2.105. Diagrama de cuerpo libre.

(Fuente: Propia)

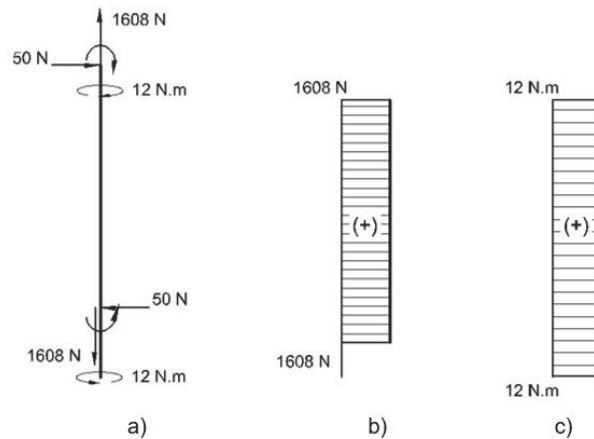


Figura 2.106. Diagrama de reacciones, fuerza axial y torque.

(Fuente: Propia)

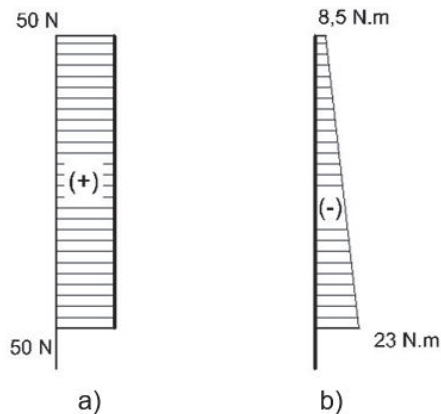


Figura 2.107. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.
(Fuente: Propia)

De la Figura 2.107b se tiene el momento flector máximo de 23 N.m y de la Figura 2.106c se tiene el torque T de 12 N.m.

Se considera que el eje se somete a cargas estáticas constantes y se analizan los esfuerzos con la teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles.

En la sección BC del eje se tiene la presencia de cargas debido a la fuerza axial, fuerza de corte y torsión, además, la disminución del diámetro del eje de 20 mm debido al contacto con el rodamiento, por tanto, se considera como una de las secciones críticas y se determinan los esfuerzos y factor de seguridad.

El esfuerzo de flexión se determina con la ecuación 2.76 como se muestra en la Tabla 2.67.

Tabla 2.67. Cálculo de esfuerzo de flexión.

Definición	Resultado
Momento flector máximo M	23 N.m
Momento de área I	7854 mm ⁴
Distancia al centro del eje c	10 mm
Esfuerzo de la flexión σ_f	29,3 MPa

(Fuente: Propia)

El esfuerzo de tracción se determina con la ecuación 2.77 como se muestran en la Tabla 2.69.

Tabla 2.68. Resumen del cálculo de esfuerzo de tracción.

Definición	Resultado
Fuerza de tracción F_t	1608 N
Área de la sección A	314,2 mm ²
Esfuerzo de tracción σ_t	5,1 MPa

(Fuente: Propia)

Por tanto, el esfuerzo longitudinal se determina con la ecuación 2.78 y es equivalente a:

Esfuerzo longitudinal σ_j : 34,4 MPa.

El esfuerzo cortante en secciones circulares τ debido al torque se calcula con la ecuación 2.106:

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

2.106

Donde:

r: radio de giro del eje de 10 mm.

J: segundo momento polar del área en mm⁴.

El segundo momento polar del área se determina con la ecuación 2.107:

$$J = \frac{\pi \cdot D^4}{32}$$

2.107

$$J = \frac{\pi * 20^4}{32}$$

$$J = 15708 \text{ mm}^4$$

Por tanto, se tiene:

$$\tau = \frac{12,5 * 10 * 10^{-3}}{15708 * 10^{-12}}$$

$$\tau = 8 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de Von Misses y el factor de seguridad se determinan con las ecuaciones 2.79 y 2.80:

Esfuerzo de Von Misses σ' : 35,1 MPa.

Factor de seguridad η_s : 10

En la sección AB del eje se genera únicamente torsión, sin embargo, debido a la presencia de la cuña para la transmisión de potencia con el acople elástico se evalúa el esfuerzo cortante máximo y el factor de seguridad. El diámetro de la sección es de 15 mm.

El esfuerzo cortante máximo τ_{max} se determina con la ecuación 2.108:

$$\tau_{max} = K_{ts} \cdot \tau$$

2.108

Se calcula el momento polar con la ecuación 2.107 para determinar el esfuerzo cortante en la sección circular considerada del eje con la ecuación 2.106. En la Tabla 2.69 se resumen los resultados.

Tabla 2.69. Cálculo de esfuerzo de corte.

Denominación	Resultado
Radio de giro r	7,5 mm
Momento polar del área J	4970 mm ⁴
Esfuerzo de corte τ	18,9 MPa

(Fuente: Propia)

Se considera un concentrador de esfuerzo K_{ts} en el eje circular debido a la cuña, la cual, se estima como un filete de hombro según la Figura 2.42; se determina el valor considerando una relación r/d de 0,02 y D/d de 1,33; por tanto, K_{ts} es equivalente a 2,5.

Por tanto, el esfuerzo cortante máximo es:

$$\tau_{max} = 2,5 * 18,9 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = 47,3 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad se determina con la ecuación 2.64:

$$\eta = 4,3$$

Entonces, se determina que del análisis de las secciones críticas consideradas el menor factor de seguridad de 4,3 se genera en la cuña; por tanto, el dimensionamiento del eje de rotación es adecuado.

* Selección de rodamientos

Para la sujeción del eje en la estructura del brazo de la grúa se seleccionan rodamientos con soporte de brida tipo cuadrada que permitan la rotación libre del brazo. Los rodamientos se localizan en los extremos del eje de rotación como se muestra en la Figura 2.108.

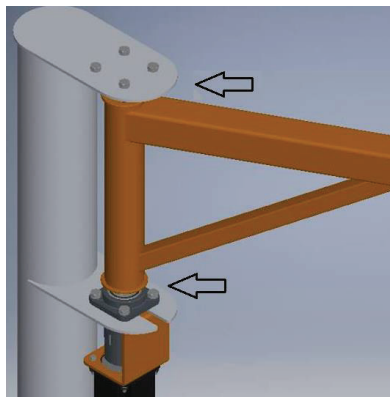


Figura 2.108. Localización de los rodamientos de soporte.

(Fuente: Propia)

Del análisis de cargas por elementos finitos se consideran las fuerzas mayores en el eslabón columna de giro para determinar las cargas en los rodamientos; por tanto, la carga radial F_r es 50 N y la carga axial F_a es 1608 N.

El brazo gira de 0° a 90° respecto a su posición inicial con la velocidad angular de 2 rpm. Se seleccionan rodamientos rígidos de bola debido a que estos soportan correctamente las cargas radiales y axiales en ambas direcciones, son útiles para velocidades bajas, poseen una buena precisión y generan bajo ruido y par.

El índice de vida básico recomendado para los cojinetes se toma de la Tabla 2.41 con 14000 horas de servicio debido a que la máquina presenta un servicio intermitente y

necesita confiabilidad. El diámetro del eje de rotación en la sección de los rodamientos es 15 mm.

Se calcula la carga estática equivalente P_0 considerando la relación de la ecuación 2.109:

$$\frac{F_a}{F_r} > 0,8$$

2.109

Reemplazando se tiene:

$$\frac{1608}{50} > 0,8$$

$$32,16 > 0,8$$

Por tanto, cumple la relación y se calcula como carga estática equivalente con la ecuación 2.110.

$$P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a$$

2.110

$$P_0 = 0,6 * 50 \text{ N} + 0,5 * 1608 \text{ N}$$

$$P_0 = 834 \text{ N}$$

Se calcula el factor de velocidad con la ecuación 2.52:

$$f_n = 0,39$$

El factor de vida a fatiga se calcula con la ecuación 2.53:

$$f_h = 3,04$$

El índice básico de carga se calcula con la ecuación 2.54:

$$C_{Or} = \frac{P_0 \cdot f_h}{f_n}$$

$$C_{Or} = \frac{834 * 3,04}{0,39}$$

$$C_{Or} = 6500 \text{ N}$$

En el catálogo de rodamientos insertables y soportes FAG se escoge un soporte brida de cuatro agujeros con las siguientes características:

Designación de brida:	UCF202
Designación de rodamiento:	UC202
Diámetro de eje:	15 mm
Tamaño del tornillo:	M10
Carga estática radial C_{0r} :	6600 N



Figura 2.109. Soportes tipo brida cuadrada.
(Fuente: Propia)

* **Cálculo y selección de pernos para la unión del brazo en voladizo y las placas de soporte del motor grúa.**

La unión entre el brazo en voladizo y las dos placas de soporte del motor se realiza, por medio, de pernos como se muestra en la Figura 2.110.

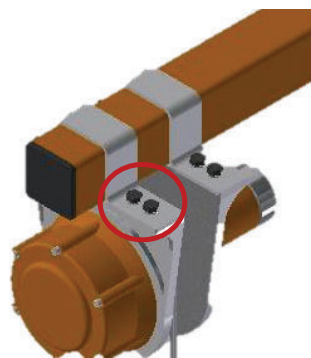


Figura 2.110. Localización de los pernos en las placas soporte.
(Fuente: Propia)

Los pernos se someten a tracción debido a la fuerza del peso del motor grúa, arnés y el paciente. Se considera que la fuerza total que actúa en dirección vertical de 1200 N.

La carga aplicada se obtiene relacionando la fuerza vertical para ocho pernos; por tanto:

$$P = \frac{V}{8}$$
$$P = \frac{1200 \text{ N}}{8}$$
$$P = 150 \text{ N}$$

Se emplean ocho pernos métricos M8 X25 clase 4.6 con resistencia mínima de prueba S_p de 225 MPa considerando la recomendación de los pernos para la base del motor grúa. La longitud L del perno es 25 mm.

La longitud de rosca L_T se determina con la ecuación 2.111:

$$L_T = 2d + 6$$

2.111

Donde d es el diámetro mayor nominal de 8 mm

$$L_T = 2 * 8\text{mm} + 6$$
$$L_T = 22 \text{ mm}$$

La longitud no roscada L_d se calcula con la ecuación 2.112:

$$L_d = L - L_T$$

2.112

$$L_d = 25\text{mm} - 22\text{mm}$$
$$L_d = 3 \text{ mm}$$

Según la Figura 2.111 para un diámetro mayor nominal de 8 mm serie de paso grueso el área de esfuerzo de tensión A_t es de 36,6 mm².

Diámetro mayor nominal d_r mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p_r mm	Área de esfuerzo de tensión A_r mm ²	Área del diámetro menor A_r mm ²	Paso p_r mm	Área de esfuerzo de tensión A_r mm ²	Área del diámetro menor A_r mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3

Figura 2.111. Diámetros y áreas de roscas métricas según el paso.
(Fuente: Shigley)

Se calcula el área del diámetro mayor A_d con la ecuación 2.65 donde d es el diámetro mayor:

$$A_d = 50,27 \text{ mm}^2$$

Se determina la rigidez k_b del perno con la ecuación 2.113:

$$k_b = \frac{A_t \cdot A_d \cdot E}{A_d \cdot L_T + A_t \cdot L_d} \quad 2.113$$

Donde E es el módulo de elasticidad de 207 GPa, reemplazando valores se tiene:

$$k_b = \frac{50,27 \cdot 36,6 \cdot 207 \cdot 10^9}{50,27 \cdot 22 + 36,6 \cdot 3}$$

$$k_b = 313,3 \text{ MPa}$$

Se obtiene la rigidez del elemento k_m con la ecuación 2.114:

$$k_m = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{2 \ln \left(5 \frac{0,5774 \cdot L_T + 0,5 \cdot d}{0,5774 \cdot L_T + 2,5 \cdot d} \right)} \quad 2.114$$

$$k_m = \frac{0,577 * \pi * 207 * 10^9 * 8 * 10^{-3}}{2 \ln \left(5 \frac{0,5774 * 2210^{-3} + 0,5 * 8 * 10^{-3}}{0,5774 * 2210^{-3} + 2,5 * 8 * 10^{-3}} \right)}$$

$$k_m = 1600,9 \text{ MPa}$$

La constante de rigidez C se determina con la ecuación 2.115:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

2.115

$$C = \frac{313,27}{313,27 + 1600,9}$$

$$C = 0,16$$

Se calcula la precarga no permanente F_i con la ecuación 2.116:

$$F_i = 0,75 \cdot A_t \cdot S_p$$

2.116

$$F_i = 0,75 * 36,6 * 10^{-6} * 225 * 10^6$$

$$F_i = 6176,3 \text{ N}$$

El factor de carga n se determina con la ecuación 2.117:

$$\frac{C \cdot n \cdot P}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} = S_p$$

2.117

Donde P es la carga aplicada de 150 N.

Reorganizando términos, el factor de carga es:

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C \cdot P}$$

$$n = \frac{(225 * 10^6 * 36,6 * 10^{-6}) - 6,18 * 10^3}{0,16 * 150}$$

$$n = 84$$

Los pernos recomendados se encuentran sobredimensionados para la carga a la que se somete; por tanto, son adecuados para el diseño.

* **Cálculo y selección de pernos para la unión del plato base y los perfiles del soporte en cruz del pedestal**

En la Figura 2.112 se observa la ubicación de los pernos que mantiene unido el pedestal base con la columna de la grúa.

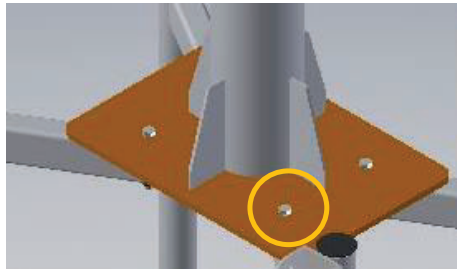


Figura 2.112. Ubicación de los pernos de unión.

(Fuente: Propia)

Para determinar las fuerzas en las uniones de los pernos se determina el diagrama de cuerpo libre en el plato base de la sección lateral que se muestra en la Figura 2.113, la fuerza en A representa la unión en la parte frontal y la fuerza en B representa la unión en la parte posterior de la placa.

Se plantean las ecuaciones de equilibrio para encontrar las fuerzas en el plato base y se considera la longitud de análisis como la distancia entre centros de los orificios de los pernos.

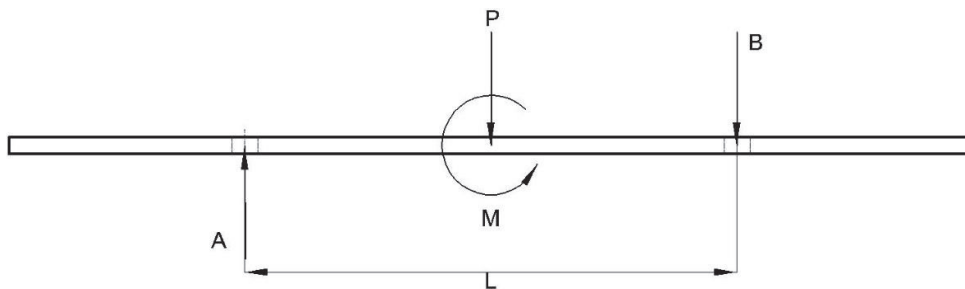


Figura 2.113. Fuerzas en el plato base.

(Fuente: Propia)

Donde:

P: carga de 1434 N

M: momento de 1281,2 N.m

L: longitud de análisis de 0,153 m

Se determinan las ecuaciones de equilibrio

$$\sum F_y = 0$$

$$A = B + P$$

$$\sum M_A = 0$$

$$M = B * (0,153 \text{ m}) + P \left(\frac{0,153 \text{ m}}{2} \right)$$

$$1281,2 \text{ N.m} = B * (0,153 \text{ m}) + 1434 \text{ N} * \left(\frac{0,153 \text{ m}}{2} \right)$$

$$B = 7657 \text{ N}$$

$$A = 7656,9 \text{ N} + 1434 \text{ N}$$

$$A = 9091 \text{ N}$$

Del diagrama de cuerpo libre se tiene que la reacción en la posición B somete al perno a tracción, por tanto, se realiza el análisis para determinar el factor de carga en el perno.

Debido a que la reacción en B se produce en los pernos posteriores, la carga aplicada P se obtiene relacionando para dos pernos; por tanto:

$$P = \frac{B}{2}$$

$$P = \frac{7657 \text{ N}}{2}$$

$$P = 3828,5 \text{ N}$$

Se utilizan métricos M8 X80 clase 4.6 con resistencia mínima de prueba S_p de 225 MPa.

Mediante las ecuaciones 2.111, 2.112, 2.113, 2.114, 2.115, 2.116 y 2.117 se determinan las propiedades geométricas y el factor de carga en el perno como se muestran en la Tabla 2.70.

Tabla 2.70. Características geométricas y factor de carga.

Identificación	Resultado
Diámetro d	8 mm
Longitud del perno L	80 mm
Longitud de la rosca L_T	22 mm
Longitud no roscada L_d	58 mm
Área de esfuerzo de tensión A_t	36,60 mm ²
Área mayor A_d	50,3 mm ²

Rigidez del perno k_b	118 MPa
Rigidez del elemento k_m	1601 MPa
Constante de rigidez C	0,06
Precarga no permanente F_i	6176 N
Carga aplicada P	3829 N
Factor de carga n	7,8

(Fuente: Propia)

*** Diseño de la junta soldada en la unión entre el plato base y la columna de la grúa**

Se realiza una soldadura de filete alrededor de la unión entre el plato base y la sección externa del tubo estructural circular como se muestra en la Figura 2.114. Se considera que la junta soldada se somete a esfuerzos de flexión y compresión. Se considera el electrodo AWS E6011 para realizar la junta como material de aporte, con resistencia a la fluencia S_y de 345 MPa.

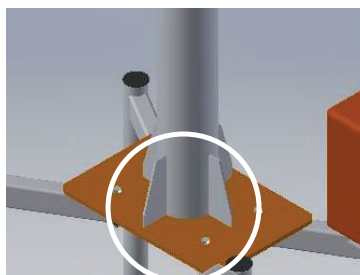


Figura 2.114. Junta soldada en la unión del plato y la columna.

(Fuente: Propia)

De la Tabla 2.55 del análisis de cargas estáticas en la sección columna en el nodo 7 se tiene la fuerza de compresión de 1434 N y el momento flector de 1281,2 N.m. Según la Figura 2.57 se determinan las propiedades geométricas de la soldadura considerando el lado de la cara del filete h de 3 mm y el radio al centro de la garganta de 63,5 mm. Los resultados se muestran en la Tabla 2.71.

Tabla 2.71. Propiedades geométricas de la junta soldada sometida a flexión.

Área de la garganta A_g	846,24 mm ²
Segundo momento unitario de área I_u	804398 mm ³
Momento del área I	1706128 mm ⁴

(Fuente: Propia)

Se determina el corte primario, corte secundario, el esfuerzo cortante y el factor de seguridad en la junta soldada mediante las ecuaciones 2.61, 2.62, 2.63 y 2.64, respectivamente. Los resultados se muestran en la Tabla 2.72.

Tabla 2.72. Cálculos de la junta soldada.

Cortante primario τ'	1,69 MPa
Cortante secundario τ''	47,7 MPa
Esfuerzo cortante τ	47,7 MPa
Factor de seguridad n	4

(Fuente: Propia)

* **Diseño de la junta soldada en la unión del brazo en voladizo y la columna de giro**

En el nodo 2 de la sección del brazo en voladizo se consideran la fuerza de corte de 982 N y el momento flector de 56,2 N.m. Se realiza una soldadura de filete alrededor de la cara de unión entre el brazo en voladizo con la columna de giro como se observa en la Figura 2.115.

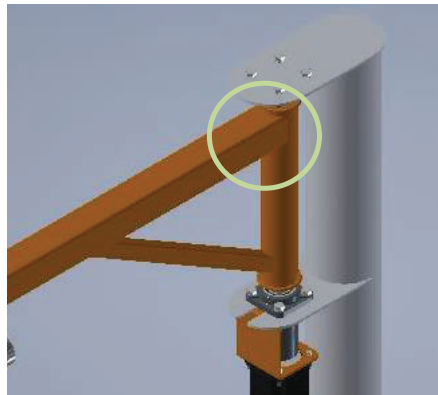
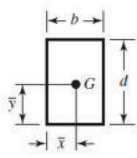


Figura 2.115. Ubicación de la junta soldada en la cara del brazo.

(Fuente: Propia)

Se considera el electrodo AWS E6011 para realizar la junta como material de aporte con resistencia a la fluencia S_y de 345 MPa. Se determinan las propiedades geométricas para una sección rectangular mediante la Figura 2.116.

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
-----------	---------------------	----------------	-----------------------------------



$$A = 1.414h(b + d)$$

$$\bar{x} = b/2$$

$$\bar{y} = d/2$$

$$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$$

Figura 2.116. Propiedades geométricas de la soldadura de filete.

(Fuente: Shigley)

El área de la garganta rectangular A_g es:

$$A_g = 1,414h(b + d)$$

Donde:

h: lado de la cara de la soldadura de 3 mm.

b: lado menor del perfil de 40 mm.

d: lado mayor del perfil de 60 mm.

$$A_g = 1,414 * 3 \text{ mm} * (60 \text{ mm} + 40 \text{ mm})$$

$$A_g = 424,2 \text{ mm}^2$$

El segundo momento unitario del área I_u es:

$$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$$

$$I_u = \frac{(60 \text{ mm})^2}{6}(3 * 40 \text{ mm} + 60 \text{ mm})$$

$$I_u = 108000 \text{ mm}^3$$

Por tanto, el segundo momento del área I es:

$$I = 0,707. h. I_u$$

$$I = 0,707 * 3 \text{ mm} * 108000 \text{ mm}^3$$

$$I = 229068 \text{ mm}^4$$

Se determina el corte primario, corte secundario, el esfuerzo cortante y el factor de seguridad en la junta soldada mediante las ecuaciones 2.61, 2.62, 2.63 y 2.64, respectivamente. Los resultados se muestran en la Tabla 2.73.

Tabla 2.73. Cálculos de la junta soldada.

Cortante primario τ'	2,3 MPa
Cortante secundario τ''	7,4 MPa
Esfuerzo cortante τ	7,5 MPa
Factor de seguridad n	26,5

(Fuente: Propia)

2.2.5. Dimensionamiento del soporte de pasamanos

El soporte de pasamanos permite mejorar la estabilidad del paciente, mediante, la sujeción de sus manos en los mismos. Tomando en cuenta, la norma técnica ecuatoriana NTE INEN 2244:2000: Accesibilidad de las personas al medio físico. Edificios. Agarraderas, bordillos y pasamanos se determinan los siguientes requisitos:

Sección transversal:	circular
Diámetro de la sección:	31,8 mm
Altura total desde el piso:	900 mm
Altura de apoyo desde el piso:	700 mm
Fuerza:	1500 N

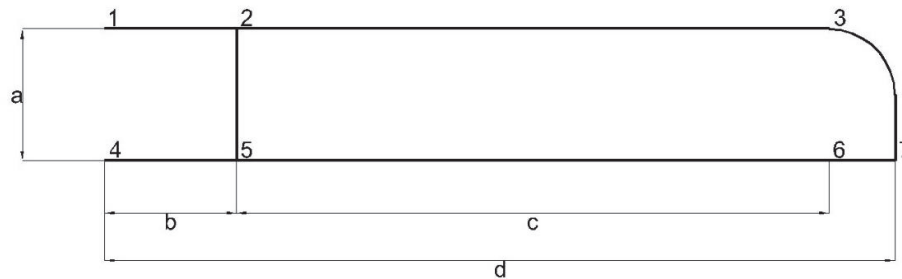


Figura 2.117. Dimensiones del soporte de pasamanos.

(Fuente: Propia)

El esquema de las dimensiones de la estructura se observa en la Figura 2.117, considerando:

- a: longitud de separación de apoyo de 200 mm.
- b: longitud de apoyo vertical de 200 mm.
- c: largo del pasamanos de 1200 mm
- d: longitud del punto de apoyo de 900 mm

En el soporte de pasamanos se identifican los siguientes elementos:

- Soporte horizontal superior: Elemento 1-2-3
- Soporte horizontal inferior: Elemento 4-5-6-7
- Soporte Vertical: Elemento 2-6
- Soporte curvo: Elemento 3-7

*** Estudio de cargas estáticas en el soporte de pasamanos**

Para determinar las fuerzas en los eslabones del soporte de pasamanos se realiza con elementos finitos del software SAP 2000 considerando:

Restricción: articulación rotacional en el nodo 1 y nodo 6.

Carga: 1500 N en dirección perpendicular hacia el soporte en la sección media del elemento 23.

Las consideraciones en el soporte de pasamanos se muestran en la Figura 2.118.

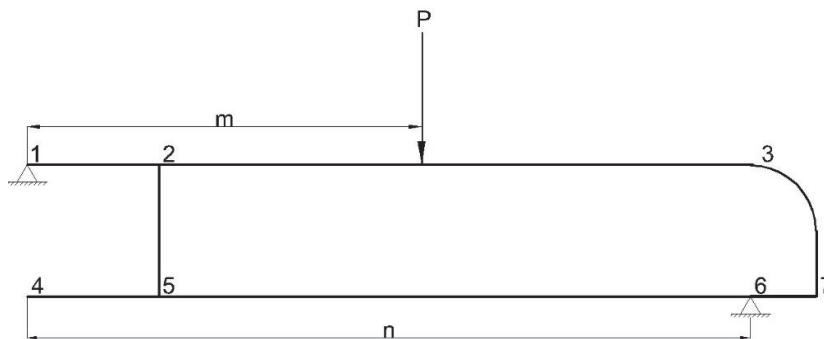


Figura 2.118. Esquema de cargas.

(Fuente: Propia)

Donde:

- m : distancia de la articulación en el nodo 1 hacia la fuerza P de 600 mm.
- n : distancia entre el nodo 1 y nodo 6 de 1100 mm.

Se determinan los diagramas de fuerza axial, fuerza cortante y momento flector como se muestran en las
Figura 2.119, 2.119 y 2.120, respectivamente.

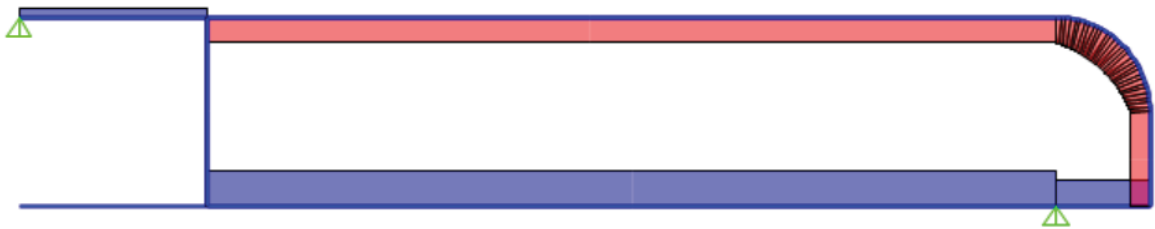


Figura 2.119. Diagrama de fuerza axial.
(Fuente: Propia)

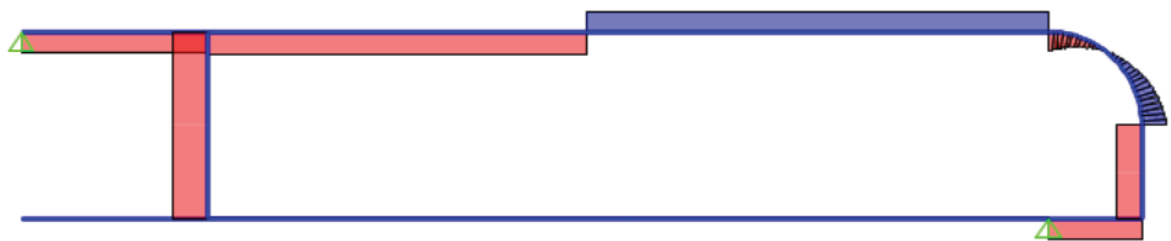


Figura 2.120. Diagrama de la fuerza cortante.
(Fuente: Propia)

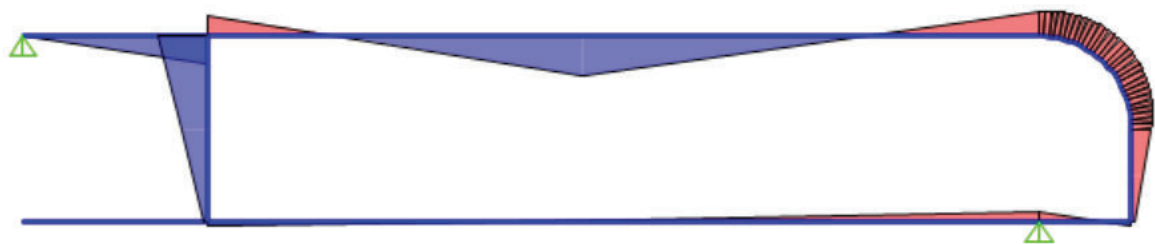


Figura 2.121. Diagrama de momento flector.
(Fuente: Propia)

* Cálculo del perfil soporte horizontal superior

Por medio, del estudio de cargas con elementos finitos se determina el diagrama de cuerpo libre del elemento como se observa en la Figura 2.122. El material utilizado es acero inoxidable AISI 304 con esfuerzo de fluencia S_y de 310 MPa. Se obtienen los diagramas de fuerza cortante y momento flector en la Figura 2.123. El diagrama de fuerza axial se muestra en la Figura 2.124.

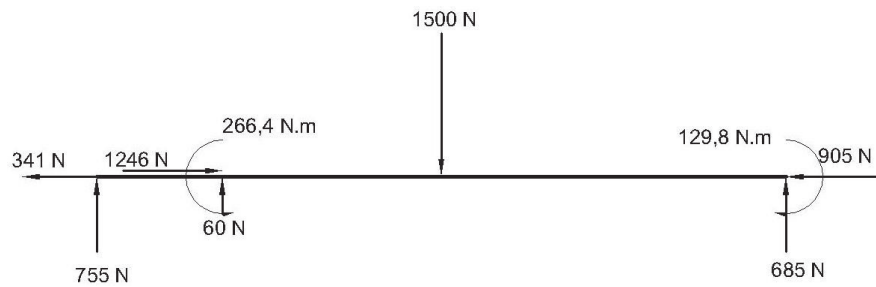


Figura 2.122. Diagrama de fuerzas.
(Fuente: Propia)

Las propiedades geométricas del perfil considerado son:

Perfil:	tubo estructural circular
Diámetro exterior d :	31,8 mm
Espesor de pared e :	2 mm
Distancia al eje del perfil c :	15,9 mm
Área de la sección A :	1,87 cm ²
Momento de área I :	2,08 cm ⁴
Longitud L :	1200 mm

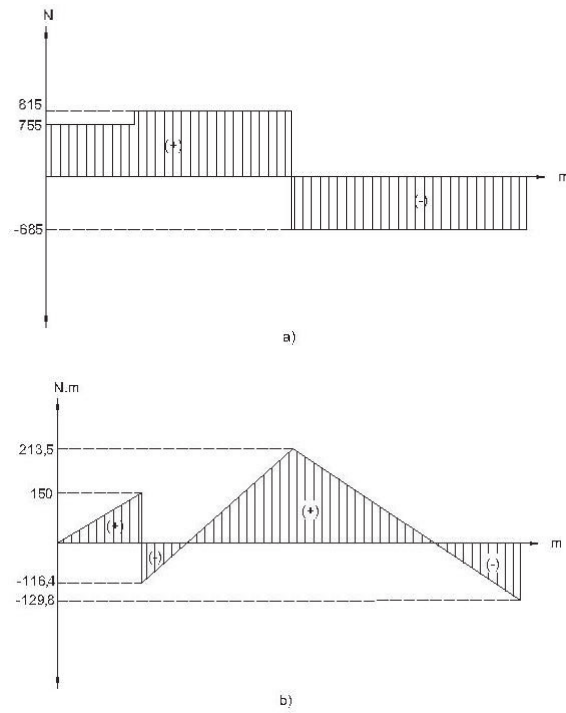


Figura 2.123. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.
(Fuente: Propia)

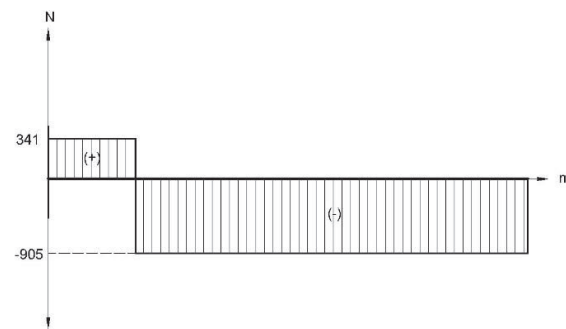


Figura 2.124. Diagrama de fuerza axial.
(Fuente: Propia)

El momento flector M máximo es 214 N.m

Del diagrama de fuerza axial de Figura 2.124 el elemento se somete a la fuerza de compresión de 905 N y la fuerza de tracción de 341 N. Para determinar los cálculos se considera la fuerza axial de tracción de 341 N.

Empleando las ecuaciones 2.76, 2.77, 2.78, 2.79 y 2.80 se determinan los esfuerzos generados y el factor de seguridad que se presentan en la Tabla 2.74.

Tabla 2.74. Esfuerzos en el soporte horizontal superior.

Denominación	Resultado
Esfuerzo de flexión σ_f	163,2 MPa
Esfuerzo de tracción σ_t	1,8 MPa
Esfuerzo longitudinal σ_l	165 MPa
Esfuerzo de Von Misses σ'	165 MPa
Factor de seguridad η_s	2

(Fuente: Propia)

El perfil seleccionado presenta un bajo factor de seguridad cercano al recomendado de 2; sin embargo, se considera adecuado para el equipo, debido a que su uso no implica riesgo en la seguridad al paciente.

*** Cálculo del soporte horizontal inferior**

Las cargas en el diagrama de cuerpo libre del elemento se obtienen con el estudio de elementos finitos como se observa en la Figura 2.125:



Figura 2.125. Diagrama de cuerpo libre.

(Fuente: Propia)

Se consideran un tubo estructural circular de similares características al perfil soporte horizontal superior. El material utilizado es acero inoxidable AISI 304 con esfuerzo de fluencia S_y de 310 MPa.

Se obtienen los diagramas de fuerza cortante y momento flector en la Figura 2.126 y el diagrama de fuerza axial se muestra en la Figura 2.127.

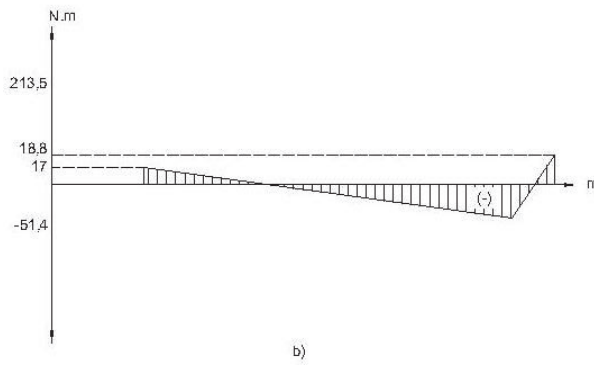
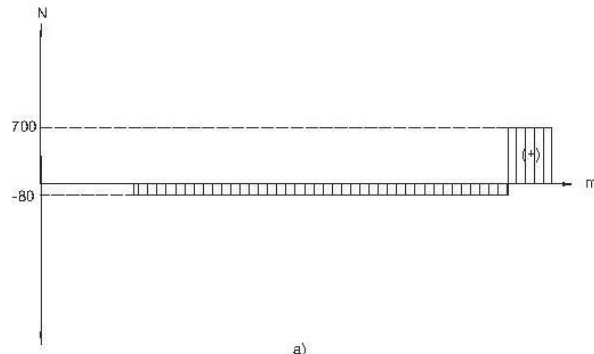


Figura 2.126. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.
(Fuente: Propia)

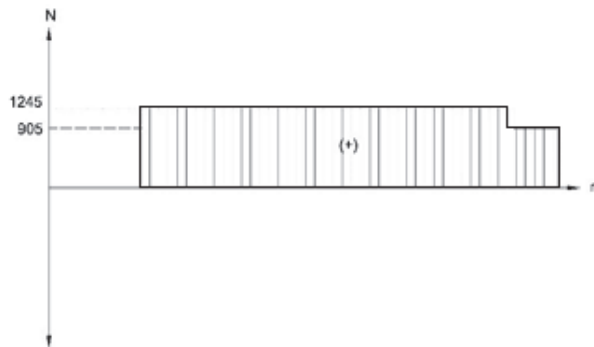


Figura 2.127. Diagrama de fuerza axial.
(Fuente: Propia)

El momento flector M máximo es 51,4 N.m. Del diagrama de fuerza axial de la Figura 2.127 se tiene que la mayor fuerza es a tracción equivalente a 1245 N.

Empleando las ecuaciones 2.76, 2.77, 2.78, 2.79 y 2.80 se determinan los esfuerzos generados y el factor de seguridad que se presentan en la Tabla 2.75.

Tabla 2.75. Esfuerzos en el soporte horizontal inferior.

Denominación	Resultado
Esfuerzo de flexión σ_f	39,3 MPa
Esfuerzo de tracción σ_t	6,7 MPa
Esfuerzo longitudinal σ_l	46 MPa
Esfuerzo de Von Mises σ'	46 MPa
Factor de seguridad η_s	6,8

(Fuente: Propia)

El perfil seleccionado presenta un factor de seguridad superior al recomendado; por tanto, se selecciona el perfil considerado.

*** Cálculo del soporte vertical**

Las fuerzas del diagrama de cuerpo libre del elemento se determinan con el estudio realizado por elementos finitos como se observa en la Figura 2.128:



Figura 2.128. Diagrama de cuerpo libre del soporte vertical.

(Fuente: Propia)

Se consideran un tubo estructural circular de similares características al perfil soporte horizontal superior de longitud de 200 mm. Se utiliza acero inoxidable AISI 304 con esfuerzo de fluencia S_y de 310 MPa. Se obtienen los diagramas de fuerza cortante y

momento flector en la Figura 2.129. El diagrama de fuerza axial se muestra en la Figura 2.130.

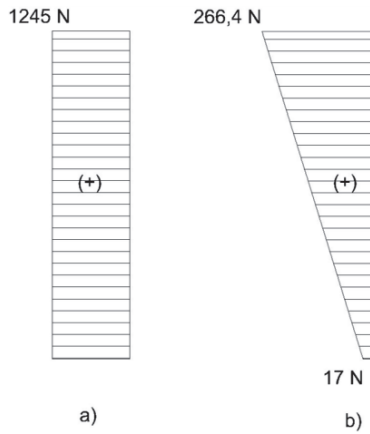


Figura 2.129. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.
(Fuente: Propia)

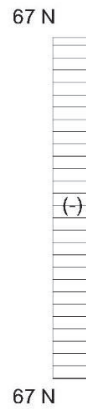


Figura 2.130. Diagrama de fuerza axial.
(Fuente: Propia)

El momento flector M máximo es 266,4 N.m. Del diagrama de fuerza axial de la Figura 2.130 la fuerza es a compresión de 67 N. Mediante las ecuaciones 2.76, 2.77, 2.78, 2.79 y 2.80 se determinan los esfuerzos generados y el factor de seguridad que se presentan en la Tabla 2.76.

Tabla 2.76. Esfuerzos en el soporte vertical.

Denominación	Resultado
Esfuerzo de flexión σ_f	203,6 MPa
Esfuerzo de tracción σ_t	0,4 MPa
Esfuerzo longitudinal σ_l	203,2 MPa
Esfuerzo de Von Mises σ'	203,2 MPa
Factor de seguridad η_s	1,5

(Fuente: Propia)

El perfil seleccionado presenta un bajo factor de seguridad cercano al recomendado de 2; sin embargo, debido a las mismas consideraciones que en el soporte horizontal superior se considera adecuado para el soporte de pasamanos.

* **Cálculo y selección del perno en la unión de la placa base con el soporte horizontal superior**

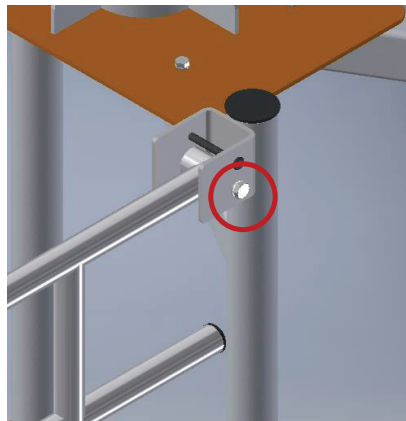


Figura 2.131. Perno de unión de la placa base con el pasamanos.

(Fuente: Propia)

En la Figura 2.131 se tiene la localización del perno entre la placa base del pasamanos y el soporte horizontal superior. Del diagrama de cuerpo libre del elemento soporte horizontal superior de la Figura 2.122 se tienen en el nodo 1 las siguientes reacciones:

$$V_1 = 750 \text{ N}$$

$$H_1 = -340 \text{ N}$$

Se determina que el perno se somete a corte y se realizan los análisis debido a los efectos de corte puro y empuje. La fuerza aplicada F se determina con la ecuación 2.118:

$$F = \sqrt{V_1^2 + H_1^2}$$

2.118

$$F = \sqrt{750^2 + (-340)^2}$$

$$F = 823,5 \text{ N}$$

Se considera el material de la placa de acero ASTM A36 con resistencia a la fluencia S_y de 250 MPa. Se selecciona un perno métrico clase 4.6 con de resistencia a la fluencia S_y de 240 MPa y la longitud mínima de 70 mm.

En el análisis de corte para un perno se considera un factor de seguridad η_s inicial de 2,2; por tanto, con las ecuaciones 2.91, 2.92 y 2.93 se determinan los valores que se muestran en la Tabla 2.77.

Tabla 2.77. Efecto de corte puro en el perno

Denominación	Resultado
Esfuerzo de corte permitido $[\tau]$	65,5 MPa
Área de corte A_c	12,6 mm ²
Diámetro mínimo de perno d	4 mm

(Fuente: Propia)

Del análisis realizado y considerando la longitud mínima se selecciona un perno de mayor diámetro M10 clase 4.6. Para comprobar la selección del perno se calcula el factor de seguridad con la ecuación 2.95 y se tiene:

$$\eta_c = 13,7$$

Se analiza el efecto de empuje del perno sobre el material base considerando que el perno cruza por dos secciones transversales de la placa; por lo cual, el espesor t de la placa en la sección es 10 mm. Entonces, el área de empuje A_e se determina con la ecuación 2.96:

$$A_e = 100 \text{ mm}^2$$

Se calcula el esfuerzo de empuje σ_e con la ecuación 2.71 y se tiene:

$$\sigma_e = 8,24 \text{ MPa}$$

Considerando el esfuerzo de compresión equivalente al esfuerzo de fluencia del material de la placa de 250 MPa el factor de seguridad se calcula con la ecuación 2.72 y es:

$$\eta_e = 30,3$$

De los análisis realizados debido a los efectos considerados se estima el menor factor de seguridad de 13,7 debido al efecto de corte en el perno; por tanto, se selecciona un perno M10 X 90 que cumple con el factor adecuado.

* **Cálculo y selección del pasador de la placa base del soporte de pasamanos**



Figura 2.132. Pasador en la placa base.
(Fuente: Propia)

En la Figura 2.132 se tiene la localización del pasador entre la placa base y el soporte horizontal superior del pasamanos. Este pasador permite mantener levantado el soporte de pasamanos, mientras, se realiza el ingreso del paciente al equipo.

El soporte de pasamanos en dirección vertical ejerce únicamente una carga debido al peso del mismo de 42 N. El pasador se ubica sobre la articulación rotacional del nodo 1 en el soporte horizontal superior y se determina la fuerza que se ejerce en el nodo 2. Se toma el centro de masa del soporte de pasamanos para determinar el par de giro que genera el peso P del mismo, respecto al nodo de articulación 1 como se observa en la Figura 2.133.

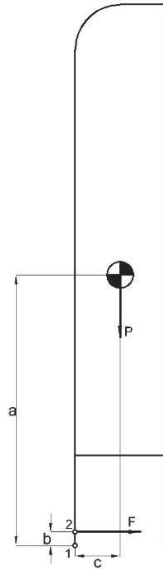


Figura 2.133. Esquema del peso en el pasamanos.

(Fuente: Propia)

Donde:

- a: distancia en la dirección vertical al centro de masa de 600 mm.
- b: distancia de la posición del pasador al nodo 1 de 30 mm.
- c: distancia en la dirección horizontal al centro de masa de 100 mm.
- P: peso del soporte de pasamanos de 42 N.

Se determina el par de giro respecto al nodo 1 del peso P con la Ecuación 2.119:

$$T_1 = P \cdot c$$

2.119

Donde T_1 es el par de giro en N.m, se tiene:

$$T_1 = 42 \text{ N} \cdot 100 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$T_1 = 4,2 \text{ N.m}$$

Se calcula la fuerza aplicada F en el nodo 2 respecto al par de giro a la distancia de la posición del pasador con la ecuación 2.120 y se tiene:

$$F = \frac{T}{b}$$

2.120

187

$$F = \frac{4,2N}{30 * 10^{-3} m}$$

$$F = 140 N$$

De similar manera, para seleccionar el pasador para la placa apoyo de la sección anterior se considera acero ASTM A36 como placa base y un pasador de clase F 114 4.6 de longitud mínima de 70 mm.

Mediante el efecto de corte para un perno se determinan los valores que se muestran en la Tabla 2.78 con las ecuaciones 2.91, 2.92 y 2.93 considerando un factor de seguridad η_s inicial de 2,2.

Tabla 2.78. Efecto de corte puro en el pasador.

Denominación	Resultado
Esfuerzo de corte permitido $[\tau]$	65,5 MPa
Área de corte A_c	2,1 mm ²
Diámetro mínimo de perno d	1,7 mm

(Fuente: Propia)

Del análisis realizado y considerando la longitud mínima se selecciona un pasador de diámetro de 8 mm. Se verifica el pasador determinando el factor de seguridad con la ecuación 2.95, por tanto:

$$\eta_c = 120$$

Se analiza el efecto de empuje del perno sobre el material base considerando que el pasador cruza por ambas secciones transversales de la placa; de esta manera, el espesor t de la placa en la sección es 10 mm. Entonces, el área de empuje A_e se determina con la ecuación 2.96:

$$A_e = 80 \text{ mm}^2$$

Se calcula el esfuerzo de empuje σ_e con la ecuación 2.71 y se tiene:

$$\sigma_e = 1,8 \text{ MPa}$$

Considerando el esfuerzo de compresión equivalente al esfuerzo de fluencia del material de la placa de 250 MPa el factor de seguridad se calcula con la ecuación 2.72 y es:

$$\eta_e = \frac{142}{188}$$

De los análisis realizados debido a los efectos considerados se escoge el menor factor de seguridad de 142 debido al efecto de empuje en el material base; por tanto, se selecciona un pasador de diámetro 8 mm y 75 mm de longitud.

2.2.6. Dimensionamiento de la estructura pedestal

La estructura pedestal se une a la grúa soporte, de tal manera, que permita el acople adecuado con la máquina elíptica de rehabilitación. En cada lado de la estructura se disponen de pasamanos para brindar estabilidad al paciente. La estructura se sujeta al piso, por medio, placas en la base de cada soporte vertical. En la Figura 2.134 se observa la estructura pedestal.

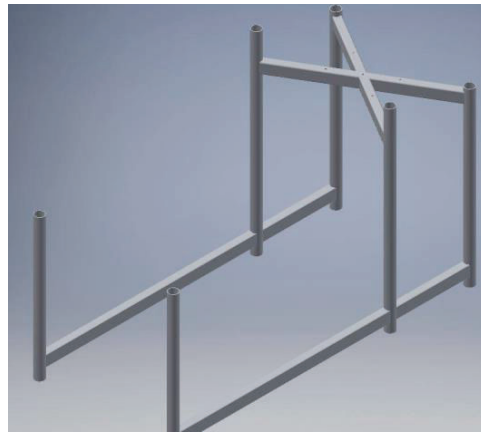


Figura 2.134. Estructura pedestal del equipo.

(Fuente: Propia)

Las dimensiones generales de la estructura son:

Largo total de la estructura pedestal: 1700 mm

Ancho total de la estructura pedestal: 785 mm

Alto total de la estructura pedestal: 1100 mm

La geometría de la estructura pedestal se muestran en las Figuras 2.135 y 2.136.

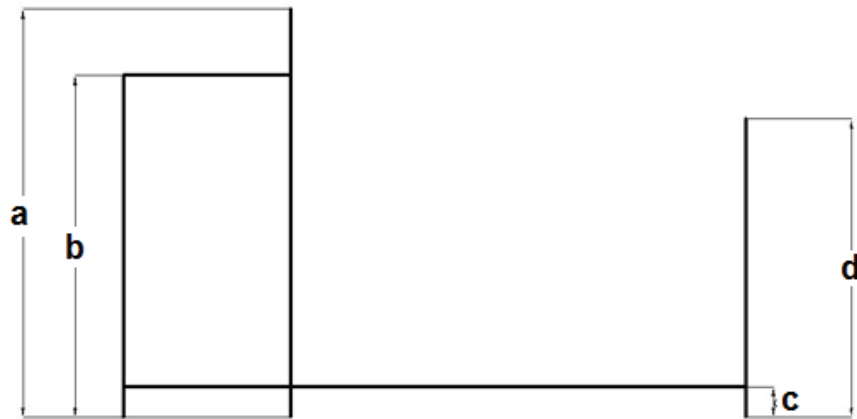


Figura 2.135. Vista lateral de la estructura pedestal.
(Fuente: Propia)

Donde:

- a: dimensión del soporte vertical medio de 1075 mm.
- b: dimensión del soporte vertical posterior de 900 mm.
- c: longitud de la altura de los soportes horizontales de 80 mm.
- d: dimensión del soporte vertical frontal de 785 mm.

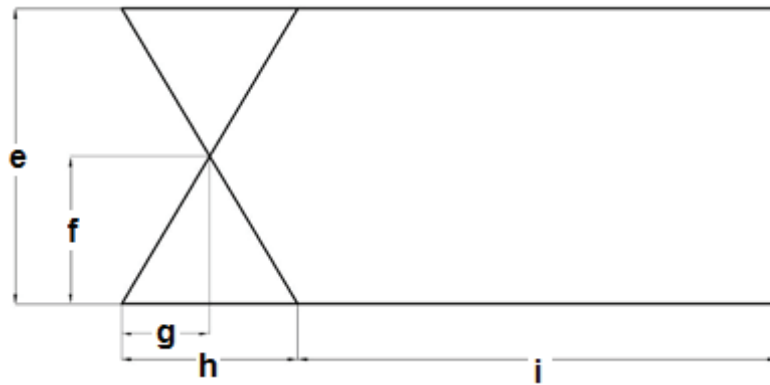


Figura 2.136. Vista superior de la estructura pedestal.
(Fuente: Propia)

Donde:

- e: ancho de la estructura entre soportes de 740 mm.
- f: distancia media de unión de los soportes en cruz en la vista frontal de 370 mm.
- g: distancia media de unión de los soportes en cruz en la vista lateral de 220 mm.
- h: dimensión del soporte horizontal posterior de 440 mm.
- i: dimensión del soporte horizontal frontal de 1200 mm.

*** Estudio de cargas estáticas en la estructura del pedestal**

El análisis estructural se realiza con elementos finitos del software SAP 2000 tomando en cuenta las siguientes condiciones:

- Material: acero estructural ASTM A500.
- Perfiles: tubo estructural circular de diámetro de 44,5 mm y 2 mm de espesor de pared para los soportes verticales.
tubo estructural rectangular de 60 x 40 x 3 mm para los soportes horizontales y perfiles de unión con el plato.
- Restricciones: empotramiento en cada una de las bases de los extremos de los soportes verticales.
- Cargas: las cargas estáticas se generan debido a las reacciones de la columna de la grúa soporte y las reacciones en los apoyos de los soportes del pasamanos. En la Tabla 2.79 se muestran las fuerzas y momentos en los puntos considerados de la estructura pedestal.

Tabla 2.79. Fuerzas en la estructura pedestal.

Ubicación	Fuerza en X N	Fuerza en Z N	Momento en Y N.m
1	0	-1434	1281,2
2	340	-750	0
3	-340	-780	0

(Fuente: Propia)

Las condiciones se muestran en la Figura 2.137, cabe señalar que las fuerzas en los nodos 2 y 3 representan las reacciones de un soporte de pasamanos; por tanto, se aplican las fuerzas en el otro extremo de la estructura en los nodos 4 y 5.

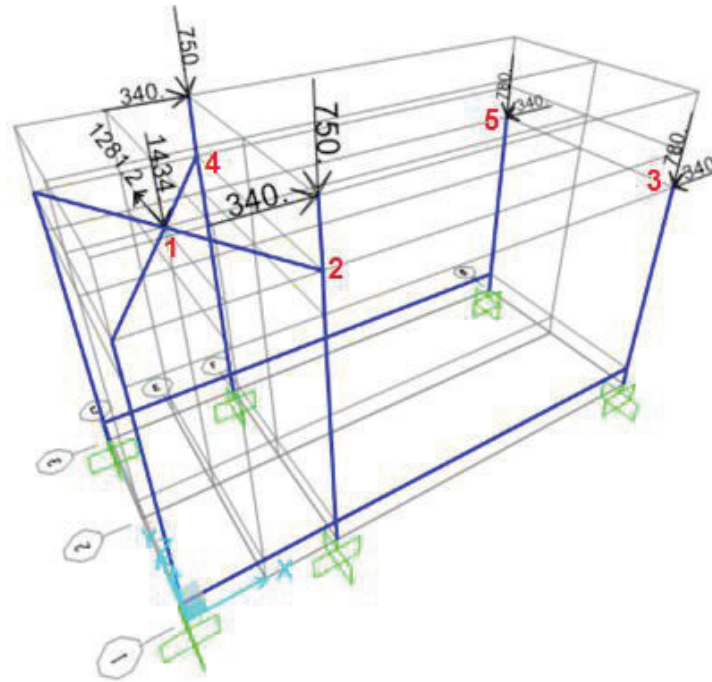


Figura 2.137 Condiciones de la estructura pedestal
(Fuente: Propia)

Por medio del software de análisis de elementos finitos se obtienen los diagramas de fuerza axial, fuerza cortante, momento flector y torsión en los planos XZ e YZ de los perfiles para determinar los elementos críticos y de esta manera desarrollar la estructura en base a estos perfiles.

*** Cálculo de los perfiles de unión con el plato base**

Los perfiles sostienen el plato base que une la estructura de la grúa. Se disponen en forma de cruz como se muestran en la Figura 2.138. Del estudio de cargas realizado se obtienen los diagramas de fuerza de corte y momento flector en las direcciones vertical y horizontal que se presentan en las Figuras 2.139 y 2.140, respectivamente; mientras que los diagramas de fuerza axial y momento flector se muestran en la Figura 2.141. El material utilizado es acero ASTM A500 con esfuerzo de fluencia S_y de 320 MPa.



Figura 2.138. Soportes de unión en disposición tipo cruz.
(Fuente: Propia)

Las propiedades geométricas del perfil considerado son:

Perfil:	tubo estructural rectangular
Lado mayor a:	60 mm
Lado menor b:	40 mm
Espesor de pared e:	3 mm
Distancia al eje del perfil mayor c:	30 mm
Distancia al eje del perfil menor c:	20 mm
Área de la sección A:	5,41 cm ²
Momento de área mayor I_{xx} :	25,41 cm ⁴
Momento de área menor I_{yy} :	13,47 cm ⁴
Longitud L:	860 mm

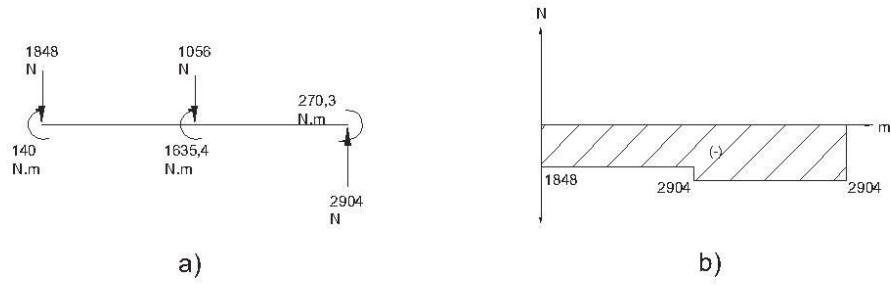


Figura 2.139. Diagramas de fuerza cortante momento flector en la dirección vertical.
 (Fuente: Propia)

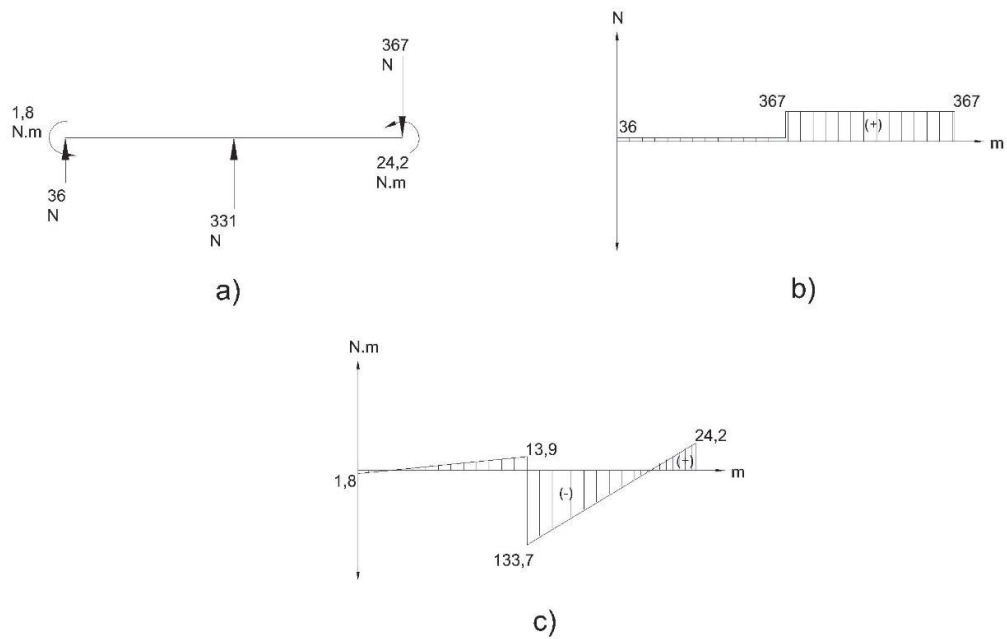


Figura 2.140. Diagramas de fuerza cortante momento flector en la dirección horizontal.
 (Fuente: Propia)

Se determinan los momentos máximos de los diagramas de momento flector de las Figura 2.139 y 2.139 para obtener los esfuerzos de flexión en cada una de las direcciones mediante la ecuación 2.76. Los momentos y esfuerzos de flexión se observan en la Tabla 2.80.

Tabla 2.80. Momentos y esfuerzos.

Dirección	Denominación	Resultado
Vertical	Momento máximo M	974,1 N.m
	Esfuerzo de flexión σ_f	79,5 MPa
Horizontal	Momento máximo M	133,7 N.m
	Esfuerzo de flexión σ_f	29,6 MPa

(Fuente: Propia)

Se determina la magnitud del esfuerzo de flexión con la ecuación 2.121 considerando los esfuerzos de cada dirección como componentes; por tanto:

$$\sigma_f = \sqrt{\sigma_{fV}^2 + \sigma_{fH}^2}$$

2.121

$$\sigma_f = \sqrt{79,5^2 + 29,6^2}$$

$$\sigma_f = 84,8 \text{ Mpa}$$

Del diagrama de fuerza axial de la Figura 2.141b se tiene el perfil sometido a compresión y tracción; por tanto, para realizar los cálculos se considera la mayor fuerza P a tracción equivalente a 322,1 N.

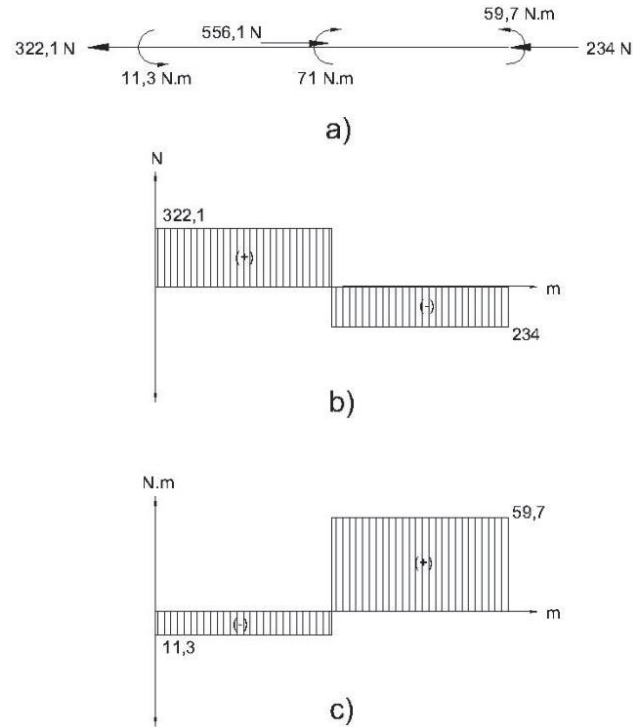


Figura 2.141. Diagramas de fuerza axial y torsión.
(Fuente: Propia)

Del diagrama de torsión de la Figura 2.141c se tiene el perfil sometido a torsión antihoraria y horaria, y se considera la mayor torsión horaria T de 59,7 N.m. Empleando la ecuación 2.122 se determina el esfuerzo de corte promedio τ_{prom} para tubos rectangulares de pared delgada en el lado mayor del perfil como:

$$\tau_{prom} = \frac{T}{2 \cdot t \cdot (a - t) \cdot (b - t)}$$

2.122

Donde:

- T: momento torsor de 59,7 N.m.
- a: lado menor del tubo rectangular de 40 mm.
- b: lado mayor del tubo rectangular de 60 mm.
- t: espesor de pared de 3 mm.

Por tanto, el esfuerzo de corte es:

$$\tau_{prom} = \frac{59,7}{2 \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot (40 - 3) \cdot 10^{-3} \cdot (60 - 3) \cdot 10^{-3}}$$

$$\tau_{\text{prom}} = 4,7 \text{ MPa}$$

Se determinan los esfuerzos y el factor de seguridad en el perfil mediante las ecuaciones 2.77, 2.78, 2.79 y 2.80. Los resultados se muestran en la Tabla 2.81.

Tabla 2.81. Esfuerzos.

Denominación	Resultado
Esfuerzo de tracción σ_t	0,6 MPa
Esfuerzo longitudinal σ_l	85,4 MPa
Esfuerzo de Von Mises σ'	85,8 MPa
Factor de seguridad η_s	3,7

(Fuente: Propia)

El perfil seleccionado presenta un adecuado factor de seguridad, por tanto, es aceptable su dimensionamiento.

* **Cálculo de los perfiles de soporte vertical**

Los soportes verticales en la estructura pedestal se muestran en la Figura 2.142. Para realizar el cálculo se determina el perfil crítico de los soportes verticales como el elemento que se somete a los mayores momentos flectores en los planos XZ y YZ obtenidos con el método de elementos finitos del software. Los diagramas de corte y momento flector del perfil crítico seleccionado se muestran en las Figuras 2.143 y 2.144. El diagrama de fuerza axial y torsión se muestra en la Figura 2.145.

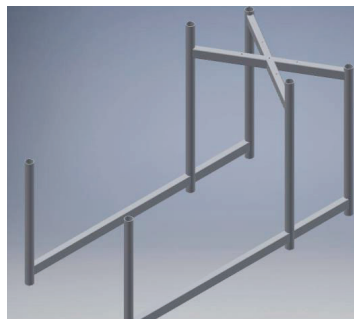


Figura 2.142. Esquema soporte estructural del pedestal.
(Fuente: Propia)

El material utilizado es acero ASTM A500 con esfuerzo de fluencia S_y de 320 MPa y las propiedades geométricas del perfil considerado son:

Perfil:	tubo estructural circular
Diámetro exterior d :	44,5 mm
Espesor de pared e :	2 mm
Distancia al eje del perfil c :	22,25 mm
Área de la sección A :	2,67 cm ²
Radio de giro k :	15 mm
Momento de área I :	6,02 cm ⁴
Longitud L :	1075 mm

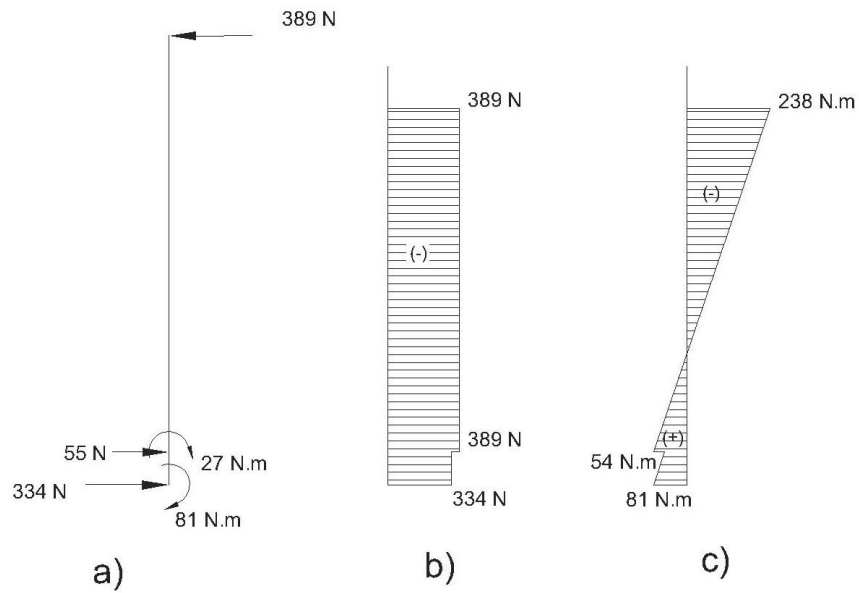


Figura 2.143. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano YZ.

(Fuente: Propia)

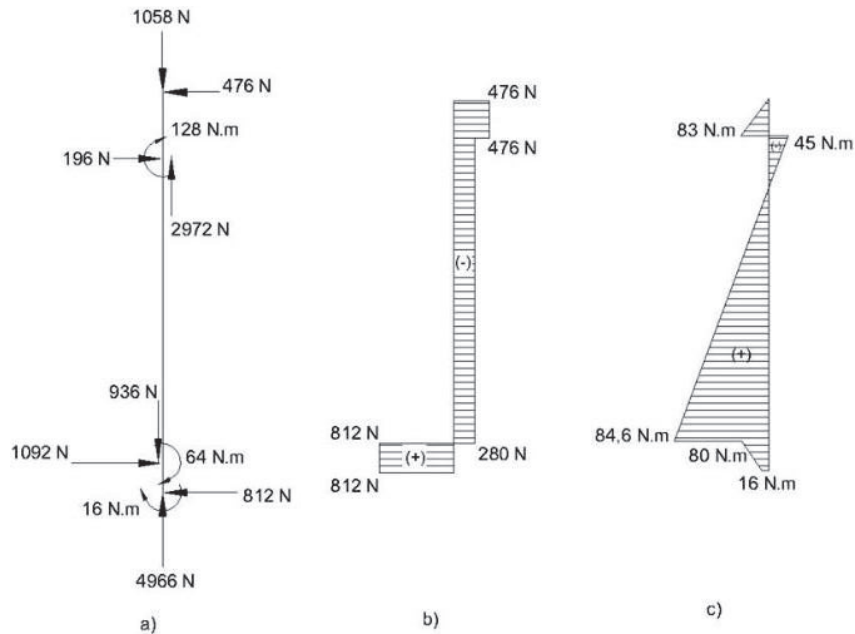


Figura 2.144. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano XZ.

(Fuente: Propia)

Se determinan los momentos máximos de cada uno de los diagramas de momento flector de las Figura 2.143c y Figura 2.144c; por tanto, se obtiene la magnitud del momento máximo con la ecuación 2.123 como:

$$M_{\max} = \sqrt{M_{XZ}^2 + M_{YZ}^2}$$

2.123

Donde:

M_{XZ} : momento máximo en el plano XZ de 83,3 N.m.

M_{YZ} : momento máximo en el plano YZ de 238,1 N.m.

$$M_{\max} = \sqrt{83,3^2 + 238,1^2}$$

$$M_{\max} = 252,3 \text{ N.m}$$

Del diagrama de fuerza axial de la Figura 2.145b el perfil se somete a la mayor fuerza P de compresión equivalente a 4966 N.

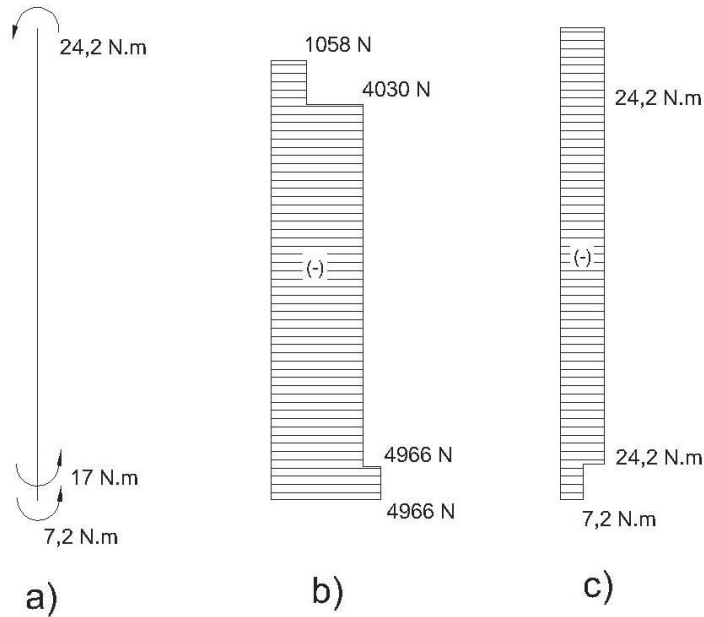


Figura 2.145. Diagramas de fuerza axial y momento torsor.

(Fuente: Propia)

Del diagrama de momento torsor de la Figura 2.145c se tiene el perfil sometido a torsión antihoraria y se considera la mayor torsión T de 24,2 N.m.

El segundo momento polar del área para tubos se determina con la ecuación 2.124 como:

$$J = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$$

2.124

Donde:

D: diámetro exterior del tubo circular de 44,5 mm.

d: diámetro interior del tubo circular de 40,5 mm.

$$J = \frac{\pi}{32} (44,5^4 - 40,5^4)$$

$$J = 120850 \text{ mm}^4$$

$$J = 12,1 \text{ cm}^4$$

Se determina el esfuerzo de corte para sección circular τ debido a la torsión con la ecuación 2.106, donde el radio de giro es 22,3 mm.

$$\tau = 4,5 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos generados en el soporte vertical se determinan con las ecuaciones 2.76, 2.77, 2.78, 2.79 y 2.80. Los resultados se muestran en la Tabla 2.82.

Tabla 2.82. Esfuerzos en el soporte vertical.

Denominación	Resultado
Esfuerzo de la flexión σ_f	93,3 MPa
Esfuerzo de compresión σ_c	18,6 MPa.
Esfuerzo longitudinal σ_l	74,7 MPa.
Esfuerzo de Von Misses σ'	75,1 MPa.
Factor de seguridad η_s	4,3

(Fuente: Propia)

El perfil seleccionado presenta un adecuado factor de seguridad, por tanto, es aceptable su dimensionamiento.

Cálculo a compresión en el perfil soporte vertical crítico

Se determina la carga crítica, debido, al esfuerzo de compresión en el soporte vertical de la estructura considerando al elemento como una columna larga con carga centrada.

Según la Tabla 2.57 la constante C recomendada para condiciones de extremo empotrado libre es 0,25.

Se determina con las ecuaciones 2.97 y 2.98 la relación de esbeltez λ y la relación de esbeltez de transición C_c , respectivamente.

$$\lambda = 71,7$$

$$C_c = 56,5$$

Debido a que la relación de esbeltez es mayor a la relación de esbeltez de transición se determina que la columna es larga y se calcula el esfuerzo de compresión crítico $\sigma_{c\ cr}$ con la ecuación 2.125:

$$\sigma_{c\ cr} = \frac{C \cdot \pi^2 \cdot E}{\left(\frac{L}{k}\right)^2}$$

2.125

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{0,25 * \pi^2 * 207 * 10^9}{\left(\frac{1075}{15}\right)^2}$$

$$\frac{P_{cr}}{A} = 99,5 \text{ MPa}$$

$$P_{cr} = 26,6 \text{ kN}$$

Se determina el factor de seguridad con la ecuación 2.101 considerando la fuerza P de 4966 N, por tanto:

$$n = 5,4$$

Con el factor de seguridad estimado se determina que la carga aplicada no afecta en el pandeo de la misma.

* **Cálculo de los perfiles de soporte horizontal**

Los soportes horizontales se tienen en la Figura 2.146; se determina el perfil crítico de los soportes horizontales como el elemento que se somete a los mayores momentos flectores obtenidos en los planos XY y XZ del estudio de cargas con el método de elementos finitos.

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector del perfil crítico seleccionado se muestran en las Figuras 2.147 y 2.148. Los diagramas de fuerza axial y torsión se muestran en la Figura 2.149.



Figura 2.146. Soportes horizontales en la estructura pedestal.

(Fuente: Propia)

El material utilizado es acero ASTM A500 con esfuerzo de fluencia S_y de 320 MPa y las propiedades geométricas del perfil considerado para los soportes horizontales son:

Perfil:	tubo estructural rectangular
Lado mayor a:	60 mm
Lado menor b:	40 mm
Espesor de pared e:	3 mm
Distancia al eje del perfil mayor c:	30 mm
Distancia al eje del perfil menor c:	20 mm
Área de la sección A:	5,41 cm ²
Momento de área mayor I_{xx} :	25,41 cm ⁴
Momento de área menor I_{yy} :	13,47 cm ⁴
Longitud L:	440 mm

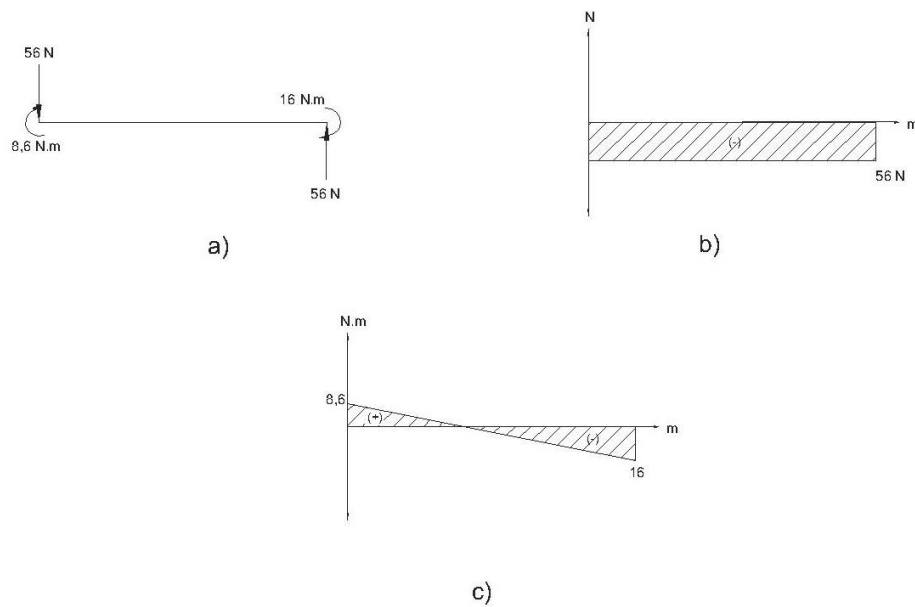


Figura 2.147. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano XY.

(Fuente: Propia)

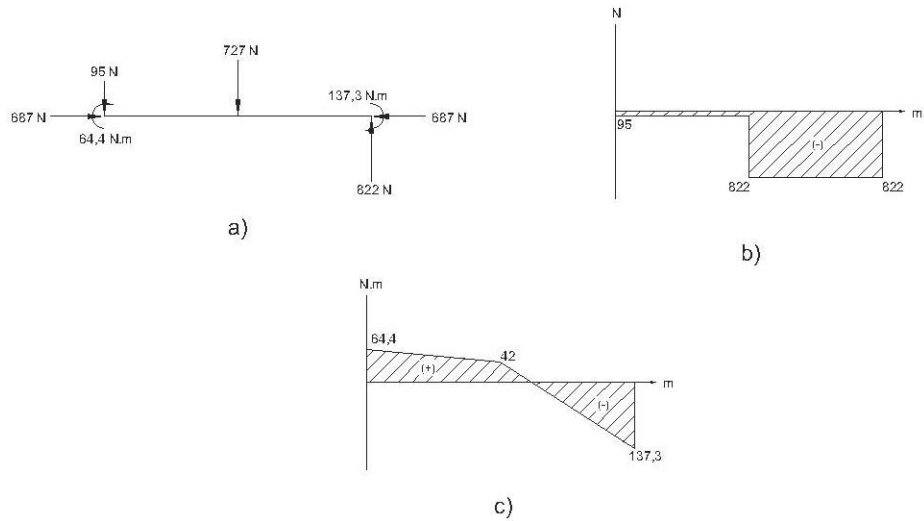


Figura 2.148. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano XZ.
 (Fuente: Propia)

Se determinan los momentos máximos de los diagramas de momento flector de las Figura 2.147, 2.147 para obtener los esfuerzos de flexión en cada una de las direcciones mediante la ecuación 2.76. Los momentos y esfuerzos de flexión se observan en la Tabla 2.83.

Tabla 2.83. Momentos y esfuerzos.

Plano	Denominación	Resultado
XY	Momento máximo M	16 N.m
	Esfuerzo de flexión σ_f	2,4 MPa
XZ	Momento máximo M	137,3 N.m
	Esfuerzo de flexión σ_f	16,2 MPa

(Fuente: Propia)

Se determina la magnitud del esfuerzo de flexión con la ecuación 2.121 considerando los esfuerzos de cada dirección como componentes; por tanto:

$$\sigma_f = 16,4 \text{ MPa}$$

Del diagrama de fuerza axial de la Figura 2.149b el perfil se somete a la fuerza P de compresión de 687,4 N. De la Figura 2.149c la torsión T es horaria de 22 N.m.

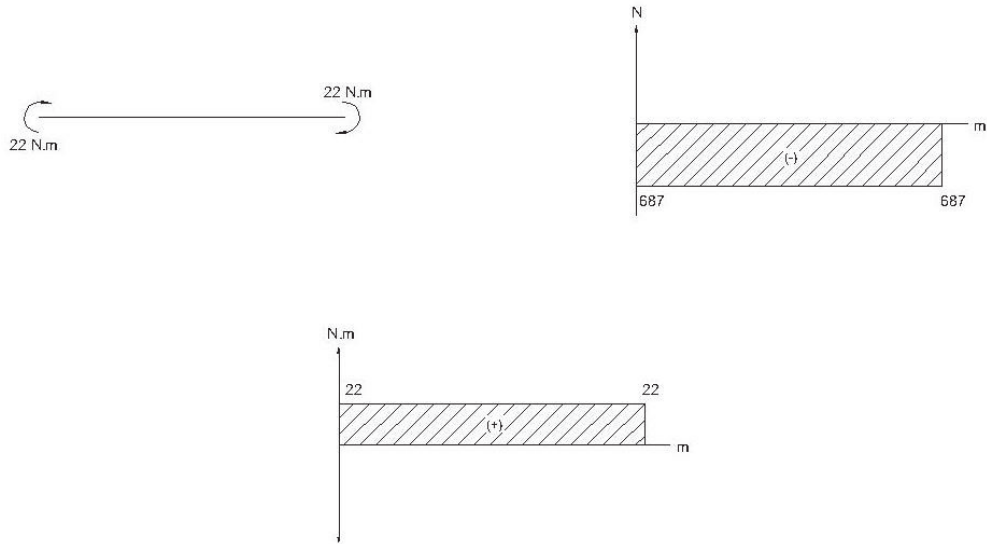


Figura 2.149. Diagramas de fuerzas, fuerza axial y torsión.
(Fuente: Propia)

Empleando la ecuación 2.122 se determina el esfuerzo de corte promedio τ_{prom} para tubos rectangulares de pared delgada en el lado mayor del perfil como:

$$\tau_{prom} = 1,7 \text{ MPa}$$

Se determinan los esfuerzos y el factor de seguridad en el perfil mediante las ecuaciones 2.77, 2.78, 2.79 y 2.80. Los resultados se muestran en la Tabla 2.84.

Tabla 2.84. Esfuerzos en el soporte horizontal.

Denominación	Resultado
Esfuerzo de compresión σ_c	1,3 MPa
Esfuerzo longitudinal σ_l	15,1 MPa
Esfuerzo de Von Mises σ'	15,4 MPa
Factor de seguridad η_s	21

(Fuente: Propia)

*** Cálculo de las placas de apoyo**

La estructura pedestal se une al piso, por medio, de placas y anclajes de expansión como se muestran en la Figura 2.150. Las reacciones y momentos de cada soporte de la base de la estructura se determinan con el método de elementos finitos como se muestra en la Figura 2.151.

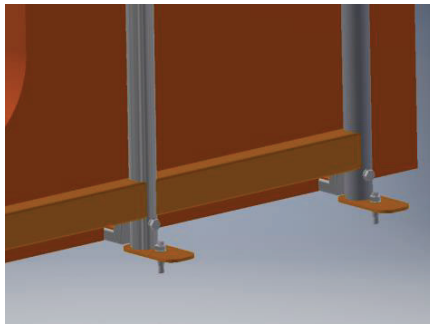


Figura 2.150. Base del equipo con la unión al piso.

(Fuente: Propia)

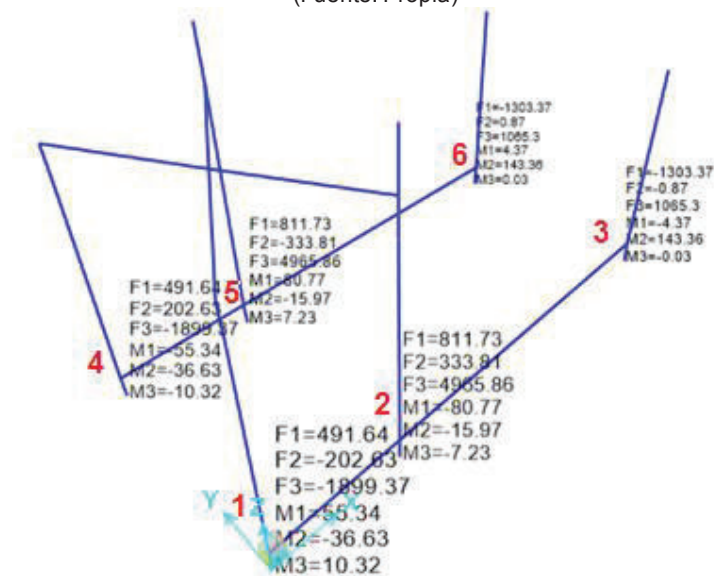


Figura 2.151. Reacciones en los soportes verticales.

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.85 se tienen las reacciones y momentos considerando la ubicación de los soportes verticales de la Figura 2.151.

Tabla 2.85. Reacciones y momentos.

Soporte Vertical	Reacción Corte x N	Reacción Corte y N	Reacción Axial N	Momento x N.m	Momento y N.m	Momento z N.m
1	492	203	-1900	-55	-37	-10
2	812	-334	4966	81	-16	7
3	-1303	1	1065	4,4	143	0
4	492	-203	-1900	55	-37	10
5	812	334	4966	-81	-16	-7
6	-1303	-1	1065	-4,4	143	0

(Fuente: Propia)

Para realizar el análisis de las placas de apoyo y la selección de los anclajes de expansión se considera la mayor reacción axial de los soportes verticales hacia la placa; por tanto, del soporte vertical 1 se genera en la placa la fuerza de tracción de 1900 N.

Empleando el software de cálculo anclajes HILTI PROFIS Anchor se obtienen las características, tanto, de la placa como del anclaje considerando:

Base del material:	concreto no fisurado debido a la carga de compresión.
Tipo de material:	concreto C25/30 con resistencia de la ruptura del concreto de 25 N/mm ² .
Rango de temperatura:	20° a 40°C de funcionamiento.
Condición de instalación:	ambiente seco y herramienta rotativa, sin refuerzos en la placa.
Placa base:	rectangular de dimensiones mínimas de 125 x 46 x 5 mm de acero ASTM A36.
Perfil:	tubo circular de 45 mm de diámetro y 2 mm de espesor de pared.
Excentricidad del perfil:	40 mm en la dirección del eje y.
Disposición del anclaje:	anclaje único.
Método de diseño:	ETAG Guía de Aprobación Técnica Europea. Diseño anclajes metálicos según el método A: Anclajes de expansión por atornillado con par de apriete controlado.
Cargas:	carga estática de 1900 N.

En la Figura 2.152 se determina la disposición geométrica de la placa, la posición del punto de anclaje y la carga en el tubo estructural circular. En la Tabla 2.86 se muestran los resultados obtenidos en el software.

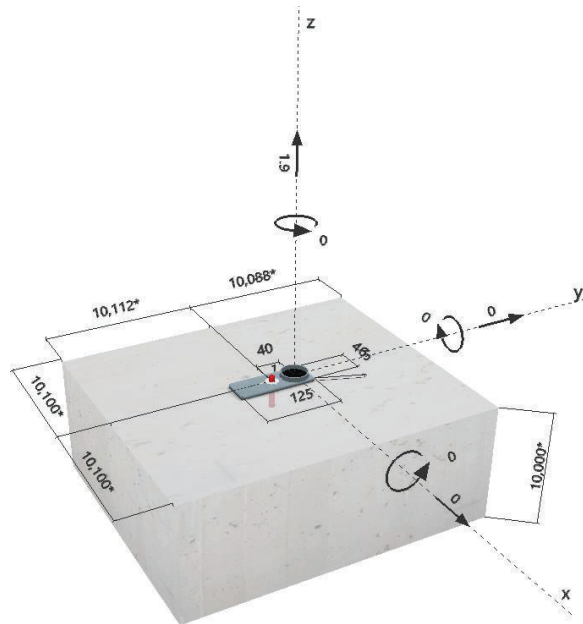


Figura 2.152. Condiciones de asignación de la placa y anclaje.
(Fuente: Propia)

Tabla 2.86. Solución del software HILTI PROFIS.

Denominación	Resultado
Tipo de anclaje:	HSA M10 hnom1 tipo cuña de carga alta
Capacidad de carga:	20 kN
Carga de tracción calculada:	3,2 kN
Relación de utilización:	16
Profundidad de empotramiento efectivo h_{ef} :	40 mm
Profundidad de empotramiento nominal h_{nom} :	50 mm
Par de apriete de instalación T:	25 N.m
Dimensiones mínimas de la placa:	125 x 40 x 5 mm

(Fuente: Propia)

El reporte de los cálculos obtenidos del software anclajes HILTI PROFIS Anchor se muestran en el Anexo VI. El anclaje de expansión considerado se muestra en la Figura 2.153



Figura 2.153. Anclaje de expansión HSA M10 hnom1.
(Fuente: HILTI)

La placa de apoyo obtenida se sobredimensiona en el ancho debido al espacio necesario para realizar la junta soldada para unir con el perfil del tubo circular del soporte vertical; por tanto, las dimensiones consideradas para la placa base se muestra en la Figura 2.154.

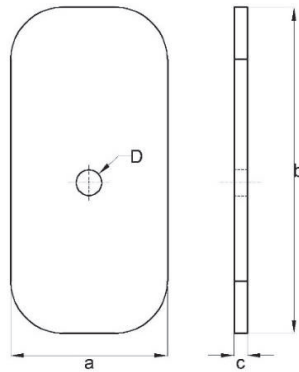


Figura 2.154. Placa base de apoyo.
(Fuente: HILTI)

Donde:

- a: ancho de la placa de 125 mm.
- b: largo de la placa de 60 mm.
- c: espesor de la placa de 5 mm.
- D: diámetro para el anclaje de 10 mm.

2.2.7. Dimensionamiento de la unión arnés de sujeción

El arnés que se coloca al paciente se fija a un tirante de unión, que permite acoplarse al cable de la grúa motor que se une al brazo en voladizo del soporte y de esta manera, se eleva al paciente hasta ponerlo de pies, por medio, del movimiento de la grúa. En la Figura 2.155 se muestran los elementos constitutivos de la unión.

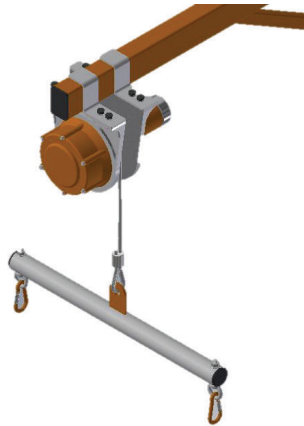


Figura 2.155. Unión arnés de sujeción.

(Fuente: Propia)

* Cálculo del tirante de unión

En la Figura 2.156 se presenta el diagrama de cuerpo libre del tirante de unión considerando como una viga isostática con apoyos articulados. Se utiliza acero ASTM A500 con resistencia a la fluencia S_y de 320 MPa.

Las propiedades geométricas del perfil considerado son:

Perfil:	tubo estructural circular
Diámetro exterior:	38,1 mm
Espesor de pared e:	2 mm
Distancia al eje del perfil c:	19,1 mm
Área de la sección A:	2,27 cm ²
Momento de área I:	3,71 cm ⁴
Longitud L:	500 mm

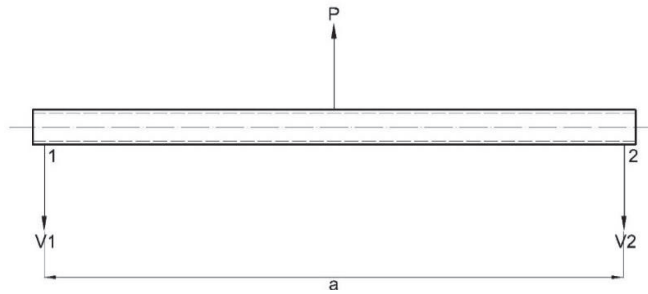


Figura 2.156. Diagrama de cuerpo libre del tirante de unión.

(Fuente: Propia)

Donde:

a: longitud de los apoyos de 500 mm.

P: peso del paciente y arnés de 1000 N.

Mediante un análisis estático se determinan las fuerzas en la dirección transversal a la sección del perfil como:

$$\sum F_y = 0$$

$$V_1 + V_2 = 1000 \text{ N}$$

Como las reacciones se localizan de manera simétrica a la fuerza P, se tiene que:

$$V_1 = V_2 = \frac{1000 \text{ N}}{2}$$

$$V_1 = V_2 = 500 \text{ N}$$

Se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector como se muestran en las Figuras 2.157 y 2.158, respectivamente:

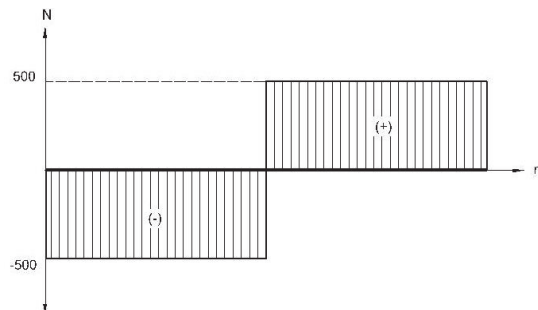


Figura 2.157. Diagrama de fuerza cortante en el tirante.

(Fuente: Propia)

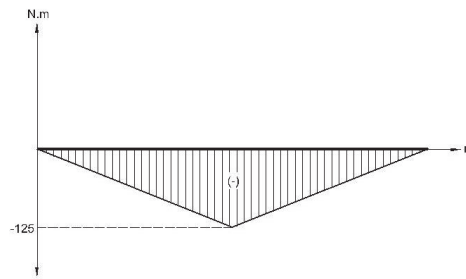


Figura 2.158. Diagrama de momento flector en el tirante
(Fuente: Propia)

Del diagrama momento flector se obtiene el momento máximo de 125 N.m.

Empleando las ecuaciones 2.76, 2.78, 2.79 y 2.80 se determinan los esfuerzos generados y el factor de seguridad que se presentan en la Tabla 2.87.

Tabla 2.87. Esfuerzos en el soporte tirante.

Denominación	Resultado
Esfuerzo de flexión σ_f	64,2 MPa
Esfuerzo longitudinal σ_l	64,2 MPa
Esfuerzo de Von Mises σ'	64,2 MPa
Factor de seguridad η_s	5

(Fuente: Propia)

El perfil seleccionado presenta sobredimensionamiento; sin embargo, considerando las operaciones de ensamble y su rigidez, el perfil escogido es adecuado para el diseño.

* **Cálculo de la placa soporte del tirante de unión**

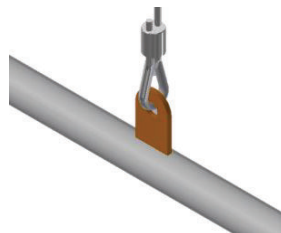


Figura 2.159. Tirante de unión.

(Fuente: Propia)

El soporte del tirante permite acoplar el arnés del paciente con el cable del motor grúa como se muestra en la Figura 2.159. El soporte es una placa de acero ASTM A36 con las dimensiones que se presentan en la Figura 2.160.

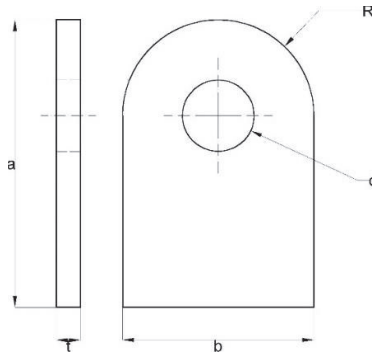


Figura 2.160. Soporte del tirante de unión.
(Fuente: Propia)

Donde:

- a: largo de la placa de 60 mm.
- b: ancho de la placa de 40 mm.
- t: espesor de la placa de 5 mm.
- d: diámetro de agujero interno de 15 mm
- R: radio de curvatura de 20 mm.

Se considera una fuerza axial que somete a la placa a tracción pura debido carga del peso de 1000 N. El área de la placa se calcula con la ecuación 2.126 como:

$$A = b \cdot t$$

2.126

$$A = 40 \text{ mm} \cdot 5 \text{ mm}$$

$$A = 200 \text{ mm}^2$$

Se calcula el esfuerzo de tracción con la ecuación 2.77:

$$\sigma_t = \frac{1000 \text{ N}}{200 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2}$$

$$\sigma_t = 5 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad se determina con la ecuación 2.80:

$$\eta_s = 64$$

* Selección de soportes tipo mosquetón

Los soportes permiten el acople entre el arnés y el tirante de unión, asegurando una adecuada sujeción y movilidad del paciente. Para la carga de 1000 N del peso, tanto, del paciente como el arnés, se escoge un soporte tipo mosquetón BiWire como se muestra en la Figura 2.161 del catálogo 127 Equipos para Rescate y Trabajo en Altura de la CMC Rescue con las siguientes características:

Material:	Aluminio
Resistencia Mínima Requerida:	31 kN
Orificio de la abertura:	27 mm
Longitud interior:	89 mm
Peso:	65 g

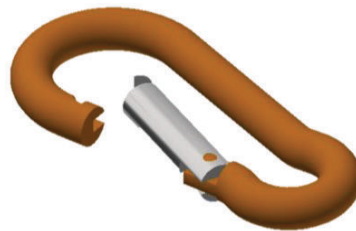


Figura 2.161. Soporte tipo mosquetón BiWire.

(Fuente: Propia)

* Selección de los tornillos de cáncamo

Para el acople entre los soportes tipo mosquetón y el tirante de unión se seleccionan tornillos de cáncamo M8 DIN 580 que presentan una carga máxima por la pieza que se ha de colgar de 140 kg para un tornillo. En el tirante de unión se emplean dos tornillos en los extremos del perfil de tirante de unión como se muestra en la Figura 2.162.

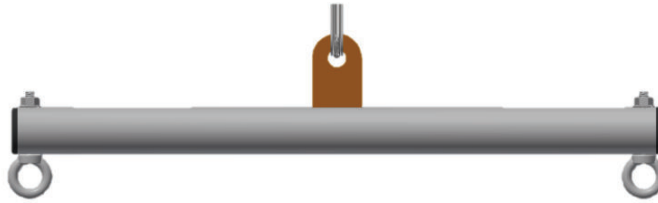


Figura 2.162. Tornillos en el tirante de unión.
(Fuente: Propia)

El tornillo seleccionado presenta las siguientes dimensiones que se muestran en la Tabla 2.88.

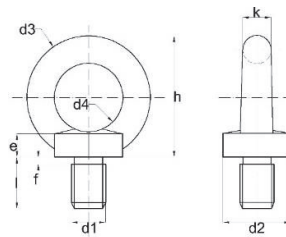


Figura 2.163. Cáncamo M8 DIN 580.
(Fuente: OPAC Elementos Normalizados)

Tabla 2.88. Dimensiones del tornillo de cáncamo.

Dimensiones del tornillo en mm					
d_1	8	d_4	20	h	36
$b \text{ min}$	13	e	6	k	8
d_2	20	f	2.5	l	13
d_3	36	g	6	m	10

(Fuente: OPAC Elementos Normalizados)

* **Selección del estrobo de acople al cable**

Se determina un estrobo que soporte la carga de 100 kg. De acuerdo, al diámetro del cable de acero se determina la resistencia del estrobo, por tanto, para un cable de 6mm se selecciona un estrobo superloop con casquillo de acero Crosby S-505 como se muestra en la Figura 2.164 con las siguientes especificaciones:

Capacidad de carga: 0.60 Tm (600 kg)
Factor de seguridad: 5:1
Tipo de Ramal: Axial sencillo



Figura 2.164. Esquema del estrobo superloop y del casquillo Crosby.

(Fuente: Crosby)

2.2.8. Simulación estática de los elementos

Se presenta el análisis estático de las placas y elementos con geometrías irregulares, clasificados en cada uno de los módulos del equipo de rehabilitación. Se realiza con la ayuda de un software de elementos finitos para obtener los esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad frente a las cargas a las que se encuentran sometidos.

* Simulación de componentes de la máquina elíptica

* Análisis de la placa de la roldana de rodamiento

Las placas para la roldana de rodamiento se ubican en el extremo inferior del eslabón biela acoplador y permite la unión entre el eslabón biela acoplador con la roldana, que a su vez se une a la pista corredera. La placa presenta un agujero para ensamblar el perno posicionador con la misma; en la Figura 2.165 se observa el elemento.

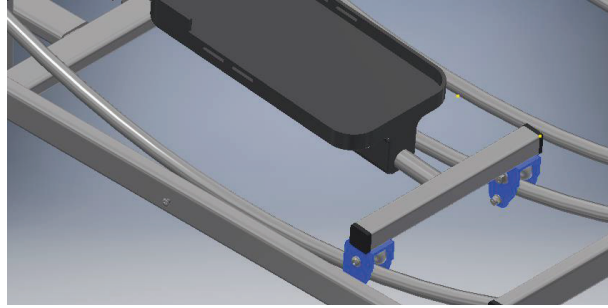


Figura 2.165. Localización de la placa para la rueda corredera.

(Fuente: Propia)

Se determinan los esfuerzos máximos y mínimos de Von Mises, así como, el desplazamiento y el factor de seguridad mínimo en el elemento; para lo cual, es necesario asignar las siguientes condiciones de contorno:

Elemento:	placa de acople de rueda
Material:	acero ASTM A36
Restricción:	fijo en la cara superior de la placa
Cargas:	se asigna la fuerza de 207 N en cada uno de los agujeros de la placa, debido a la media de la reacción máxima en la articulación B.

Se realiza la asignación de la restricción fija en la cara superior de la placa debido a la unión con soldadura como se presenta en la Figura 2.166.

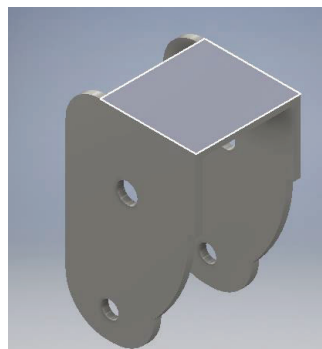


Figura 2.166. Asignación de restricciones.

(Fuente: Propia)

Se realiza la asignación de las fuerzas en los agujeros de la placa como se presenta en la Figura 2.167.

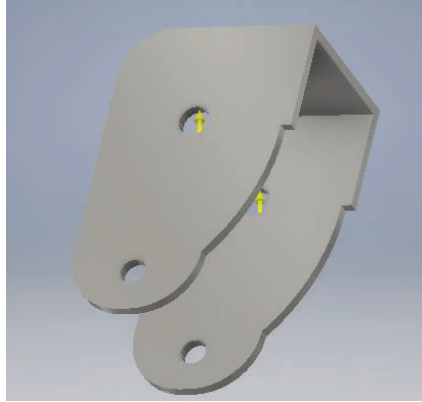


Figura 2.167. Asignación de fuerzas.
(Fuente: Propia)

Se determina que el esfuerzo de Von Mises máximo es 8,7 MPa y se localiza en la cara exterior superior de la placa, como se muestra en la Figura 2.168.

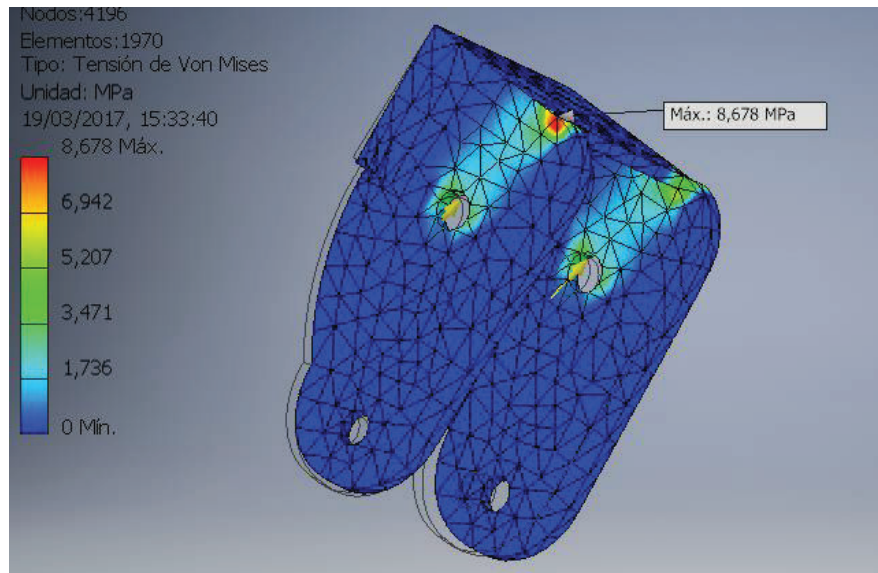


Figura 2.168. Tensión de Von Mises.
(Fuente: Propia)

El desplazamiento es nulo en la parte inferior de la placa y se muestra en la Figura 2.169.

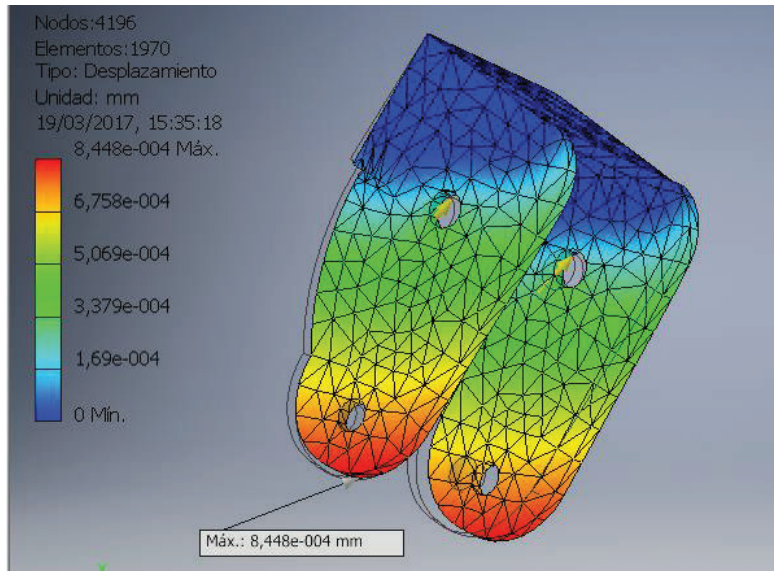


Figura 2.169. Desplazamiento.

(Fuente: Propia)

El factor de seguridad mínimo es de 15; por tanto, se considera que el diseño de la placa para la rueda corredera es aceptable, como se muestra en la Figura 2.170.

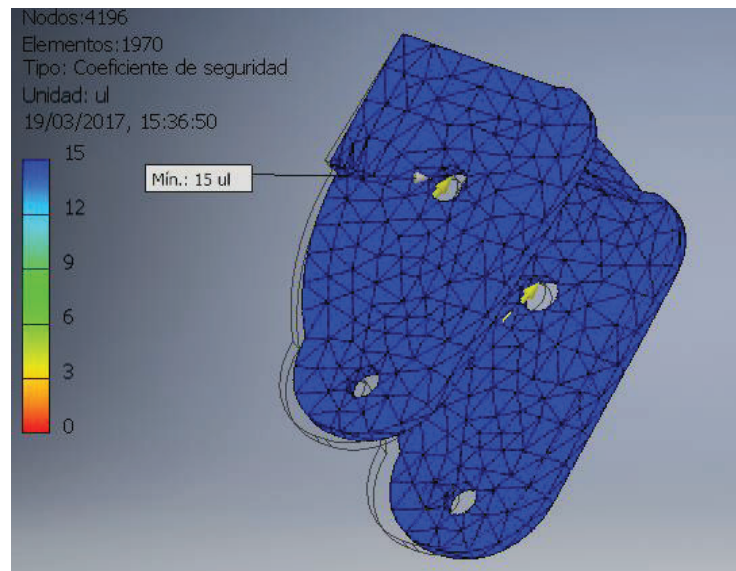


Figura 2.170. Factor de seguridad.

(Fuente: Propia)

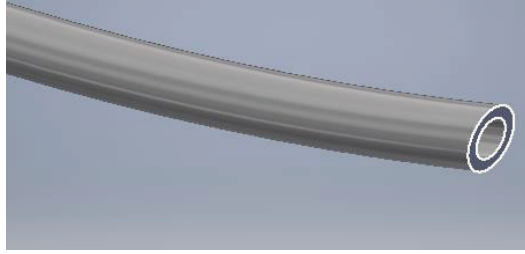


Figura 2.172. Asignación de restricciones.
(Fuente: Propia)

Se realiza la asignación de la fuerza hacia el centro de la pista corredera y se localiza en la cara externa del elemento como se observa en la Figura 2.173.



Figura 2.173. Asignación de cargas.
(Fuente: Propia)

Se observa que el esfuerzo de Von Mises máximo es 8,6 MPa y se localiza en el centro de la pista como se muestra en la Figura 2.174.

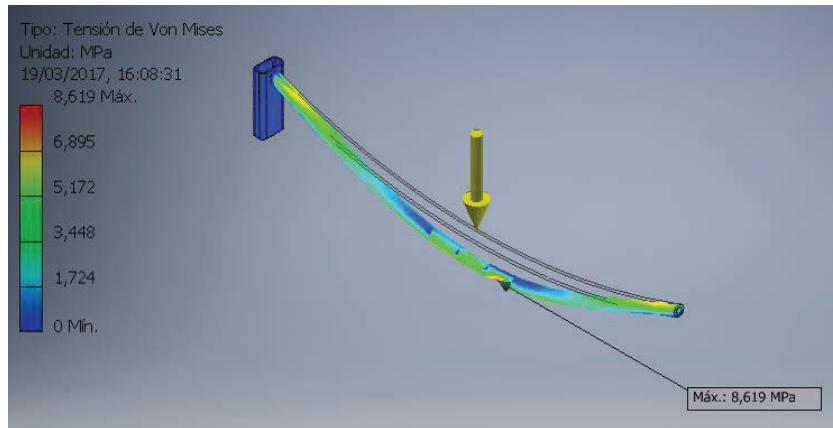


Figura 2.174. Tensión de Von Mises.
(Fuente: Propia)

En la Figura 2.175 se observa que en el elemento no se generan desplazamientos debido a la aplicación de la carga.

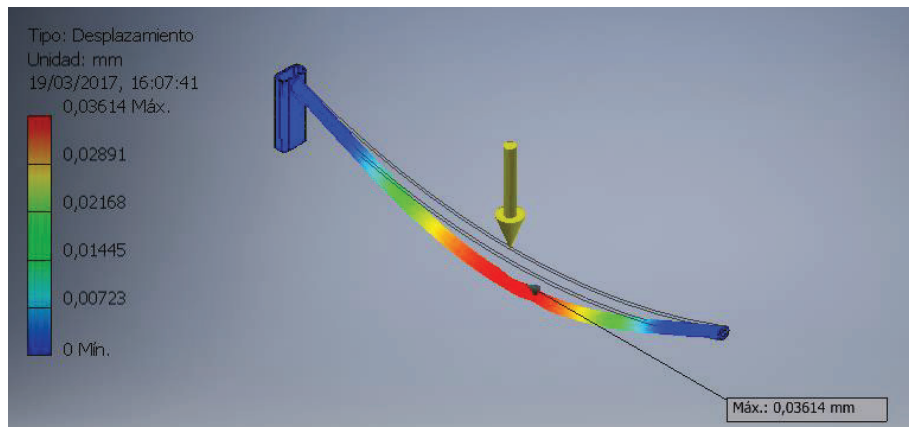


Figura 2.175. Desplazamiento.
(Fuente: Propia)

El factor de seguridad mínimo es 15; por tanto, se considera que el diseño de la pista corredera es aceptable. El resultado se presenta en la Figura 2.176.

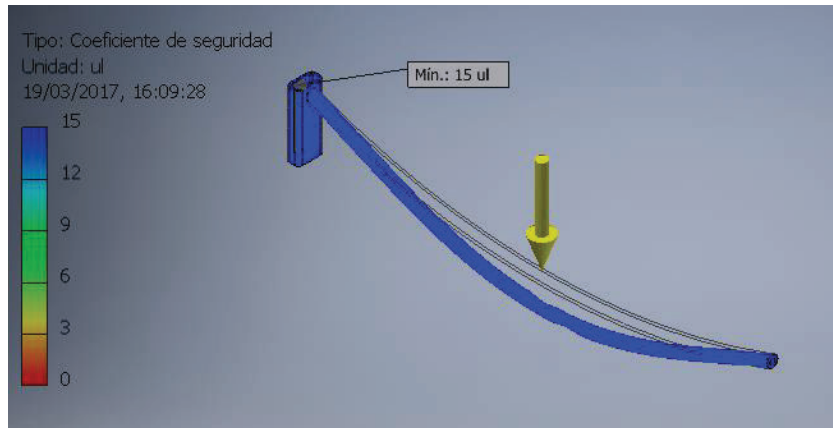


Figura 2.176. Factor de seguridad.

(Fuente: Propia)

*** Análisis del acople eje manivela**

El acople eje manivela se ubica en el extremo del eslabón manivela; presenta una muesca interior para la chaveta que permite la transmisión del movimiento del eje de rotación como se muestra en la Figura 2.177.

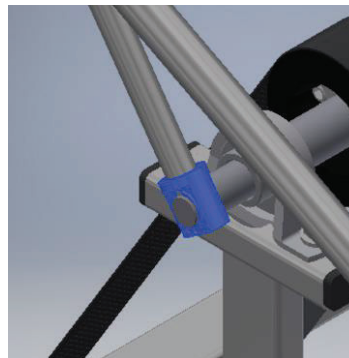


Figura 2.177. Localización del acople manivela eje.

(Fuente: Propia)

Con el fin de determinar los esfuerzos máximos y mínimos de Von Mises, así como, el desplazamiento y el factor de seguridad mínimo en el elemento se asignan las siguientes condiciones de contorno:

Elemento: acople eje manivela
Material: acero AISI 1018

Restricción: fijo en la cara circular interna y en la cara de contacto con el eslabón manivela

Cargas: se aplica la fuerza de 2353 N en la sección de la muesca de la chaveta debido al torque de transmisión

Se realiza la asignación de las restricciones como se presenta en la Figura 2.178.

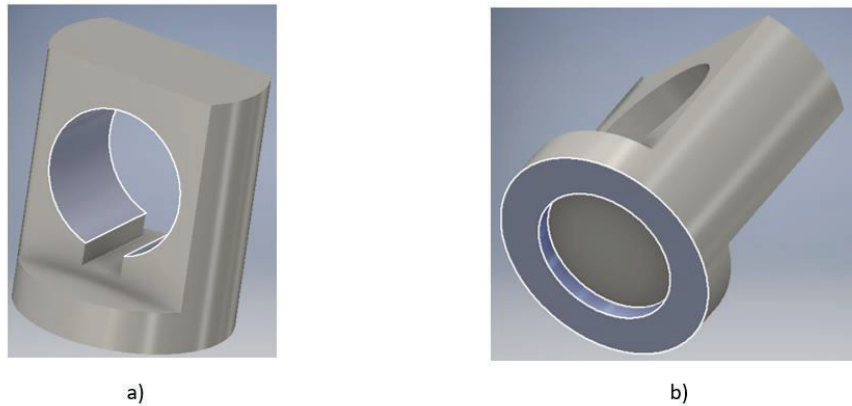


Figura 2.178. Asignación de restricciones

(Fuente: Propia)

La fuerza se ubica en la cara de la muesca como se presenta en la Figura 2.179.

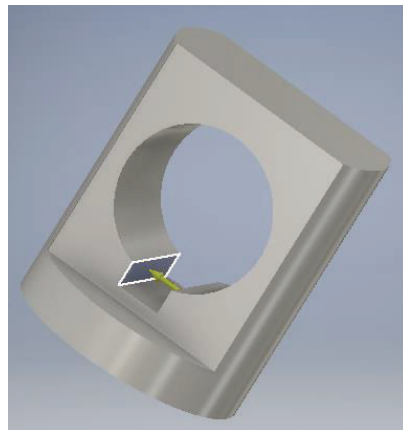


Figura 2.179. Asignación de carga.

(Fuente: Propia)

Se observa que el esfuerzo de Von Mises máximo es 90 MPa localizado en el cambio de sección de la parte interna de la muesca como se muestra en la Figura 2.180.

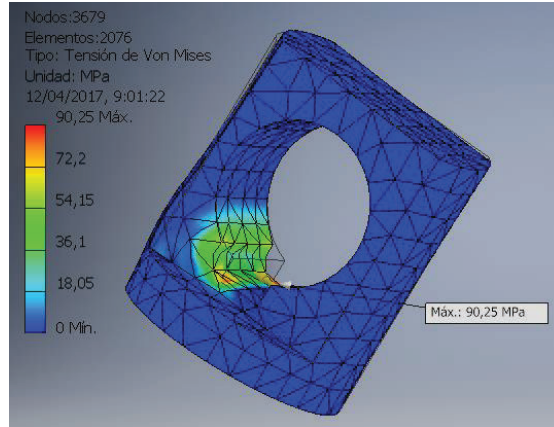


Figura 2.180. Tensión de Von Mises.
(Fuente: Propia)

El desplazamiento es nulo y no afecta en la deflexión del elemento. En la Figura 2.181 se muestra el resultado.

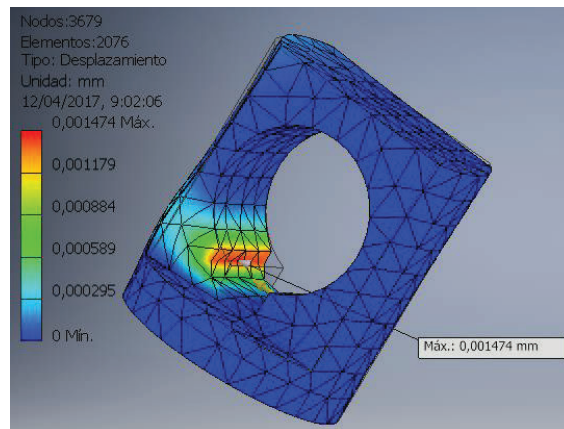


Figura 2.181. Desplazamiento.
(Fuente: Propia)

El factor de seguridad mínimo es de 2,3; por tanto, se considera que el diseño del acople es aceptable, como se muestra en la Figura 2.182.

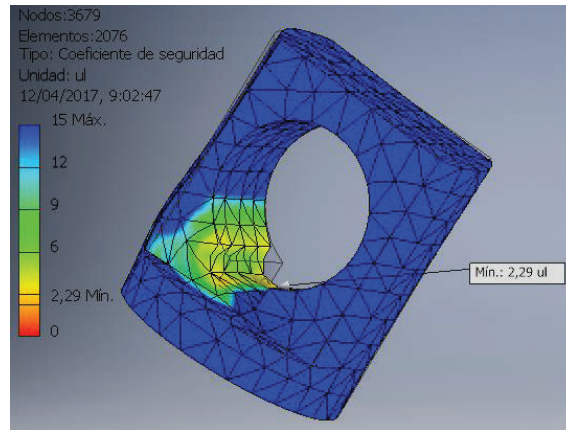


Figura 2.182. Factor de seguridad.
(Fuente: Propia)

* **Simulación de elementos de la grúa soporte**

* **Análisis de la placa superior de la columna**

La placa lateral superior se ubica en el extremo superior de la columna y permite la unión entre el brazo en voladizo giratorio con la columna como se presenta en la Figura 2.183. Presenta cuatro agujeros que permiten ensamblar el soporte de rodamiento a la columna de la grúa.

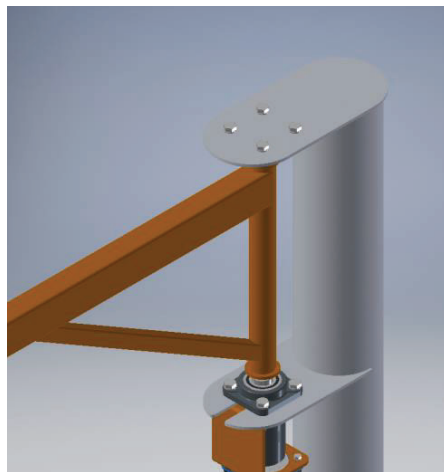


Figura 2.183. Placa lateral superior.
(Fuente: Propia)

Se determinan los esfuerzos máximos y mínimos de Von Mises, así como, el factor de seguridad mínimo en el elemento; para lo cual, se asignan las siguientes condiciones:

- Elemento: placa lateral superior
Material: acero ASTM A36
Dimensiones: 310 X 140 X 5 mm³
Restricción: fijo en la cara inferior en contacto con la cara del tubo estructural de la columna
Cargas: se aplican las fuerzas en los orificios de la placa. La fuerza de tracción de 4111 N en dirección longitudinal y la fuerza cortante de 634 N en dirección transversal hacia la placa. En la Tabla 2.55 se muestran los valores.

Las condiciones debido a la restricción y la carga se muestran en la Figura 2.184.

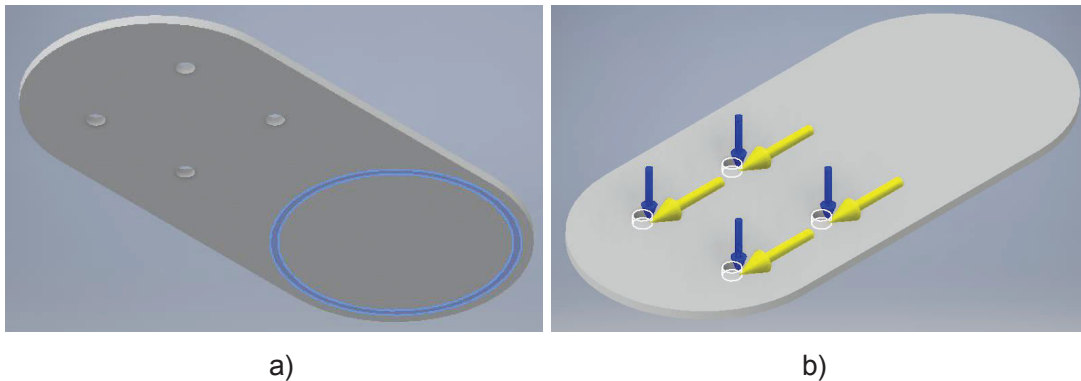


Figura 2.184. Asignación de restricciones y cargas.
(Fuente: Propia)

Se observa que el esfuerzo de Von Mises máximo de 23 MPa se localiza en la cara superior como se muestra en Figura 2.185.

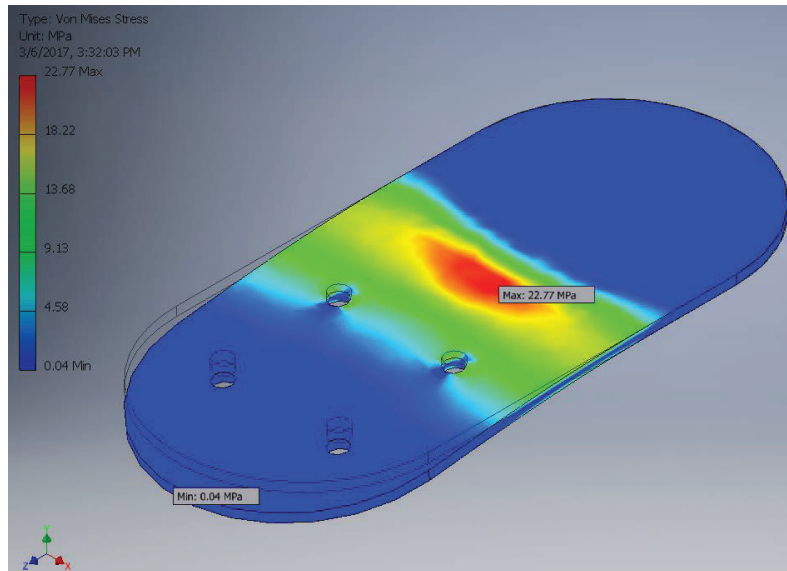


Figura 2.185. Esfuerzos de Von Misses.
(Fuente: Propia)

El desplazamiento máximo de la placa se considera en la dirección de la aplicación de la carga axial y es equivalente a 0,4 mm; se localiza en el extremo de unión con el soporte del rodamiento. El desplazamiento asegura una deflexión mínima en la placa; por tanto, se consideran las dimensiones de la placa aceptables.

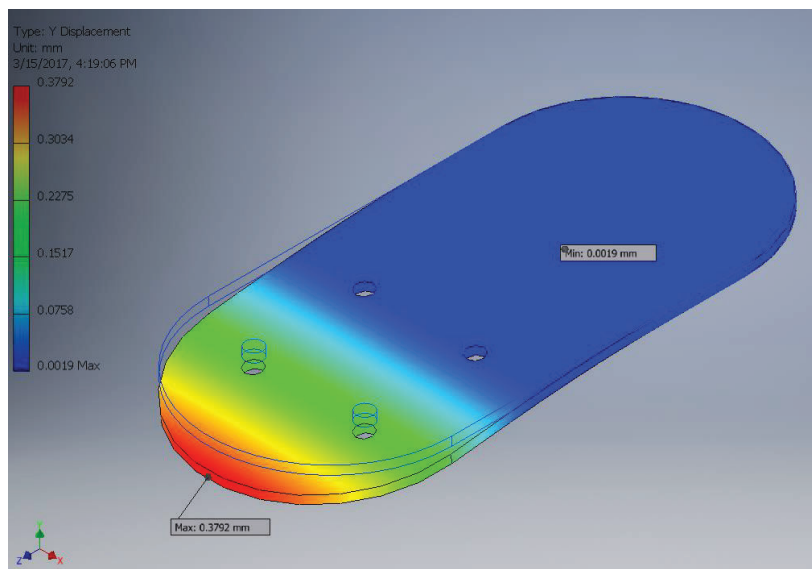


Figura 2.186. Desplazamientos.
(Fuente: Propia)

El factor de seguridad mínimo es 11; por tanto, se considera aceptable debido a la funcionalidad del elemento en la grúa, su operación de ensamble y su rigidez. En la Figura 2.187 se muestran los valores.

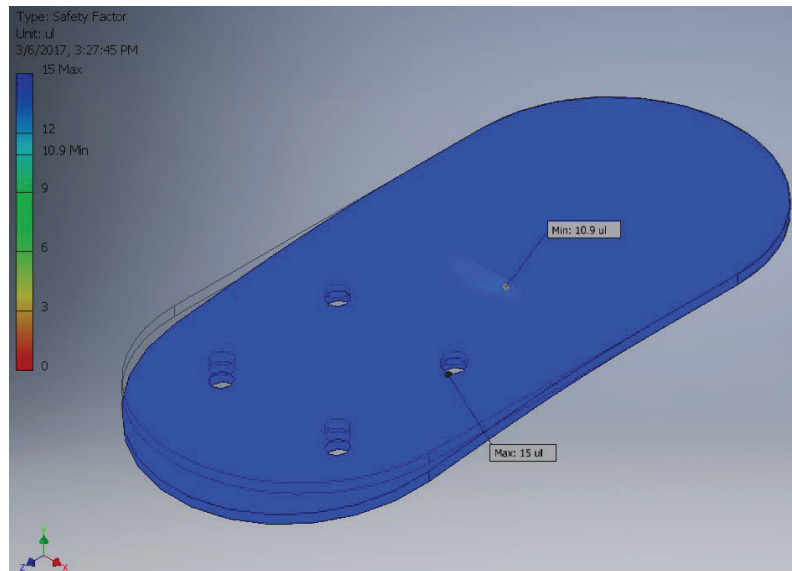


Figura 2.187. Factor de seguridad.

(Fuente: Propia)

* **Análisis en la placa inferior de la columna**

La placa lateral inferior permite sujetar la columna de giro del brazo en voladizo y el soporte del motor de pasos. Se une con la cara del tubo estructural de la columna como se muestra en la Figura 2.188. La placa tiene una muesca, de tal manera, que permita ensamblar adecuadamente el eje de giro y sujetarse con el soporte del rodamiento en los respectivos orificios.

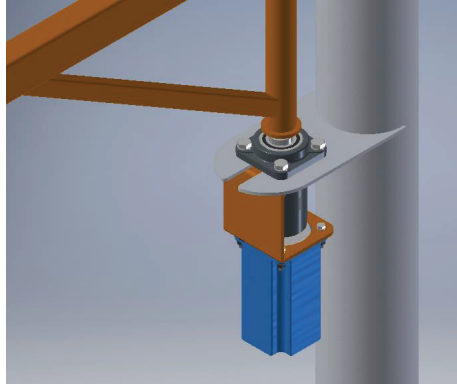


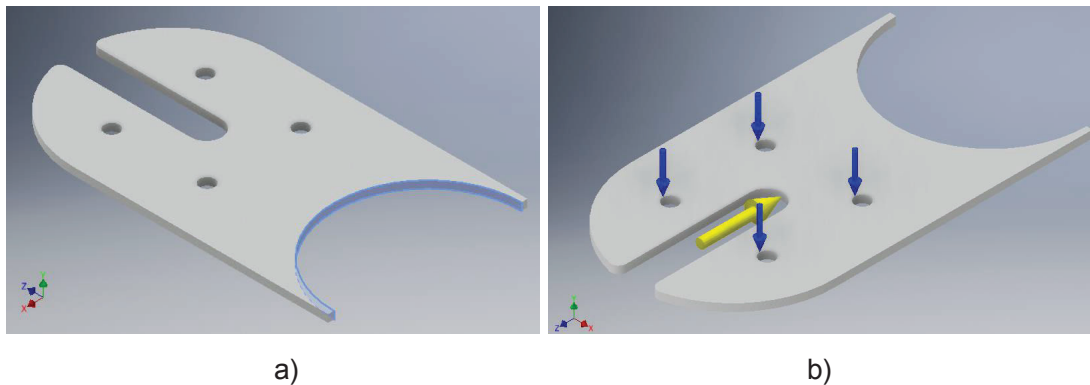
Figura 2.188. Placa inferior de la columna.

(Fuente: Propia)

Se determinan los esfuerzos máximos y mínimos de Von Mises, y el factor de seguridad mínimo en el elemento. Se tienen las siguientes condiciones:

- Elemento: placa lateral inferior
- Material: acero ASTM A36
- Dimensiones: 240 X 135 X 5 mm³
- Restricción: fijo en la cara posterior en contacto con la cara del tubo estructural de la columna
- Cargas: se aplica la fuerza de compresión de 4111 N en dirección longitudinal en la cara interior de la muesca y la fuerza cortante de 662 N en dirección transversal hacia los orificios de la placa.

Los requerimientos se observan en la Figura 2.189:



a)

b)

Figura 2.189. Asignación de restricciones y cargas.

(Fuente: Propia)

Se tiene el esfuerzo de Von Mises máximo de 47 MPa y se localiza en el interior de la muesca de unión con el eje de giro; se muestra en la Figura 2.190.

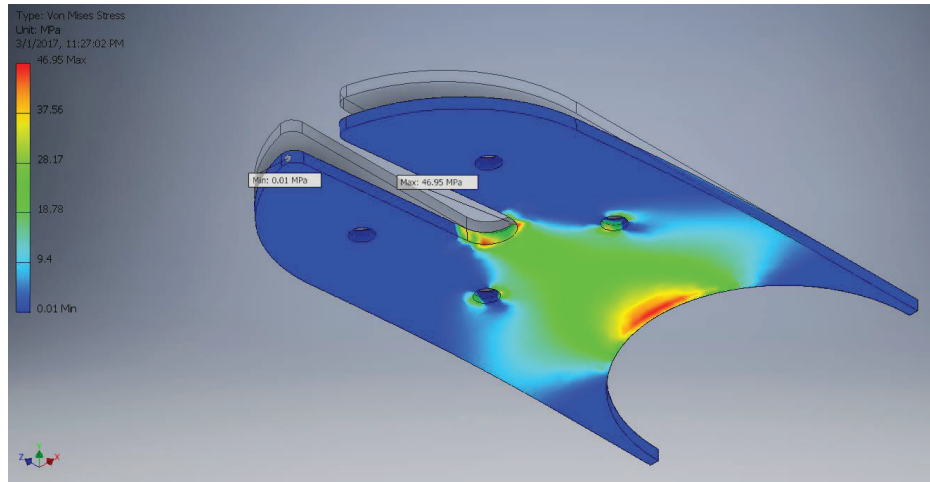


Figura 2.190. Esfuerzos de Von Mises.

(Fuente: Propia)

El desplazamiento máximo se tiene en la dirección de la aplicación de la carga axial y es equivalente a 0,4 mm; de similar manera, que la placa lateral anterior se localiza en el extremo de unión con el soporte del rodamiento; por tanto, se consideran las dimensiones de la placa aceptables.

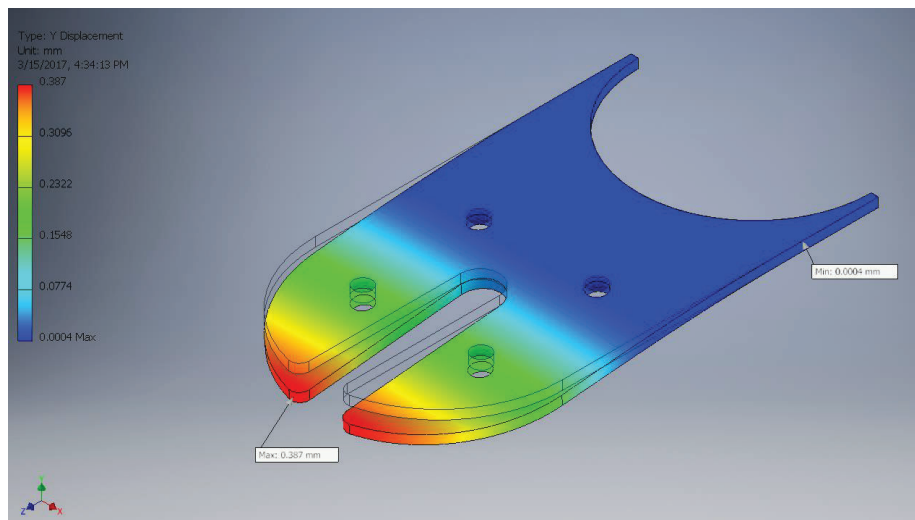


Figura 2.191. Desplazamientos.

(Fuente: Propia)

El factor de seguridad mínimo es 5,3; por tanto, se considera que el diseño de la placa lateral es aceptable, tomando en cuenta las consideraciones de la placa lateral superior de funcionalidad, ensamble y rigidez.

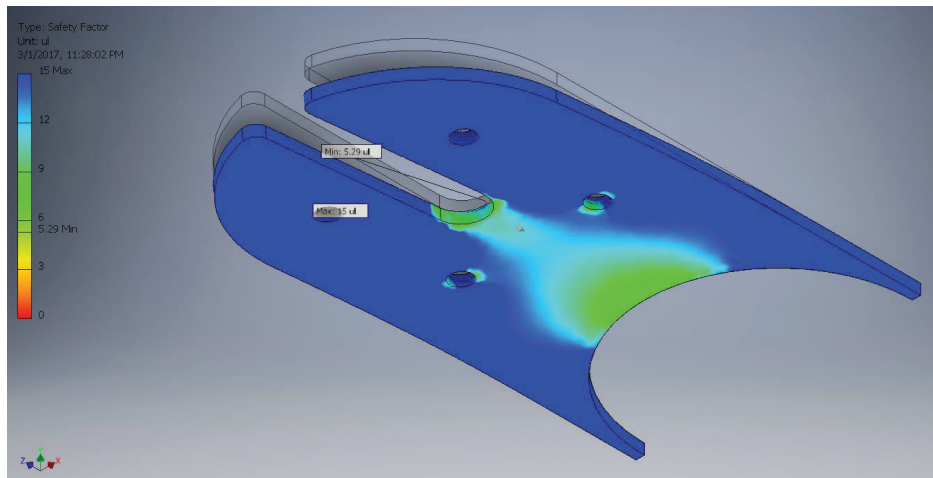


Figura 2.192. Factor de seguridad.
(Fuente: Propia)

* **Análisis del plato base de unión**

El plato base de unión conecta la columna de la grúa con el soporte pedestal. La localización se muestra en la Figura 2.193.

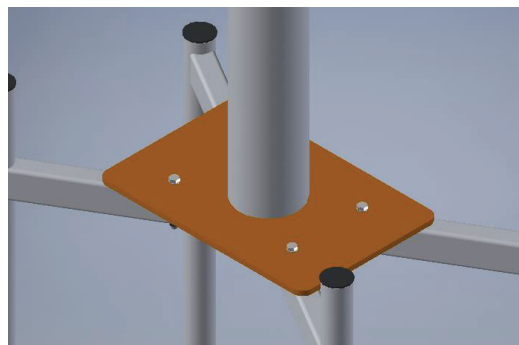
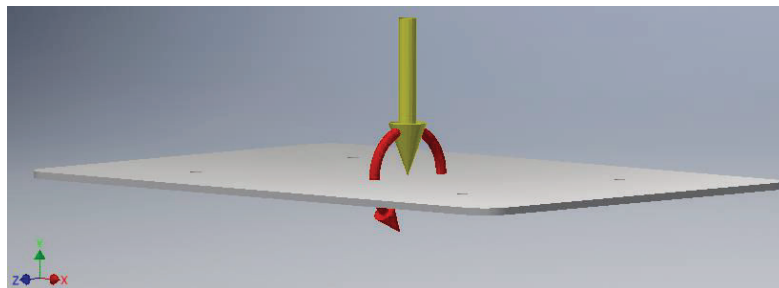


Figura 2.193. Plato base de unión.
(Fuente: Propia)

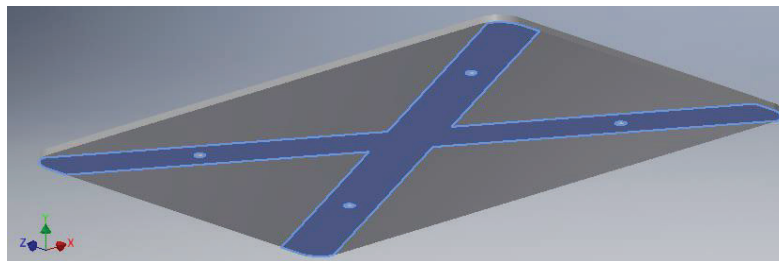
Se obtienen los esfuerzos máximos y mínimos de Von Misses, así como, el factor de seguridad en el elemento. Se asignan las siguientes condiciones de contorno:

- Elemento: plato base de unión
Material: acero ASTM A36
Dimensiones: 450 X 300 X 5 mm³
Restricción: fijo en los orificios de la placa y en las superficies de contacto con los perfiles del pedestal base
Cargas: se aplica en la cara superior la fuerza de 1434 N con dirección transversal hacia el plato base y el momento de 1281 N.m en dirección lateral hacia el centro de la estructura.

Las condiciones de contorno se observan en la Figura 2.194:



a)



b)

Figura 2.194. Asignación de restricciones y cargas.

(Fuente: Propia)

Del análisis por elementos finitos se tiene el esfuerzo de Von Misses máximo de 13,5 MPa; se produce en el orificio delantero de la cara inferior del plato que se encuentra en contacto con los perfiles horizontales del soporte pedestal base como se muestra en la Figura 2.195.

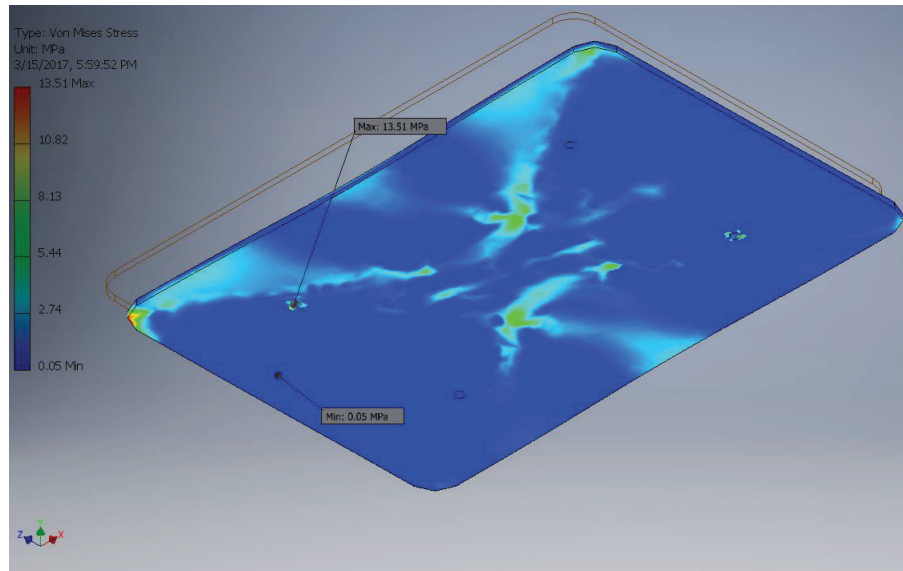


Figura 2.195. Esfuerzos de Von Misses.
(Fuente: Propia)

El desplazamiento máximo se tiene en la dirección transversal a la placa y es equivalente a 0,39 mm, se produce en la cara frontal de la cara del plato de unión; por tanto, el diseño de la placa es aceptable debido a que la deflexión es mínima.

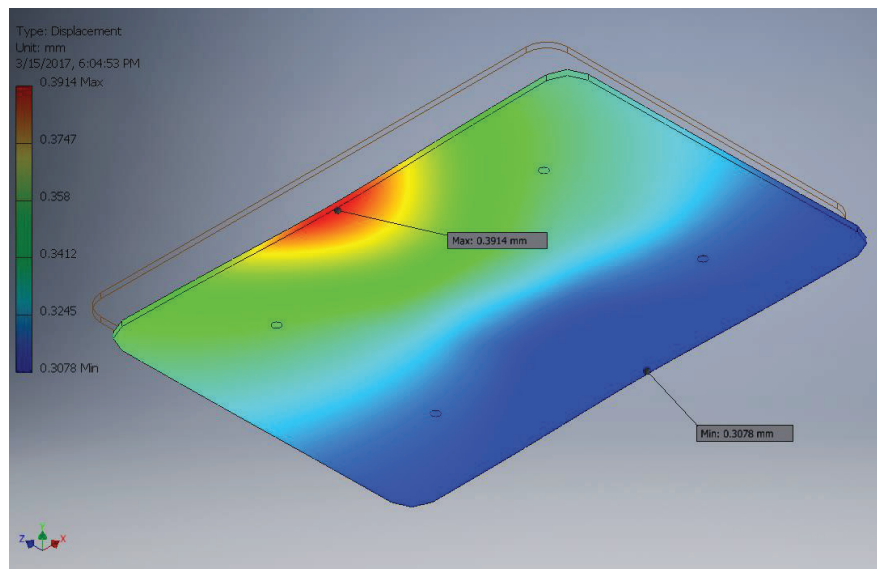


Figura 2.196. Desplazamientos.
(Fuente: Propia)

El factor de seguridad mínimo es 15; por tanto, se considera que el diseño del plato base de unión es aceptable como se muestra en la Figura 2.197.

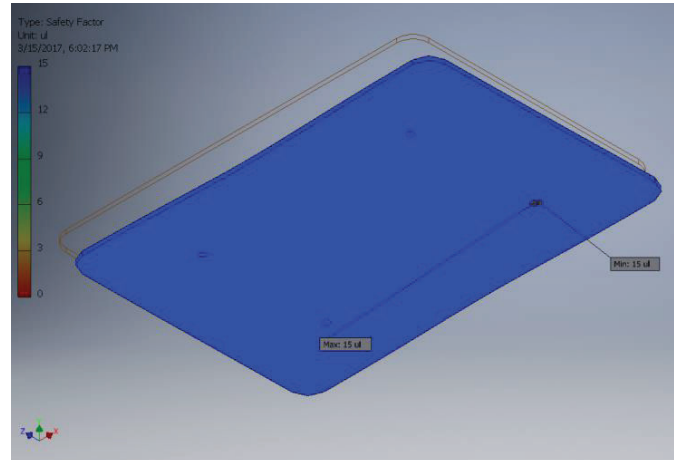


Figura 2.197. Factor de seguridad.

(Fuente: Propia)

* **Análisis de la placa soporte de unión del motor de pasos NEMA**

El soporte de unión se localiza debajo de la placa lateral inferior y permite la sujeción del motor de pasos con el acople elástico, que a su vez, se une al eje de giro como se observa en la Figura 2.198.

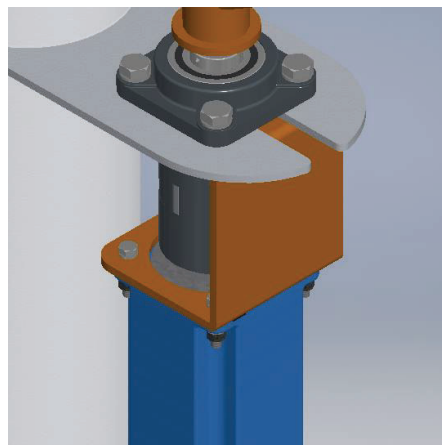


Figura 2.198. Placa de unión del motor de giro horizontal.

(Fuente: Propia)

El motor de pasos NEMA 34 genera una torsión en la cara del soporte debido a la rotación del eje. La torsión T es de 12 N.m y permite determinar la fuerza aplicada a cada uno de los orificios como se muestra en la Figura 2.199:

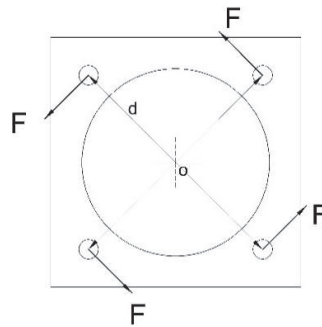


Figura 2.199. Diagrama fuerzas generadas por el torque.

(Fuente: Propia)

Donde d es la distancia de radio de giro de 49,2 mm.

Se calcula la fuerza con la ecuación como:

$$F_T = \frac{T}{d}$$

$$F_T = \frac{12 \text{ N.m}}{0,0492 \text{ m}}$$

$$F_T = 244 \text{ N}$$

Se divide la fuerza para los cuatro orificios, por tanto, la fuerza considerada es:

$$F_T = 61 \text{ N}$$

Se determinan los esfuerzos máximos y mínimos de Von Mises, y el factor de seguridad en la placa. Las condiciones de contorno son:

Elemento:	placa de unión.
Material:	acero ASTM A36.
Dimensiones:	78 X 100 X 100 mm.
Restricción:	fijo en los orificios de la cara superior en contacto con la cara inferior de la placa lateral inferior.

Cargas: se asigna en cada orificio de la cara que está en contacto con el motor de pasos NEMA la fuerza vertical equivalente al peso de 13 N y la fuerza calculada debido al torque de 61 N.

Las condiciones de contorno se observan en la Figura 2.200:

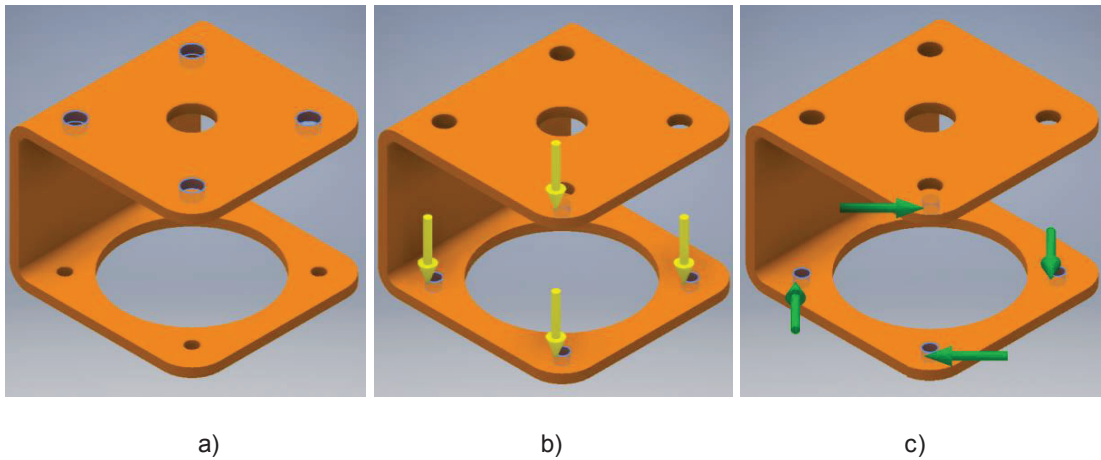


Figura 2.200. Asignación de restricciones y de cargas.

(Fuente: Propia)

El esfuerzo de Von Mises máximo es 39,5 MPa y se localiza en un lado de la esquina interna superior debido principalmente a la torsión que genera la rotación del motor de pasos. Se observa en la Figura 2.201.

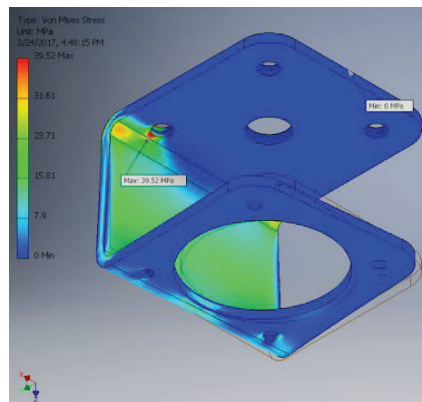


Figura 2.201. Esfuerzos de Von Mises.

(Fuente: Propia)

En las Figuras 2.202a y 2.202b se tienen los desplazamientos máximos paralelos a la aplicación del torque en el plano XY. Se localizan en el ala baja de la placa en la unión con la cara del motor NEMA 34. El desplazamiento en la dirección al eje X es 0,18 mm y en la dirección al eje Y es 0,1 mm. Por tanto, se tiene que las deflexiones no son considerables en la placa debido a sus valores mínimos.

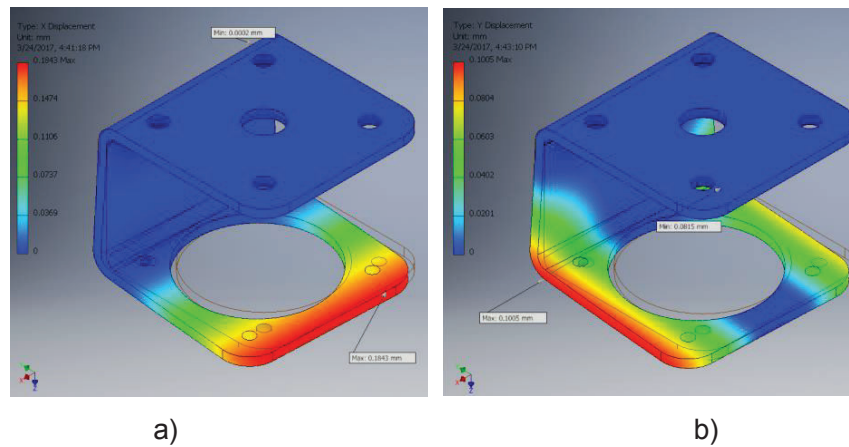


Figura 2.202. Desplazamiento en la dirección X e Y.
(Fuente: Propia)

El factor de seguridad es 6,3; considerando la deflexión mínima se tiene que el diseño de la placa es aceptable. En la Figura 2.203 se determinan los factores de seguridad en el elemento.

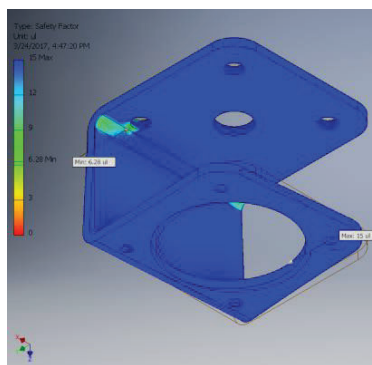


Figura 2.203. Factor de seguridad.
(Fuente: Propia)

* **Simulación de elementos del soporte de pasamanos**

* **Análisis de la placa base del soporte de pasamanos**

La placa base permite la sujeción del soporte del pasamanos a la estructura del pedestal como se muestra en la Figura 2.204; permite el giro del pasamanos que facilita el ingreso al paciente.

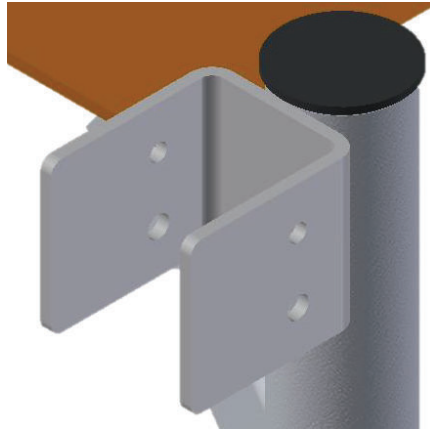


Figura 2.204. Placa base del soporte del pasamanos.

(Fuente: Propia)

Se determinan los esfuerzos máximos y mínimos de Von Mises, y el factor de seguridad en el elemento. Las condiciones son:

Elemento:	placa base del soporte de pasamanos
Material:	acero ASTM A36
Dimensiones:	70 X 80 X 70 mm ³
Restricción:	fijo en la representación de la soldadura de la cara posterior de la placa que se encuentra en contacto con el perfil de la columna de la estructura del pedestal de base.
Cargas:	se asignan las reacciones del soporte horizontal 1 del nodo 1 en los dos orificios laterales. En cada agujero se aplica la fuerza vertical de 375 N y la fuerza horizontal de -170 N.

Las condiciones de contorno se observan en la Figura 2.205.

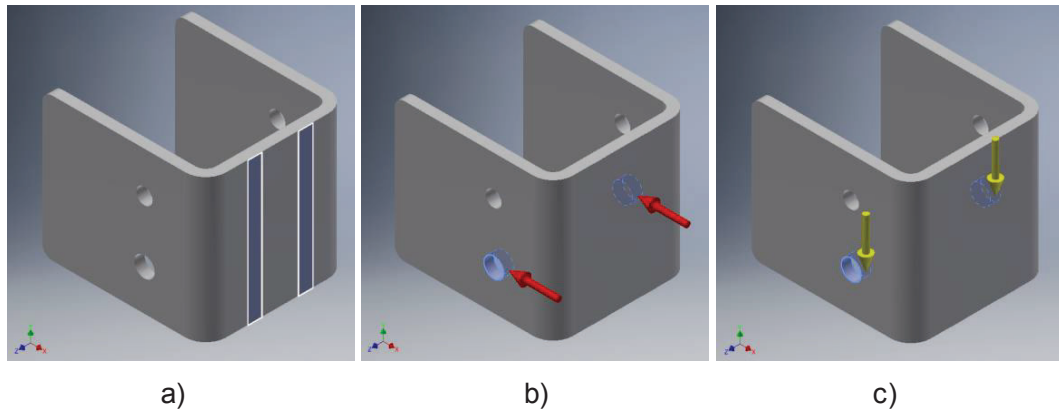


Figura 2.205. Asignación de restricciones y fuerzas.

(Fuente: Propia)

El esfuerzo de Von Mises máximo es 22,3 MPa y se localiza en la cara posterior de la placa, donde, se une con las caras de las representaciones de la junta soldada como se observa en la Figura 2.206.

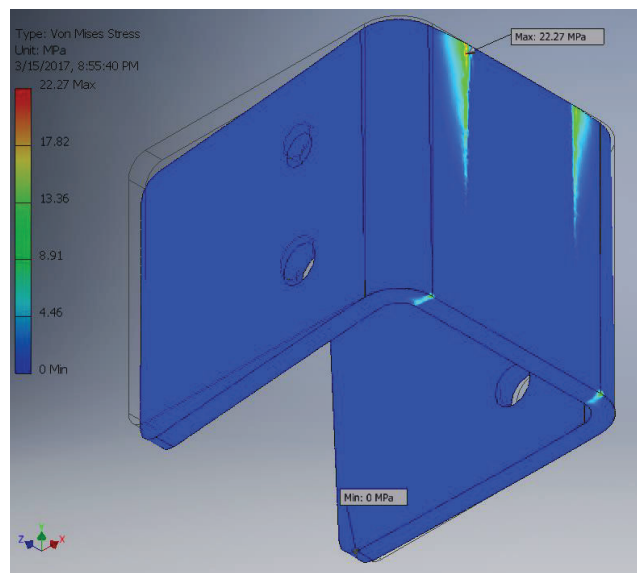


Figura 2.206. Esfuerzos de Von Mises.

(Fuente: Propia)

Los desplazamientos en las direcciones de las fuerzas horizontales y verticales se muestran en la Figura 2.207. Se tiene que las deformaciones en ambos sentidos son insignificantes, por tanto, asegura una adecuada rigidez de la placa.

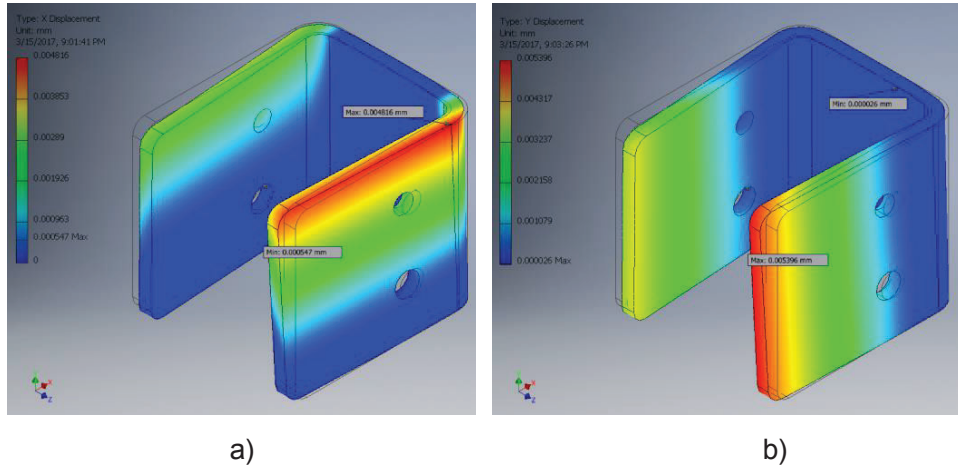


Figura 2.207. Desplazamientos en la dirección vertical y horizontal.

(Fuente: Propia)

El factor de seguridad mínimo es 11. Si se consideran los desplazamientos nulos en la placa el diseño es aceptable. En la Figura 2.208 se determinan los factores de seguridad en el elemento.

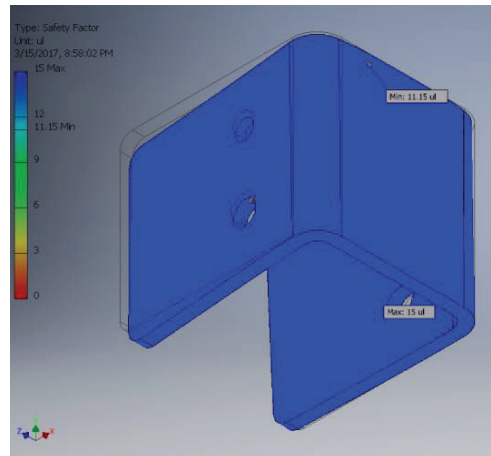


Figura 2.208. Factor de seguridad.

(Fuente: Propia)

2.3. Simulación dinámica

2.3.1. Introducción

La simulación dinámica del mecanismo se realiza en un módulo de Autodesk Inventor Professional 2016 que permite examinar y verificar el funcionamiento adecuado de los componentes previamente ensamblados; mediante, los resultados de trayectorias, posiciones, velocidades, aceleraciones, fuerzas y momentos de cada articulación establecida.

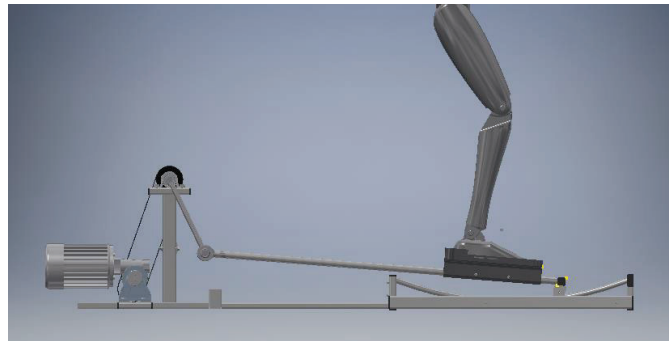


Figura 2.209. Modelo simulación dinámica.

(Fuente: Propia)

* **Consideraciones del modelo de extremidad inferior**

Se consideran elementos rígidos cada uno de los miembros de la extremidad inferior.

Las dimensiones de la extremidad inferior de una persona de 1,70 m son las siguientes:

Longitud del pie: 230 mm

Longitud de la pantorrilla: 500 mm

Longitud del muslo: 580 mm

En la articulación de la cadera se considera como esférica y en las articulaciones de la rodilla y tobillo se toman rotacionales. Por tanto, se tienen cinco grados de libertad en el modelo.

El modelo de la extremidad inferior debe ubicarse en una posición adecuada sobre el pedal del equipo para realizar el movimiento de marcha y continúe con la trayectoria. En la Figura 2.210 se muestran los ángulos de rotación de cada una de las articulaciones.

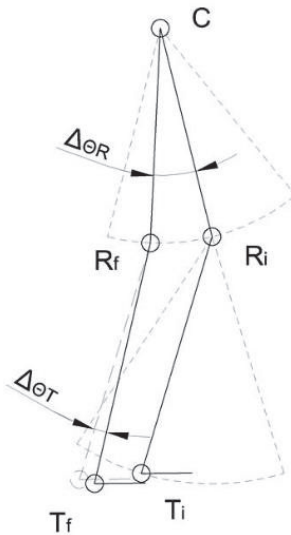


Figura 2.210. Esquema de las posiciones angulares.

(Fuente: Propia)

Donde:

- C: articulación de la cadera.
- Ri: posición angular inicial de la rodilla.
- Rf: posición angular final de la rodilla.
- Ti: posición angular inicial del tobillo.
- Tf: posición angular final del tobillo.
- $\Delta\theta_R$: desplazamiento angular de la rodilla.
- $\Delta\theta_T$: desplazamiento angular del tobillo.

2.3.2. Asignación de restricciones

Previamente al desarrollo de la simulación dinámica se necesita considerar las restricciones que deben poseer cada elemento con el fin de limitar los grados de libertad del equipo, así como, el modelo de extremidad inferior de forma que estas restricciones permitan el movimiento adecuado de los elementos de la manera que se presenta en la Figura 2.211.

Se debe tomar en cuenta que las condiciones que se establecieron anteriormente en el ensamblaje del equipo son diferentes a las restricciones que se requieren para la

simulación dinámica y de esta manera reasignar restricciones adecuadas a cada tipo de movimiento en cada elemento.

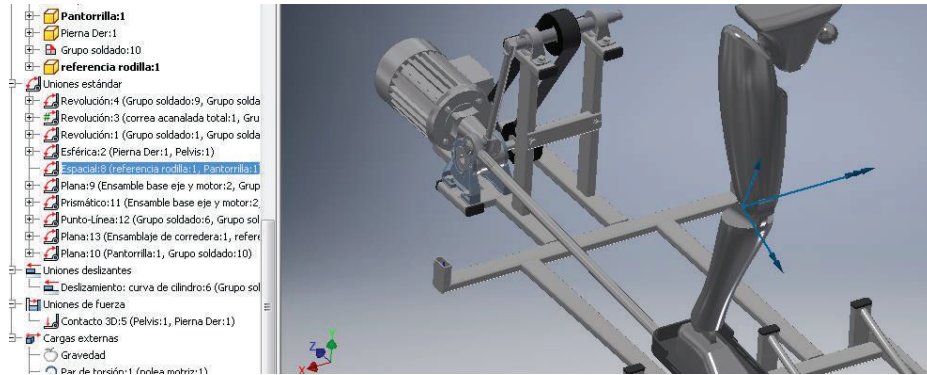


Figura 2.211. Asignación de restricciones.

(Fuente: Propia)

El análisis de simulación dinámica permite generar en el modelo condiciones reales debido a que se pueden asignar fuerzas, torques y velocidades externas, las cuales, se presentan en un funcionamiento normal del equipo de rehabilitación. Las condiciones externas para el estudio dinámico del equipo se especifican en la Tabla 2.89

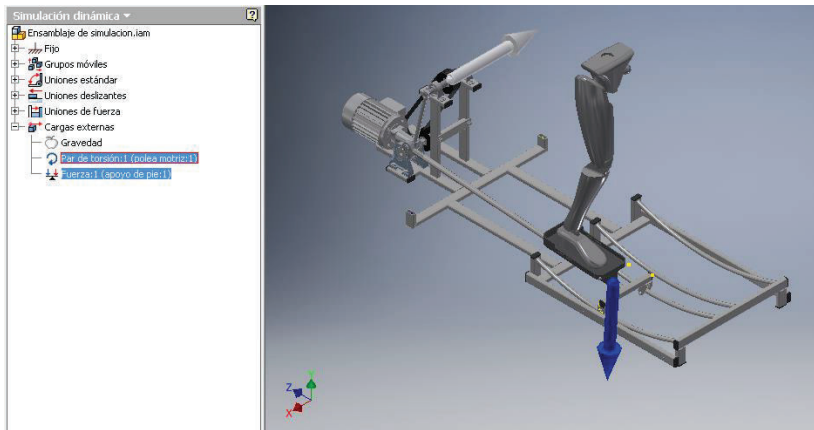


Figura 2.212. Asignación de condiciones externas.

(Fuente: Propia)

Tabla 2.89. Condiciones de funcionamiento.

Condición	Magnitud
Velocidad	65 rpm
Torque motor	80 N.m
Peso persona	100 kg

(Fuente: Propia)

2.3.3. Configuración y entrega de resultados de la simulación

Con las restricciones y cargas externas establecidas previamente en el modelo se configura la simulación del mecanismo en una determinada posición inicial. Se deben tomar en cuenta, aspectos como el tiempo para simular la realización de la zancada a la velocidad predefinida y el número de intervalos para la realización de la simulación. A mayor número de intervalos se aumenta el tiempo de simulación para mejorar el estudio del movimiento.

En la

Figura 2.213 se observa el entorno de configuración del simulador y la gráfica de salida de datos.

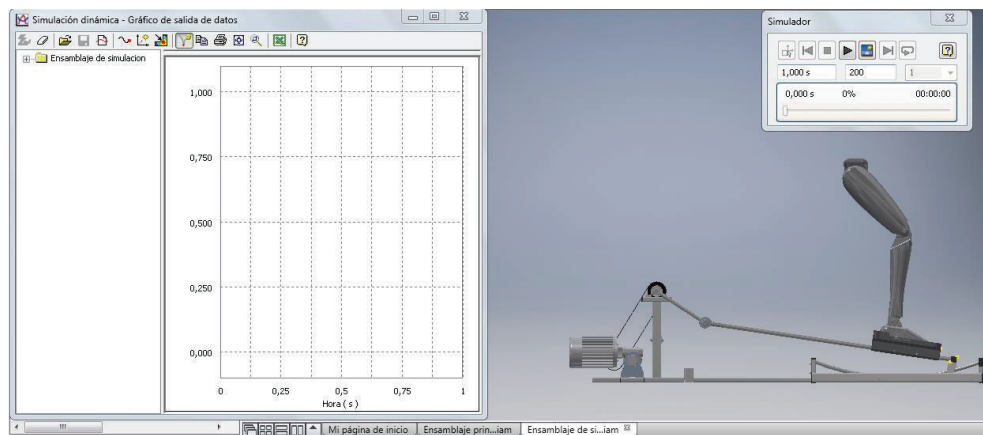


Figura 2.213. Entorno de simulación dinámica.

(Fuente: Propia)

Los resultados de la simulación se presentan según el tiempo e intervalo de simulación definida, de igual manera, se presentan datos en forma gráfica de cada restricción, que dependen de un marco de referencia relativo; en la Figura 2.214 se presenta la gráfica de resultados de la simulación.

Para el análisis del equipo rotacional de la máquina elíptica se considera tres marcos de referencia relativos, independientemente en cada articulación del modelo de la extremidad inferior. Se obtiene la trayectoria en el plano sagital que realiza el tobillo como se observa en la Figura 2.215

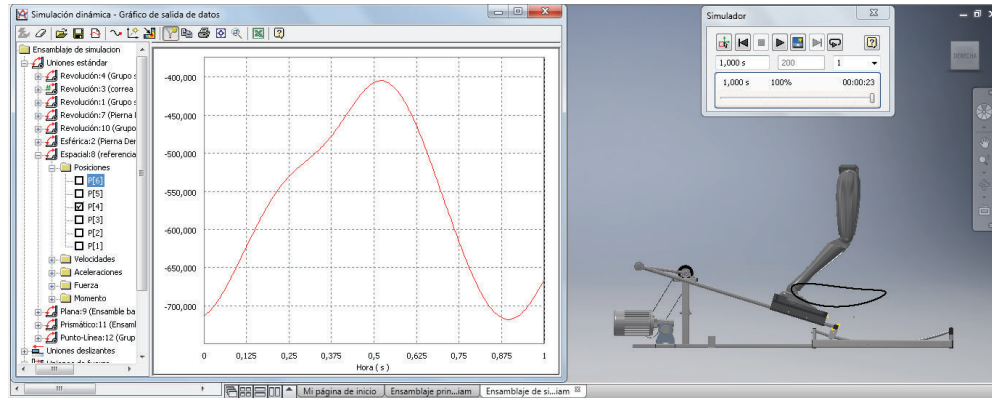


Figura 2.214. Entrega de datos simulación dinámica.
(Fuente: Propia)

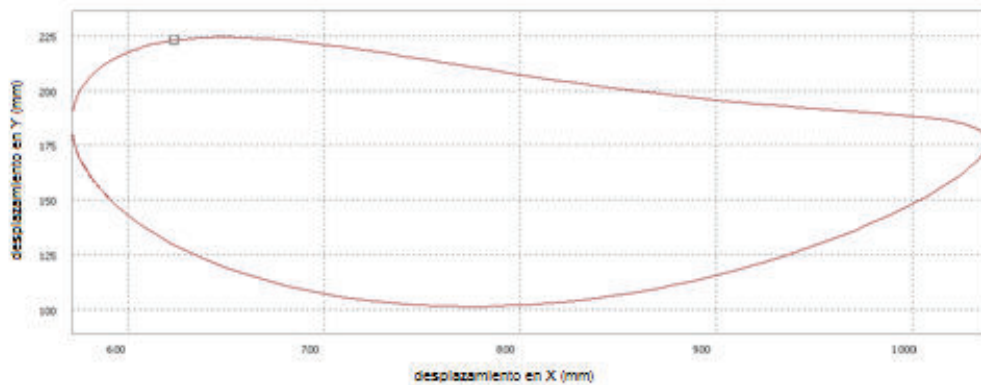


Figura 2.215. Trayectoria del tobillo en el plano sagital.
(Fuente: Propia)

Analizando las posiciones angulares relativas debido a la rotación en el plano sagital de las articulaciones cadera y rodilla se obtienen las curvas de movimiento de cada articulación como se muestran en las Figuras 2.216 y 2.217.

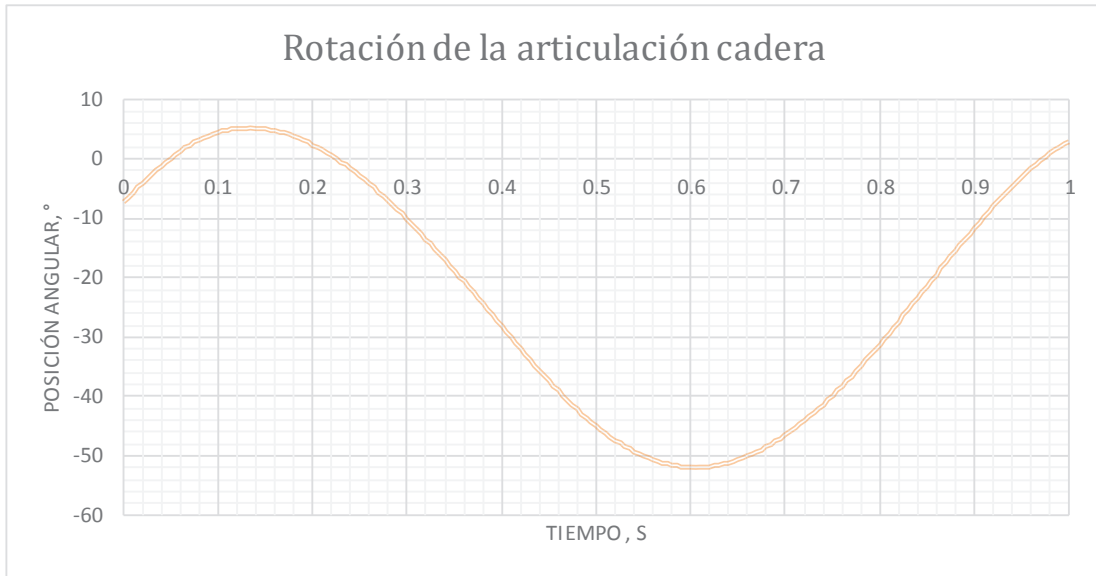


Figura 2.216. Rotación de la cadera.
(Fuente: Propia)

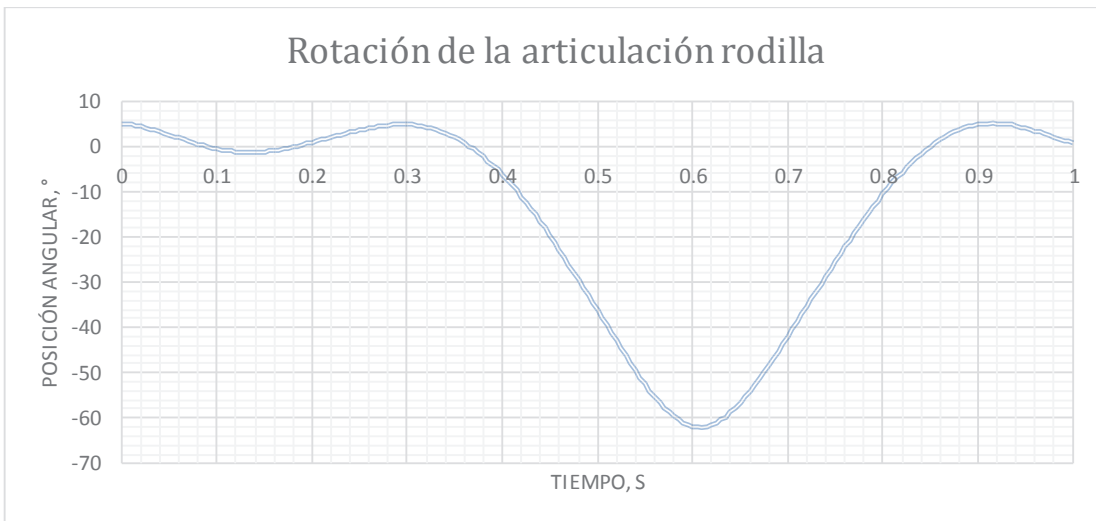


Figura 2.217. Rotación de la rodilla.
(Fuente: Propia)

2.4. Análisis de Costos

En el análisis presente se establecen los costos que intervienen en la fabricación del equipo de rehabilitación, por medio de los costos directos de cada uno de los conjuntos del ensamble y los costos indirectos estimados.

Los costos directos en el proyecto se determinan considerando los materiales, elementos normalizados, mano de obra y uso de equipos en cada uno de los conjuntos considerados. Los costos de materiales y elementos normalizados se obtienen considerando cotizaciones realizadas en casas comerciales e importadoras. En la realización del proyecto se toman en cuenta a los siguientes proveedores: DIPAC para los ejes de transmisión y perfiles estructurales, Distribuidora Chimborazo para los elementos soportes y arnés de sujeción, Casa del Perno para los pernos y anclajes de sujeción, Maquinarias Henriques para la adquisición de motores, bandas y poleas.

Los costos de mano de obra se determinan, por medio de, los procesos de fabricación que permiten realizar el proyecto, para lo cual, se toma en cuenta la información de salarios mínimos sectoriales que señala el Ministerio de Trabajo para el año 2017.

Los costos de uso de equipos se determinan considerando el tiempo empleado de cada una de las máquinas-herramientas para la fabricación de los conjuntos del equipo de rehabilitación.

En los costos indirectos del proyecto se consideran los insumos requeridos para cada uno de los procesos involucrados, añadiendo el porcentaje del 20% de costo directo debido al diseño y 10% debido a imprevistos generados durante el mismo.

Se determinan los costos totales de fabricación, es decir, la suma de los costos directos e indirectos para cada uno de los conjuntos del equipo considerados:

- Estructura base de la máquina elíptica
- Máquina elíptica
- Grúa soporte
- Estructura pedestal
- Soportes de pasamanos

Costos directos del equipo de rehabilitación

Costos generales de los materiales del equipo de rehabilitación

En la Tabla 2.90 se detallan los costos de materiales de los perfiles estructurales de acero, chapa metálica, fibra de vidrio y ertalón nylon para el ensamble de todos los conjuntos del equipo.

Tabla 2.90. Costos de materiales para el equipo de rehabilitación.

Elemento	Especificación	Unidad Base	Cantidad unid	Precio Unitario USD/unid	Precio total USD
Tubo estructural rectangular	40 x 60 x 2 mm	6 m	1	16,21	16,21
Eje acero en frío	AISI 1018	1 kg	4,1	1,49	6,11
Tubo estructural cuadrado	25 x 2 mm	6 m	1	10,86	10,86
Tubo estructural redondo	5 pulg x 4 mm	1.5 m	1	45,00	45,00
Tubo estructural redondo	1 1/2 pulg x 2 mm	6 m	1	9,65	9,65
Tubo estructural redondo	1 7/8 pulg x 2 mm	6 m	1	12,25	12,25
Tubo mecanico redondo	7/8 pulg x 1.2 mm	6 m	1	3,74	3,74
Tubo estructural redondo	7/8 pulg x 2 mm	6 m	1	7,83	7,83
Tubo redondo	5/8 pulg x 1.2 mm	6 m	1	3,46	3,46
Tubo redondo	3/4 pulg x 1.2 mm	6 m	1	5,08	5,08
Tubo estructural rectangular	20 x 40 x 2 mm	6 m	1	10,07	10,07
Tubo acero inoxidable redondo	1.5 pulg x 2 mm	6 m	1	50,88	50,88
Plancha acero caliente	1000 x 1000 x 5 mm	----	1	50,33	50,33
Barra de ertalón nylon	50 mm diámetro	500 mm	1	12,79	12,79
Fibra de vidrio	110 gramos	5 m x 1 m	1	60	60,00
SUBTOTAL					304,26

(Fuente: Propia)

Costos de la grúa soporte

Los costos debido a los elementos normalizados se muestran en la Tabla 2.91.

Tabla 2.91. Costos de los elementos normalizados para la grúa soporte.

Elemento	Especificación	Cantidad unid	Precio Unitario USD/unid	Precio total USD
Perno de cabeza hexagonal	M8 X 80 Calidad 4.6	4	0,30	1,20
Perno de cabeza hexagonal	M8 X 25 Calidad 4.6	4	0,09	0,36
Arandela plana	Diámetro 8 mm	16	0,02	0,34
Tuerca	M8	8	0,05	0,40
Perno de cabeza hexagonal	M10 X 45 Calidad 4.6	4	0,28	1,12
Perno de cabeza hexagonal	M10 X 30 Calidad 4.6	4	0,20	0,80
Arandela plana	Diámetro 10 mm	16	0,04	0,64
Tuerca	M10	8	0,10	0,80
Tornillo de Cáncamo	M8 DIN 580	2	1,20	2,40
Soporte Mosquetón	U8 8-Z109AB	2	8,28	16,56
Casquillo de Unión	Crosby S-505	1	1,75	1,75
Estrobo	Crosby S-505	1	1,25	1,25
Chumacera de Pared	SKF FY 20 mm	2	28,00	56,00
Regatón rectangular	Interior caucho	1	0,32	0,32
Arnés de cuerpo Petzl	C71AFA AVAO	1	485,09	485,09
Motor Grúa	PA 500 250 kg	1	185,00	185,00
Acople elástico	Lovejoy L 095	1	40,34	40,34
Motor de pasos	Bipolar (34HS59-5004S)	1	325,00	325,00
			SUBTOTAL	1119,37

(Fuente: Propia)

Los costos debido a la mano de obra se detallan en la Tabla 2.92.

Tabla 2.92. Costos de los materiales para la grúa soporte.

Personal	Tiempo horas	Remuneración hora USD/hora	Remuneración total USD
Soldador AWS	1	3,90	3,90
Operador de máquinas herramientas	2	3,25	6,50
Metal mecánico	3	2,45	7,35
Auxiliar	4	2,40	9,60
SUBTOTAL			27,35

(Fuente: Propia)

Los costos debido al uso de equipos se tienen en la Tabla 2.93.

Tabla 2.93. Costos de los materiales para la grúa soporte.

Equipo	Tiempo horas	Precio hora USD/hora	Precio total USD
Amoladora	2	1,00	2,00
Taladro	1	1,00	1,00
Soldadora SMAW	2	2,90	5,80
Torno	1	8,00	8,00
Dobladora de chapa	1	3,00	3,00
Herramientas menores	3	0,75	2,25
SUBTOTAL			22,05

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.94 se tiene el valor subtotal debido a los elementos normalizados, mano de obra y uso de equipos.

Tabla 2.94. Subtotal para la grúa soporte.

Conjunto	Detalle	Costo total USD
Grúa Soporte	Elementos Normalizados	1119,37
	Equipo	22,05
	Mano de obra	27,35
SUBTOTAL GRÚA		1168,77

(Fuente: Propia)

Costos de la estructura pedestal

Los costos debido a los elementos normalizados se muestran en la Tabla 2.95.

Tabla 2.95. Costos de los elementos normalizados para la estructura pedestal.

Elemento	Especificación	Cantidad unidad	Precio Unitario USD/unid	Precio total USD
Tapas extremos de tubos	Caucho	4	1,00	4,00
Anclaje de expansión	Tipo cuña 3/8 pulg	6	1,15	6,90
Regatón circular	Exterior caucho	4	0,50	2,00
TOTAL				12,90

(Fuente: Propia)

Los costos debido a la mano de obra se detallan en la Tabla 2.96.

Tabla 2.96. Costos de los materiales para la estructura pedestal.

Personal	Tiempo horas	Remuneración hora USD/hora	Remuneración total USD
Soldador AWS	1	3,90	3,90
Metal mecánico	2	2,45	4,90
Auxiliar	2	2,40	4,80
SUBTOTAL			13,60

(Fuente: Propia)

Los costos debido al uso de equipos se tienen en la Tabla 2.97.

Tabla 2.97. Costos de los materiales para la estructura pedestal.

Equipo	Tiempo horas	Precio hora USD/hora	Precio total USD
Amoladora	2	1,00	2,00
Taladro	0,5	1,00	0,50
Soldadora SMAW	2	2,90	5,80
Herramientas menores	2	0,75	1,50
SUBTOTAL			9,80

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.98 se tiene el valor subtotal debido a los elementos normalizados, mano de obra y uso de equipos.

Tabla 2.98. Subtotal de los costos para la estructura pedestal.

Conjunto	Detalle	Costo total USD
Estructura Pedestal	Elementos Normalizados	12,90
	Equipo	9,80
	Mano de obra	13,60
SUBTOTAL PEDESTAL		36,30

(Fuente: Propia)

Costos de los soportes pasamanos

Los costos debido a los elementos normalizados se muestran en la Tabla 2.99.

Tabla 2.99. Costos de los elementos normalizados para los soportes de pasamanos.

Elemento	Especificación	Cantidad unid	Precio Unitario USD/unid	Precio total USD
Pasador	8 x 65	2	0,25	0,50
Pasador	8 x 75	2	0,25	0,50
Perno de cabeza hexagonal	M10 X 90 Calidad 4.6	2	0,65	1,30
Arandela plana	Diámetro 10 mm	4	0,04	0,16
Tuerca	M10	2	0,10	0,20
Regatón circular	Exterior caucho	4	0,40	1,60
SUBTOTAL				4,26

(Fuente: Propia)

Los costos debido a la mano de obra se detallan en la Tabla 2.100.

Tabla 2.100. Costos de los materiales para los soportes de pasamanos.

Personal	Tiempo horas	Remuneración hora USD/hora	Remuneración total USD
Soldador AWS	1	3,90	3,90
Operario de máquinas	1	3,25	3,25
Metal mecánico	1	2,45	2,45
Auxiliar	2	2,40	4,80
SUBTOTAL			14,40

(Fuente: Propia)

Los costos debido al uso de equipos se tienen en la Tabla 2.101.

Tabla 2.101. Costos de los materiales para los soportes de pasamanos.

Equipo	Tiempo horas	Precio hora USD/hora	Precio total USD
Amoladora	2	1,00	2,00
Soldadora TIG	1	2,50	2,50
Dobladora de chapa	1	3,00	3,00
Dobladora de tubo	1	3,00	3,00
Herramientas menores	1	0,75	0,75
SUBTOTAL			11,25

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.102 se tiene el valor subtotal debido a los elementos normalizados, mano de obra y uso de equipos.

Tabla 2.102. Costos para los soportes de pasamanos.

Conjunto	Detalle	Costo total USD
Soporte de Pasamanos	Elementos normalizados	4,26
	Equipo	11,25
	Mano de obra	14,40
SUBTOTAL PASAMANOS		29,91

(Fuente: Propia)

Costos de la estructura base de la máquina elíptica

Los costos debido a los elementos normalizados se muestran en la Tabla 2.103.

Tabla 2.103. Costos de los elementos normalizados para la base de elíptica.

Elemento	Especificación	Cantidad unid	Precio Unitario USD/unid	Precio total USD
Tornillo autoperforante	P/broca 8 X 1	12	0,04	0,48
Perno de cabeza hexagonal	M8 X 20 Calidad 4.6	4	0,09	0,36
Arandela plana	Diámetro 8 mm	8	0,021	0,17
Tuerca	M8	4	0,05	0,20
Regatón rectangular	Interior caucho	22	0,32	7,04
Regatón cuadrado	Interior caucho	4	0,32	1,28
SUBTOTAL				9,53

(Fuente: Propia)

Los costos debido a la mano de obra se detallan en la Tabla 2.104.

Tabla 2.104. Costos de los materiales para la base de la máquina elíptica.

Personal	Tiempo horas	Remuneración hora USD/hora	Remuneración total USD
Soldador AWS	2	3,90	7,80
Operario de máquinas	1	3,25	3,25
Metal mecánico	4	2,45	9,80
Técnico fibra de vidrio	10	9,00	90,00
Auxiliar	2	2,40	4,80
SUBTOTAL			115,65

(Fuente: Propia)

Los costos debido al uso de equipos se tienen en la Tabla 2.105.

Tabla 2.105. Costos de los materiales para la base de la máquina elíptica.

Equipo	Tiempo horas	Precio hora USD/hora	Precio total USD
Amoladora	2	1,00	2,00
Soldadora SMAW	3	2,90	8,70
Dobladora de tubos	1	3,00	3,00
Herramientas menores	2	0,75	1,50
SUBTOTAL			15,20

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.106 se tiene el valor subtotal debido a los elementos normalizados, mano de obra y uso de equipos.

Tabla 2.106. Costos para la base de la máquina elíptica.

Conjunto	Detalle	Costo total USD
Base Elíptica	Elementos Normalizados	9,53
	Equipo	15,20
	Mano de obra	115,65
SUBTOTAL BASE ELÍPTICA		140,38

(Fuente: Propia)

Costos de la máquina elíptica

Los costos debido a los elementos normalizados se muestran en la Tabla 2.107.

Tabla 2.107. Costos de los elementos normalizados para la máquina elíptica.

Elemento	Especificación	Cantidad unidad	Precio Unitario USD/unid	Precio total USD
Tornillo cabeza redonda	M5 X 45	4	0,10	0,40
Perno cabeza hexagonal	M5 X 40	4	0,10	0,40
Perno cabeza de botón	M6 X 40	4	0,12	0,48
Perno cabeza hexagonal	M8 X 55	2	0,22	0,44
Perno cabeza hexagonal	M8 X 20	8	0,12	0,96
Arandela plana	Diámetro 6 mm	8	0,03	0,24
Tuerca	M6	4	0,03	0,12
Arandela plana	Diámetro 5 mm	16	0,02	0,32
Tuerca	M5	8	0,02	0,16
Arandela plana	Diámetro 8 mm	20	0,02	0,42
Tuerca	M8	10	0,05	0,50
Rotula macho derecha	SKF diametro 20 -M20	2	67,00	134,00
Roldana polea		4	6,25	25,00
Chumacera de piso	SKF diametro 20	2	28,00	56,00
Anillo de Retención	Exterior 25-32	4	0,25	1,00
Anillo de Retención	ANSI B27-19	2	0,25	0,50
Anillo de Retención	ANSI B27-25	2	0,25	0,50
PLC	Siemens Logo 8	1	193,00	193,00
Banda	Optibelt 3V 335	1	25,00	25,00
Polea	Diámetro 80-4 canales	2	60,00	120,00
Moto-reductor Marathon	Helicoidal	1	397,65	397,65
SUBTOTAL				957,09

(Fuente: Propia)

Los costos debido a la mano de obra se detallan en la Tabla 2.108.

Tabla 2.108. Costos de los materiales para la máquina elíptica.

Personal	Tiempo horas	Remuneración hora USD/hora	Remuneración total USD
Soldador AWS	1	3,90	3,90
Operador de máquinas	2	3,50	7,00
Metal mecánico	2	2,45	4,90
Auxiliar	3	2,40	7,20
SUBTOTAL			23,00

(Fuente: Propia)

Los costos debido al uso de equipos se tienen en la Tabla 2.109.

Tabla 2.109. Costos de los materiales para la máquina elíptica.

Equipo	Tiempo horas	Precio hora USD/hora	Precio total USD
Amoladora	1	1,00	1,00
Taladro	1	1,00	1,00
Torno	1	8,00	8,00
Lijadora	2	5,00	10,00
Fresadora	1	8,50	8,50
Soldadora SMAW	1	2,90	2,90
Dobladora de chapa	1	3,00	3,00
Herramientas menores	4	0,75	3,00
SUBTOTAL			37,40

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.110 se tiene el valor subtotal debido a los elementos normalizados, mano de obra y uso de equipos como:

Tabla 2.110. Costos para la máquina elíptica.

Conjunto	Detalle	Costo total USD
Elíptica	Elementos Normalizados	957,09
	Equipo	37,40
	Mano de obra	23,00
SUBTOTAL ELÍPTICA		1017,49

(Fuente: Propia)

Los costos directos del equipo se muestran en la Tabla 2.111.

Tabla 2.111. Costos directos

Descripción	Costo USD
Total de materiales	304,26
Subtotal grúa	1168,77
Subtotal pedestal	36,30
Subtotal pasamanos	29,91
Subtotal base de la elíptica	140,38
Subtotal de la elíptica	1017,49
TOTAL	2697,10

(Fuente: Propia)

Costos indirectos del equipo de rehabilitación

Se determinan los costos debido a los insumos requeridos durante la operación de ensamble del equipo según la Tabla 2.112.

Tabla 2.112. Costos de insumos.

Elemento	Especificación	Unidad Base	Cantidad unid	Precio Unitario USD/unid	Precio total USD
Disco de Corte	7 x 1/16 pulg	1 unid	3	1,41	4,23
Disco de Pulir	7 x 1/16 pulg	1 unid	2	2,3	4,60
Electrodo E6011	Conarco 1/8 pulg	1 kg	2	2,71	5,42
Lija para metal	N° 100	1 unid	10	0,5	5,00
Electrodo TIG 308 L	1/16 pulgada	2 unid	1	3	3,00
Pintura	Anticorrosiva	1 galón	2	15,37	30,74
SUBTOTAL					52,99

(Fuente: Propia)

Se determinan los valores porcentuales debido al costo de diseño e imprevistos estimados de los costos directos. En la Tabla 2.113 se consideran los costos indirectos.

Tabla 2.113. Costos indirectos.

Detalle	Porcentual %	Precio USD
Diseño	20	539,43
Insumos	----	52,99
Imprevisto	10	269,71
SUBTOTAL		862,13

(Fuente: Propia)

Costo total de fabricación del equipo de rehabilitación

Los costos de fabricación del equipo se muestran en la Tabla 2.114.

Tabla 2.114. Costo total.

Rubro	Costo USD
Costo Directo	2697,10
Costo Indirecto	862,13
SUBTOTAL	3559,23
IVA 14%	498,30
TOTAL	4057,53

(Fuente: Propia)

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Se comparan los resultados de las gráficas obtenidas en la simulación dinámica con estudios matemáticos del movimiento de las extremidades inferiores que se encuentra detallado en la sección del movimiento de las articulaciones en las extremidades inferiores. En las Figuras 3.1, 3.2 y 3.3 se muestran las gráficas de movimiento de rotación, velocidad y aceleración de la articulación de la cadera respectivamente.

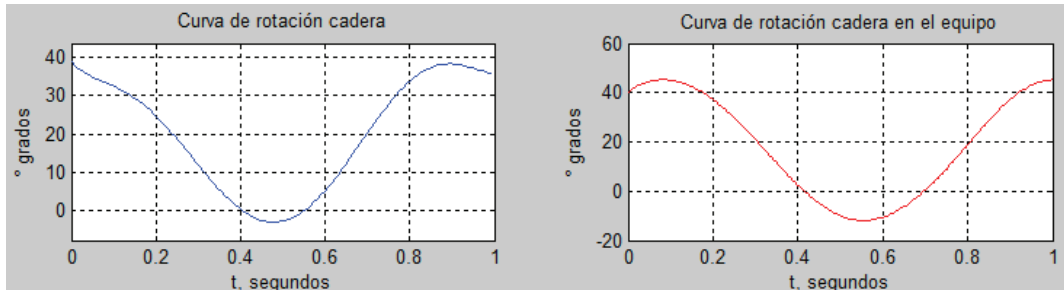


Figura 3.1. Curva de rotación en la cadera teórica y simulada.

(Fuente: Propia)

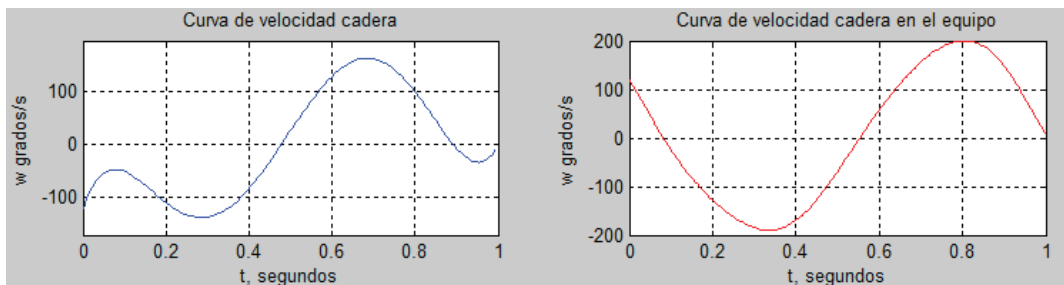


Figura 3.2. Curva de velocidad en la cadera teórica y simulada.

(Fuente: Propia)

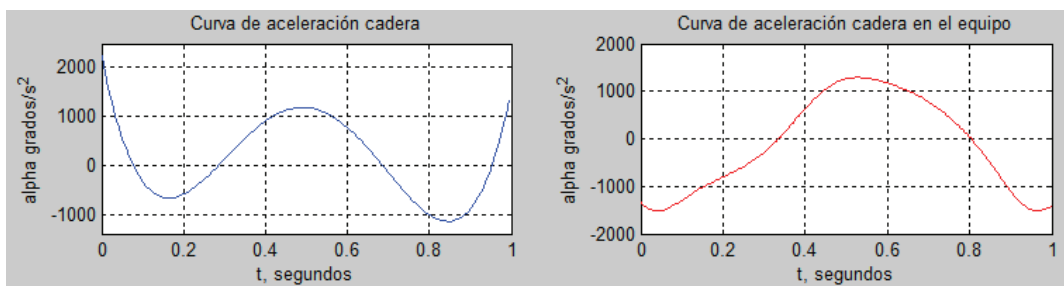


Figura 3.3. Curva de aceleración en la cadera teórica y simulada.

(Fuente: Propia)

En la Figura 3.1 de la curva de posición realizada en la cadera se observa un crecimiento de la curva que cambia de dirección hasta un pico mínimo en el tiempo medio de la zancada, posteriormente crece para repetir el ciclo.

En la Figura 3.2 de la curva de velocidad de rotación en la cadera se observa un decrecimiento en el inicio del movimiento que posteriormente va a incrementar en el desarrollo de la zancada y con un decrecimiento final.

En la Figura 3.3 de la curva de aceleración de rotación en la cadera se observa un pequeño decrecimiento el cual inmediatamente cambia de dirección de forma creciente hasta el tiempo medio de la zancada, posteriormente este decrece hasta el final del ciclo del movimiento.

En las Figuras 3.4, 3.5 y 3.6 se muestran las gráficas de movimiento de rotación, velocidad y aceleración de la articulación de la rodilla respectivamente.

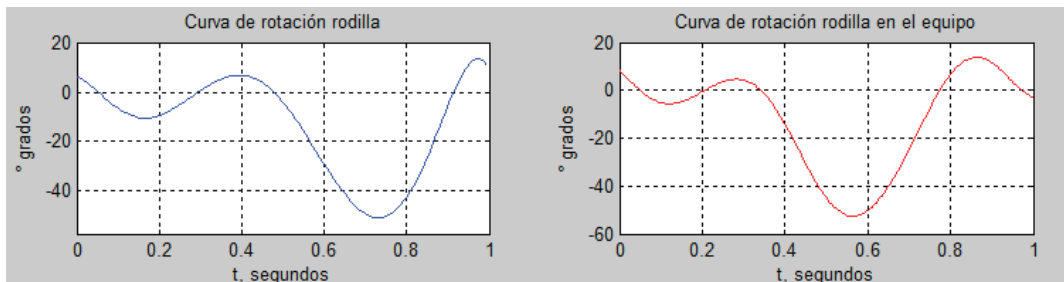


Figura 3.4. Curva de rotación en la rodilla teórica y simulada.

(Fuente: Propia)

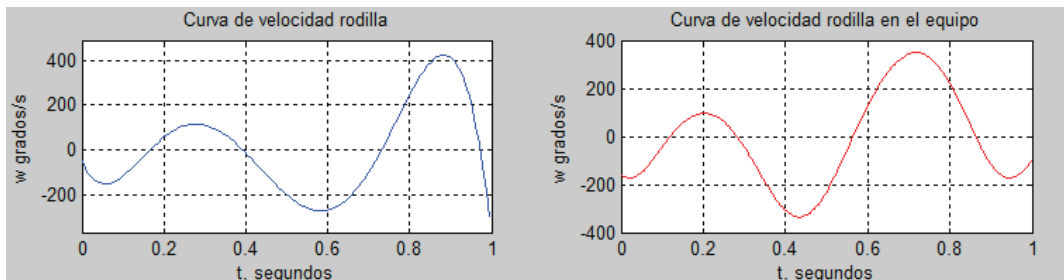


Figura 3.5. Curva de velocidad en la rodilla teórica y simulada.

(Fuente: Propia)

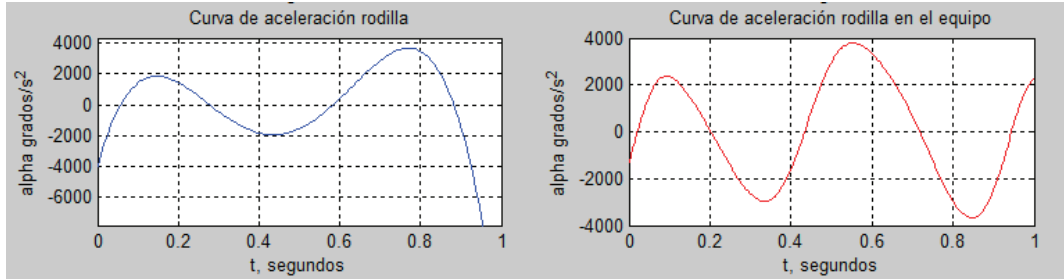


Figura 3.6. Curva de aceleración en la rodilla teórica y simulada.

(Fuente: Propia)

En la Figura 3.4 se observa inicialmente un decrecimiento y crecimiento de la curva hasta el instante de 0,3 segundos, posteriormente, decrece hasta un pico mínimo en el instante de 0,6 segundos que sigue de un crecimiento para repetir el ciclo.

En la Figura 3.5 se observa un incremento en la velocidad angular hasta 0.2 segundos el cual posteriormente se reduce en 400 grados por segundo en un tiempo de 0.4 segundos, continuado de un incremento de 800 grados por segundo en un intervalo de tiempo de 0.3 segundos, con un decrecimiento final hasta -200 grados por segundo en un intervalo de 0.3 segundos.

En la Figura 3.6 correspondiente a la aceleración en la rodilla presenta incrementos y decrecimientos que se encuentran en el intervalo de 4000 y -4000 grados por segundo al cuadrado.

Las curvas realizadas por la máquina elíptica en las articulaciones de la extremidad presentan similares patrones de forma, con respecto a las curvas del modelo matemático. Superponiendo las curvas teóricas y de simulación se determina que existe un desfase debido a que en la curva de simulación se selecciona una posición angular inicial diferente a la curva teórica por el marco de referencia escogido. En las Figuras 3.7, 3.8 y 3.9 se muestran las comparaciones de la articulación cadera. En las Figuras 3.10, 3.11 y 3.12 se muestran las comparaciones de la articulación rodilla.

Determinando el error de desfase entre las curvas teórica y de la simulación dinámica se tiene que para la articulación de la cadera es 16%; mientras que para la articulación de la rodilla es de 18%.

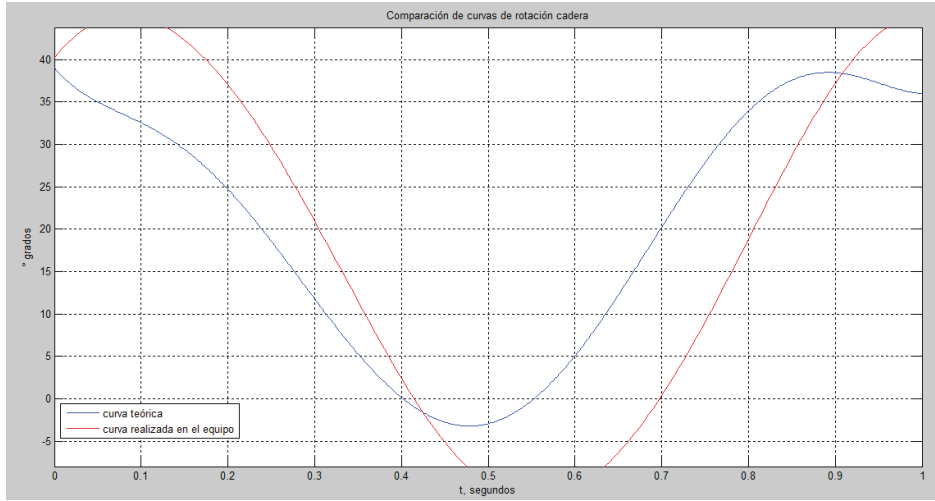


Figura 3.7. Comparación de curvas de rotación en la articulación cadera.
(Fuente: Propia)

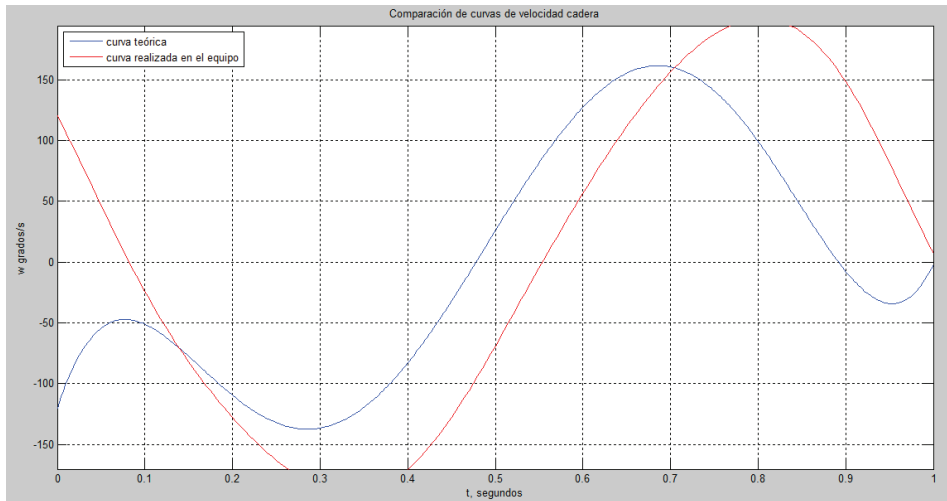


Figura 3.8. Comparación de curvas de velocidad de rotación en la cadera.
(Fuente: Propia)

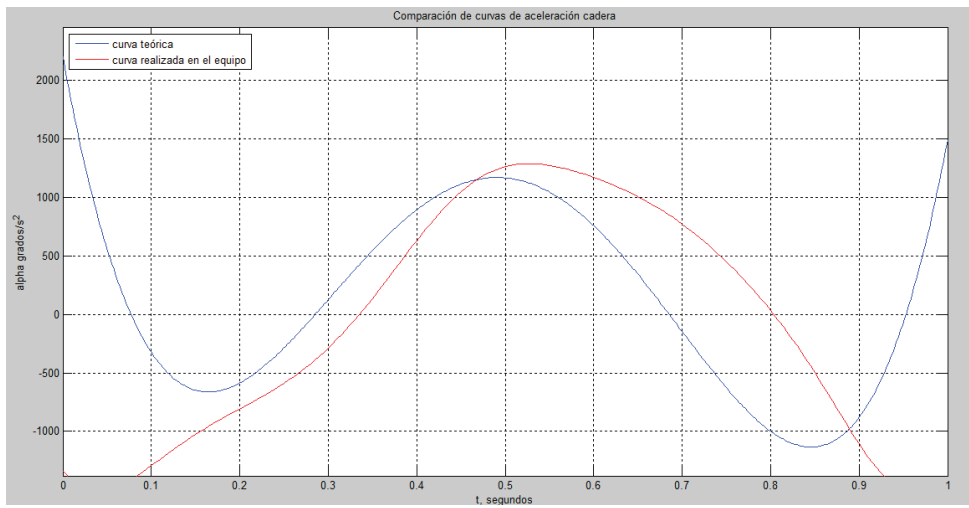


Figura 3.9. Comparación de curvas de aceleración de rotación en la cadera.
(Fuente: Propia)

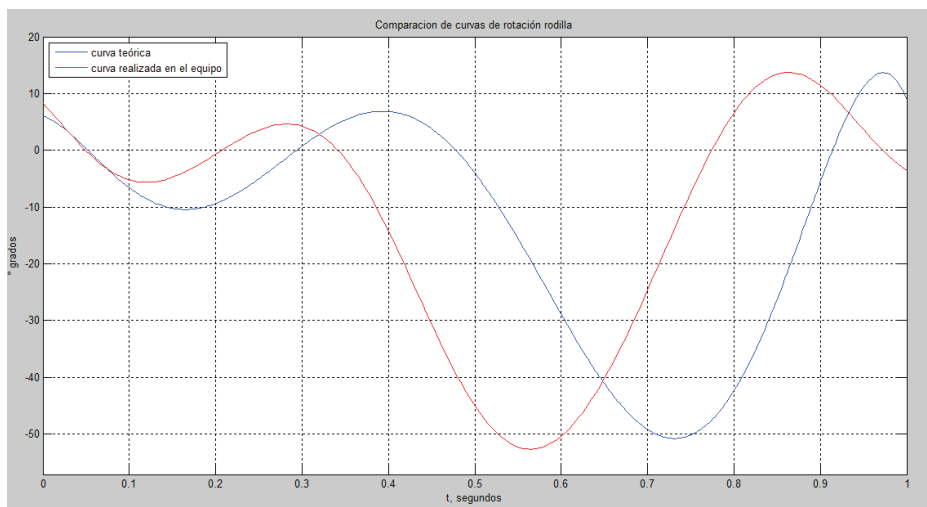


Figura 3.10. Comparación de curvas de rotación en la articulación rodilla.
(Fuente: Propia)

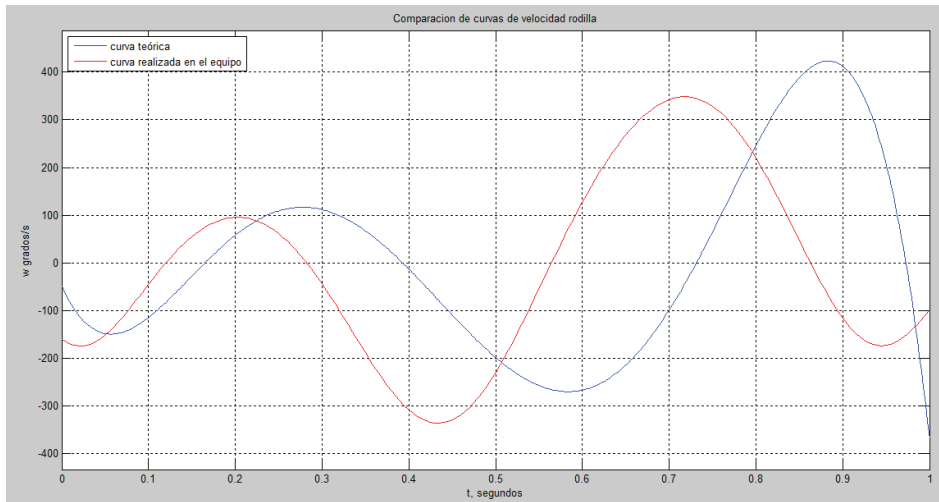


Figura 3.11. Comparación de curvas de velocidad de rotación en la rodilla.
(Fuente: Propia)

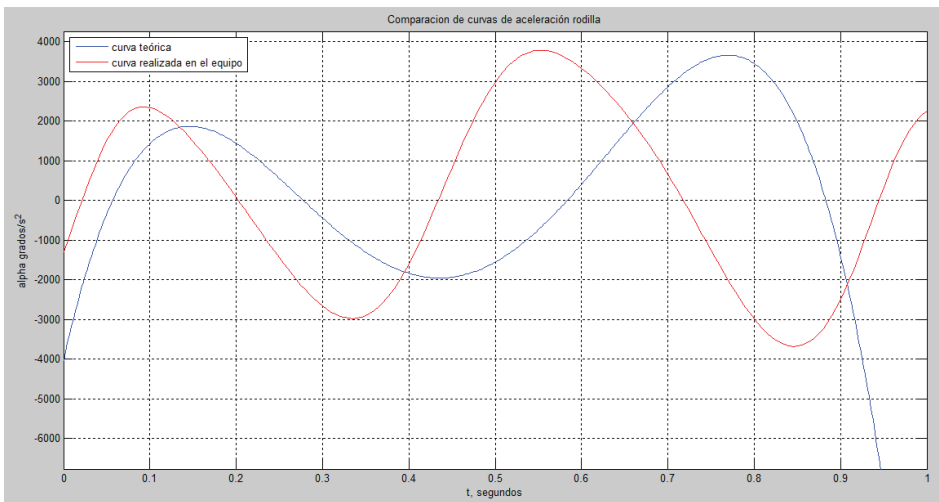


Figura 3.12. Comparación de curvas de aceleración de rotación en la rodilla.
(Fuente: Propia)

4. CONCLUSIONES

- Se ha diseñado un equipo de rehabilitación que permite la movilidad continua, repetitiva y segura del ciclo de caminata normal en las extremidades inferiores de personas con paraplejia de estatura entre 1,50 m a 1,70 m y peso máximo de 90 kgf, capaz de ubicar al paciente con un mínimo esfuerzo.
- Mediante el uso del diseño asistido por computadora (CAD) y la ingeniería asistida por computadora (CAE) se ha obtenido un diseño adecuado a las especificaciones técnicas establecidas, de esta manera se reducen costos y tiempo de prueba de los elementos del equipo.
- De la comparación entre las curvas teóricas del movimiento de las articulaciones de la rodilla y cadera con las curvas generadas en la simulación dinámica de las mismas se establece que el equipo de rehabilitación imita en un 82% los movimientos en las extremidades inferiores garantizando la confiabilidad del diseño del equipo.
- Fabricar un equipo con las características establecidas es factible y reproducible, debido a que el costo del mismo es 25% menor a equipos de rehabilitación existentes en el mercado.
- El equipo de rehabilitación reproduce un movimiento suave debido a que las curvas obtenidas en la simulación dinámica son continuas sin cambios bruscos de pendiente durante el ciclo de marcha, de esta manera se evitan todo tipo impactos que puedan causar lesiones durante la sesión de rehabilitación.

Referencias Bibliográficas

- Alamdari, A. (2015). Design and Analysis of a Cable-Driven Articulated Rehabilitation System for Gait Training. *Mechanisms and Robotics ASME*, 15.
- Aliakbar, A., & Venkat, K. (2015). Design and Analysis of a Cable-Driven Articulated Rehabilitation System for Gait Training. *ASME Journal of Mechanisms and Robotics*.
- Aristizabal, C. (2010, Septiembre 11). *Ft-mecanicabiociencias*. Retrieved Julio 20, 2016, from El ciclo de la marcha I: <https://ft-mecanicabiociencias.wikispaces.com/EL+CICLO+DE+LA+MARCHA+I>
- Asme. (2013, Enero). *Modular Exoskeleton Set for Commercialization*. Retrieved from <https://www.asme.org/engineering-topics/articles/mechatronics/modular-exoskeleton-set-for-commercialization>
- Boon Lim, H., Phat Luu, T., & Hoon, K. (2010). Natural gait parameters prediction for gait rehabilitation via artificial neural network. *ntelligent Robots and Systems*. Taipei: 2010 IEEE/RSJ International Conference.
- Budynas, R. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México D.F: Mc Graw Hill.
- Chen, G. (2014). A Portable Powered Knee-Ankle-Foot Orthosis. (ASME, Ed.) *Medical Devices*, 2.
- CONADIS, & MSP. (2016, Junio 17). *Calificacion a personas con discapacidad*. Retrieved from Calificacion a personas con discapacidad: <https://public.tableau.com/profile/javier.gaona#!/vizhome/DICAPACIDADESECUA/DOR/Discapacidades>
- Cruz Ardila, J. C., & Ramirez Escarpeta, J. M. (2012). *Modelo matemático y herramienta de simulación de exoesqueleto activo de cinco segmentos*. Cali: Revista científica Guillermo de Ockham.
- Entorno accesible. (2016). *Entorno accesible*. Retrieved from Grúas de techo y sistemas de pórticos: <http://www.entornoaccesible.es/productos-y-servicios/movilizacion-de-personas/gruas-portatiles/>
- Faller, A., Schüre, M., & Schüre, G. (2014). *The Human Body: An Introduction to Structure and Function*. New York: Thieme.
- González Mejía, S., Ramirez, J. M., & Avella, E. J. (2015). *Técnicas de control para el balance de un robot bípedo: un estado del arte*. Cali: Universidad del Valle.
- Guo, Z. (2014). *Developing a Mobile Lower Limb Robotic Exoskeleton for Gait Rehabilitation*.

- Guo, Z., Yu, H., & Yin, Y. H. (2014). Developing a Mobile Lower Limb Robotic Exoskeleton for Gait Rehabilitation. *Journal of Medical Devices*.
- Hokoma. (2016). *Lokomat Pro - Features & Functions*. Retrieved from <https://www.hocoma.com/world/en/products/lokomat/lokomatpro/features-functions/#>
- Indego. (2016). *Indego Therapy*. Retrieved from Indego Therapy Features: <http://www.indego.com/indego/en/Indego-Therapy>
- INEN. (2000). *Accesibilidad de las personas al medio físico*. Quito: INEN.
- Interuniversitario, M. (2016, Julio 07). *Antropología Física: Evolución y Biodiversidad Humanas*. Retrieved from Antropología Física: Evolución y Biodiversidad Humanas : <https://www.uam.es/otros/mantropo/>
- Isabelle, R. (2016, Mayo). *Tipos de discapacidad*. Retrieved Julio 19, 2016, from Tipos de discapacidad: <http://www.lostipos.com/de/discapacidad.html>
- Johnston, L. (2006). *AGGRESSIVE PHYSICAL REHABILITATION*. Retrieved from <http://www.sci-therapies.info/Rehabilitation.htm>
- Kendall, F. (2000). *Principles of Neural Science*. McGraw-Hill.
- Larrodé, E. (1996). *Grúas*. Zaragoza: Centro Politécnico Superior de Ingenieros de la Universidad de Zaragoza.
- Liang, F., & Chuang, C.-H. (2015, Octubre). Study of new type elliptical cross trainer with symmetrical driving mechanism. *IFTToMM World Congress*, 1-9.
- Luna, P. (1999). *Biomecánica de la Marcha Humana Normal y Patológica* (Segunda ed., Vol. I). Valencia, España: Instituto de Biomecánica de Valencia.
- ONCE, F. (2016, 07 17). *Discapnet*. Retrieved from Discapnet: <http://salud.discapnet.es/Castellano/Salud/Enfermedades/EnfermedadesDiscapacitantes/L/Lesion%20de%20la%20Medula%20Espinal/Paginas/cover%20lesion.aspx>
- Organización Mundial de la Salud. (2017). *Organización Mundial de la Salud*. Retrieved from Discapacidades: <http://www.who.int/topics/disabilities/es/>
- Ortopedia Ejido. (2016, Septiembre 12). *Exoesqueletos: la tecnología del futuro*. Retrieved from <http://ortopediasejido.com/exoesqueletos-la-tecnologia-del-futuro/>
- Paeth Rohlfs, B. (2007). *Experiencias con el concepto Bobath: fundamentos, tratamiento, casos* (Segunda ed.). Madrid: Médica Panamericana.
- PARAPLEJIA.ES. (2016, Julio 14). Retrieved from PARAPLEJIA.ES: <http://www.paraplejias.es/causas-de-la-paraplejia.php>
- PAULSTRA. (2010). *Acoplamientos Elásticos*. Buenos Aires: Paulstra.

- Rehab Management. (2013, Octubre 9). *Stepping It Up*. Retrieved from <http://www.rehabpub.com/2013/10/stepping-it-up/>
- Riba, C. (2002). *Diseño Concurrente*. España: Ediciones UPC.
- Sanchez, A. (2016, Julio 20). *ERGONOMÍA*. Retrieved from *ERGONOMÍA*: <https://sites.google.com/site/ergonomiasanchezriveraanayelit/unidad-4>
- Wang, D.-h., Guo, J., & Lee, M. (2011). An adaptive knee joint exoskeleton based on biological geometries. (IEEE/ASME, Ed.) *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 6.
- Wang, L., Wang, S., van Asseldonk, E., & van der Kooij, H. (2013). Actively Controlled Lateral Gait Assistance in a Lower Limb Exoskeleton. (S. F. European, Ed.) *MINDWALKER project*, 6.
- World Confederation for Physical Therapy*. (2016, Julio 21). Retrieved from World Confederation for Physical Therapy: <http://www.wcpt.org/policy/ps-descriptionPT>
- Zermeño Sobrino, P. (2006). *Manual para el entrenador de gimnasia de trampolín Nivel 2*. México: Dirección de la Escuela Nacional de Entrenadores Deportivos.

Anexos