

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ingeniería



**Diseño y validación de una plataforma de pruebas para robots  
bípedos y cuadrúpedos, prótesis de miembro inferior,  
exoesqueletos mecánicos y para una persona con limitación  
física de 200 libras de peso**

Trabajo de graduación presentado por Joseline Gabriela Ortíz Ramos  
para optar al grado académico de Licenciada en Ingeniería Mecatrónica

Guatemala,

2020





**Diseño y validación de una plataforma de pruebas para robots  
bípedos y cuadrúpedos, prótesis de miembro inferior,  
exoesqueletos mecánicos y para una persona con limitación  
física de 200 libras de peso**

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ingeniería



**Diseño y validación de una plataforma de pruebas para robots  
bípedos y cuadrúpedos, prótesis de miembro inferior,  
exoesqueletos mecánicos y para una persona con limitación  
física de 200 libras de peso**

Trabajo de graduación presentado por Joseline Gabriela Ortíz Ramos  
para optar al grado académico de Licenciada en Ingeniería Mecatrónica

Guatemala,

2020

Vo.Bo.:



(f)

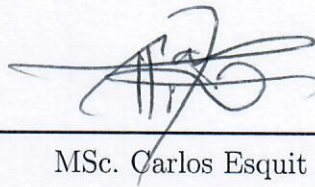
MAEB. Pablo Mazariegos

Tribunal Examinador:



(f)

MAEB. Pablo Mazariegos



(f)

MSc. Carlos Esquit



(f)

Ing. Kurt Kellner

Fecha de aprobación: Guatemala, 15 de junio de 2020.

## Introducción

El trabajo de Tesis de Grado presentado a continuación lleva el título de "Diseño y validación de una plataforma de pruebas para robots bípedos y cuadrúpedos, prótesis de miembro inferior, exoesqueletos mecánicos y para una persona con limitación física de 200 libras de peso". Para las propuestas de diseño se realizó el estudio de varios laboratorios de robótica en universidades alrededor del mundo. Para el diseño estructural se implementó la herramienta software de CAD 3D y diseño mecánico, Autodesk Inventor 2018. También, se emplearon catálogos digitales para la elección y validación de componentes estándar y perfiles estructurales de diseño.

A lo largo del proyecto recibí la ayuda y acompañamiento académico de tres catedráticos, esto permitió que el proyecto se dividiera en tres fases obteniendo la orientación de cada catedrático en base a su experiencia, a continuación explicaré brevemente la división de las mismas. En la fase de ideación e identificación del problema recibí el asesoramiento del M.Sc. Miguel Zea quien fue el coordinador del proyecto en la fase inicial. Así también, recibí el asesoramiento de diseño y factibilidad de las estructuras metálicas por parte del Ing. Raúl Loarca quien fue mi asesor en la fase media del proyecto. La fase final de este proyecto consistió en la revisión y validación de diseños, así también, en la estructuración del trabajo escrito para la presentación de resultados. En esta última parte del proyecto recibí el asesoramiento del Ing. Pablo Mazariegos quien me acompañó hasta la evaluación final del mismo.

Cabe mencionar que en la fase de investigación/diseño de la banda transportadora requerí el asesoramiento externo por parte de Roberto Aguilar quien labora en Rodillos Avanzados de Guatemala, una empresa fabricante de rodillos donde amablemente me atendieron y proporcionaron información valiosa para el diseño de la misma.

Entre las dificultades y limitaciones que se presentaron debo mencionar que desde el inicio hasta la fase media del proyecto se tuvo contemplado un prototipo a escala para validar la viabilidad de diseño. Sin embargo, dado a las limitaciones que se presentaron a partir del mes de marzo del presente año, no fue posible la fabricación de piezas) que conformarían al prototipo.

## Agradecimientos

En el plano académico, quiero agradecer a la Universidad del Valle de Guatemala por ser la sede de todo el conocimiento adquirido en estos años.

Así también a todos mis catedráticos quienes con la enseñanza de sus valiosos conocimientos hicieron que pueda crecer día a día como profesional, en especial, primeramente al Ing. Miguel Zea quien como mi coordinador de proyecto me presentó la oportunidad de llevar a cabo un proyecto orientado al diseño mecánico.

En segundo lugar, agradezco enormemente al Ing. Pablo Mazariegos quien me asesoró en la fase final del proyecto y la presentación de resultados, gracias por su apoyo y guía en este período.

En tercer lugar, quiero mostrar mi más sincero agradecimiento al M.Sc. Carlos Esquit, director de carrera, por su comprensión y apoyo absoluto en las distintas fases de mi trabajo de graduación.

En cuarto lugar, agradezco al Ing. Raúl Loarca por su asesoramiento en el diseño de las estructuras metálicas dada a su expertiz en el área de diseño estructural.

En el plano personal, no puedo omitir a todas aquellas personas que me han acompañado hasta la conclusión de esta tesis y carrera universitaria.

Agradezco a mis padres, Omar y Claudia por apoyarme en todo momento, por haberme dado la oportunidad de estudiar esta carrera y por ser ejemplo de vida. Gracias por su paciencia y esfuerzo me han permitido llegar a cumplir hoy un sueño más. A toda mi familia por su incondicional apoyo y animarme a seguir adelante.

A mis amigos por todos los momentos que pasamos juntos, por haberme apoyado en las clases y por todas las veces que me explicaron, gracias. Por confiar y creer en mí, además de haber hecho de mi etapa universitaria un trayecto de vivencia inolvidable.

Gracias por estar conmigo en momentos aciagos, a todos reitero mi más sincero agradecimiento.

<b>Prefacio</b>	<b>VI</b>
<b>Lista de figuras</b>	<b>XVI</b>
<b>Lista de cuadros</b>	<b>XVII</b>
<b>Resumen</b>	<b>XIX</b>
<b>Abstract</b>	<b>XXI</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
<b>2. Antecedentes</b>	<b>3</b>
<b>3. Justificación</b>	<b>9</b>
<b>4. Objetivos</b>	<b>11</b>
4.1. General . . . . .	11
4.2. Específicos . . . . .	11
<b>5. Alcance</b>	<b>13</b>
<b>6. Marco teórico</b>	<b>15</b>
6.1. Metodología de diseño . . . . .	15
6.1.1. Identificación del problema . . . . .	16
6.1.2. Ideas preliminares . . . . .	16
6.1.3. Perfeccionamiento del problema . . . . .	16
6.1.4. Análisis . . . . .	17
6.1.5. Decisión . . . . .	17
6.1.6. Realización . . . . .	17
6.2. Biomimética . . . . .	17
6.3. Locomoción terrestre . . . . .	18
6.3.1. El ciclo de la marcha humana . . . . .	19
6.3.2. Robots andadores “n-podos” . . . . .	22

6.4.	Componentes mecánicos . . . . .	23
6.4.1.	Rodamientos . . . . .	23
6.4.2.	Motores eléctricos . . . . .	28
6.4.3.	Acoplamiento para la unión de ejes . . . . .	32
6.4.4.	Sistema de polipastos de cadena . . . . .	33
6.4.5.	Tubería galvanizada y accesorios . . . . .	35
6.4.6.	Especificaciones de materiales para mecanizado de piezas . . . . .	40
6.4.7.	Uniones . . . . .	41
6.4.8.	Ruedas industriales de poliuretano . . . . .	43
6.4.9.	Banda transportadora de rodillo simple . . . . .	44
6.4.10.	Actuador lineal y cilíndricos hidráulicos . . . . .	45
<b>7.</b>	<b>Marco práctico</b>	<b>47</b>
<b>8.</b>	<b>Ideas preliminares</b>	<b>51</b>
8.1.	Soporte móvil con cuatro grados de libertad . . . . .	52
8.2.	Estructura para alojamiento del soporte de cuatro grados de libertad . . . . .	54
8.3.	Caminadora . . . . .	55
8.4.	Pórtico soporte para polipasto . . . . .	56
<b>9.</b>	<b>Iteraciones en el diseño</b>	<b>57</b>
9.1.	Soporte móvil con cuatro grados de libertad . . . . .	57
9.2.	Estructura de alojamiento del soporte de cuatro grados de libertad . . . . .	59
9.3.	Caminadora . . . . .	60
9.4.	Pórtico soporte para polipasto . . . . .	61
<b>10.</b>	<b>Análisis mecánico</b>	<b>63</b>
10.1.	Soporte móvil con cuatro grados de libertad . . . . .	63
10.1.1.	Piezas a mecanizar . . . . .	64
10.1.2.	Acople final . . . . .	67
10.1.3.	Rodamientos . . . . .	68
10.2.	Estructura de alojamiento del soporte de cuatro grados de libertad . . . . .	76
10.2.1.	Estructura de cajón . . . . .	76
10.2.2.	Piezas a mecanizar . . . . .	79
10.2.3.	Conexión al SM4GL . . . . .	87
10.2.4.	Rodamientos lineales . . . . .	90
10.2.5.	Ruedas industriales . . . . .	91
10.3.	Caminadora . . . . .	92
10.3.1.	Análisis de fuerzas sobre el tambor motriz y material de cinta transportadora . . . . .	92
10.3.2.	Perfiles . . . . .	103
10.3.3.	Piezas a mecanizar . . . . .	112
10.3.4.	Rodillos y sus ejes . . . . .	124
10.3.5.	Chumaceras . . . . .	127
10.3.6.	Cinta de banda . . . . .	133
10.3.7.	Motor y acople . . . . .	133
10.3.8.	Cilindros hidráulicos . . . . .	134
10.3.9.	Ruedas industriales . . . . .	137

10.4. Pórtico soporte para polipasto . . . . .	138
10.4.1. Estructura . . . . .	138
10.4.2. Polipasto . . . . .	143
10.4.3. Ruedas industriales . . . . .	143
10.5. Uniones . . . . .	144
<b>11. Discusión de resultados del análisis mecánico</b>	<b>149</b>
<b>12. Conclusiones</b>	<b>157</b>
<b>13. Recomendaciones</b>	<b>159</b>
<b>14. Bibliografía</b>	<b>161</b>
<b>15. Anexos</b>	<b>167</b>
15.1. Cotizaciones . . . . .	167
15.2. Planos de ensamblaje . . . . .	175

1.	Pórtico soporte utilizado para el robot DURUS. . . . .	3
2.	Primera fase para el robot <i>DURUS</i> . . . . .	4
3.	Robot <i>DURUS 2D</i> corriendo. . . . .	4
4.	Prótesis de potencia transfemoral <i>AMPRO</i> . . . . .	4
5.	Soporte estructural del robot <i>DURUS 2D</i> , laboratorio AMBERLab. . . . .	4
6.	Soporte con tres grados de libertad utilizado para el robot <i>DURUS 2D</i> . . . . .	5
7.	Diseño de caminadora, laboratorio RAMlab. . . . .	5
8.	Exoesqueleto bilateral de tobillo. . . . .	5
9.	Robot <i>RAMone</i> . . . . .	6
10.	Robot <i>Kanga</i> MIT. . . . .	7
11.	Robot <i>Apples</i> MIT. . . . .	7
12.	Robot <i>Puncher</i> MIT. . . . .	7
13.	Robot de pierna del lagarto basilisco MIT. . . . .	7
14.	Primeros soportes utilizados para el robot Cheetah del MIT. . . . .	8
15.	Penúltimos soportes utilizados para el robot Cheetah del MIT. . . . .	8
16.	Metodología de diseño de James Earle (1976). . . . .	16
17.	Ciclo de marcha de un humano. . . . .	19
18.	Medidas antropométricas de un hombre de 18-24 años. . . . .	21
19.	Diagrama de marcha de una cucaracha. . . . .	22
20.	Clasificación básica de los tipos de rodamientos. . . . .	23
21.	Sistema de designación básica de rodamientos de bolas y rodillos métricos estándares <i>SKF</i> : 0) Rodamiento de dos hileras de bolas de contacto angular; 1) Rodamiento de bolas a rótula; 2) Rodamiento de rodillos a rótula, rodamiento axial de rodillos a rótula; 3) Rodamiento de rodillos cónicos; 4) Rodamiento rígido de dos hileras de bolas; 4) Rodamiento rígido de dos hileras de bolas; 5) Rodamiento axial de bolas; 6) Rodamiento rígido de una hilera de bolas; 7) Rodamiento de una hilera de bolas de contacto angular; 8) Rodamiento axial de rodillos cilíndricos; C) Rodamiento de rodillos toroidales CARB; N) Rodamientos de rodillos cilíndricos, se utilizan dos o más letras para identificar el número de hileras o la configuración de las pestañas; QJ) Rodamiento de bolas con cuatro puntos de contacto; T) Rodamiento de rodillos cónicos según la norma ISO 355. . . . .	25

22.	Rodamiento con sensores de SKF. . . . .	26
23.	Despiece de rodamiento sensorizado BMD de SKF. . . . .	26
24.	Clasificación de rodamientos lineales. . . . .	27
25.	Motor DC de escobillas y velocidad variable. (Aplicación industrial) . . . . .	29
26.	Motor trifásico AC asincrónico. (Aplicación industrial) . . . . .	29
27.	Esquemático y desfase de corrientes de motor de fase partida. . . . .	30
28.	Esquemático y desfase de corrientes de motor de arranque por capacitor. . . . .	30
29.	Esquemático y características de torque-velocidad de motor con capacitor en marcha. . . . .	31
30.	Esquemático y relación de torque de motor monofásico con capacitor de arran- que y de marcha. . . . .	31
31.	Gráfico de un motor de polos sombreados. . . . .	32
32.	Ejemplo de acoples LOVEJOY . . . . .	33
33.	Partes, piezas y componentes de un polipasto eléctrico. . . . .	34
34.	Código de designación del producto para la marca HARRINGTON, A KITO GROUP COMPANY. . . . .	34
35.	Captura de medidas del codo de 45° marca Cifunsa. . . . .	37
36.	Captura de medidas del codo de 90° marca Cifunsa. . . . .	37
37.	Captura de medidas del accesorio tipo cruz marca Cifunsa. . . . .	37
38.	Captura de medidas del accesorio tipo tee marca Cifunsa. . . . .	38
39.	Captura de medidas del accesorio reductor de campana marca Cifunsa. . . . .	38
40.	Captura de medidas del accesorio tapón cachucha marca Cifunsa. . . . .	39
41.	Captura de medidas del accesorio flange sencillo marca Cifunsa. . . . .	39
42.	Datos para análisis de estrés. . . . .	40
43.	Propiedades mecánicas del material ASTM A36. . . . .	40
44.	Propiedades mecánicas del Aluminio 6061. . . . .	40
45.	Tipos de soldadura. . . . .	41
46.	Tipos de soldadura. . . . .	42
47.	Pasos para selección de ruedas de poliuretano industriales. . . . .	43
48.	Banda transportadora de rodillo simple. . . . .	44
49.	Datos técnicos del actuador Firgelli. . . . .	45
50.	Cilindros hidráulicos marca ENERPAC. . . . .	45
51.	Eje de coordenadas a utilizar como referencia. . . . .	51
52.	Diseños propuestos de partes para mecanizar. . . . .	52
53.	Diseños preliminares del soporte móvil con cuatro grados de libertad. . . . .	53
54.	Diseños propuestos de estructura para alojamiento del soporte de cuatro gra- dos de libertad. . . . .	54
55.	Diseños propuestos de caminadora. . . . .	55
56.	Diseño del sistema pórtico soporte para polipasto. . . . .	56
57.	Vistas del soporte móvil con cuatro grados de libertad. . . . .	58
58.	Diagrama de movimientos del SM4GL. . . . .	58
59.	Vistas de estructura de alojamiento. . . . .	59
60.	Vistas del diseño de caminadora. . . . .	60
61.	Vistas de pórtico soporte para polipasto. . . . .	61
62.	Captura de sección inferior de la pieza circular a mecanizar. . . . .	64

63.	Captura de sección de acanalado de la pieza circular a mecanizar. . . . .	64
64.	Captura de sección superior de la pieza circular a mecanizar. . . . .	64
65.	Diagrama de esfuerzo de la pieza circular. . . . .	65
66.	Diagrama de desplazamiento de la pieza circular. . . . .	66
67.	Captura de pieza cuadrada a mecanizar. . . . .	66
68.	Diagrama de esfuerzos de la pieza tipo cubo. . . . .	67
69.	Maillon Rapide Delta, modelo ilustrativo. . . . .	67
70.	Implementación de Maillon Rapid Delta, MRDZ10.0 EN. . . . .	68
71.	Diagrama de sección transversal. . . . .	77
72.	Idealización de sección. . . . .	77
73.	Diagramas del perfil unificado . . . . .	77
74.	Diagrama de desplazamientos en la estructura de cajón para alojamiento del SM4GL. . . . .	79
75.	Vista en planta de la placa para acoplar las ruedas industriales a la estructura. . . . .	80
76.	Diagrama de esfuerzos de la placa de acople para las ruedas. . . . .	80
77.	Diagrama de deflexión de la placa de acople para las ruedas. . . . .	81
78.	Captura del perfil de los ejes para rodamientos lineales. . . . .	81
79.	Diagrama de esfuerzos del eje con aletas, para rodamiento simple. . . . .	82
80.	Diagrama de esfuerzo del eje sin aletas, para rodamiento doble. . . . .	82
81.	Vista en planta de la placa estabilizadora. . . . .	83
82.	Diagrama de esfuerzos de la placa estabilizadora. . . . .	84
83.	Diagrama de desplazamiento de la placa estabilizadora. . . . .	84
84.	Vista en planta de la placa de ajuste. . . . .	85
85.	Diagrama de esfuerzos de la placa de ajuste. . . . .	86
86.	Diagrama de desplazamiento de la placa de ajuste. . . . .	86
87.	Diseño de conexión al SM4GL. . . . .	87
88.	Idealización de conexión SM4GL para análisis. . . . .	87
89.	Diagrama de corte de la conexión SM4GL. . . . .	88
90.	Diagrama de momento de la conexión SM4GL. . . . .	89
91.	Diagrama de deflexión de la conexión SM4GL. . . . .	89
92.	Diagrama de esfuerzo de von Mises, conexión SM4GL. . . . .	90
93.	Diseño de rodamientos lineales. . . . .	90
94.	Rueda industrial, soporte Goliath 350/250 FDP RB. . . . .	91
95.	Diagrama de tensiones sobre el tambor motriz. . . . .	94
96.	Esquema de antropometría. . . . .	96
97.	Diagrama de sección transversal. . . . .	96
98.	Gráfica del comportamiento del coeficiente Cb. . . . .	98
99.	Gráfica del comportamiento del coeficiente Cl. . . . .	98
100.	Soporte móvil. . . . .	103
101.	Diagrama de idealización del soporte móvil para análisis. . . . .	103
102.	Diagrama de idealización del soporte móvil para el caso más crítico. . . . .	104
103.	Diagrama de corte para perfil crítico del soporte móvil. . . . .	104
104.	Diagrama de momento para perfil crítico del soporte móvil. . . . .	105
105.	Diagrama de deflexión para perfil crítico del soporte móvil. . . . .	105
106.	Diagrama de corte para perfil crítico del soporte móvil con cilindros hidráulicos extendidos. . . . .	106
107.	Diagrama de momento para perfil crítico del soporte móvil con cilindros hidráulicos extendidos. . . . .	106

108.	Diagrama de deflexión para perfil crítico del soporte móvil con cilindros hidráulicos extendidos. . . . .	106
109.	Diagrama de corte para perfil crítico del soporte móvil con cilindros hidráulicos sin extender. . . . .	107
110.	Diagrama de momento para perfil crítico del soporte móvil con cilindros hidráulicos sin extender. . . . .	107
111.	Diagrama de deflexión para perfil crítico del soporte móvil con cilindros hidráulicos sin extender. . . . .	107
112.	Soporte inferior. . . . .	108
113.	Diagrama de idealización del soporte inferior para análisis. . . . .	108
114.	Diagrama de corte del soporte inferior con el menor ángulo. . . . .	109
115.	Diagrama de momento del soporte inferior con el menor ángulo. . . . .	109
116.	Diagrama de deflexión del soporte inferior con el menor ángulo. . . . .	109
117.	Diagrama de corte del soporte inferior con el ángulo mayor. . . . .	110
118.	Diagrama de momento del soporte inferior con el ángulo mayor. . . . .	110
119.	Diagrama de deflexión del soporte inferior con el ángulo mayor. . . . .	110
120.	Estructura para banda. . . . .	111
121.	Diagrama de esfuerzos de la estructura de banda. . . . .	111
122.	Captura de la sección analizada de la plancha para la estructura de banda. . .	112
123.	Diagrama de esfuerzos de la placa de ajuste. . . . .	113
124.	Diagrama de desplazamiento de la placa de ajuste. . . . .	113
125.	Captura de plancha inferior desacoplada. . . . .	114
126.	Diagrama de esfuerzos en la plancha inferior desacoplada. . . . .	114
127.	Captura de la pieza de acople de pivote. . . . .	115
128.	Diagrama de esfuerzos de la pieza de acople para pivote. . . . .	115
129.	Captura de sistema de soporte para pivote. . . . .	116
130.	Diagrama de esfuerzos en el sistema de soporte para pivote. . . . .	116
131.	Captura de la platina para las chumaceras de banco. . . . .	117
132.	Diagrama de esfuerzos de la platina para chumaceras de banco . . . . .	117
133.	Diagrama de desplazamiento de la platina para chumaceras de banco . . . . .	118
134.	Captura de sistema de soporte para motor. . . . .	118
135.	Diagrama de la placa de soporte para motor modelado como barra rectangular.119	
136.	Diagrama de esfuerzos sobre la placa de soporte para motor, sin refuerzos. . .	120
137.	Diagrama de desplazamiento de la placa de soporte para motor, sin refuerzos. 120	
138.	Diagrama de esfuerzos sobre la placa de soporte para motor, con refuerzos. . .	121
139.	Diagrama de desplazamiento de la placa de soporte para motor, con refuerzos. 121	
140.	Captura de diseño de la pieza de anclaje con pasador. . . . .	122
141.	Diagrama de esfuerzos sobre la pieza de anclaje con pasador. . . . .	123
142.	Diagrama de desplazamiento de la pieza de anclaje con pasador . . . . .	123
143.	Diseño de rodillos para ensamble. . . . .	124
144.	Diagrama de ejes para análisis de corte, momento y deflexión. . . . .	124
145.	Montaje de disco macizo y eje por medio de un buje. . . . .	125
146.	Diagrama de corte de los ejes de rodillos. . . . .	125
147.	Diagrama de momento de los ejes de rodillos. . . . .	125
148.	Diagrama de deflexión de los ejes de rodillos. . . . .	125
149.	Diagrama de esfuerzos de los ejes para rodillos. . . . .	126
150.	Diagrama de desplazamiento de los ejes. . . . .	126
151.	Tabla de factores de carga $f_w$ . . . . .	129

152.	Tabla de frecuencias estándares para la re-lubricación. . . . .	129
153.	Captura de chumacera de banco en el ensamble. . . . .	130
154.	Diagrama de fuerzas del eje para pivote. . . . .	130
155.	Diagrama de corte para el eje como pivote. . . . .	131
156.	Diagrama de momento para el eje como pivote. . . . .	131
157.	Diagrama de deflexión para el eje como pivote. . . . .	132
158.	Captura de chumacera de pared en el ensamble. . . . .	132
159.	Perfil de cinta (imagen ilustrativa). . . . .	133
160.	Motores monofásicos cotizados (imágenes ilustrativas). . . . .	134
161.	Acople PHE L110-42mm marca SKF (imagen ilustrativa) . . . . .	134
162.	Cilindros hidráulicos serie BRD de la marca Enerpac (imagen ilustrativa) . . . . .	135
163.	Primer escenario de idealización de caminadora. . . . .	135
164.	Diagrama de cuerpo libre del primer escenario. . . . .	135
165.	Segundo escenario de idealización de caminadora. . . . .	136
166.	Diagrama de cuerpo libre, segundo escenario. . . . .	136
167.	Tubos de refuerzo en la estructura de pórtico soporte. . . . .	138
168.	Captura de geometría inferior del diseño del pórtico soporte. . . . .	139
169.	Diagrama de pórtico, sección horizontal. . . . .	139
170.	Diagrama de corte de pórtico de la sección horizontal. . . . .	139
171.	Diagrama de momento de pórtico de la sección horizontal. . . . .	140
172.	Diagrama de deflexión de pórtico de la sección horizontal. . . . .	140
173.	Diagrama de esfuerzos de la sección vertical del pórtico soporte. . . . .	141
174.	Diagrama de esfuerzos de la estructura de pórtico soporte completa. . . . .	142
175.	Diagrama de desplazamiento de la estructura de pórtico soporte completa. . . . .	142
176.	Polipasto YALE VS 0.5/1 (imagen ilustrativa). . . . .	143
177.	Rueda AFO serie 201-FDA POL R (imagen ilustrativa). . . . .	143
178.	Captura de sección para análisis de soldadura de la pieza circular. . . . .	144
179.	Captura del proceso de cálculo de soldadura de la pieza circular. . . . .	145
180.	Captura de sección para análisis de soldadura para el acople con pasador. . . . .	145
181.	Captura del proceso de cálculo de soldadura, acople con pasador. . . . .	146
182.	Captura de sección para análisis de soldadura de una viga W para la estructura de alojamiento. . . . .	146
183.	Captura del análisis de fuerzas en el marco de la estructura de alojamiento. . . . .	147
184.	Captura del proceso de cálculo de soldadura para una viga W de la estructura de alojamiento. . . . .	147
185.	Precio del acero ASTM A36. . . . .	167
186.	Precio del aluminio. . . . .	167
187.	Precio por metro cuadrado de la cinta transportadora. . . . .	168
188.	Accesorios varios cotizados en Cemaco. . . . .	168
189.	Flange sencillo. . . . .	169
190.	Arnés de seguridad. . . . .	169
191.	Kit de anillos de sujeción. . . . .	169
192.	Chumacera de banco. . . . .	170
193.	Chumacera de pared. . . . .	170
194.	Modelo de rodamiento lineal para la estimación de cotización. . . . .	171
195.	Rodamiento. . . . .	171
196.	Rodamiento sensorizado. . . . .	171

197. Acople P110 SKF. . . . .	172
198. Motor WEG. . . . .	172
199. Cilindro hidráulico Enerpac. . . . .	172
200. Clevin pin Enerpac. . . . .	173
201. Polipasto YALE. . . . .	173
202. Rueda con capacidad de carga de 150kg. . . . .	173
203. Rueda con capacidad de carga de 1100kg. . . . .	174
204. Captura de planos de ensamblaje del sistema de alojamiento para SM4GL. . .	175
205. Captura de planos de ensamblaje de la caminadora. . . . .	176
206. Captura de planos de ensamblaje del SM4GL. . . . .	177
207. Captura de planos de ensamblaje del pórtico soporte para polipasto. . . . .	178
208. Captura de planos de ensamblaje del sistema de rodamientos lineales. . . . .	179

---

## Lista de cuadros

---

1.	Matriz de necesidades . . . . .	10
2.	Pasos de diseño en espiral para análisis de imitación a la naturaleza. . . . .	18
3.	Longitud de paso a velocidad espontánea. . . . .	20
4.	Medidas antropométricas de un hombre de 18-24 años. Extracción de tablas. . . . .	21
5.	División de los tipos de rodamiento lineales con bujes de bolas según el entorno de aplicación. . . . .	27
6.	Especificaciones de tubería de acero al carbono ASTM A53. . . . .	35
7.	Requerimientos químicos. Norma ASTM A53 Tipo E (ERW). . . . .	36
8.	Propiedades mecánicas. Norma ASTM A53 Tipo E (ERW). . . . .	36
9.	Matriz de requerimientos del proyecto . . . . .	49
10.	Factor de ancho de la banda, $C_b$ . . . . .	97
11.	Factor de longitud de banda, $C_l$ . . . . .	97
12.	Factor de servicio, $K_f$ . . . . .	99
13.	Factor de servicio, $C_1$ . . . . .	100
14.	Coefficiente de fricción, $\mu$ . . . . .	101
15.	Duración de la vida según la aplicación. . . . .	127
16.	Valores mínimos del factor de seguridad $S_o$ . . . . .	128
17.	Perfiles necesarios para la estructura de alojamiento. . . . .	150
18.	Perfiles necesarios para la estructura de pórtico soporte. . . . .	150
19.	Perfiles necesarios para la estructura SM4GL. . . . .	150
20.	Perfiles necesarios para la estructura de la caminadora. . . . .	151
21.	Componentes necesarios para la estructura de alojamiento. . . . .	151
22.	Componentes necesarios para la estructura del pórtico soporte. . . . .	151
23.	Componentes necesarios para la estructura SM4GL. . . . .	152
24.	Componentes necesarios para la caminadora. . . . .	152
25.	Costo estimado de perfiles. . . . .	153
26.	Costo estimado de componentes. . . . .	154
27.	Costo estimado de piezas a mecanizar. A-ASTM A36 y B-Aluminio 6061. . . . .	155
28.	Resumen de inversión inicial. . . . .	155

El objetivo principal de este proyecto es presentar el diseño de una plataforma de pruebas caminadora-soporte para realizar ensayos de locomoción terrestre de robots bípedos y cuadrúpedos, además de exoesqueletos y prótesis de miembro inferior en la aplicación humana. El sistema de caminadora-soporte es capaz de tolerar un peso máximo de 200 libras. Los diseños preliminares que se consideran como solución a las necesidades planteadas son el resultado de la investigación de laboratorios de robótica en universidades alrededor del mundo, laboratorios como: el AMBERLab, RAMLab y Biomimetics MIT.

Seguidamente se realiza el análisis de diseño empleando herramientas de cálculo y simulación. Posteriormente se realiza su validación a través del software de diseño Autodesk Inventor Professional 2018. Los materiales estructurales y componentes mecánicos específicos en el diseño final se encuentran, en su mayoría, en el mercado nacional. Así también, se presentan los planos de ensamblaje del sistema de ensayos. Finalmente se plantea el análisis de inversión inicial para evaluar la factibilidad del proyecto.

The main objective of this project is to present the design of a treadmill-support test platform to perform terrestrial locomotion tests of biped and quadruped robots, in addition to exoskeletons and lower limb prostheses in human application. The treadmill-support system can tolerate a maximum weight of 200 pounds. The preliminary designs that are considered as a solution to the needs raised are the result of the research of robotics laboratories in universities around the world, laboratories such as: the AMBERLab, RAMLab and Biomimetics MIT.

Then the design analysis is carried out using calculation and simulation tools. Subsequently, it is validated through the Autodesk Inventor Professional 2018 design software. The specific structural materials and mechanical components in the final design are, for the most part, on the national market. Also, the assembly plans of the test system are presented. Finally, the initial investment analysis is proposed to evaluate the feasibility of the project.

Este trabajo de graduación tiene como principal objetivo identificar los diseños, a través de una herramienta de diseño mecánico Inventor Autodesk, necesarios para una plataforma de caminadora y soportes; un soporte de cajón y un pórtico soporte. De tal manera que permita el estudio iterativo de robots con piernas, prótesis y exoesqueletos, con peso máximo de 200lb. En el capítulo 2 se introducen algunos de los diseños utilizados en otras universidades. Estos se analizarán y marcarán la pauta para los diseños que se adapten a las necesidades del estudio de locomoción en nuestro campus. La metodología de diseño a implementar es de James Earle, esta propone 6 pasos iterativos para el diseño:

1. Identificación del problema
2. Ideas preliminares
3. Perfeccionamiento
4. Análisis
5. Decisión
6. Realización

La fase de realización de este proyecto se limita con la realización de planos con el ensamblaje de piezas más importantes de las estructuras, delegando la elaboración de prototipos a los futuros estudios. Para la teoría que se muestra en el capítulo 6 se buscó incluir información relevante y necesaria para el desarrollo de los diseños y posteriormente, a su validación mediante cálculos y peso económico. Siempre siguiendo la línea de las necesidades y requerimientos básicos del proyecto presentados en el capítulo 7. En el capítulo 8 se presentan las ideas preliminares, estas corresponden a las primeras propuestas de diseño de cada una de las estructuras involucradas, las cuales se perfeccionan de forma iterativa a lo largo del estudio (capítulo 9 y 10). En el capítulo 11 se presenta la resolución de los diseños, i.e. la propuesta final de los diseños con el desglose de piezas y cotizaciones. Asimismo en anexos se encuentran los planos de ensamblaje y piezas a mecanizar.

---

### Antecedentes

---

El laboratorio de robótica *AMBERLab* del Instituto Tecnológico de California en Caltech emplea varias estructuras de soporte para ensayos de locomoción para el desarrollo del robot bípedo *DURUS*. Las dos estructuras principales son: un pórtico soporte y una estructura de cajón. La primera estructura permite al robot caminar libremente, tal y como se observa en la Figura 1. La segunda estructura, permite ensayos de locomoción para una versión anterior de este robot (*DURUS 2D*), esta se puede observar en la Figura 3.

La prótesis de potencia transfemoral hecha a la medida *AMPRO* (Figura 4) también es un ejemplo de sistema de ensayos. Para el desarrollo de estos dispositivos se emplearon varias plataformas de soporte, estas se ajustan a las necesidades del artefacto. En ambos dispositivos, *DURUS* y *AMPO*, se utilizó una banda transportadora de velocidad variable. Además, para el sistema de pruebas del robot *DURUS 2D* se identifican dos partes principales del sistema de soporte, estas se aprecian en las Figuras 5 y 6.

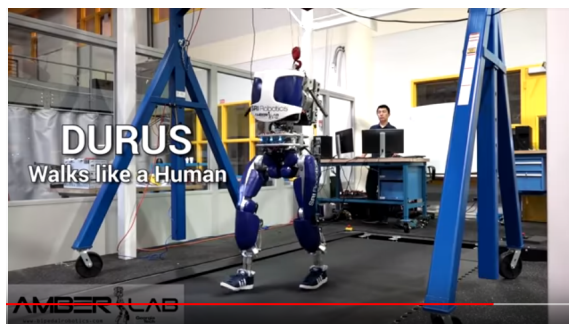


Figura 1: Pórtico soporte utilizado para el robot DURUS.



Figura 2: Primera fase para el robot *DURUS*.

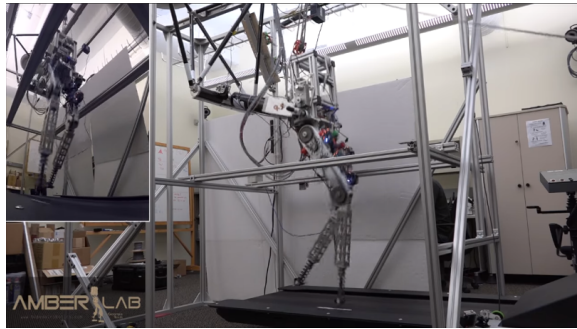


Figura 3: Robot *DURUS 2D* corriendo.



Figura 4: Prótesis de potencia transfemoral *AMPRO*.

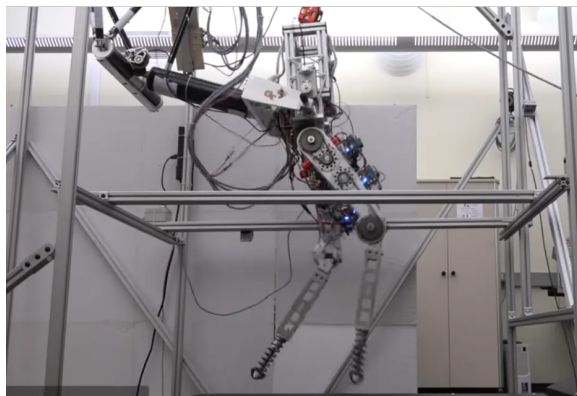


Figura 5: Soporte estructural del robot *DURUS 2D*, laboratorio AMBERLab.



Figura 6: Soporte con tres grados de libertad utilizado para el robot *DURUS 2D*.

El laboratorio de robótica *RAMLab* de la Universidad de Michigan, cuenta con el proyecto del desarrollo de un exoesqueleto bilateral de tobillo. Como se puede apreciar en la Figura 8, para este ensayo se utiliza una caminadora y una barra horizontal frontal como soporte para la persona que utiliza el dispositivo.

Otro dispositivo que se tiene es el *RAMone*, se observa en la Figura 9, este se considera como el primer robot bípedo del *RAMLab*, para este se utiliza una banda transportadora y un soporte lateral que limita el movimiento del robot a dos planos, i.e. las extremidades se mueven únicamente hacia adelante sin movimiento de cadera. Dentro de las estructuras disponibles para los ensayos de locomoción en este laboratorio se destaca el diseño de una caminadora, como se observa en la Figura 7.

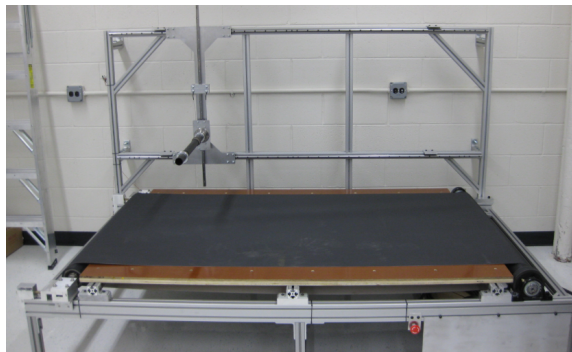


Figura 7: Diseño de caminadora, laboratorio *RAMLab*.

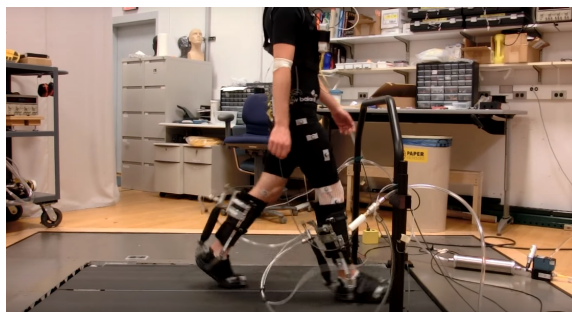


Figura 8: Exoesqueleto bilateral de tobillo.

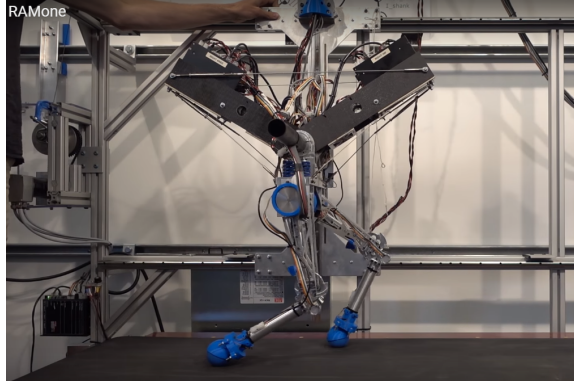


Figura 9: Robot *RAMone*

En el laboratorio de robótica *Biomimetics MIT* en el Instituto Tecnológico de Massachusetts, cuentan con varias plataformas aptas para el ensayo de robots. En este laboratorio se realiza el estudio de distintos robots bio-inspirados, cada uno cuentan con una estructura para ensayos diseñadas a la medida para necesidades específicas. Algunos ejemplos de estos son: el robot Kanga, Apples, Puncher, Basilisk Lizard Leg y el MIT-Cheetah.

En la Figura 10 se puede ver al primer robot, este es un canguro que utiliza tanto banda transportadora como un soporte lateral que actúa como un brazo rígido que limita el movimiento del prototipo en cierta dirección. El segundo es un robot corresponde al de la Figura 11, que tiene como funcionalidad saltar y caer en la misma posición de inicio, cuenta con un sistema externo de sujeción muy similar al del canguro aunque este no utiliza banda transportadora.

En el caso del Puncher que se encuentra en la Figura 12, es un brazo robótico articulado con la finalidad de golpear a los obstáculos se le presenten en su recorrido, por su naturaleza no utiliza un sistema de sujeción más que el anclaje a una superficie horizontal y una estructura externa para la toma de datos.

El robot Basilisk Lizard Leg, es como su nombre indica la estructura de una pierna del lagarto basilisco así como se observa en la Figura 13, este tiene la particularidad de caminar sobre el agua; por lo que el soporte que éste debe tener una altura específica, un riel que permita el movimiento longitudinal en un solo sentido y un contenedor con agua.

El robot MIT-Cheetah, para este proyecto se fabricaron distintas plataformas de pruebas a medida que este iba avanzando. Para las primeras pruebas se utilizó un soporte bilateral para limitar el movimiento hacia los lados y mantener el prototipo erguido, este se observa en la Figura 14. Las últimas pruebas dentro del laboratorio se realizaron únicamente con arneses de emergencia tal y como se observa en la Figura 15. Para todos los casos anteriores se utilizó una banda transportadora, esta variaba según las limitantes de la fase de prueba.

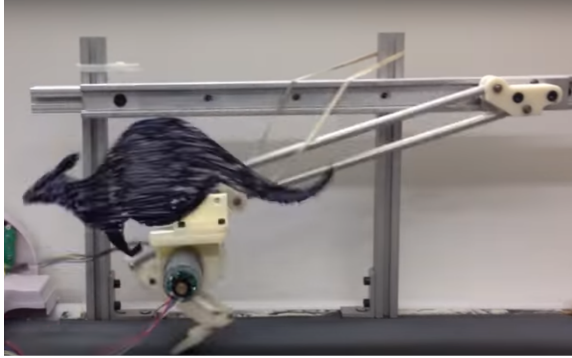


Figura 10: Robot *Kanga* MIT.

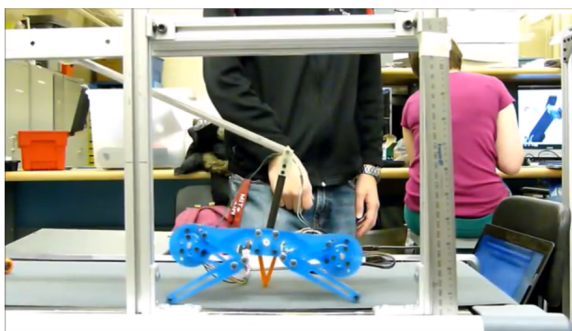


Figura 11: Robot *Apples* MIT.

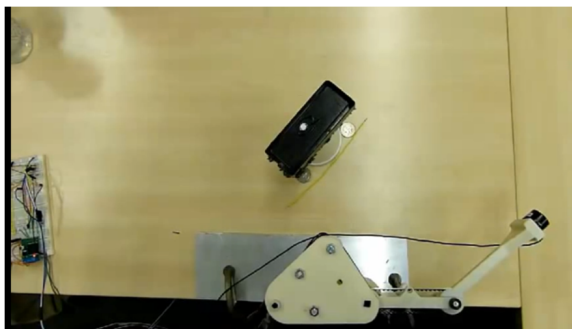


Figura 12: Robot *Puncher* MIT.

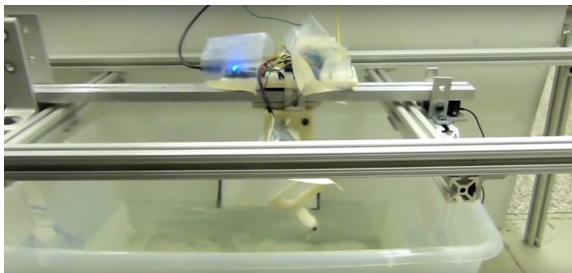


Figura 13: Robot de pierna del lagarto basilisco MIT.

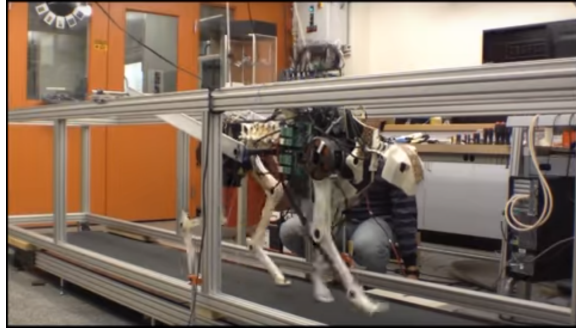


Figura 14: Primeros soportes utilizados para el robot Cheetah del MIT.

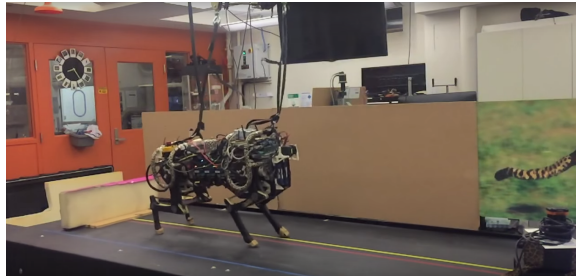


Figura 15: Penúltimos soportes utilizados para el robot Cheetah del MIT.

La Universidad del Valle de Guatemala cuenta con un proyecto de infraestructura llamado Centro de Investigación y Tecnología (CIT). Esta infraestructura tiene como finalidad incentivar la investigación y el desarrollo tecnológico en Guatemala, este contará con espacios de laboratorio dedicados al trabajo de las distintas disciplinas académicas.

De esta manera la línea de investigación Biomédica, Electrónica y Mecatrónica contará con un área de estudios con la finalidad de ampliar, aclarar y agenciar los conocimientos académicos. Esto permite evocar la teoría y aplicarla en un ambiente especializado. En el área de robótica se tiene como prioridad la implementación de robots bípedos y bioinspirados, prótesis y exoesqueletos. Para esto es imperativo disponer de un ambiente equipado. Este equipamiento incluye, al menos, una plataforma apta para reproducir pruebas de locomoción, en un entorno controlado.

#### **¿Por qué es importante invertir en este proyecto?**

Este proyecto busca diseñar sistemas de soporte para ensayos de locomoción de robots bípedos y bioinspirados, prótesis y exoesqueletos. Permitiendo el desarrollo de dispositivos robóticos que imiten las capacidades en la naturaleza, además de apoyar en procesos industriales o tareas específicas.

La robótica es una rama de la tecnología que constantemente presenta avances y aportes a la sociedad permitiendo al ser humano, y a otros seres vivos, interactuar con los dispositivos desarrollados para mejorar y facilitar la condición de la vida humana. El campo específico, de esta rama tecnológica, que se busca trabajar es la robótica bioinspirada; con el fin de fomentar su investigación y enriquecimiento a nivel institucional y nacional. Tomando como modelo los laboratorios de desarrollo tecnológico en distintas universidades alrededor del mundo.

Guatemala no cuenta con espacios aptos para el estudio y desarrollo tecnológico en el área de robótica bioinspirada. La implementación de un laboratorio equipado con un sistema de soporte capaz de reproducir ensayos de movilidad humana significaría un avance

significativo en el desarrollo tecnológico e implementación de exoesqueletos y prótesis de extremidades inferiores para personas con limitaciones físicas. Además, permitiría disponer de un laboratorio idóneo para realizar ensayos de locomoción terrestre para diversos prototipos robóticos para futuros proyectos académicos y trabajos de graduación.

**Ventajas del proyecto:**

- Fomenta la aplicación y el desarrollo tecnológico en el área biomédica a nivel institucional y nacional.
- Permite contar con un sistema de estudio y ensayo de locomoción terrestre humana, de robóts bípedos y cuadrúpedos.

**Desventajas del proyecto:**

- La implementación estructural representa un costo de inversión posiblemente elevado.

El desarrollo de esta plataforma implementa las disciplinas de mecánica, electrónica y programación. La finalidad del proyecto es obtener un diseño versátil e innovador que permita la reproducción de ensayos de locomoción para dispositivos con extremidades inferiores.

Para finalizar este proyecto se deben cumplir las necesidades de este, tales son:

Id	Necesidades de solución
1	Fase de investigación
2	Diseñar una caminadora de inclinación máxima de 45 grados y velocidad máxima de 22 Km/h, con dimensiones de 3X6X1.5(m) y capacidad de carga de 200 libras peso.
3	Diseñar un sistema de soporte móvil con cuatro grados de libertad con capacidad de carga de 200 libras peso.
4	Diseñar una estructura para alojamiento del soporte móvil de cuatro grados de libertad.
5	Diseñar un pórtico soporte para polipasto con capacidad de 200 libras peso.

Tabla 1: Matriz de necesidades

Este diseño debe cumplir con los requerimientos generales como, el volumen mínimo necesario para la implementación del sistema de soporte, la implementación de un actuador lineal para controlar la inclinación de la banda transportadora, así también la adaptabilidad de la plataforma para escenarios de experimentación.

### 4.1. General

- Diseñar una plataforma de pruebas caminadora-soporte capaz de soportar un peso de 200 libras a fin de realizar pruebas de locomoción terrestre para aplicaciones de robótica y biomédica.

### 4.2. Específicos

- Diseñar una caminadora de inclinación máxima de 45 grados y velocidad máxima de 22 Km/h, con dimensiones de 3X6X1.5(m) y capacidad de carga de 200 libras peso.
- Diseñar un sistema de soporte móvil con cuatro grados de libertad con capacidad de carga de 200 libras peso.
- Diseñar una estructura para alojamiento del soporte móvil de cuatro grados de libertad.
- Diseñar un pórtico soporte para polipasto con capacidad de 200 libras peso.
- Determinar los materiales y componentes mecánicos adecuados, con base a factores de disponibilidad nacional y económicos.
- Realizar un prototipo, versión a escala, para análisis preliminares.
- Generar planos de ensamblaje del proyecto.
- Realizar análisis financiero del proyecto.

Después de la investigación de sistemas para estudios de locomoción en laboratorios universitarios de robótica alrededor del mundo, se identificó una gama amplia de estructuras de sujeción y sistemas de ensayos. Sin embargo, este trabajo de tesis se enfocará en el diseño de estructuras de soporte para el tipo de locomoción terrestre específicamente para componentes bípedos y/o cuadrúpedos. Junto al diseño de una caminadora con velocidad de avance máxima de 22 Km/h. Para esto se realizará el diseño de las siguientes estructuras:

1. Una caminadora de inclinación máxima de 45 grados y velocidad máxima de 22 Km/h con dimensiones de 3X6X1.5(m) y capacidad de carga de 200 libras peso, buscando imitar el funcionamiento del ejemplo en la Figura 7.
2. Un sistema de soporte móvil con cuatro grados de libertad con capacidad de carga de 200 libras peso, como el ejemplo en la Figura 6.
3. Una estructura para alojamiento del soporte móvil de cuatro grados de libertad, imitando el funcionamiento de la estructura en la Figura 5.
4. Un pórtico soporte para polipasto con capacidad de 200 libras peso, tomando como ejemplo el diseño en la Figura 1.

También el dimensionamiento de las piezas que conforman al diseño, y los perfiles involucrados. Asimismo la selección de los componentes mecánicos necesarios.

## 6.1. Metodología de diseño

Diseño es el procedimiento utilizado en el desarrollo de la solución de un problema mediante la combinación de principios, medios y productos. El diseño de un producto es la responsabilidad que más distingue al ingeniero del científico y del técnico. Sus soluciones pueden comprender consideraciones de componentes existentes en arreglos diferentes para producir un resultado más eficiente o pueden incluir el desarrollo de un producto enteramente nuevo; en cualquiera de estos casos, su trabajo se refiere al proceso de diseño. Este proceso no es el fenómeno de inspiración experimentado por unos cuantos, sino el resultado de un tratamiento sistemático y disciplinado del problema. [1]

Nigel Cross define metodología de diseño como «el estudio de los principios, prácticas y procedimientos de diseño en un sentido amplio. Su objetivo central está relacionado con el cómo diseñar, e incluye el estudio de cómo los diseñadores trabajan y piensan; el establecimiento de estructuras apropiadas para el proceso de diseño; el desarrollo y aplicación de nuevos métodos, técnicas y procedimientos de diseño; y la reflexión sobre la naturaleza y extensión del conocimiento del diseño y su aplicación a problemas de diseño». [2]

Existen varios modelos de diseño de autores como Asimow (1962), Archer (1963), Luckman (1967), Gugelot (1963) y Burdel (1976) que tienen cuentan con pasos específicos y detallados de diseño. Sin embargo, existen otros como Jones (1971) y Quarente (1992) que dictan ir contracorriente dado que según estos «para cada problema hay un método. No a la universalidad de métodos. Los métodos de diseño destruyen la estructura mental del diseñado. Se produce una abolición de la racionalidad funcional.» [3]

Todos los diseños se basan en necesidades existentes. Para justificar su manufactura, el diseñador debe identificar la necesidad y la función que el producto debe ofrecer para satisfacer esa necesidad. La identificación de la necesidad de un diseño se puede basar en datos de varios tipos: estadísticas, entrevistas, datos históricos, observaciones personales, datos experimentales o proyecciones de conceptos actuales. [1].



Figura 16: Metodología de diseño de James Earle (1976).

James Earle en su libro: *Diseño Gráfico en Ingeniería* propone una metodología de diseño de 6 pasos, esto se presentan a continuación.

### 6.1.1. Identificación del problema

Un gran número de problemas de ingeniería no está definido claramente ni tiene solución aparente. Como en cualquier situación problemática, es necesario que el problema se identifique y entienda antes de que se haga un intento de resolverlo.[1]

### 6.1.2. Ideas preliminares

Una vez identificado el problema, el siguiente paso consiste en acumular tantas ideas como sea posible para su solución. Estas ideas deben ser lo suficientemente amplias como para permitir soluciones que puedan revolucionar métodos actuales. todas las ideas deben anotarse. Todo trabajo es más útil si se presenta en forma gráfica, dada su facilidad de análisis. [1]

### 6.1.3. Perfeccionamiento del problema

Algunas de las mejores ideas preliminares deben seleccionarse para mayor perfeccionamiento con el fin de determinar sus méritos reales. Los bosquejos se dibujan a escala que permita el análisis especial, la determinación de dimensiones críticas y el cálculo de áreas y volúmenes que afecten al diseño. Deben tenerse en cuenta las relaciones espaciales, los ángulos entre planos, las longitudes de los elementos estructurales y las intersecciones de superficies. Esta información es necesaria para determinar la posibilidad de manufactura y las características físicas del diseño. [1]

#### 6.1.4. Análisis

El análisis es la etapa del proceso de diseño en donde se utilizan más la ingeniería y los principios científicos. El análisis se dedica al estudio de los mejores diseños para determinar los méritos relativos de cada uno en lo que respecta a costo, resistencia, función y atractivo comercial. [1]

#### 6.1.5. Decisión

En esta etapa se debe tomar una decisión con el fin de seleccionar el diseño único que será aceptado como la solución del problema. Cada uno de los diversos diseños que han sido perfeccionados y analizados ofrecerá cualidades propias y seguramente será imposible incluir todas estas cualidades en la solución final. En muchos casos, el diseño final representa la alternativa que reúne el mayor número de las mejores cualidades. [1]

#### 6.1.6. Realización

La idea final del diseño debe presentarse en forma funcional después de la elección del mejor diseño. Este tipo de presentación se refiere esencialmente a los planos de trabajo y especificaciones que se utilizarán en la fabricación del producto, bien sea que se trate de una pieza de maquinaria o de un puente. Los fundamentos de los gráficos de ingeniería deben utilizarse para traducir el diseño preliminar y sus datos al lenguaje del fabricante, quien será el responsable de la conversión de estas ideas en realidades. [1]

### 6.2. Biomimética

Es la práctica de aplicar lecciones provenientes de la naturaleza para la concepción de tecnologías, método por medio del cual los diseñadores e ingenieros hacen investigaciones biológicas con el propósito de determinar cómo los organismos resuelven problemas complejos. [4] En palabras de Janine Benyus, el significado de esta palabra viene de *bios*, vida y *mimesis*, imitar y es una nueva ciencia que estudia las mejores ideas de la naturaleza y después imita sus diseños y procesos para resolver problemas humanos. Recientemente, este tipo de pensamiento ha sido aplicado en un contexto comercial, produciendo una gran cantidad de nuevos productos tales como pegamentos no tóxicos medios de transporte, estructuras muy resistentes y ligeras, sensores, redes neuronales, etc. [5]

Así también la industria tecnológica se ha beneficiado de esta disciplina. Los robots hexapodos tienen mayor movilidad y capacidad de exploración en terrenos difíciles, con un mínimo de balanceo, con capacidad de maniobrar en espacios pequeños, esquivar obstáculos, subir escaleras, y transportar cargas pesadas, lo cual es una ventaja sobre los robots con ruedas, ya que estos últimos no se adaptan con facilidad a superficies irregulares. El estudio de mecanismos andantes se registra desde 1870 con un mecanismo de 4 barras, inventado por Chebyshev.

En 1968, Frank McGhee, define el análisis de estabilidad. A mediados de 1970, la Universidad estatal de Ohio, generó estudios sobre el control de piernas en un robot caminante. El desarrollo científico y tecnológico alrededor de la robótica manifestó un pulso acelerado después del desastre en Fukushima, Japón 2011, a causa de un terremoto y tsunami, que provocó la explosión en la planta nuclear Daichi. Esto generó la necesidad de contar con dispositivos robóticos para la asistencia humana bajo condiciones de desastre, particularmente frente a la radiación. [6]

El análisis de imitación de la naturaleza consiste en seis pasos genéricos: identificación, interpretación, descubrimiento, resumen, emulación, y evaluación del elemento vivo bajo estudio. [5]

Paso	Descripción
Identificar	Desarrollar y perfeccionar diseños basados en las lecciones aprendidas de la evaluación de los principios de la vida.
Interpretar	Trasladar las funciones de diseño en funciones que desarrolla la naturaleza. Preguntar, ¿cómo la naturaleza hace esta función?, ¿cómo la naturaleza no haría esta función?
Descubrir	Encontrar a quienes mejor se adaptan mediante preguntas como: ¿qué ser vivo depende de esto?
Resumir	Encontrar los procesos y patrones repetitivos con los que la naturaleza logra el éxito. Seleccionar las estrategias más relevantes que cumplan con su diseño particular.
Emular	Desarrollar ideas y soluciones basadas en modelos naturales. Observar en las aplicaciones de estas lecciones tanto como sea posible (forma de imitar, función imitada, ecosistemas imitados).
Evaluar	Cómo tus ideas se comparan a los principios naturales exitosos de la vida. Evalúa tus soluciones de diseño comparándolas contra los principios de la vida. Identificar otras formas de mejorar tu diseño.

Tabla 2: Pasos de diseño en espiral para análisis de imitación a la naturaleza.

### 6.3. Locomoción terrestre

Es la capacidad de movimiento, tema que ha intrigado desde siempre al ser humano, ya sea en referencia a sí mismo y animales. Y de los tres grandes tipos de locomoción que normalmente se distinguen (terrestre, acuática y aérea), el vuelo ha sido, sin lugar a dudas, el más intrigante. El estudio de la locomoción ha tenido un desarrollo en las últimas décadas especialmente impactante gracias a las nuevas metodologías electrónicas de estudio del movimiento, aunque también han contribuido a ello los avances en fisiología muscular y en el conocimiento de los materiales biológicos. A pesar de las diferencias entre los tres grandes tipos de locomoción, la problemática es parecida: moverse implica un sistema motor que genere fuerza y energía. A partir de ahí el proceso adaptativo, regido por la selección natural, tenderá a optimizar las soluciones. [7]

La locomoción terrestre hace referencia específicamente al desplazamiento en el suelo. Este desplazamiento depende directamente de la propia morfología del ser vivo en cuestión. La **carrera** es el tipo de desplazamiento donde de forma alternativa unas extremidades se apoyan en el suelo y otras avanzan, algunos animales tienen adaptaciones específicas para la carrera; por ejemplo, el perro y el gato se desplazan sobre la punta de los dedos, razón por la cual se les conoce como animales digitígrados, a diferencia de los pantígrados, como el oso y el hombre. El **salto** es la contracción brusca de las extremidades trasera que hace que se avance a saltos; ambos pueden ser aplicados a animales vertebrados e invertebrados terrestres. En la **reptación** el cuerpo se apoya en el suelo y se contrae para vencer el rozamiento, consiste en movimientos ondulatorios de sentido lateral, que fijan el animal al suelo y lo impulsan hacia adelante, este desplazamiento es propio de algunos reptiles. [8]

También se clasifica según la morfología, i.e. la cantidad de extremidades que tienen contacto con el suelo con la finalidad de contribuir, directamente, al desplazamiento. Los tipos más estudiados son: **bípeda**, **cuadrúpeda** y **hexápoda**. Dos, cuatro y seis extremidades, respectivamente. [9]

### 6.3.1. El ciclo de la marcha humana

La locomoción humana es una serie de movimientos alternantes, rítmicos, de las extremidades y del tronco que determinan un desplazamiento hacia delante del centro de gravedad. Esta se caracteriza por el contacto permanente del individuo con el suelo, con ambos o al menos uno de sus pies. [10]

La marcha es el resultado de una sucesión de pasos, siendo el paso el conjunto de fenómenos que se producen entre el apoyo de un talón y el apoyo sucesivo del talón contra-lateral, mientras que el ciclo de la marcha es el conjunto de acciones realizadas y fenómenos producidos desde el contacto del talón con el suelo hasta el siguiente contacto del mismo talón con dicho plano de apoyo. [11]-[13]

Cuando se aumenta la velocidad de la marcha los períodos de apoyo bipodal se van reduciendo y al correr son reemplazados por breves intervalos de tiempo en los que los dos pies se encuentran en el aire (fases de vuelo). [11], [14]



Revista Médica Clínica Las Condes. 2014;25:265-75

Figura 17: Ciclo de marcha de un humano.

## Longitud del paso

Es la distancia entre ambos pies cuando éstos contactan con el suelo, regularmente se mide en centímetros [11], [14]-[16] En un hombre de 170 cm de altura la longitud del paso normalmente es de unos 75 a 85cm. [15] Los sujetos de mayor altura, y más concretamente, aquellos cuyas extremidades inferiores son más largas, darán pasos de mayor longitud. [17] La longitud del paso puede variar por influencia de diversos factores, por ejemplo la edad, sexo, estatura, patologías, fatiga, transporte de carga, dolor, [15], [17] etc. Si la longitud del paso es normal e igual en ambos lados el ritmo de marcha será normal y armónico. [18]

Autor	Edad	Condición de calzado	LP (m)
Murray (1964)	20 - 65	calzada [no específica]	0,78 (0,05)
Sekiya (1998)	22, 4	calzada [no específica]	0,66 (0,04)
Cutlip (2000)	21 - 26	calzada [no específica]	0,75 (0,02)
Gill (2003)	22 - 43	descalzo	0,73 (0,06)
Menz (2003)	22 - 39	zapatos Oxford(TM)	0,73 (0,07)
Menz (2004)	22 - 40	zapatos Oxford(TM)	0,77 (0,05)
Van Uden (2004)	19 - 59	calzada [no específica]	0,77 (0,08)

Nota: se presenta la desviación típica entre paréntesis cuando esta ha sido facilitada por el autor. LP: longitud de paso.

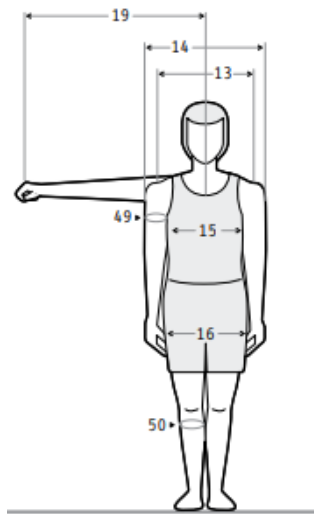
Tabla 3: Longitud de paso a velocidad espontánea.

[19]

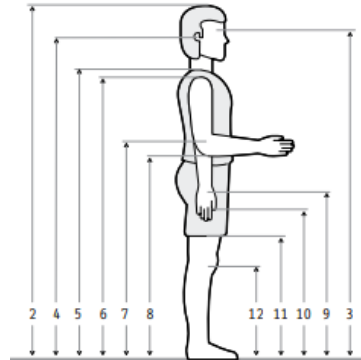
## Antropometría

Es la ciencia que estudia las dimensiones del cuerpo humano, los conocimientos y técnicas para llevar a cabo las mediciones, así como su tratamiento estadístico. La antropometría puede ser estática o dinámica. La estática realiza las medidas efectuadas en posturas estáticas. En la dinámica se realizan las medidas de rangos de movimiento de las partes del cuerpo, alcances, medidas de trayectorias, etc. Para el estudio de estas medidas influyen los siguientes factores correspondientes al individuo: las diferencias étnicas, los períodos de tiempo, diferencias de edad, diferencias de sexo y entrenamiento físico.[20]

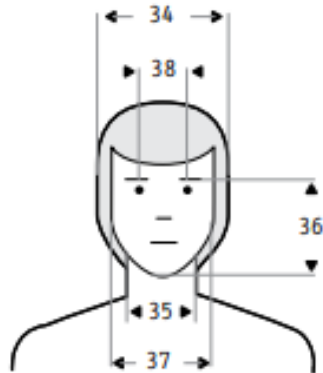
Para este estudio se toma en consideración la antropometría estática. El artículo [21] presenta las medidas antropométricas de un hombre, sexo masculino de 18-24 años proveniente de Guadalajara, Jalisco. Estas medidas se observan de la Tabla 4, siguiendo las figuras 18c, 18a y 18b.



(a) Posición de pie, frontal.



(b) Posición de pie, lateral.



(c) Cabeza, frontal.

Figura 18: Medidas antropométricas de un hombre de 18-24 años.

Dimensiones		18-24 años
		Medida (mm)
2	Estatuta	1709
6	Altura hombro	1395
9	Altura muñeca	835
14	Anchura máx. cuerpo	488
16	Diámetro bitrocantérico	333
34	Anchura cabeza	158

Tabla 4: Medidas antropométricas de un hombre de 18-24 años. Extracción de tablas.

[21]

### 6.3.2. Robots andadores “n-podos”

A través del estudio biomimético de criaturas con patas, se han desarrollado e implementado robots que imitan el movimiento y desplazamiento de ciertas criaturas, tales como: guepardos (*Acinonyx jubatus*), cucarachas (Blattodea), canguros (*Macropus rufus*), codornices (*Colinus virginianus*), perros (*Canis familiaris*), liebres saltadoras (*Pedetes caffer*), muflores (*Ovis musimon*), cabra montés (*Capra pyrenaica*), [22] etc. Así también se han realizado robots con ruedas, siendo estos muy eficientes energéticamente aunque tienen dificultad para moverse en terrenos accidentados, por lo que para aplicaciones como estas se prefiere la implementación de robots con extremidades. [23]

El patrón de marcha de un robot cuadrúpedo se puede diseñar de diferentes formas. Uno de los modos de avance cuadrúpedo más básicos es el de pata por pata. En este modo de avance, hay tres puntos de contacto con la superficie en todo momento, mover una pata a la vez hace que el robot avance más lento y gaste más energía, pero lo mantiene estable. Así también, está el tipo de avance alternando par, donde las patas se mueven de dos en dos. Esto permite que en todo momento el robot tiene dos puntos de contacto con la superficie del suelo creando un robot dinámicamente estable. Este último es un modo más rápido y eficiente, pero menos estable estáticamente que el primer modo ‘pata por pata’. [24]

El patrón de marcha de un robot hexápodo también se puede diseñar de diferentes formas. Los modos de avance hexápodo más básicos son los siguientes:

- Pata por pata: Al igual que los robots cuadrúpedos, mover una sola pierna a la vez hace que el robot avance más lento y gaste más energía. El robot mantiene cinco puntos de contacto con la superficie en todo momento lo que le proporciona mucha estabilidad tanto dinámica como estática. [24]
- Alternando trío: Este otro modo es más efectivo que el modo “alternar par” de los cuadrúpedos, ya que el robot hexápodo va alternando de tres en tres patas apoyadas sobre el suelo proporcionándole tanto estabilidad estática como dinámica. El hexápodo puede detener su marcha sin desestabilizarse gracias a que tiene al menos tres patas apoyadas en todo momento. [24]

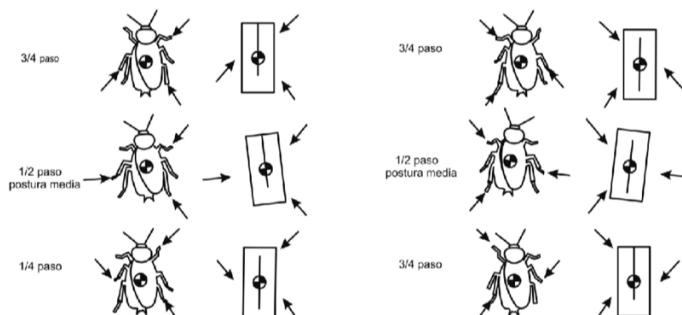


Figura 19: Diagrama de marcha de una cucaracha.

## 6.4. Componentes mecánicos

A continuación se presentan los componentes mecánicos considerados para los diseños, para los cuales se consultaron catálogos y manuales digitales para su selección cualitativa y posterior análisis cuantitativo en capítulos subsiguientes.

### 6.4.1. Rodamientos

Estos son elementos mecánicos que se sitúan entre dos componentes de una máquina, con un eje de rotación común, permitiendo así que un componente gire respecto al otro. Para la sujeción de estos componentes se utilizan anillos de sujeción, de estos existen internos y externos.[25]

#### Rodamientos básicos

Se considera un sistema mecánico diseñado para sustituir los rozamientos originados durante el giro de deslizamiento a rodadura. Las características básicas de estos componentes: [25]

- Bajo rozamiento
- Tolerancias y acabados muy rígidos
- Necesidad de un montaje preciso
- Sensible a impactos, sobrecargas, humedad, suciedad, etc
- Punto crítico dentro de la máquina generalmente seleccionado para efectuar el mantenimiento
- Admiten cargas axiales y radiales, según el diseño



Figura 20: Clasificación básica de los tipos de rodamientos.

## Descripción general

- Rígido de bolas: son de sencillo diseño y no desmontables, adecuados para altas velocidades de funcionamiento, y además requiere poco mantenimiento. La capacidad de carga axial depende de su diseño y el juego internos de funcionamiento del rodamiento. [26]
- De bolas de contacto angular: tienen los caminos de rodadura de sus aros interior y exterior desplazados entre sí respecto al eje del rodamiento. Son particularmente útiles para soportar cargas combinadas. [26]
- De bolas autoalineables: Tienen dos hileras de bolas con un camino de rodadura esférico común en el aro exterior del rodamiento. Esta última característica hace que el rodamiento sea autoalineable, permitiéndose desviaciones angulares del eje respecto al soporte. Indicados para aplicaciones en las que se pueden producir desalineaciones o deformaciones del eje. [26]
- De bolas de empuje: Pueden ser de simple efecto o de doble efecto. Los de simple efecto son adecuados para absorber cargas axiales y fijar el eje en un solo sentido, y pueden soportar cargas radiales pequeñas. Los de doble efecto son adecuados para absorber cargas axiales y fijar el eje en ambos sentidos. Sin embargo, no soportan cargas radiales. [27]
- De rodillos esféricos: Su éxito depende del desempeño de su equipo, en especial, cuando se trata de entornos adversos y de cargas radiales elevadas. Estos rodamientos son la mejor opción cuando las condiciones incluyen cargas pesadas, si se presentan dificultades para establecer o mantener de alineación de la caja, o cuando se puede esperar una deflexión del eje. [26]
- De rodillos cilíndricos: Tienen la misma función que los rodamientos rígidos de bolas, i. e. absorber cargas puramente radiales. No obstante, su capacidad de carga es mucho más elevada. Son desmontables y existe una gran variedad de tipos, siendo la mayoría de ellos de una sola hilera de rodillos con jaula. [26]
- De rodillas cónicos: Tienen los rodillos dispuestos entre los caminos de rodadura cónicos de los aros interior y exterior. El diseño de estos rodamientos los hace especialmente adecuados para soportar cargas combinadas. Su capacidad de carga axial depende del ángulo de contacto, cuando mayor es el ángulo, mayor es la capacidad de carga axial del rodamiento. [26]
- De agujas: Se caracterizan por tener los rodillos finos y largos en relación con su diámetro, por lo que se les denomina agujas. Tienen gran capacidad de carga y son especialmente útiles en montajes donde se dispone de un espacio radial limitado. [28]

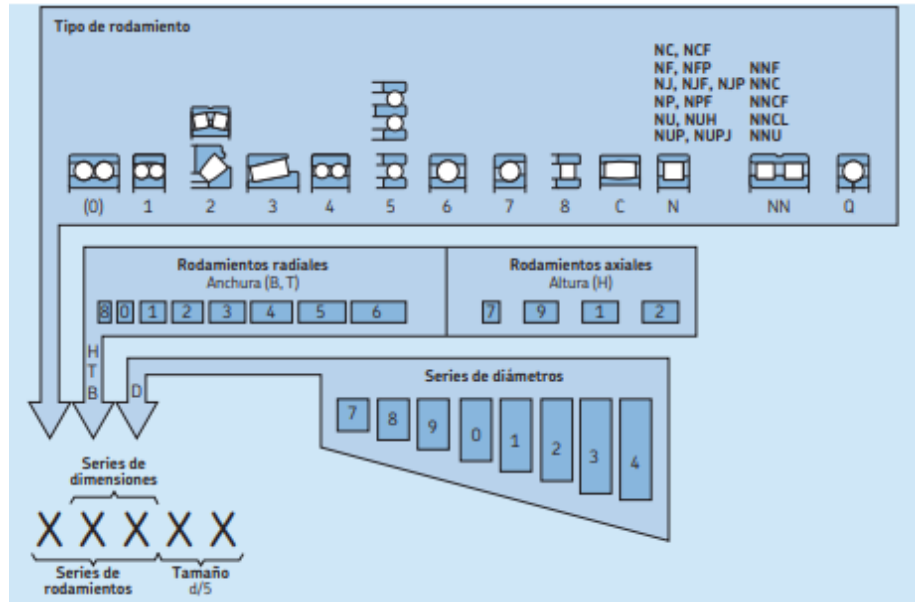


Figura 21: Sistema de designación básica de rodamientos de bolas y rodillos métricos estándares *SKF*: 0) Rodamiento de dos hileras de bolas de contacto angular; 1) Rodamiento de bolas a rótula; 2) Rodamiento de rodillos a rótula, rodamiento axial de rodillos a rótula; 3) Rodamiento de rodillos cónicos; 4) Rodamiento rígido de dos hileras de bolas; 4) Rodamiento rígido de dos hileras de bolas; 5) Rodamiento axial de bolas; 6) Rodamiento rígido de una hilera de bolas; 7) Rodamiento de una hilera de bolas de contacto angular; 8) Rodamiento axial de rodillos cilíndricos; C) Rodamiento de rodillos toroidales CARB; N) Rodamientos de rodillos cilíndricos, se utilizan dos o más letras para identificar el número de hileras o la configuración de las pestañas; QJ) Rodamiento de bolas con cuatro puntos de contacto; T) Rodamiento de rodillos cónicos según la norma ISO 355.

[29]

## Rodamientos con sensor

Existen rodamientos con encoder magnético, sensor, que detecta la velocidad y el sentido de rotación; estos se utilizan para monitorear de forma precisa el estado de los componentes giratorios o lineales. [30] Esto se aplica, en especial, a los motores de corriente alterna (CA) que requieren unidades sensorizadas para medir la velocidad y el sentido de giro de manera constante. Las unidades de motores de atracción sensorizadas SKF con compactas, vienen listas para montar y combinan la tecnología de sensores activos con un rodamiento rígido de bolas SKF Explorer. [29]

Esas unidades de motores de tracción sensorizadas SKF son compactas e integradas que constan de lo siguiente:

- Un rodamiento rígido de bolas
- Un anillo de impulsos
- Un cuerpo de sensor
- Una salida de cable y un cable de conexión

Este cuenta con un sensor compacto y resistente que emite una señal de codificación que aumenta progresivamente, es preciso hasta cero rpm. Un circuito activo integrado en el cuerpo de sensor contiene dos celdas de efecto Hall que emiten una señal de salida de dos ondas cuadradas. Los controladores del motor pueden interpretar las señales de diferentes maneras [29] :

- El sentido de giro puede determinarse a partir del cambio de fase, en el momento en que se registra por primera vez el ascenso de la señal.
- Las velocidades más bajas pueden determinarse mediante la medición del tiempo entre dos eventos eléctricos, i.e. la aparición del ascenso y el descenso de cualquier onda cuadrada.
- Las velocidades más altas pueden medirse al contar la cantidad de eventos eléctricos dentro de un plazo determinado.

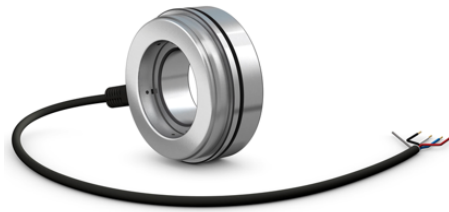


Figura 22: Rodamiento con sensores de SKF.

Las soluciones con sensor integrado diseñadas por *SKF* han sido sobradamente probadas en diversas aplicaciones industriales y de automoción, como motores eléctricos, vehículos eléctricos, apisonadoras, tractores, carretillas elevadoras y cintas transportadoras. Sus usos típicos son [29] :

- Gestión de motores
- Dirección
- Detección de velocidad y posición
- Medición de la posición angular



Figura 23: Despiece de rodamiento sensorizado BMD de SKF.

## Rodamientos lineales

Estos son típicamente de bolas. Los rodamientos lineales a bolas absorben elevadas cargas con un peso relativamente reducido y permiten guías lineales con recorridos ilimitados. Estos componentes son aplicados para las exigencias en cuanto a los errores de alineación, a la rodadura con reducido rozamiento, a las altas aceleraciones y velocidades o en cuanto a la duración de vida. Los rodamientos lineales a bolas y los casquillos de fricción pueden ser abiertos o cerrados. La ejecución abierta tiene un segmento abierto en forma de ángulo y es adecuada para ejes apoyados. Con varias series y en combinación con los correspondientes soportes, se pueden disponer guías lineales sin juego o precargadas. [31]

Tipo	Clasificación
* Solo buje (abierto)	* Estándar: para la mayoría de las aplicaciones.
* Solo buje (cerrado)	* Resistente a corrosión: para aplicaciones con humedad.
* Bujes de cojinete de apoyo (abierto)	* Lavado: para aplicaciones de lavado a alta presión.
* Bujes de cojinete de apoyo (cerrado)	* Temperatura elevada: para aplicaciones en las cuales la temperatura supera los 85°C.
* Rodamiento de brida	* Doble hilera: para apoyo vertical y horizontal.
* Rodamiento de bolas	* Hilera única: Sólo para soporte vertical.
	* Sin carro: Para montaje personalizado.

Tabla 5: División de los tipos de rodamiento lineales con bujes de bolas según el entorno de aplicación. [32]



Figura 24: Clasificación de rodamientos lineales. [32]

### 6.4.2. Motores eléctricos

Los motores son máquinas eléctricas que transforman la energía eléctrica, absorbida por los borners, en movimiento o trabajo mecánico. Debido a que son muchos y variados los tipos de motores eléctricos, existen numerosas formas de catalogarlos. En esta sección se clasificarán según la corriente utilizada para su alimentación: [33]

- Motores de corriente continua
  - De excitación independiente
  - De excitación serie
  - De excitación (shunt) o derivación
  - De excitación compuesta
- Motores de corriente alterna
  - Motores síncronos
  - Motores asíncronos:
    - Monofásicos
      - ◇ De bobinado auxiliar
      - ◇ De espiral en cortocircuito
      - ◇ Universal
    - Trifásico
      - ◇ De rotor bobinado
      - ◇ De rotor en cortocircuito (jaula de ardilla)

#### Motores de Corriente Directa/Continua (CD/CC)

Se utilizan en casos en los que la prioridad es regular continuamente la velocidad del motor, además, se utilizan en aquellos casos en los que es imprescindible utilizar corriente directa, como en el caso en que son accionados por baterías. El número de polos en el rotor y el estator debe ser el mismo, además del mismo número de carbones. Estos pueden ser de serie, paralelo y mixto. [34]

#### Los motores de Corriente Alterna (CA)

Son los más utilizados en la industria ya que estos se alimentan con los sistemas de distribución de energía usuales (instalación eléctrica). Estos pueden ser monofásicos, bifásicos y trifásicos. Estos son de fácil implementación, requieren escaso mantenimiento y cuenta con bajo costo de fabricación. [34]



Figura 25: Motor DC de escobillas y velocidad variable. (Aplicación industrial)  
[35]



Figura 26: Motor trifásico AC asincrónico. (Aplicación industrial)  
[35]

### Motores monofásicos

Estos fueron los primeros motores utilizados en la industria. Estos son muy similares a los trifásicos, con la diferencia que su rendimiento y factor de potencia con inferiores. Un motor monofásico de inducción no tiene par de arranque intrínseco. Existen tres técnicas para lograr que uno de los dos campos magnéticos giratorios sea más fuerte que el otro en el motor y, como resultado, dar un apoyo inicial en una u otra dirección: [36]

1. Devanados de fase partida
2. Devanados con capacitor
3. Polos estáticos sombreados

### Motores de fase partida y arranque por resistencia.

El devanado de arranque tiene menos vueltas y consiste en alambre de cobre de menor calibre que el devanado de marcha. Por lo tanto, el devanado de arranque tiene alta resistencia y baja reactancia. Y, al contrario, el devanado de marcha, con más vueltas de alambre de mayor calibre, tiene baja resistencia y alta reactancia; pero debido a su impedancia total menor, la corriente promedio en el devanado de marcha es mayor que la del devanado de arranque. Los pares del motor de fase partida van del 1.5 a 2.0 veces el par nominal y nunca mayores de  $\frac{3}{4}$  hp. Su mayor aplicación es en aparatos electrodomésticos, para impulsar cargas que producen ruido. Desventajas: Bajo par de arranque, cuando tiene mucha carga se produce un par elíptico o pulsante que hace que el rotor emita ruidos alarmantes y control de velocidad difícil. [37]

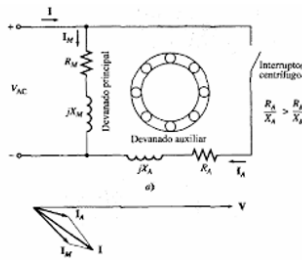


Figura 27: Esquemático y desfase de corrientes de motor de fase partida.

### Motor de arranque por capacitor.

Consiste en agregar un capacitor en el devanado auxiliar. Aumenta el par de arranque, que es de 3.5 a 4.5 veces el para nominal, y corriente de arranque reducida para la misma potencia al instante del arranque. Produce una relación casi real de  $90^\circ$  entre las corrientes de los devanados de arranque y de marcha. Aplicaciones para bombas, compresores, unidades de refrigeración, en los que se necesita un motor monofásico que desarrolla alto par de arranque bajo carga y cuando se requiere un motor reversible. [36]

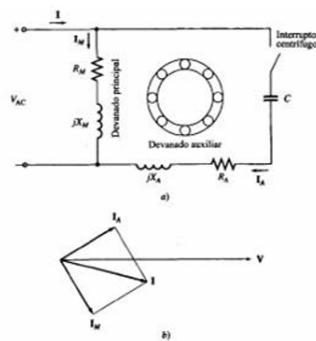


Figura 28: Esquemático y desfase de corrientes de motor de arranque por capacitor.

## Motor de arranque de marcha

Este tipo de motor tiene dos devanados permanentes que, en general, se arrollan con alambre del mismo calibre y número de vueltas, i.e. los devanados son idénticos. No cuentan con interruptor centrífugo. El capacitor que se usa se diseñó para servicio continuo y es del tipo de baño en aceite, y su valor se basa más en su característica de marcha óptima que en la de arranque. La velocidad es controlada por la variación del voltaje de suministro. Las aplicaciones más usuales son ventiladores de toma y descarga en máquinas de oficina, unidades de calefacción o aire acondicionado. Una desventaja es que cuenta con par de arranque deficiente, de entre 50 a 100 % del par nominal, dependiendo de la resistencia del rotor. [37]

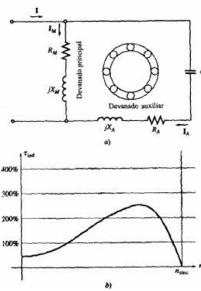


Figura 29: Esquemático y características de torque-velocidad de motor con capacitor en marcha.

## Motor con capacitor de arranque y marcha

Entre sus ventajas se encuentra su funcionamiento casi sin ruido y de control limitado de velocidad del capacitor de marcha con el alto par de arranque del motor. Se emplean dos capacitores durante el período de arranque. Uno de ellos, el capacitor electrolítico de arranque tiene una capacitancia alta, de 10 a 15 veces al valor del capacitor de marcha y se saca del circuito mediante un interruptor centrífugo al alcanzar el 75 % de la velocidad síncrona y con ello produce el par de arranque necesariamente alto. Este es considerado invertible porque cuando las terminales de la línea de un devanado se invierten, se dispone a trabajar en reversa del modo acostumbrado. [37]

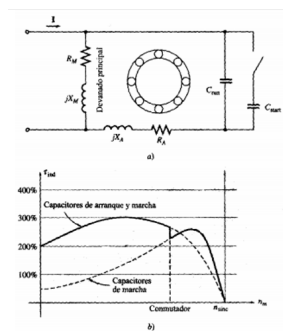


Figura 30: Esquemático y relación de torque de motor monofásico con capacitor de arranque y de marcha.

### Motor de polos sombreados

Un motor pequeño de potencia fraccionaria que no es mayor de 1/10hp, existen casos especiales donde la potencia es de hasta  $\frac{1}{4}$  hp. Su mayor cualidad es su simplicidad, cuenta con un devanado monofásico de rotor inherente de arranque propio, rotor con jaula de ardilla vaciada y piezas polares especiales. No cuenta con interruptores centrífugos, capacitores, devanados especiales de arranque ni conmutadores. Este motor es robusto, económico, pequeño y de escaso mantenimiento. Desventajas: tiene bajo par de arranque, eficiencia y factor de potencia. Su bajo par de arranque limita su aplicación a motores económicos de tornamesas, proyectores de cine, asadores eléctricos, máquinas expendedoras, y otras cargas relativamente ligeras de servomecanismos. [37]

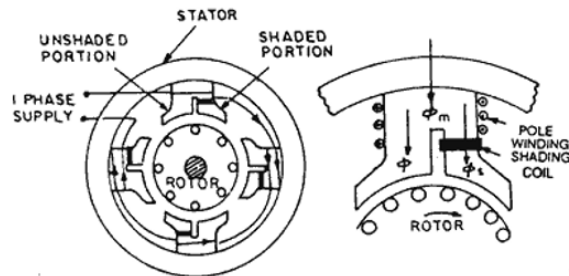


Figura 31: Gráfico de un motor de polos sombreados.

### 6.4.3. Acoplamientos para la unión de ejes

Los acoplamientos tienen por función prolongar líneas de transmisión de ejes o conectar tramos de diferentes ejes, estén o no alineados entre sí. Si dos ejes se pudieran alinear perfectamente, podrían ser conectados con dos cubos con bridas o pernos. Una vez realizado se tiene la seguridad que ninguna de las dos máquinas se moverá sobre la cimentación y que esta no se asentará. Es un hecho real que siempre habrá alguna desalineación entre un eje impulsor y un eje impulsado, por lo cual deben ocuparse “acoplamientos flexibles”. Es decir el propósito fundamental de los acoplamientos flexibles es transmitir el par de torsión requerido desde el eje impulsor al impulsado y compensar el des-alineamiento angular, paralelo o una combinación de ambos, con numerosas funciones complementarias como proporcionar desplazamiento axial y así mismo restringirlo. [38]

Este estudio se enfocará en la implementación de un acoplamiento tipo Lovejoy. El acoplamiento elástico LOVEJOY tipo L, se compone de dos manguones simétricos de acero sinterizado y un elemento elástico en forma de estrella. Los manguones disponen de varias aletas, sobre las que queda intercalado el elemento elástico. Ello significa que es un acoplamiento que trabaja a compresión. En caso de rotura del elemento elástico, el acoplamiento continúa acoplado al sistema, un ejemplo de este tipo de acoplamiento se muestra en la Figura 32. [39]



Figura 32: Ejemplo de acoples LOVEJOY [39]

#### 6.4.4. Sistema de polipastos de cadena

Es una máquina compuesta por dos o más poleas y una cuerda, cable o cadena que alternativamente va pasando por las diversas gargantas de cada una de aquellas. Se utiliza para levantar o mover una carga con una gran ventaja mecánica, porque se necesita aplicar una fuerza mucho menor que el peso que hay que mover. Su aplicación más común es en talleres o industrias para elevar y colocar elementos y materiales muy pesados en las diferentes máquinas-herramientas o cargarlas y descargarlas de los camiones que las transportan. Suelen suspender de un brazo giratorio acoplado a una máquina, o pueden ser móviles guiados por rieles colocados en techos. [40]

Cualitativamente se pueden clasificar según el número de ramales. Aparejo sencillo, cuando una de las poleas no tiene más que una garganta o es un motón, aparejo doble para los demás casos, i.e. cuando todas las poleas tienen más de una garganta. También pueden clasificarse según el tipo de vueltas que da la cuerda en las poleas se llaman de cuatro, seis, etc. cordones o guarnes, tomando también con relación al objeto y la forma en que se aplica un sobrenombre o denominación particular como las de aparejo de gancho, aparejo de rabiza, aparejo de burel y estrobo, etc. [40]

También se puede clasificar en base a la forma en que se multiplica la fuerza. Entre los aparejos más comunes se encuentra el factorial, donde la fuerza desarrollada es proporcional a la cantidad de poleas móviles. El aparejo potencial que corresponde a  $2^n$  donde  $n$  es el número de poleas. Y el aparejo diferencial que depende de la diferencia de radios entre las dos poleas que lo forman. Así también se clasifica según el material de los ramales, los polipastos pueden ser de cuerda, cable y o cadena. O según lo que aplique la potencia a la máquina pueden ser manuales, de palanca o eléctricos. [40]

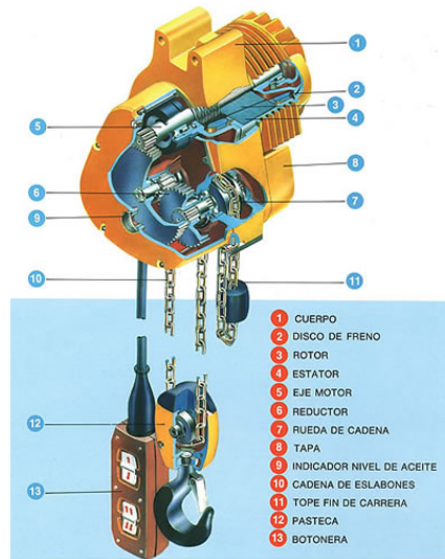


Figura 33: Partes, piezas y componentes de un polipasto eléctrico.  
 [41]

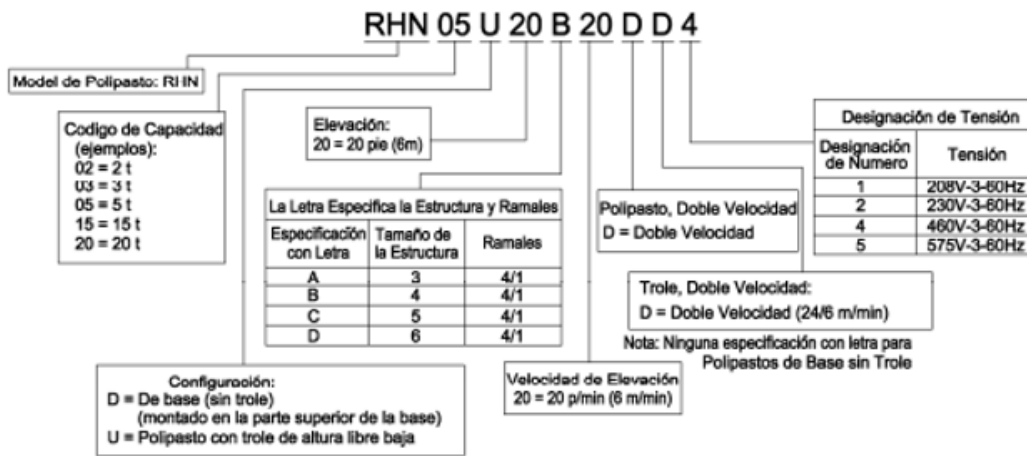


Figura 34: Código de designación del producto para la marca HARRINGTON, A KITO GROUP COMPANY.  
 [42]

### 6.4.5. Tubería galvanizada y accesorios

#### Características químicas

Diámetro nominal	Diámetro exterior	Espesor de pared	Identificación		Peso del tubo	ASTM A53 presión de prueba	
						Weight Class	Schedule
			Psi	Psi			
1/2	0.840	0.109	STD	40	0.85	700	700
		0.147	XS	80	1.09	850	850
3/4	1.050	0.113	STD	40	1.13	700	700
		0.154	XS	80	1.17	850	850
1	1.315	0.133	STD	40	1.68	700	700
		0.179	XS	80	2.17	850	850
1 - 1/4	1.660	0.140	STD	40	2.27	1200	1300
		0.191	XS	80	3.00	180	1900
1 - 1/2	1.900	0.145	STD	40	3.65	2300	2500
		0.200	XS	80	3.63	2300	2500
2	2.375	0.154	STD	40	3.65	2300	2500
		0.218	XS	80	5.02	2500	2500
2 - 1/2	2.875	0.203	STD	40	5.79	2500	2500
		0.276	XS	80	7.66	2500	2500
		0.375	-	160	-	2500	2500
		0.552	XXS	-	-	2500	2500
3	3.500	0.125	-	-	4.51	1290	1500
		0.156	-	-	5.57	1600	1870
		0.188	-	-	6.65	1930	2260
		0.216	STD	40	7.58	2220	2500
		0.250	-	-	8.68	2500	2500
		0.281	-	-	9.66	2500	2500
4	4.500	0.300	XS	80	10.25	2500	2500
		0.125	-	-	5.84	1000	1170
		0.156	-	-	7.24	1250	1460
		0.188	-	-	8.66	1500	1750
		0.219	-	-	10.01	1750	2040
		0.237	STD	40	10.79	1900	2210
		0.250	-	-	11.35	2000	2330
		0.281	-	-	12.66	2250	2620
		0.312	-	-	13.98	2500	2800
		0.337	XS	80	14.98	2700	2800
		0.438	-	120	19.00	2800	2800
5	5.563	0.531	-	160	22.51	2800	2800
		0.674	XXS	-	27.54	2800	2800
		0.188	-	-	10.79	1220	1420
		0.219	-	-	12.50	1420	1650
		0.258	STD	40	14.62	1670	1950
		0.281	-	-	15.85	1820	2120
		0.312	-	-	17.50	2020	2360
0.344	-	-	19.17	2230	2600		
0.375	XS	80	20.78	2430	2800		

Tabla 6: Especificaciones de tubería de acero al carbono ASTM A53.

## Características físicas

La tubería de diámetro mayor o igual a 2" será acabada en caliente. Para tubería de diámetro menor o igual a 1 ½ se permite el acabado en caliente o el estirado en frío. La tubería estirada en frío será tratada térmicamente a 650°C, mientras que la acabada en caliente no necesita tratamiento térmico. [44]

GRADO DEL ACERO	Porcentaje máximo de los elementos			
	Carbono (C)	Manganeso (Mn)	Fósforo (P)	Azufre (S)
A	0.25	0.95	0.05	0.045
B	0.30	1.20	0.05	0.045

Tabla 7: Requerimientos químicos. Norma ASTM A53 Tipo E (ERW). [43]

GRADO DEL ACERO	Límite de Fluencia		Resistencia a la Tracción			
			Mínimo		Máximo	
	Mpa	psi	Mpa	psi	Mpa	psi
A	205	30,000	330	48,000	–	–
B	240	35,000	415	60,000	–	–

Tabla 8: Propiedades mecánicas. Norma ASTM A53 Tipo E (ERW). [43]

## Accesorios de tubería

Existen varios tipos de accesorios para tubería, este documento se enfocará en los siguientes:

- Codo de 45°
- Codo de 90°
- Cruz
- Tee
- Reductor de campana
- Tapón tipo hembra
- Flange sencillo

Las figuras que se muestran a continuación (35-41) presentan las capturas de los detalles dimensionales de los accesorios de tubería de la marca Cifunsa. [45]



Figura 35: Captura de medidas del codo de 45° marca Cifunsa.

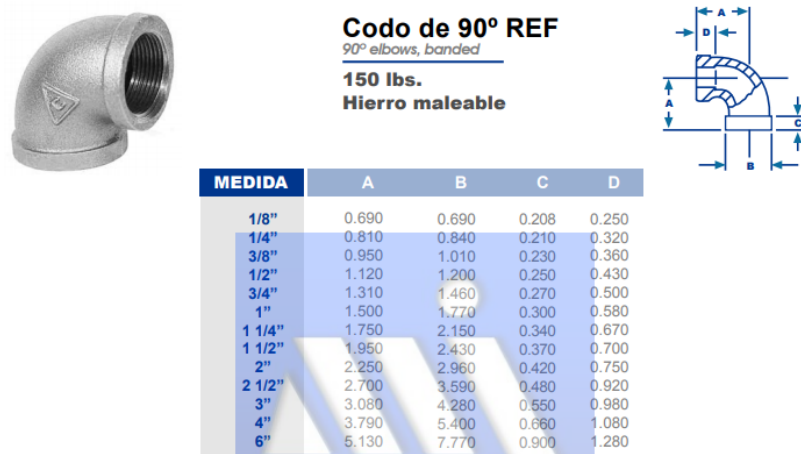


Figura 36: Captura de medidas del codo de 90° marca Cifunsa.

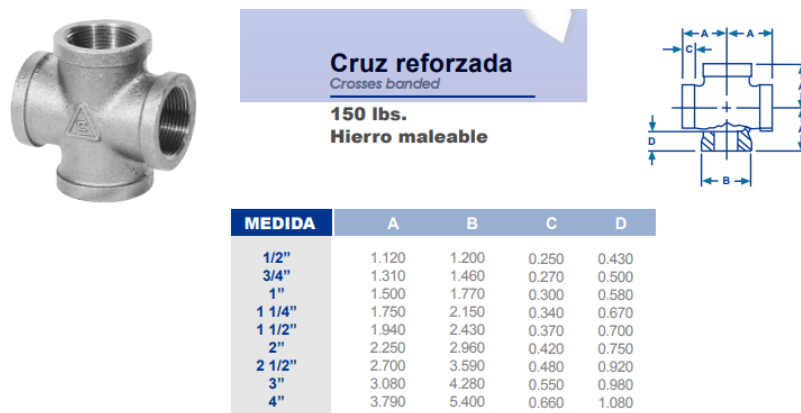


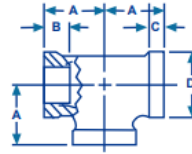
Figura 37: Captura de medidas del accesorio tipo cruz marca Cifunsa.



### Tea Reforzada

*Tees Banded*

**150 lbs.  
Hierro maleable**



MEDIDA	A	B	C	D
1/4"	0.810	0.320	0.210	0.840
3/8"	0.950	0.360	0.230	1.010
1/2"	1.120	0.430	0.250	1.200
3/4"	1.310	0.500	0.270	1.460
1"	1.500	0.580	0.300	1.770
1 1/4"	1.750	0.670	0.340	2.150
1 1/2"	1.950	0.700	0.370	2.430
2"	2.250	0.750	0.420	2.960
2 1/2"	2.700	0.920	0.480	3.590
3"	3.080	0.980	0.550	4.280
4"	3.790	1.080	0.660	5.400
6"	5.130	1.280	0.900	7.770

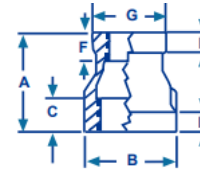
Figura 38: Captura de medidas del accesorio tipo tee marca Cifunsa.



### Reducción Campana

*Reducing Couplings*

**150 lbs.  
Hierro maleable**



TAMAÑO	A	B	C	D	E	F	G
3/8 x 1/4"	1.130	1.010	0.360	0.230	0.210	0.320	0.840
1/2 x 1/4"	1.250	1.200	0.430	0.250	0.210	0.320	0.840
1/2 x 3/8"	1.250	1.200	0.430	0.250	0.230	0.360	1.010
3/4 x 1/4"	1.440	1.460	0.500	0.270	0.210	0.320	0.840
3/4 x 3/8"	1.440	1.460	0.500	0.270	0.230	0.360	1.010
3/4 x 1/2"	1.440	1.460	0.500	0.270	0.250	0.430	1.200
1 x 1/4"	1.690	1.770	0.580	0.300	0.210	0.320	0.840
1 x 3/8"	1.690	1.770	0.580	0.300	0.230	0.360	1.010
1 x 1/2"	1.690	1.770	0.580	0.300	0.250	0.430	1.200
1 x 3/4"	1.690	1.770	0.580	0.300	0.270	0.500	1.460
1 1/4 x 1/2"	2.060	2.150	0.670	0.340	0.250	0.430	1.200
1 1/4 x 3/4"	2.060	2.150	0.670	0.340	0.270	0.500	1.460
1 1/4 x 1"	2.060	2.150	0.670	0.340	0.300	0.580	1.770
1 1/2 x 1/2"	2.310	2.430	0.700	0.370	0.250	0.430	1.200
1 1/2 x 3/4"	2.310	2.430	0.700	0.370	0.270	0.500	1.460
1 1/2 x 1"	2.310	2.430	0.700	0.370	0.300	0.580	1.770
1 1/2 x 1 1/4"	2.310	2.430	0.700	0.370	0.340	0.670	2.150
2 x 1/2"	2.810	2.960	0.750	0.420	0.250	0.430	1.200
2 x 3/4"	2.810	2.960	0.750	0.420	0.270	0.500	1.460
2 x 1"	2.810	2.960	0.750	0.420	0.300	0.580	1.770
2 x 1 1/4"	2.810	2.960	0.750	0.420	0.340	0.670	2.150
2 x 1 1/2"	2.810	2.960	0.750	0.420	0.370	0.700	2.430
2 1/2 x 1/2"	3.250	3.590	0.920	0.480	0.250	0.430	1.200
2 1/2 x 2"	3.250	3.590	0.920	0.480	0.420	0.750	2.960
3 x 2	3.690	4.280	0.980	0.550	0.420	0.750	2.960
3 x 2 1/2	3.690	4.280	0.980	0.550	0.480	0.920	3.590
4 x 3	4.380	5.400	1.080	0.660	0.550	0.980	4.280

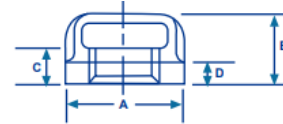
Figura 39: Captura de medidas del accesorio reductor de campana marca Cifunsa.



### Tapón Cachucha

*Caps Banded*

**150 lbs.**  
**Hierro maleable**



MEDIDA	A	B	C	D
3/8"	1.010	0.740	0.360	0.230
1/2"	1.200	0.870	0.430	0.250
3/4"	1.460	0.970	0.500	0.270
1"	1.770	1.160	0.580	0.300
1 1/4"	2.150	1.280	0.670	0.340
1 1/2"	2.430	1.330	0.700	0.370
2"	2.460	1.450	0.750	0.420
2 1/2"	3.590	1.700	0.920	0.480
3"	4.280	1.800	0.980	0.550
4"	5.400	2.080	1.080	0.660

Figura 40: Captura de medidas del accesorio tapón cachucha marca Cifunsa.



### Flange de piso

*Floor flanges*

**150 lbs.**  
**Hierro maleable**



MEDIDA	A	B	C
1/2"	3.010	0.550	0.390
3/4"	3.370	0.630	0.430
1"	3.780	0.670	0.490
1 1/4"	4.190	0.750	0.510
1 1/2"	4.590	0.870	0.610
2"	5.180	0.980	0.750

Figura 41: Captura de medidas del accesorio flange sencillo marca Cifunsa.

#### 6.4.6. Especificaciones de materiales para mecanizado de piezas

Para este proyecto se considera la fabricación de piezas con materiales base como el ASTM A36 y Aluminio 6061. A continuación se muestran capturas de tablas con valores de datos requeridos para cálculos posteriores.

Material	Yield stress $\sigma_s$ /MPa	Tensile stress $\sigma_b$ /MPa	Hardness /HB	Elongation $\delta$ /%
ASTM A36	235	375-500	120	23
ASTM 1020	325	535	150	35

Figura 42: Datos para análisis de estrés.  
[46]

Mechanical Properties		
Mechanical Properties	Metric	Imperial
Tensile Strength, Ultimate	400 - 550 MPa	58000 - 79800 psi
Tensile Strength, Yield	250 MPa	36300 psi
Elongation at Break (in 200 mm)	20.00%	20.00%
Elongation at Break (in 50 mm)	23.00%	23.00%
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi
Bulk Modulus (typical for steel)	140 GPa	20300 ksi
Poissons Ratio	0.26	0.26
Shear Modulus	79.3 GPa	11500 ksi

Figura 43: Propiedades mecánicas del material ASTM A36.  
[47]

NORMA E.N.	AW6061	
Norma U.N.E.		-
Densidad	g/cm3	2,70
Estado del tratamiento		T-5
PROPIEDADES GENERALES		
Carga de rotura	N/mm2	220
Límite elástico	N/mm2	185
Módulo elástico	N/mm2	69500
Alargamiento a 5,65%		13
Dureza	Brinell	75

Figura 44: Propiedades mecánicas del Aluminio 6061.  
[48]

### 6.4.7. Uniones

La construcción en estructuras metálicas debe entenderse como prefabricada por excelencia, lo que significa que los diferentes elementos que componen una estructura deben ensamblarse o unirse de alguna manera que garantice el comportamiento de la estructura según fuera diseñada. El proyecto y detalle de las conexiones puede incidir de forma significativa en el costo final de la estructura. La selección del tipo de conexiones debe tomar en consideración el comportamiento de la conexión, esta puede ser rígida, flexible, por contacto, por fricción, etc. [49]

Así también, las limitaciones constructivas, la facilidad de fabricación considerando la accesibilidad de soldadura, uso de equipos automáticos, repetición de elementos posibles de estandarizar, etc. Además, aspectos de montaje como la accesibilidad para apernar o soldar en terreno, equipos de levante, soportes provisionales y hasta aspectos relacionados con clima en el lugar de montaje, tiempo disponible, etc. Hoy en día estas variables se analizan en forma conjunta e integral, bajo el concepto de constructividad, materia en la que el acero muestra grandes ventajas. [49]

#### Tornillos

Los tornillos son conexiones rápidas utilizadas en estructuras de acero livianas, para fijar chapas o para perfiles conformados de bajo espesor (steel framing). Las fuerzas que transfieren este tipo de conexiones son comparativamente bajas, por lo que normalmente se tienen que insertar una cantidad mayor de tornillos (hay que tener presente que los tornillos deben ser utilizados preferentemente para unir chapas delgadas). [49]

Los tornillos pueden ser autorroscantes o autoperforantes (no necesitan de perforación guía y se pueden utilizar para metales más pesados). Entre las ventajas de estas conexiones hay que destacar que son fáciles de transportar, existe una gran variedad de medidas, largos, diámetros y resistencia. Estos son fáciles de remover, factor importante para el montaje y desmontaje de los componentes de la estructura. [49]

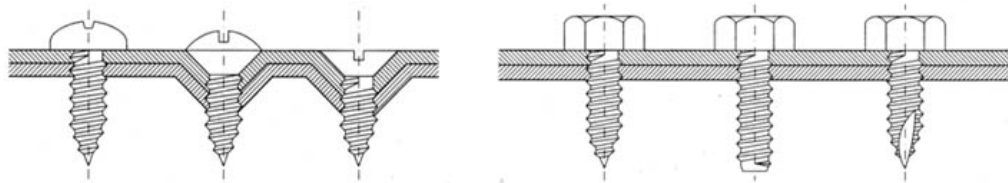


Figura 45: Tipos de soldadura.

## Soldadura

La soldadura es la forma más común de conexión del acero estructural y consiste en unir dos piezas de acero mediante la fusión superficial de las caras a unir en presencia de calor y con o sin aporte de material agregado. Cuando se trabaja a bajas temperaturas y con aporte de un material distinto al de las partes que se están uniendo, como por ejemplo el estaño, se habla de soldadura blanca, que es utilizada en el caso de la hojalatería, pero no tiene aplicación en la confección de estructuras. [49]

Cuando el material de aporte es el mismo o similar al material de los elementos que se deben unir conservando la continuidad del material y sus propiedades mecánicas y químicas el calor debe alcanzar a fundir las caras expuestas a la unión. De esta forma se pueden lograr soldaduras de mayor resistencia capaces de absorber los esfuerzos que con frecuencia se presentan en los nudos. Las ventajas de las conexiones soldadas son lograr una mayor rigidez en las conexiones, eventuales menores costos por reducción de perforaciones, menor cantidad de acero para materializarlas logrando una mayor limpieza y acabado en las estructuras. [49]

Sin embargo, tienen algunas limitaciones importantes que se relacionan con la posibilidad real de ejecutarlas e inspeccionarlas correctamente en obra lo que debe ser evaluado en su momento (condiciones ergonómicas del trabajo del soldador, condiciones de clima, etc.) Hoy en día, una tendencia ampliamente recomendada es concentrar las uniones soldadas en trabajos en el taller y hacer conexiones apernadas en obra. [49]

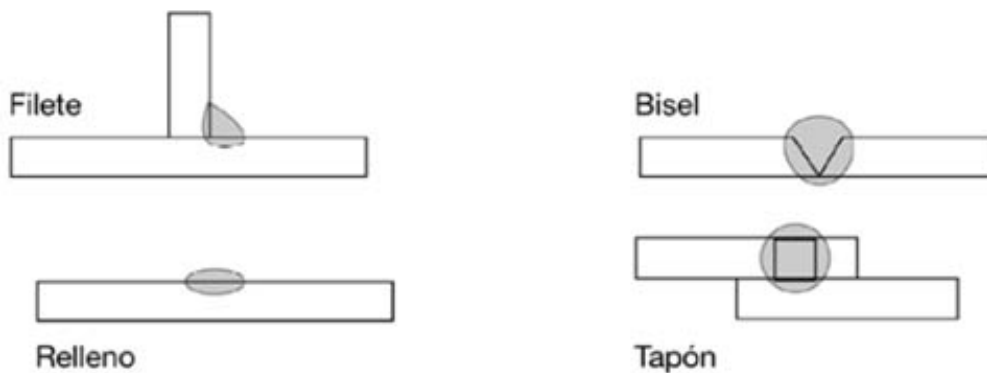


Figura 46: Tipos de soldadura.

#### 6.4.8. Ruedas industriales de poliuretano

El poliuretano es un polímero, el cual se obtiene de la condensación de di-bases hidroxílicas mezcladas con disocianatos. Los poliuretanos son clasificados en dos tipos; uno depende de su comportamiento frente a la temperatura y el segundo depende de su estructura química. Uno de los derivados de los poliuretanos puros son los poliuretanos rígidos también llamados de alta densidad, los cuales son utilizados para crear componentes de automóviles, muebles, yates y decorados. [50]

Al momento de seleccionar una rueda industrial para un dispositivo de transporte se deberán considerar algunas características de las mismas, las que permitirán obtener el mayor rendimiento de las ruedas seleccionadas, cualquiera sea el proveedor de las mismas. [51]

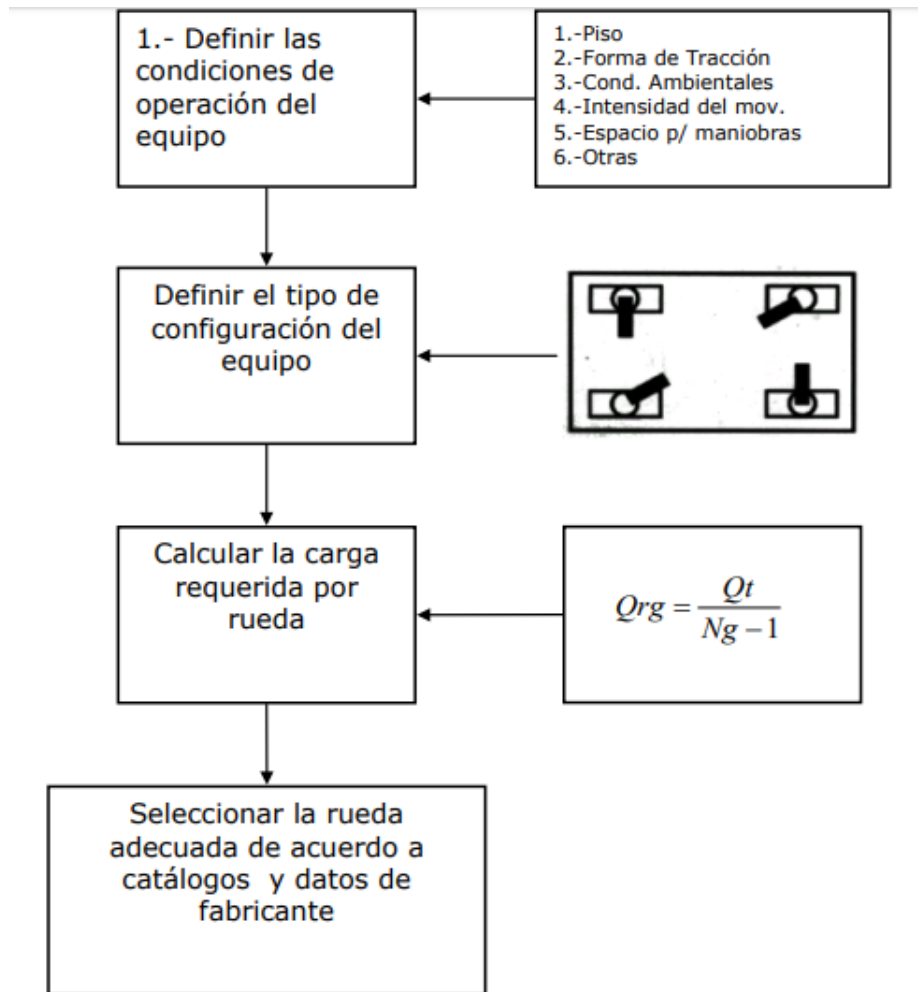


Figura 47: Pasos para selección de ruedas de poliuretano industriales.

#### 6.4.9. Banda transportadora de rodillo simple

Los transportadores de banda se enmarcan dentro de la clasificación de los tipos de transporte, conocidos como transportadores continuos, los cuales tienen una estructura constructiva simple y de gran adaptabilidad. La principal característica de estos es el flujo continuo del material a transportar a lo largo de una vía determinada e invariable con la entrega del material durante el movimiento. Las bandas transportadoras pueden trasladar material sólido desde unos pocos metros hasta kilómetros. Existen bandas transportadoras de hasta 100 km de longitud. [52]

Los tipos de bandas transportadoras están estandarizados según una serie de normas de unificación que, fijando las características esenciales de las partes constructivas, ofrecen al usuario una garantía de calidad y establecen los métodos para controlar dichas características. Esto proporciona, también, un criterio de comprobación en el plano técnico-comercial de los varios tipos de banda. El material de cinta a investigar en este documento es el de PVC debido a su propiedad para la ruptura y tracción [53]. La Figura 48 presenta el ejemplo de una banda transportadora de rodillo simple y su material de fabricación es de acero inoxidable.

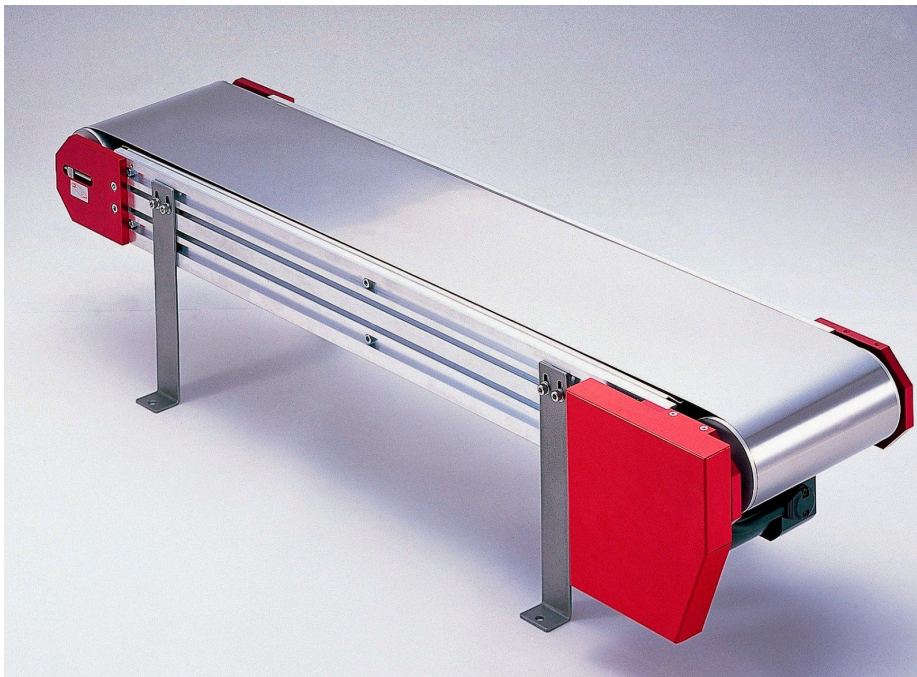



Figura 48: Banda transportadora de rodillo simple.  
[54]

#### 6.4.10. Actuador lineal y cilíndricos hidráulicos

Uno de los componentes que se tiene considerado utilizar es el actuador Firgelli fa 400 12, este puede apreciarse en la Figura 49. Dado a sus características físicas y de capacidad de carga también se considera para el estudio los cilindros hidráulicos de la marca ENERPAC, ejemplos de estos componentes se observa en la Figura 50.



### Heavy Duty Rod Linear Actuator



Heavy Duty Rod Actuators are rugged and powerful, capable of producing up to 1000 lb. of force. They are available in strokes from 3 - 30 inches or custom strokes if requested. Quick and easy to install, these actuators provide our highest load capability combined with trouble free operation and reliable performance.

**Standard Features and Benefits**

- **Internal limit switches** automatically shut off the unit at the end of stroke
- **Standard stroke lengths** of 3, 6, 8, 9, 12, 15, 18, 24 and 30 inches are available
- Delivers up to **1000 lbs. of force** at an extension speed of .2 inches per second
- **IP 43 rated** - protected against solid objects over 1mm and sprays of water
- **Temperature operating range** of -15°F to 150°F (-26°C to 65°C)
- **High grade aluminum housing** resists corrosion
- **Custom strokes** available upon request
- **Maintenance free**
- **CE and RoHS certified**

Figura 49: Datos técnicos del actuador Firgelli.



Figura 50: Cilindros hidráulicos marca ENERPAC.

Para este proyecto se tiene contemplada la investigación en internet de sistemas de ensayos y reproducción de pruebas de locomoción en diversos laboratorios en distintas universidades alrededor del mundo, los laboratorios que se tienen por modelo de estructura son: AMBERLab de Caltech, RAMLab en Michigan y Biomimetics MIT de Massachusetts.

Además, la investigación y cotización de rodamientos y perfiles de acero disponibles en el mercado nacional a través de catálogos de especificaciones disponibles en páginas web de proveedores. El tipo de rodamientos que se cotizarán son: axiales, radiales y rodamientos con sensor, estos últimos podría ser necesario contactar a algún proveedor extranjero.

La recolección de ejemplos de laboratorios en otras universidades permite establecer un modelo versátil y confiable, tal que, simplifique los diseños y cumpla con los requerimientos y necesidades para la Universidad del Valle, que tiene contemplado la implementación de un laboratorio de desarrollo tecnológico.

Tomando como modelo los laboratorios investigados, el plan de desarrollo para este proyecto es realizar una propuesta de diseño y analizar cualitativamente al comparar con los diseños modelo. Luego realizar el análisis cuantitativo del diseño en base a las propiedades físicas de los componentes. Este procedimiento es iterativo, a fin de obtener un diseño que cumpla con los requerimientos.

El proyecto se desarrollará respetando los siguientes puntos:

1. Investigación preliminar
  - Materiales en el mercado
2. Evaluación de ideas
  - Realizar una lluvia de ideas de diseño y evaluar por medio de una tabla ponderada, evaluando parámetros como: financiero, reproductibilidad, fácil montaje, etc.
3. Selección
  - Escoger la mejor opción en base a la ponderación aplicada a la lluvia de ideas.
4. Fase analítica, cálculos de diseño
  - Realizar cálculos, para los diseños, de diámetros, longitudes, tensión, cargas, esfuerzos, falla, unión, materiales estructurales, etc.
5. Validación de diseño utilizando ANSYS
  - Validar el diseño de las cuatro estructuras
6. Fase de diseño a detalle
  - Elaboración de planos mecánicos implementando Inventor, Autodesk.
7. Análisis financiero
  - Evaluar para todos los diseños el peso económico para estimar el costo total del proyecto, siendo este un factor de importancia para evaluar la factibilidad del proyecto.
8. Mantenimiento
  - Realizar un manual o guía de mantenimiento para las estructuras, así extender su vida útil y asegurar su correcto funcionamiento según el diseño.

Según las necesidades de este proyecto y buscando cumplir con los requerimientos del mismo, se realizó una matriz de necesidades y requerimientos, estas se encuentran en las tablas 1 y 9) respectivamente. Esto para tener un listado de actividades y exigencias que conlleva cumplir cada necesidad propuesta.

<b>Id</b>	<b>Necesidades</b>	<b>Requerimientos</b>	<b>Subrequerimientos</b>
1	Investigación	Investigación de materiales en el mercado	Visitar proveedores nacionales de perfiles.
		Investigación de información de aplicación de bandas	Consultar catálogos.
2	Diseñar una caminadora de inclinación máxima de 45 grados y velocidad máxima de 22 Km/h, con dimensiones de 3X6X1.5(m) y capacidad de carga de 200 libras peso.	Definir el tipo de banda	Consultar catálogos.
		Definir el tipo de tensor de banda	
		Definir el tipo de soporte	Consultar materiales y diseños similares.
		Diseño de componentes	Diámetros, longitudes, tensión, cargas, esfuerzos, soldaduras, materiales, etc.
		Definir y cotizar componentes mecánicos	Motor, actuador, rodamientos, poleas, rodillos, perfiles estructurales, etc.
		Definir dimensiones de diseño	
3	Diseñar un sistema de soporte móvil con cuatro grados de libertad con capacidad de carga de 200 libras de peso.	Análisis financiero	
		Definir el diseño de la estructura	Consultar diseños similares.
		Definir dimensiones del carrito	Esto dependerá del ancho y largo de la estructura general.
		Definir el tipo de rodamiento para reducir fricción con el riel	Dependiendo de las dimensiones del carrito y la carga de 200lb consultar manuales de rodamientos.
		Realizar análisis de esfuerzos y cargas del diseño	Fase analítica de diseño.
		Definir el tipo de unión entre perfiles y realizar los cálculos de falla	
		Definir y cotizar componentes mecánicos	Cotizaciones de proveedores.
4	Diseñar una estructura para alojamiento del soporte móvil de cuatro grados de libertad.	Definir el diseño de la estructura y dimensiones sin exceder el volumen máximo permitido (3X6X5m).	Fase de diseño.
		Definir el tipo de unión entre perfiles y realizar los cálculos de falla.	
		Realizar cálculos de esfuerzos y cargas sobre la estructura.	Fase analítica de diseño.
		Definir y cotizar perfiles.	Cotizaciones de proveedores.
5	Diseñar un pórtico soporte para polipasto con capacidad de 200 libras de peso.	Definir el diseño de la estructura y dimensiones sin exceder un volumen máximo de 3X4X5m.	Fase de diseño.
		Definir el tipo de unión entre perfiles y realizar los cálculos de falla.	
		Definir y cotizar perfiles.	Cotización de proveedores.

Tabla 9: Matriz de requerimientos del proyecto

Habiendo identificado el problema y desglosado los requerimientos y necesidades del mismo, en esta fase del proyecto se realizaron propuestas de diseño de las cuatro estructuras que se toman en consideración para este trabajo de tesis, estas se observan en las figuras 1, 5, 6 y 7. Seguido del análisis cualitativo de estos, en base a los diseños estructurales encontrados en los antecedentes. Las propuestas se basaron en el requerimiento de espacio y versatilidad de la solución, así también buscando cumplir con los objetivos planteados. Los diseños se realizaron implementando la herramienta de diseño Autodesk Inventor Professional 2018.

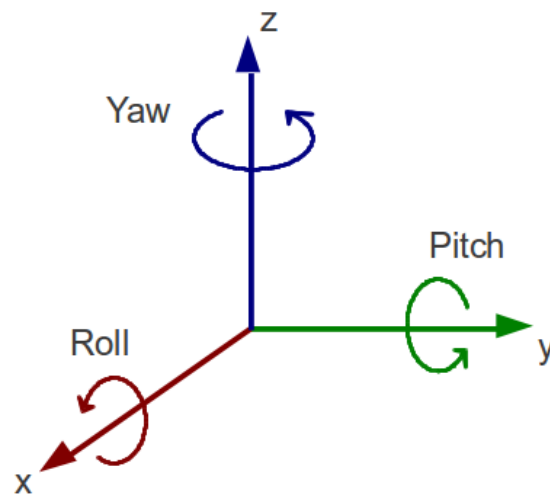


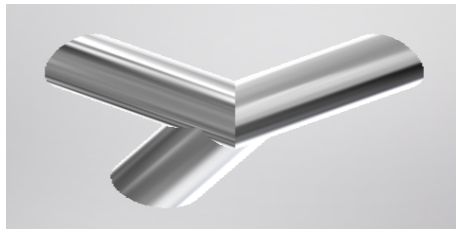
Figura 51: Eje de coordenadas a utilizar como referencia.

## 8.1. Soporte móvil con cuatro grados de libertad

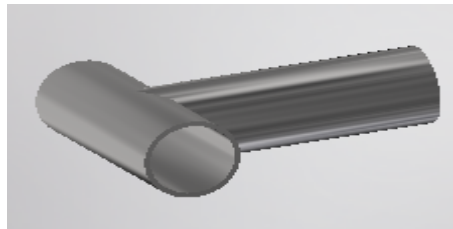
El diseño de este soporte se basó en el soporte de tres grados de libertad visto en la estructura en el AMBERLab de Caltech para el robot DURUS 2D que se muestra en la Figura 6, se modificó tal que la componente del centro de masa en el eje Y (eje lateral) del soporte móvil coincida con el de la estructura de alojamiento, además de agregar un grado de libertad. Los cuatro grados de libertad de este soporte se definen de la siguiente manera:

1. Movimiento sobre el eje longitudinal (riel medio de la estructura para alojamiento)
2. Rotación sobre el eje longitudinal (roll)
3. Rotación sobre el eje lateral (pitch)
4. Rotación sobre el eje perpendicular (yaw)

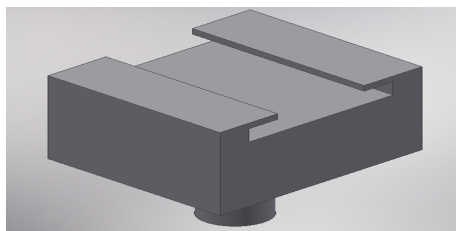
Las piezas de acople diseñadas se presentan en las figuras 52a y 52b. Para el acople del soporte estructural y el soporte móvil se idealizaron dos tipos de riel, tal y como se presentan en las figuras 52c y 52d. Estos en un principio fueron únicamente ensayos de diseño, por lo que su objetivo principal era estudiar el montaje y no la capacidad de carga. El espesor de la pared más delgada es de 5.0mm.



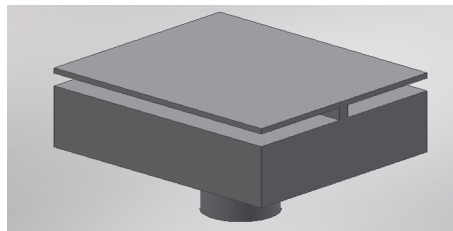
(a) Boceto de unión de acople angular.



(b) Boceto de unión de acople anular.



(c) Diseño de un riel para acople con un perfil H.

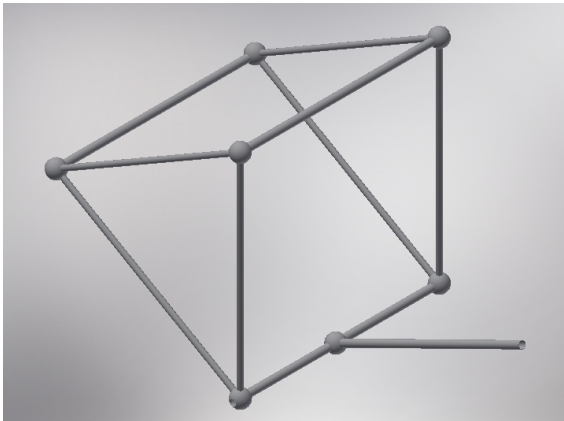


(d) Diseño de un riel para acople con un tubo cuadrado modificado.

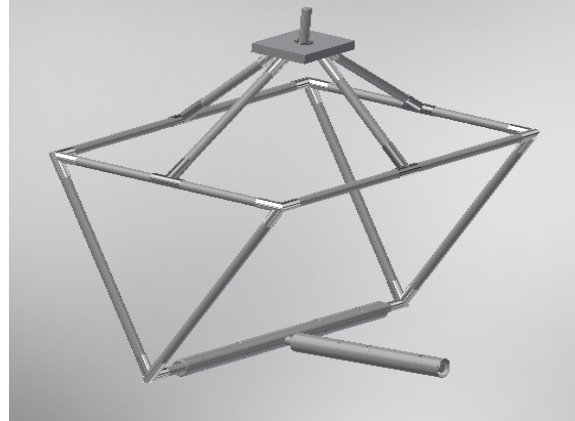
Figura 52: Diseños propuestos de partes para mecanizar.

Para el caso del soporte móvil se tienen 3 versiones de diseño completamente distintos. La primera versión de esbozo se realizó para plantear la adaptación más exacta al modelo de soporte para el DURUS 2D que se presenta en la Figura 5 con un sistema de juntas esféricas y barras, este diseño de estructura se encuentra en la Figura 53a. Con la segunda versión de diseño se presenta una representación más real del soporte implementando perfiles de acero del catálogo ANSI disponible en el software, rodamientos de bolas, además del diseño de piezas de acople para los perfiles, tal como se observa en la Figura 53b.

La tercera versión de este sistema si presenta un concepto totalmente distinto a los anteriores. Este es un diseño más simplificado comparado con el modelo de ejemplo inicial. Este diseño se realizó con la finalidad de reducir la cantidad de piezas, además de reducir el tamaño del soporte sin comprometer su estabilidad y capacidad de carga. Esta estructura tiene como base perfiles de tubo cuadrado. El sistema de sujeción se había propuesto con tres puntos, dicho diseño se presenta en la Figura 53c.



(a) Primera versión de diseño del sistema de soporte móvil con cuatro grados de libertad, con juntas esféricas.



(b) Segunda versión de diseño del sistema de soporte móvil con cuatro grados de libertad, con uniones diseñadas según la aplicación.

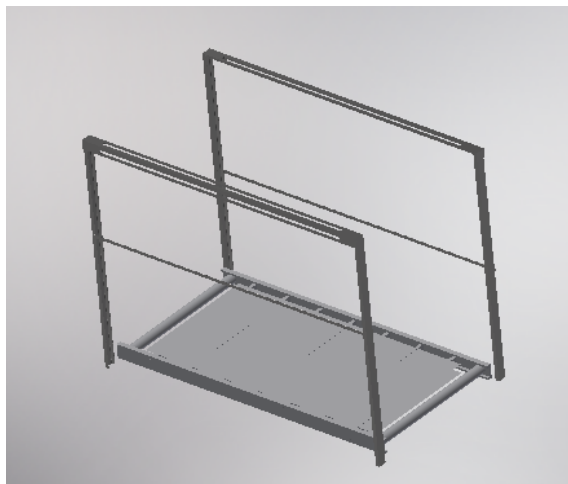


(c) Tercera versión de diseño del soporte sin fricción.

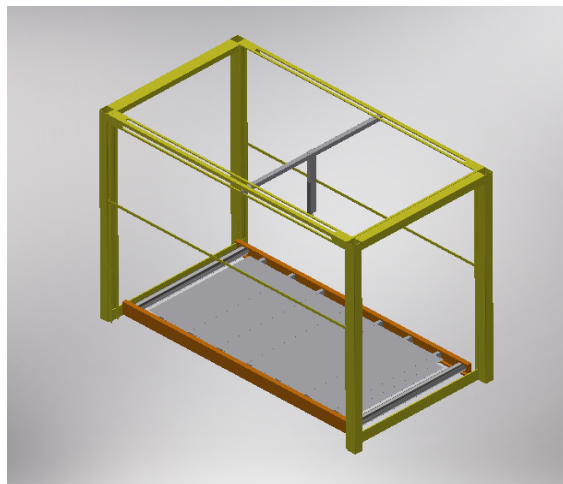
Figura 53: Diseños preliminares del soporte móvil con cuatro grados de libertad.

## 8.2. Estructura para alojamiento del soporte de cuatro grados de libertad

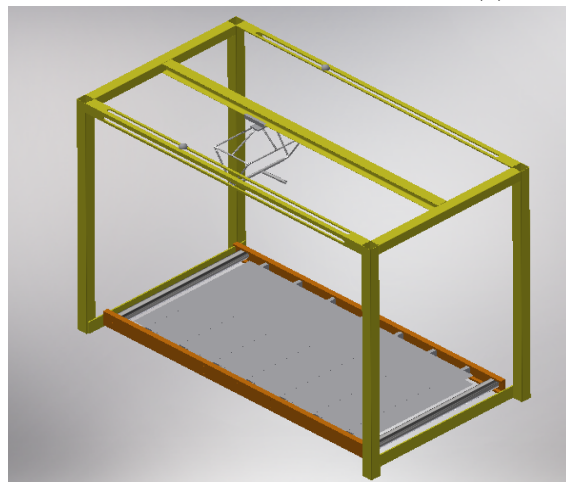
Para esta estructura se obtuvieron tres versiones. En la Figura 54a se observa la primera versión, donde buscaba presentar una versión simple y liviana. En la Figura 54b se tiene la segunda versión, esta cuenta con dos rieles dobles a los costados de la estructura, se consideró la configuración de soporte para un arnés simple, con dos grados de libertad: movimiento sobre el eje longitudinal y rotación en el eje lateral (pitch). Para la tercera versión se añadió un riel en medio de la estructura para la implementación de un sistema de soporte móvil con cuatro grados de libertad, en base a la estructura vista en el AMBERLab de Caltech para el robot DURUS 2D, vista en la Figura 5. Además, se modificó para que se permitiera variar la altura de la estructura, a manera de su aplicación en robots de distintas alturas. Esta versión se puede observar en la Figura 54c.



(a) Primera versión.



(b) Segunda versión.

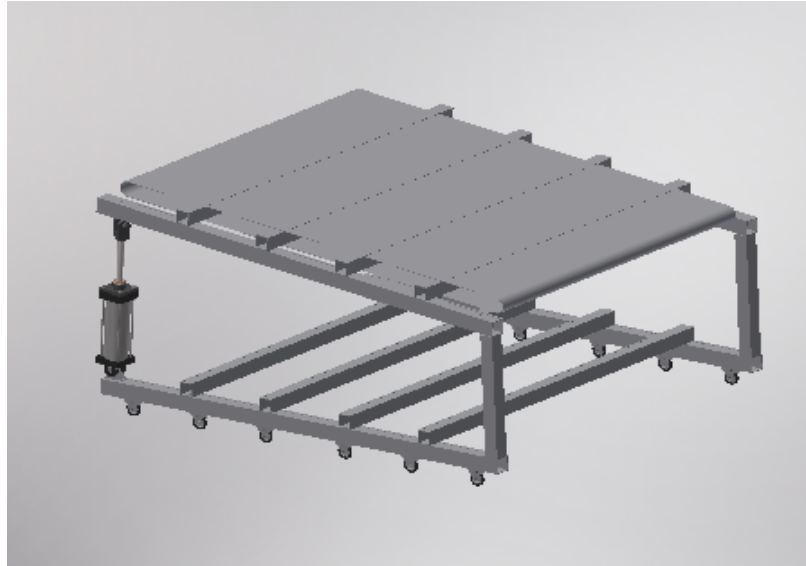


(c) Tercera versión.

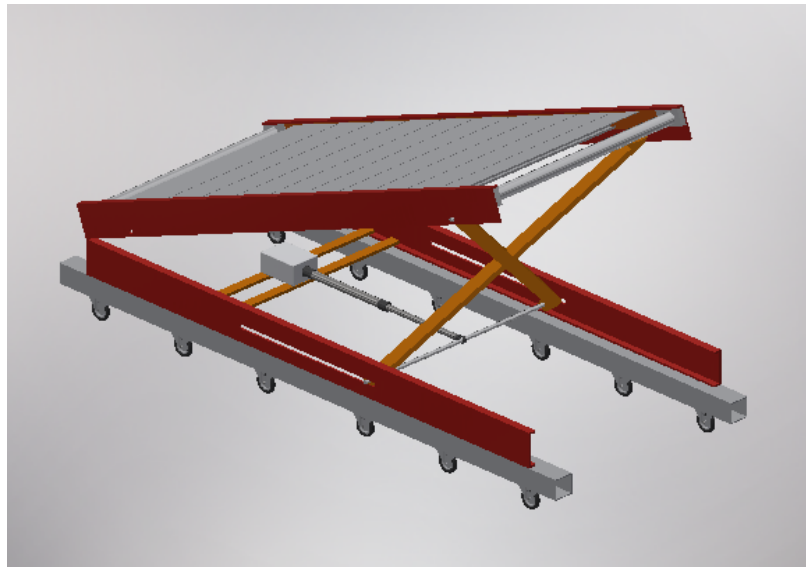
Figura 54: Diseños propuestos de estructura para alojamiento del soporte de cuatro grados de libertad.

### 8.3. Caminadora

Aquí se presentan dos versiones de diseño para la caminadora. En la Figura 55a se muestra la primera versión realizada, donde se consideró que la caminadora contara con una altura considerable, y que la configuración del actuador lineal fuera vertical. En la Figura 55b las diferencias principales son: la configuración del actuador lineal que en este caso es horizontal, la altura de la caminadora es mínima y cuenta con un refuerzo estructural en forma de X para el sistema de inclinación.



(a) Primera versión.



(b) Segunda versión.

Figura 55: Diseños propuestos de caminadora.

## 8.4. Pórtico soporte para polipasto

El planteamiento de este soporte se basó en la implementación de un diseño con altura y longitud variable; asegurando su versatilidad para la adaptación de: robots con distintas dimensiones, ensayos de exoesqueletos mecánicos de distintos tamaños y la experimentación con prótesis de miembro inferior, además de facilitar su movilización, dicho diseño se observa en la Figura 56.

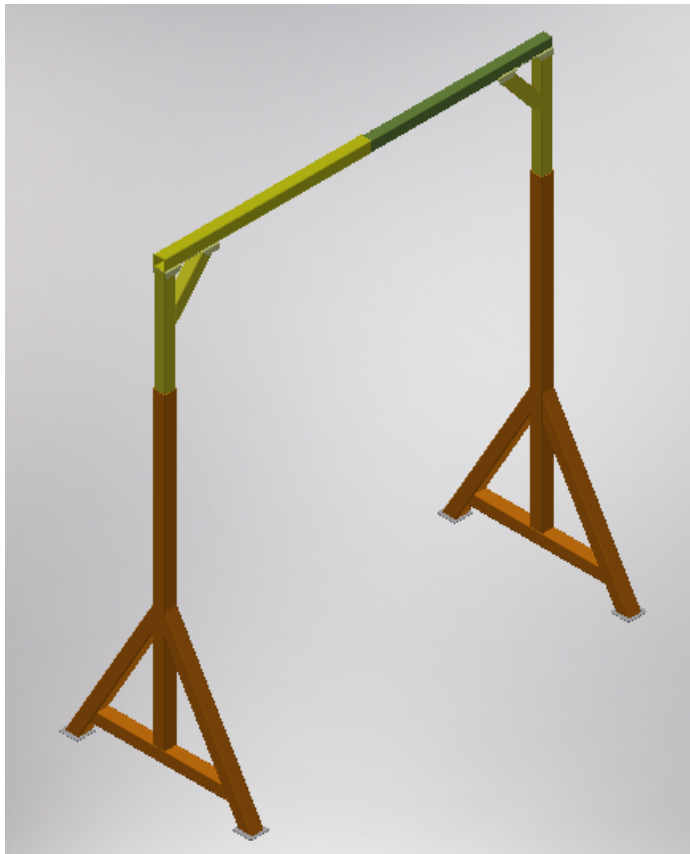


Figura 56: Diseño del sistema pórtico soporte para polipasto.

En este apartado se presentan los cambios y avances más significativos de los diseños. Así también, se reportan las cuatro macro-estructuras por separado y en cada una se describen los cambios que han sufrido durante la fase de perfeccionamiento del proyecto.

#### 9.1. Soporte móvil con cuatro grados de libertad

El diseño de este soporte sufrió varios cambios, siempre manteniendo los parámetros requeridos para el diseño, ahora se consideran más piezas estándar disponibles en el mercado. Además, se considera el mecanizado de algunas piezas asociadas a esta, tales como:

- Pieza circular (57c) con la finalidad de permitir el giro sobre el eje Z, para esta parte se implementará un rodamiento sensorizado.
- Pieza de acople para giro (57d) que permite el giro sobre pitch.
- Pieza de acople final (57e) esta tiene la finalidad de encajar con el dispositivo al cual se le realiza el ensayo de locomoción.

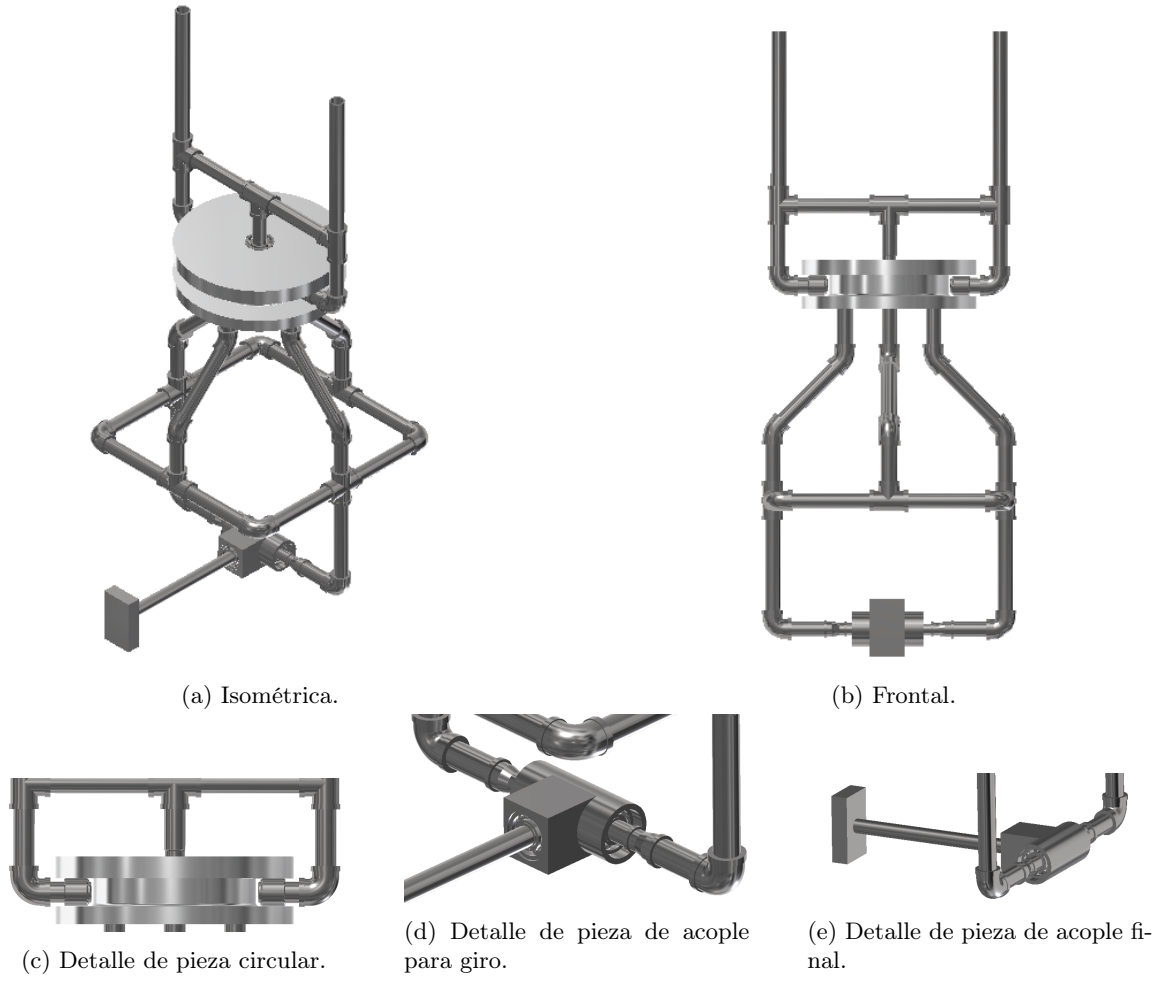


Figura 57: Vistas del soporte móvil con cuatro grados de libertad.

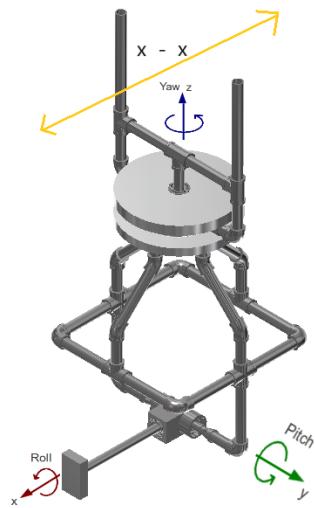


Figura 58: Diagrama de movimientos del SM4GL.

## 9.2. Estructura de alojamiento del soporte de cuatro grados de libertad

El dimensionamiento de esta estructura al igual que la caminadora cambio considerablemente, respecto a las propuestas de diseño anteriores. La idea básica sigue; una estructura de cajón que permita el alojamiento del soporte de cuatro grados de libertad, propiamente identificado, e implementando perfiles estándar. El alojamiento del soporte de cuatro grados de libertad se realiza por medio de ejes longitudinales como se aprecian es la Figura 59b, en estos ejes se colocaran rodamientos lineales.

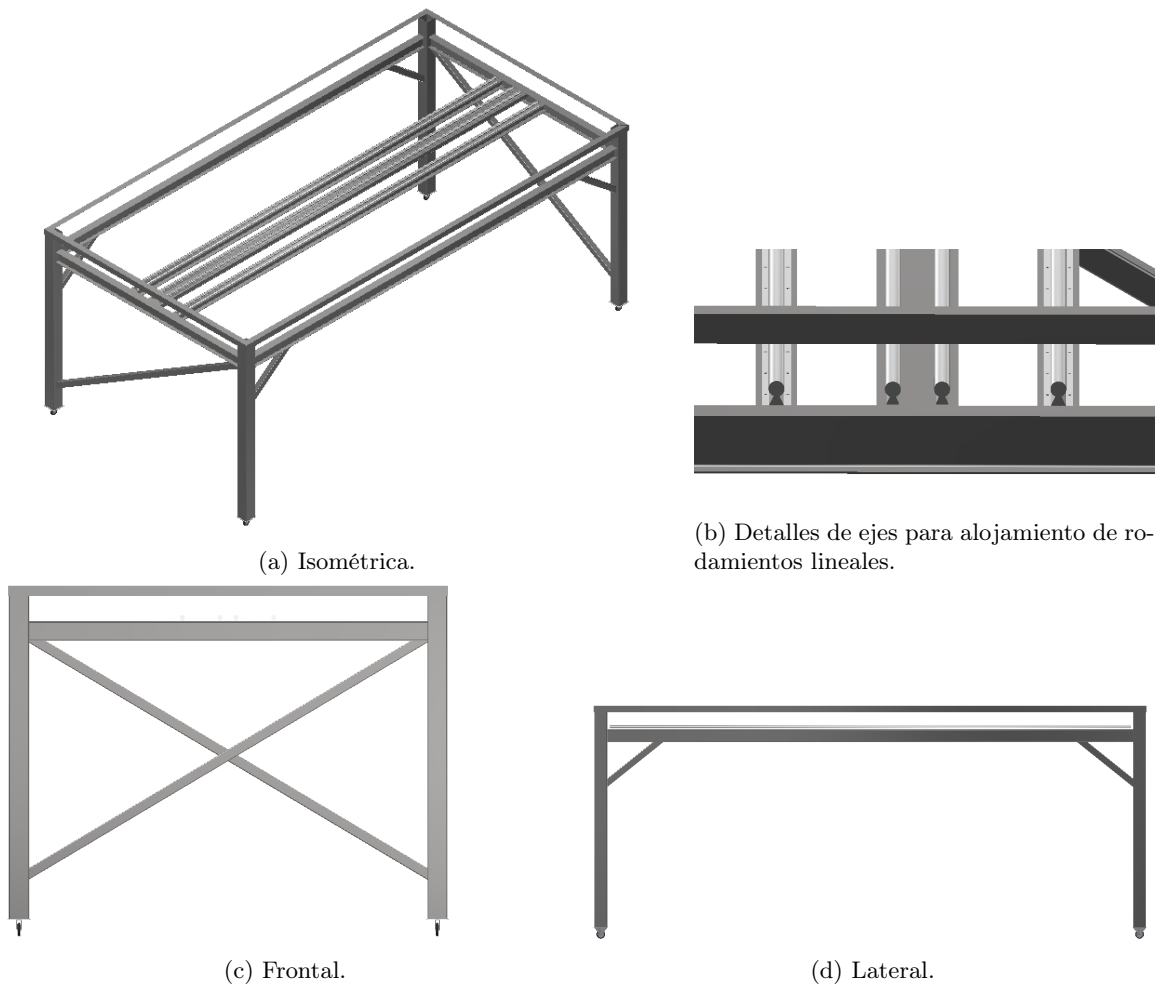


Figura 59: Vistas de estructura de alojamiento.

### 9.3. Caminadora

Los diseños preliminares se realizaron considerando dimensiones menores, esto representa menos peso y exigencia de la banda transportadora. Por lo que se tiene un nuevo diseño, con las dimensiones máximas externas de la banda (3X6m). Para este diseño se toma en cuenta componentes eléctricos y mecánicos, para los cuales se consultaron catálogos digitales.

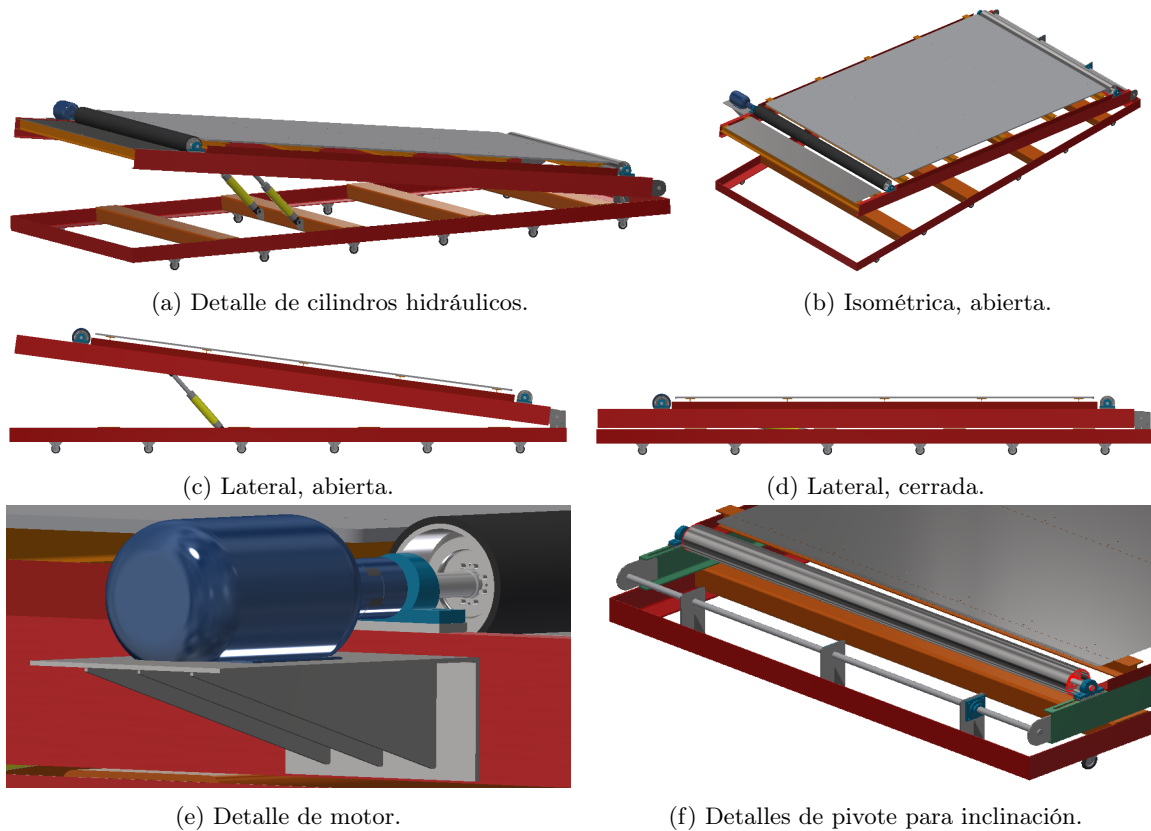
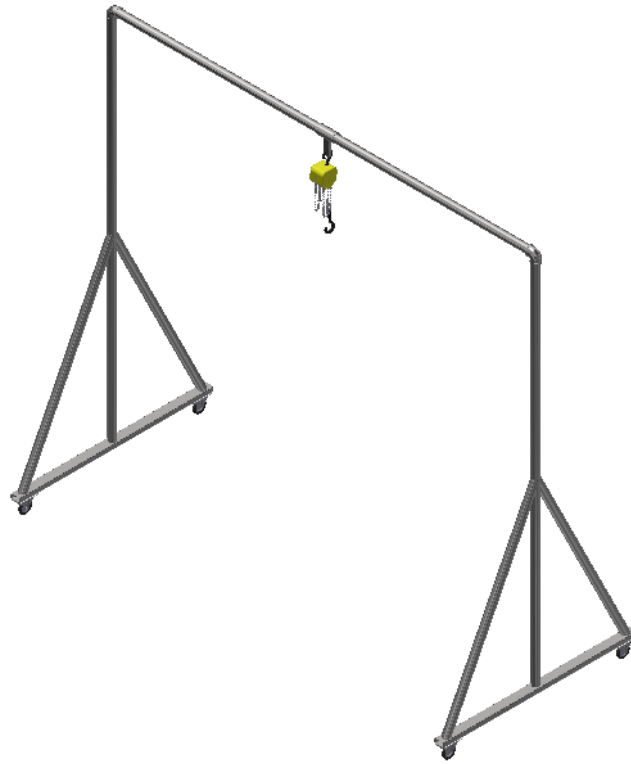


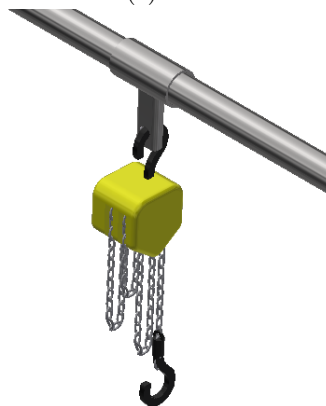
Figura 60: Vistas del diseño de caminadora.

## 9.4. Pórtico soporte para polipasto

Esta estructura tiene como finalidad soportar el peso de una persona de 200 lbs, esto mediante un polipasto acoplado a la estructura. En este diseño el mayor cambio a reportar es el cambio de perfil de tubo cuadrado a tubo redondo ANSI ASTM de 2 pulgadas para el marco y tubo rectangular ANSI AISC de 3\*1 1/2 pulgadas para la parte inferior de la estructura.



(a) Isométrica.



(b) Pieza para acople de soporte-polipasto.

Figura 61: Vistas de pórtico soporte para polipasto.

En esta parte se reportan los cálculos asociados para validar los diseños numéricamente. Así también, presenta con mayor detalle cada parte de las macro-estructuras y su función, además de hacer referencia hacia los catálogos digitales consultados. A lo largo de este capítulo se utilizará los siguientes factores de conversión

$$\begin{aligned}1 \text{ libra} &\rightarrow 2.205 \text{ kg} \\ \text{gravedad} &\rightarrow 9.81 \text{ m/s}^2 \\ \rho_{\text{humano}} &= 1010 \text{ kg/m}^3 \\ 1 \text{ N} &\rightarrow 1.02 * 10^{-4} \text{ ton} \\ 1 \text{ HP} &\rightarrow 745.7 \text{ W} \\ 1 \text{ kgfm} &\rightarrow 9.8067 \text{ Nm}\end{aligned}$$

### 10.1. Soporte móvil con cuatro grados de libertad

Esta estructura tiene como finalidad ajustarse al dispositivo a ensayar sin ejercer algún tipo de restricción de movimiento, i.e. permitirá el movimiento libre del dispositivo sobre la caminadora. El diseño de este soporte cuenta con 80 piezas, de las cuales 78 son estándar y 2 son piezas a maquinar. Para la validación de esta estructura se consideró el escenario más crítico, este corresponde al fallo de esta estructura al momento de estar sometida a la carga máxima propuesta para el proyecto. Para los cálculos de este escenario se asumirá la carga máxima de diseño sobre la pieza última de sujeción de 200lbs.

### 10.1.1. Piezas a mecanizar

Para esta estructura se diseñaron 2 piezas que requieren ser mecanizadas, ambas con material base de Aluminio 6061. Este material tiene módulo de elasticidad de 69 500 MPa. Las piezas se describen a continuación.

#### Circular

Esta pieza permite la unión de la estructura de sujeción inferior y el sistema de anclaje superior. La estructura de sujeción inferior está unida a esta pieza mediante soldadura en las secciones que se observan en la Figura 62.

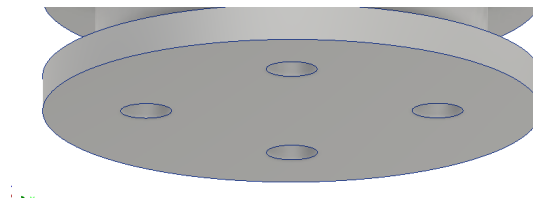


Figura 62: Captura de sección inferior de la pieza circular a mecanizar.

Además, la pieza cuenta con una sección de acanalado alrededor de la circunferencia en la sección media de la pieza, esta se diseñó para permitir el paso libre de los rodamientos del anclaje superior, tal como se muestra la Figura 63.

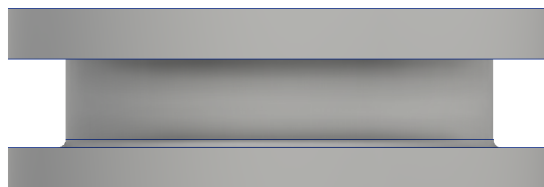


Figura 63: Captura de sección de acanalado de la pieza circular a mecanizar.

Esto permite el giro libre sobre el eje z (yaw) de la estructura inferior. También permite el acople del rodamiento sensorizado en la cara superior de la pieza, este detalle se puede observar en la Figura 64.

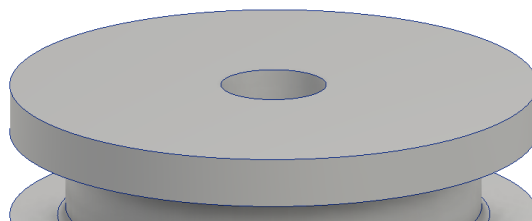


Figura 64: Captura de sección superior de la pieza circular a mecanizar.

Las ecuaciones a utilizar son las siguientes:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1)$$

$$\Delta L = \frac{FL}{AY} = \frac{\sigma L}{Y} \quad (2)$$

Donde:

$F$  : Carga aplicada ; (N)

$A$  : Sección transversal ; ( $mm^2$ )

$L$  : Largo de la sección ; (mm)

$Y$  : Módulo de elasticidad ; (MPa)

Considerando el caso crítico del ensayo, cuando la estructura está sometida a la carga máxima. Tenemos que  $F = 1250N$ ,  $A = 53092.92mm^2$  y el largo de la sección es de 85 mm. Aplicando las ecuaciones 1 y 2 para calcular el esfuerzo y deformación en la pieza, tenemos:

$$\sigma = \frac{1250 N}{53092.92 mm^2} = 0.0235 MPa$$

$$\Delta L = \frac{0.0235 MPa \cdot 85 mm}{69500 MPa} = 2.874 \cdot 10^{-5} mm$$

Así también se analiza mediante el simulador de Inventor, como se puede apreciar en la Figura 65 el valor de esfuerzo máximo del simulador es 0.375 MPa. En la Figura 66 se observa el desplazamiento máximo es  $2.76 \cdot 10^{-4} mm$ . Ambos valores del simulador son mayores que los teóricos calculados, esto valida la fabricación de la pieza.

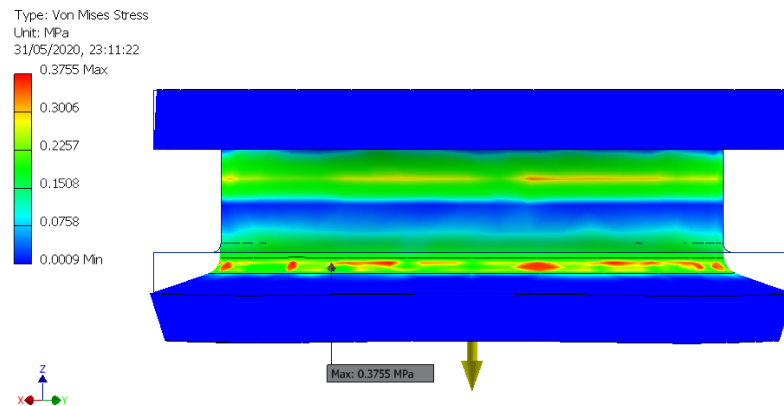


Figura 65: Diagrama de esfuerzo de la pieza circular.

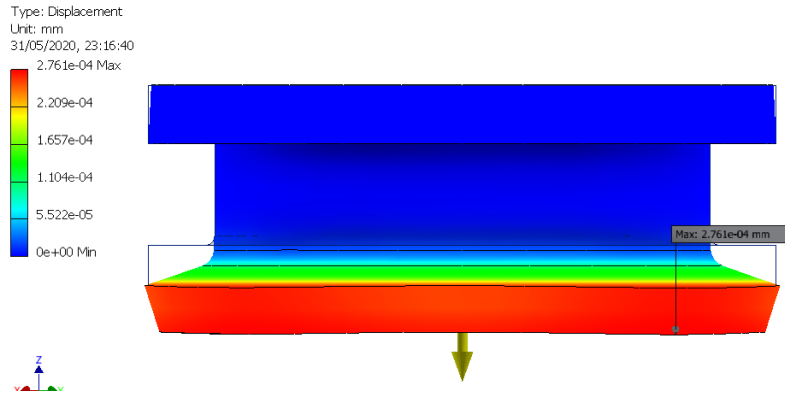


Figura 66: Diagrama de desplazamiento de la pieza circular.

## Cuadrada

Esta pieza tiene como función principal alojar un rodamiento en la cara frontal y un tubo de 2" que atraviesa la pieza, así como se observa en la Figura 67. La sección más crítica corresponde al lugar de alojamiento del rodamiento, por lo que para validar esta pieza se toma en consideración únicamente el cálculo de esfuerzo cortante causada por una carga máxima axial en el rodamiento, donde  $F = 893N$  y  $A = 1963.50mm^2$ .

$$\sigma = \frac{893 \text{ N}}{1963 \text{ mm}^2} = 0.455 \text{ MPa}$$

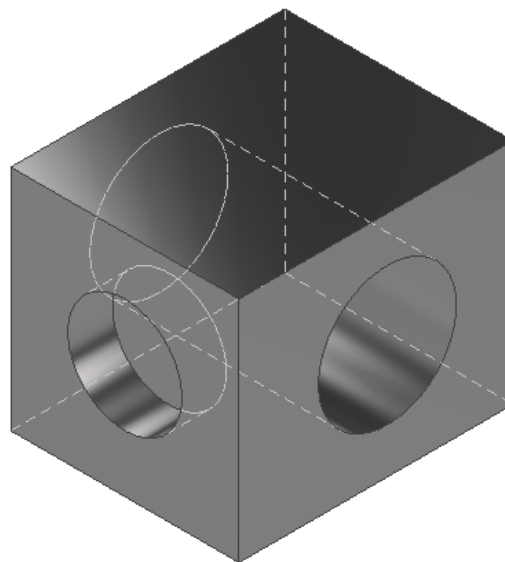


Figura 67: Captura de pieza cuadrada a mecanizar.

Utilizando el simulador obtenemos el diagrama de esfuerzos en la Figura 68. Se puede apreciar que el esfuerzo cortante teórico es menor al del simulado, esto permite concluir como factible nuestro diseño.

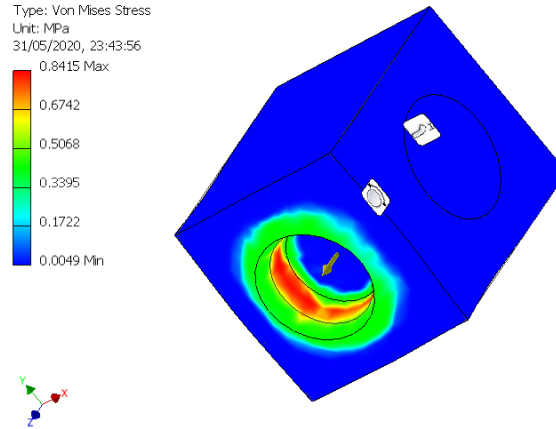


Figura 68: Diagrama de esfuerzos de la pieza tipo cubo.

### 10.1.2. Acople final

Anteriormente se propuso la implementación de una pieza de acople en la parte final de esta estructura tal como se observa en la Figura 57e, la unión de esta pieza era crítica, siendo necesario el cálculo de la soldadura tipo filete en te, con alto riesgo de ruptura (desacople).



Figura 69: Maillon Rapide Delta, modelo ilustrativo.

Sin embargo, se ideó una alternativa viable para esta función, esta es la implementación de un conector “Maillon rapide delta” como el que se presenta en la Figura 69. Esto facilitará la reproducción de pruebas de locomoción, encajando el conector a un arnes de seguridad del tipo y tamaño que convenga en función de la naturaleza del ensayo.

De esta manera, la unión de este conector y la estructura continúa siendo crítica, por lo que se analizará para su validación. Se compara la carga máxima admisible propia del conector, este dato se obtuvo del catálogo característico del conector analizado en particular.

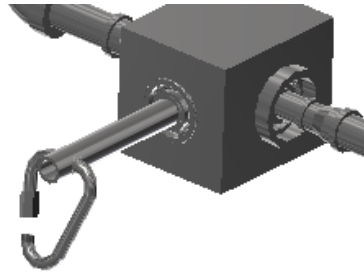


Figura 70: Implementación de Maillon Rapid Delta, MRDZ10.0 EN.

$$\begin{aligned}
 200 \text{ lbm} &\rightarrow 90.718 \text{ kg} \\
 C_{md} &= 889.944 \text{ N} \rightarrow 0.89 \text{ kN} \\
 C_{ma} &= 45.0 \text{ kN}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C_{md} &\ll C_{ma} \\
 0.89 \text{ kN} &\ll 45 \text{ kN}
 \end{aligned}$$

Donde:

$C_{md}$  : Carga máxima de diseño; (kN)

$C_{ma}$  : Carga máxima admisible del conector MRDZ10.0 EN; (kN)

Dado a que la carga máxima de diseño es mucho menor que la carga máxima admisible (50 veces aprox.), el conector *MRDZ10.0 EN* cumple con las exigencias del diseño.

### 10.1.3. Rodamientos

En el diseño se tienen 6 rodamientos rígidos de bolas. Los rodamientos rígidos de bolas son versátiles, son resistentes y requieren poco mantenimiento, también soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, por esta razón se escogieron para este diseño. El dimensionamiento se basó en las instrucciones de calculo recomendadas en el catálogo SKF.

#### Primer rodamiento.

En el caso del rodamiento que se encuentra cercano al final del acople, se realizaron los cálculos considerando la carga radial a la que podría estar sometida en caso el sistema cuente con 200lbs en el extremo final sin ningún apoyo. Se propuso un rodamiento rígido de una hilera de bolas SKF 62/22. Según la tabla del producto;  $d = 22\text{mm}$ ,  $D = 50$  y  $C = 14\text{kN}$ . Asumiremos para el diseño  $n = 1000\text{rpm}$ ,  $F_a = 0.89\text{kN}$  y una confiabilidad del 90 %.

Con la ecuación 3 iniciamos calculando la vida nominal básica

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (3)$$

Donde:

$C$  : Capacidad de carga básica dinámica; (kN)

$P$  : Carga dinámica equivalente del rodamiento ( $P = XF_r + YF_a$  ; (kN)

$p$  : Exponente de la ecuación de la vida, para rodamientos de bolas,  $p = 3$

Este rodamiento solo tendrá carga axial, por lo que  $P = F_a$ , entonces sustituyendo en la ecuación 3, tenemos

$$L_{10} = \left( \frac{14kN}{0.89kN} \right)^3 = 3892 \text{ millones de revoluciones}$$

Luego, las horas de funcionamiento dadas por al ecuación 4

$$L_{10h} = \left( \frac{10^6}{60 * n} \right) L_{10} \quad (4)$$

$$L_{10h} = 64866 \text{ horas de funcionamiento} \quad (5)$$

Donde:

$n$  : Velocidad de giro; (rpm)

Posteriormente con la ecuación 6 calculamos la vida nominal SKF con 90 % de confiabilidad

$$L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10} \quad (6)$$

Donde:

$a_1$  : Factor de ajuste de la vida útil para una mayor confiabilidad (valores que cumplen con la norma ISO 281);

$a_{SKF}$  : Factor SKF de modificación de la vida (según diagrama)

$L_{10}$  : Vida nominal básica; (millones de revoluciones)

Tenemos que  $a_1 = 1$  ya que la confiabilidad es de 90 % (según valores de tablas de catálogo). Para obtener  $a_{SKF}$  se calculó  $d_m = 0.5(d + D) = 0.5(22mm + 50mm) = 36mm$ . Dado a que no se cuenta con un tipo de lubricación en específico, se asumió una temperatura de operación de  $50^\circ C$  y comparando la velocidad de giro, utilizando una gráfica que compara dichos valores se obtuvo que  $v_1 = 28mm^2/s$ . Luego, se asumió un ambiente de operación sin mayor contaminación, en condiciones convenientes  $n_c = 0.8$ .

Entonces tenemos que con la siguiente ecuación se tendrán los datos suficientes para calcular la vida nominal SKF.

$$n_c \frac{P_u}{P} = 0.8 \frac{0.325 kN}{0.89 kN} = 0.292$$
$$\rightarrow a_{SKF} = 20$$

Donde:

$n_c$  : Factor para rodamientos con diámetro medio;

$P_u$  : Capacidad límite de fatiga; (kN)

Entonces podemos calcular

$$L_{10m} = 20 (3892 \text{ millones de revoluciones}) = 77840 \text{ millones de revoluciones}$$

Después, las horas de funcionamiento con el factor SKF con la ecuación 7.

$$L_{10mh} = \left( \frac{10^6}{60 * n} \right) L_{10m} \quad (7)$$

$$L_{10mh} = 1297333 \text{ horas de funcionamiento} \quad (8)$$

Luego, se realizaron cálculos de lubricantes de aceite y grasa. Estos cálculos están relacionados con la velocidad de giro.

La siguiente ecuación (9) se utilizó para calcular la velocidad de giro con lubricación con aceite

$$n_a = n_r f_p f_v \quad (9)$$

La ecuación 10 permite calcular la velocidad de giro para una lubricación con grasa

$$n_{ar} = n_r f_p \frac{f_v \text{ viscosidad del aceite base real}}{f_v \text{ ISO VG 150}} \quad (10)$$

Donde:

$n_{ar}$  : Velocidad de referencia ajustada; (rpm)

$n_r$ : Velocidad de referencia nominal (tabla del producto); (rpm)

$f_p$  : Factor de ajuste para la carga del rodamiento P (gráficas de catálogo)

$f_v$  : Factor de ajuste para viscosidad del aceite (gráficas de catálogo)

$$n_{ar \text{ aceite}} = 30\,000 (0.58) (0.95) = 16\,530 \text{ rpm}$$

$$n_{ar \text{ grasa}} = 30\,000 (0.58) \frac{0.95}{0.86} = 19\,220 \text{ rpm}$$

Para este rodamiento la velocidad límite es de 19 000 rpm. El valor de  $n_{ar \text{ grasa}}$  es mayor, aunque no considerablemente, por lo que ambos lubricantes son igual de convenientes para su aplicación. Sin embargo, se recomienda que el sistema no exceda de la velocidad límite dada por el fabricante.

Otro de los cálculos fue identificar el valor radial máximo ( $r_{1mx}$ ) para el chafán de rodamiento. De las tablas del producto se tienen  $r_{1min} = 1mm$  y  $d = 2mm$ . Encontramos en la gráfica que para  $r_{1min} = 1mm$  y  $d < 50mm$ , tenemos  $r_{1max} = 2.2mm$ . Es decir, el radio máximo que podría tener el rodamiento es de 2.2mm. Según el proveedor la magnitud de la carga del rodamiento se define como ligera, normal, pesada y muy pesada. En este caso, la carga se clasifica como normal ya que  $0.05C < P \leq 0.1C$ .

Ahora queda identificar el ajuste para la montura de este. Dado a que se montará en un eje hueco se realizan las siguientes operaciones.

$$c_i = \frac{d_i}{d} \quad \text{y} \quad c_e = \frac{d}{k(D-d) + d}$$

Donde:

$c_i$  : Relación de los diámetros del eje hueco

$c_e$  : Relación de los diámetros del aro interior

$d$  : Diámetro exterior del eje hueco, diámetro del agujero del rodamiento; (mm)

$D$  : Diámetro exterior del rodamiento; (mm)  
 $d_i$  : Diámetro interior del eje hueco; (mm)  
 $k$  : Factor para el tipo de rodamiento  
 $d_i = 15.799mm$ ,  $k = 0.3$ ,  $d = 22mm$  y  $D = 50mm$ .

$$c_i = \frac{15.799mm}{22mm} = 0.718 \quad ; \quad c_e = \frac{22mm}{0.3(50mm - 22mm) + 22mm} = 0.724$$

Luego, mediante una gráfica del catálogo se obtiene el valor asociado a  $\Delta_H/\Delta_S$ , utilizando los valores  $c_i$  y  $c_e$  calculados. Entonces se obtiene que  $\Delta_H/\Delta_S = 1.49$ . Si fuera a montarse en un eje macizo de acero y someterse a cargas normales se recomienda un ajuste k5E (según la Tabla 7d), la interferencia media probable es  $\Delta_S = (19 + 4)/2 = 11.5\mu m$ . Así llegamos a que la interferencia requerida para el eje hueco  $\Delta_H = (1.49)11.5\mu m = 18\mu m$ . Por consiguiente se escoge la clase de tolerancia m6E para el eje hueco, este proporciona un ajuste similar a la clase k5E para un eje macizo.

### Segundo y tercer rodamiento.

Estos son los rodamientos que permiten el giro pitch de la estructura y son precisamente dos, posicionados equidistantes del eje z. En este caso se tomará para cada una una carga radial de 100lbs cada uno, asumiendo que el peso se distribuye sobre el eje y. Se propuso un rodamiento rígido de una hilera de bolas SKF 62/22. Según la tabla del producto;  $d = 22mm$ ,  $D = 50$  y  $C = 14kN$ . Asumiremos para el diseño  $n = 1000rpm$ ,  $F_r = 0.445kN$  y confiabilidad del 90%.

Iniciamos calculando la vida nominal básica y las horas de funcionamiento nominal, con las ecuaciones 3 y 4. Este rodamiento solo tendrá carga radial, por lo que  $P = F_r$ , entonces tenemos

$$L_{10} = \left( \frac{14kN}{0.445kN} \right)^3 = 31\,138 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10h} = \left( \frac{10^6}{60(1000)} \right) L_{10}$$

$$L_{10h} = 518\,966 \text{ horas de funcionamiento}$$

Posteriormente calculamos la vida nominal y las horas de funcionamiento SKF con las ecuaciones 6 y 7

$$L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10}$$

Al igual que el caso anterior,  $a_1 = 1$  debido a que la confiabilidad es de 90% (según valores de tablas). Para obtener  $a_{SKF}$  se calculó  $d_m = 0.5(d + D) = 0.5(22mm + 50mm) = 36mm$ . Dado a que no se cuenta con un tipo de lubricación en específico y comparando la velocidad de giro, utilizando una gráfica que compara dichos valores se obtuvo que  $v_1 = 28mm^2/s$ . Luego, se asumió un ambiente de operación sin mayor contaminación, en condiciones convenientes  $n_c = 0.8$ .

Entonces tenemos que

$$n_c \frac{P_u}{P} = 0.8 \frac{0.325 \text{ kN}}{0.445 \text{ kN}} = 0.584$$

$$\rightarrow a_{SKF} = 50$$

$$L_{10m} = 50 \text{ (31 138 millones de revoluciones)} = 1 \text{ 556 900 millones de revoluciones}$$

$$L_{10mh} = \left( \frac{10^6}{60 * n} \right) L_{10m}$$

$$L_{10mh} = 25 \text{ 948 333 horas de funcionamiento}$$

Luego, se realizaron cálculos de lubricantes de aceite y grasa. Estos cálculos están relacionados con la velocidad de giro. Para esto se tomaron valores de la tabla del producto y gráficas de diseño, disponibles en el catálogo SKF.  $f_v = 1$  y  $f_p = 1$ , sustituyendo valores en las ecuaciones 9 y 10

$$n_{ar \text{ aceite}} = 30 \text{ 000 (1) (1)} = 30 \text{ 000 rpm}$$

$$n_{ar \text{ grasa}} = 30 \text{ 000 (1)} \frac{1}{0.86} = 34 \text{ 883 rpm}$$

Para este rodamiento la velocidad límite es de 19 000 rpm. Ambas velocidades de referencia son considerablemente mayores entonces, puede aplicarse cualquier tipo de lubricación siendo ambos igual de conveniente para esta aplicación. Cabe recalcar que no se recomienda exceder la velocidad límite de 19 000 rpm, para evitar fallas por mal uso de los componentes.

En el caso del cálculo del valor radial máximo ( $r_{1max}$ ) se utilizan las tablas en el catálogo SKF, el radio máximo que podría tener el rodamiento es de 1.5mm. Para esta aplicación la carga a la que está sometido cada rodamiento se clasifica como ligera ya que  $P \leq 0.05C$ .

Al igual que el valor radial máximo, el ajuste para la montura de estos dos rodamientos son iguales al caso anterior. Dado a que son la misma designación y de igual manera se montará en un eje hueco con el mismo diámetro del caso anterior. Quedando la elección de clase de tolerancia m6E para el eje hueco, ya que este proporciona un ajuste similar a la clase k5E para un eje macizo.

#### Cuarto rodamiento.

Este es el caso del rodamientos sensorizado. Este tipo de rodamiento se encontró en el catálogo SKF, estos son compactos, vienen listos para montar y combinan la tecnología de sensores activos con un rodamiento rígido de bolas SKF Explorer, son 6.2mm más anchos que los rodamientos rígido de bolas estándar. Están disponible para diámetro de 15mm a 45mm.

Para el cálculo se considera el escenario más crítico para este componente, que es cuando este rodamiento tenga una carga axial máxima correspondiente al peso máximo admitido para el ensayo (200lbs) y el propio peso de la estructura analizada. Sin embargo, este escenario no deberá ocurrir, solo se toma en cuenta para cálculos críticos. El hecho de que

este ocurra significaría que la estructura ha fallado en una de las uniones de tubo que se acoplan con la estructura de alojamiento del SM4GL. Este evento de falla no es una opción de funcionamiento.

Para este caso en particular escogimos el BMO-6205/0408S2 para los cálculos, este es un rodamiento rígido de bolas SKF Explorer con unidad sensorizada. Según la tabla del producto;  $d = 25mm$ ,  $D = 52$  y  $C = 14kN$ . Se asume para el diseño la velocidad de giro de  $n = 1000rpm$ , una fuerza axial que comprende 200lbs y 37.071 kg, entonces  $F_a = 1.25kN$  y confiabilidad del 90 %.

Iniciamos calculando la vida nominal básica y las horas de funcionamiento nominal, aplicando las ecuaciones 3 y 4. Este rodamiento solo tendrá carga axial, por lo que  $P = F_a$ , entonces tenemos

$$L_{10} = \left( \frac{14kN}{1.25kN} \right)^3 = 1\ 404 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10h} = \left( \frac{10^6}{60(1000)} \right) L_{10}$$

$$L_{10h} = 23\ 400 \text{ horas de funcionamiento}$$

Posteriormente, se aplican las ecuaciones 6 y 7 para obtener la vida nominal horas de funcionamiento SKF

$$L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10}$$

Al igual que el caso anterior,  $a_1 = 1$  debido a que la confiabilidad es de 90 % (según valores de tablas). Para calcular  $a_{SKF}$  se asumió un ambiente de operación sin mayor contaminación, en condiciones convenientes  $n_c = 0.8$ .

Entonces tenemos que

$$n_c \frac{P_u}{P} = 0.8 \frac{0.335\ kN}{1.25\ kN} = 0.214$$

$$\rightarrow a_{SKF} = 16$$

$$L_{10m} = 16 (1\ 404 \text{ millones de revoluciones}) = 22\ 464 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10mh} = \left( \frac{10^6}{60 * n} \right) L_{10m}$$

$$L_{10mh} = 374\ 400 \text{ horas de funcionamiento}$$

Luego, se realizaron cálculos de lubricantes de aceite y grasa. Estos cálculos están relacionados con la velocidad de giro. Para esto se tomaron valores de la tabla del producto y gráficas de diseño, disponibles en el catálogo SKF.  $f_v = 0.38$  y  $f_p = 0.952$ , este modelo no cuenta con valor de velocidad de referencia; así que se utiliza, a manera de cálculos y

validación de diseño, la unidad 6205 estándar donde  $n_r = 28000$  y la velocidad límite es  $18000rpm$ . Nuevamente, aplicando las ecuaciones 9 y 10

$$\begin{aligned}n_{ar\ aceite} &= 28\ 000 (0.38) (0.952) = 10\ 129\ rpm \\n_{ar\ grasa} &= 28\ 000 (0.952) \frac{0.38}{0.86} = 11\ 778\ rpm\end{aligned}$$

Ambas velocidades de referencia son menores a la velocidad límite. Ambos lubricantes son igual de conveniente para esta aplicación. El componente que nos interesa (sensorizado) tiene velocidad límite de  $8500rpm$ , por lo que se recomienda que para esta aplicación la velocidad de giro no exceda este valor.

En el caso del cálculo del valor radial máximo ( $r_{1_{max}}$ ), este es el mismo que en el primer rodamiento. En decir, el radio máximo que podría tener el rodamiento es de  $2.2mm$ . Para esta aplicación la carga a la que está sometido rodamiento se clasifica como normal ya que  $0.05C < P \leq 0.1C$ .

Por último, se identifica el ajuste para la montura de este componente. Dado a que se montará en un eje hueco se realizan las siguientes operaciones deben tomarse ciertas consideraciones. Tenemos que  $d_i = 20.930mm$ ,  $k = 0.3$ ,  $d = 25mm$  y  $D = 52mm$ .

$$c_i = \frac{20.930mm}{25mm} = 0.837 \quad ; \quad c_e = \frac{25mm}{0.3 (50mm - 25mm) + 25mm} = 0.755$$

Luego, mediante una gráfica del catálogo se obtiene el valor asociado a  $\Delta_H/\Delta_S$ , utilizando los valores  $c_i$  y  $c_e$  calculados. Entonces se obtiene que  $\Delta_H/\Delta_S = 1.8$ . Nuevamente utilizamos el supuesto que si se fuera a montar en un eje macizo de acero y someterse a cargas normales se recomienda un ajuste k5E (según la Tabla 7d), la interferencia media probable es  $\Delta_S = (19 + 4)/2 = 11.5\mu m$ . Así llegamos a que la interferencia requerida para el eje hueco  $\Delta_H = (1.8)11.5\mu m = 20.7\mu m$ . Por consiguiente se escoge la clase de tolerancia m6E para el eje hueco, este proporciona un ajuste similar a la clase k5E para un eje macizo.

### Quinto y sexto rodamiento.

Estos son los rodamientos que permiten el giro yaw de la estructura, siendo dos componentes equidistantes del eje z. Se toma para cada uno una carga radial de  $0.625\ kN$  que corresponde al peso total de la estructura más las  $200lbs$ , asumiendo que el peso se distribuye sobre el eje y. Se propuso un rodamiento rígido de una hilera de bolas SKF 61905. Según la tabla del producto;  $d = 25mm$ ,  $D = 42$  y  $C = 7.02kN$ . Asumiremos para el diseño la misma velocidad de giro que hemos venido trabajando  $n = 1000rpm$ ,  $F_r = 0.625kN$  y confiabilidad del  $90\%$ .

Iniciamos calculando la vida nominal básica y las horas de funcionamiento nominal. Este rodamiento solo tendrá carga radial, por lo que  $P = F_r$ , entonces sustituyendo en las ecuaciones 3 y 4

$$L_{10} = \left( \frac{7.02kN}{0.625kN} \right)^3 = 1\ 417\ millones\ de\ revoluciones$$

$$L_{10h} = \left( \frac{10^6}{60(1000)} \right) L_{10}$$

$$L_{10h} = 23\ 616 \text{ horas de funcionamiento}$$

Posteriormente, calculamos la vida nominal y horas de funcionamiento SKF. Sustituyendo en las ecuaciones 6 y 7 tenemos

$$L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10}$$

Al igual que el caso anterior,  $a_1 = 1$  debido a que la confiabilidad es de 90 % (según valores de tablas). Para calcular  $a_{SKF}$  se calculó  $d_m = 0.5(d+D) = 0.5(25mm+42mm) = 33.5mm$ . Se asumió un ambiente de operación sin mayor contaminación, en condiciones convenientes  $n_c = 0.8$ .

Entonces tenemos que

$$n_c \frac{P_u}{P} = 0.8 \frac{0.193 \text{ kN}}{0.625 \text{ kN}} = 0.247$$

$$\rightarrow a_{SKF} = 15$$

$$L_{10m} = 15 (1\ 417 \text{ millones de revoluciones}) = 21\ 255 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10mh} = \left( \frac{10^6}{60 * n} \right) L_{10m}$$

$$L_{10mh} = 354\ 250 \text{ horas de funcionamiento}$$

Luego, se realizaron cálculos de lubricantes de aceite y grasa. Estos cálculos están relacionados con la velocidad de giro. Para esto se tomaron valores de la tabla del producto y gráficas de diseño, disponibles en el catálogo SKF.  $f_v = 0.8$  y  $f_p = 0.82$ , sustituyendo estos valores en las expresiones 9 y 10

$$n_{ar \text{ aceite}} = 36\ 000 (0.82) (0.8) = 23\ 616 \text{ rpm}$$

$$n_{ar \text{ grasa}} = 36\ 000 (0.82) \frac{0.8}{0.86} = 27\ 460 \text{ rpm}$$

Para este rodamiento la velocidad límite es de 22 000 rpm. Ambas velocidades de referencia ajustada sobrepasan considerablemente la velocidad límite. De igual manera puede aplicarse cualquier tipo de lubricación, ambos son igual de conveniente para esta aplicación. Sin embargo, no se recomienda exceder la velocidad límite para evitar fallas por mal uso del componente y asegurar la vida útil del mismo.

En el caso del cálculo del valor radial máximo ( $r_{1max}$ ) se utilizan las tablas en el catálogo SKF, el radio máximo que podría tener el rodamiento es de 0.6mm. Para esta aplicación la carga a la que está sometido cada rodamiento se clasifica como normal.

Después, se identifica el ajuste para la montura de este componente. Dado a que se montará en un eje hueco se realizan las siguientes operaciones deben tomarse ciertas consideraciones. Tenemos que  $d_i = 20.930mm$ ,  $k = 0.3$ ,  $d = 25mm$  y  $D = 42mm$ .

$$c_i = \frac{20.930mm}{25mm} = 0.837 \quad ; \quad c_e = \frac{25mm}{0.3 (42mm - 25mm) + 25mm} = 0.83$$

Luego, mediante una gráfica del catálogo se obtiene el valor asociado a  $\Delta_H/\Delta_S$ , utilizando los valores  $c_i$  y  $c_e$  calculados. Entonces se obtiene que  $\Delta_H/\Delta_S = 1.7$ . Nuevamente utilizamos el supuesto que si se fuera a montar en un eje macizo de acero y someterse a cargas normales se recomienda un ajuste k5E (según la Tabla 7d), la interferencia media probable es  $\Delta_S = (19 + 4)/2 = 11.5\mu m$ . Así llegamos a que la interferencia requerida para el eje hueco  $\Delta_H = (1.7)11.5\mu m = 19.5\mu m$ . Por consiguiente se escoge la clase de tolerancia m6E para el eje hueco, este proporciona un ajuste similar a la clase k5E para un eje macizo.

Así también, cada rodamiento cuenta con anillos de retención, uno a cada lado, con excepción del rodamiento sensorizado, este únicamente cuenta con un anillo de retención en la parte inferior dando un total de 11 anillos de retención en la estructura. Para estos es necesario realizar una ranura en los ejes, la selección de estos componentes se basó fundamentalmente en el espacio disponible, esto depende directamente del diámetro del eje. Todos estos son DIN 471, 4 de ellos son 21x1.2 y 7 son 26x1.2; los primeros cuatro son para el segundo y tercer rodamiento.

## 10.2. Estructura de alojamiento del soporte de cuatro grados de libertad

Esta estructura está comprendida de perfiles de acero ANSI A53, cuadrados, W, L y C. También cuenta con 4 ruedas industriales de poliuretano, 3 rodamientos lineales, 4 ejes, 2 flanges sencillos, 2 roscas hembra y 2 placa para alinear los rodamientos lineales. Dando un total de 43 piezas, donde 33 son componentes estándar y 10 son piezas a maquinar.

### 10.2.1. Estructura de cajón

Esta estructura es completamente de perfiles de acero, está diseñada para permitir el montaje del SM4GL en los perfiles longitudinales sobre el eje x. De esta forma, la estructura estará sometida a esfuerzos sobre estos perfiles, el evento más crítico se presenta cuando la carga se presenta justo a la mitad del recorrido de los ejes (de los rodamientos lineales), tal como se calcula en el apartado 10.2.3 donde  $F = 840 N$ . Específicamente en la estructura del medio, esta tiene una sección transversal como se puede observar en la Figura 71, consta de dos perfiles; un perfil C y un perfil W. Se modela esta viga como una sola b-empotrada, como en la Figura 72.

De la teoría se sabe que este tipo de sistemas tiene el comportamiento que reflejan las figuras 73a y 73b [55]. Para posteriores cálculos se emplean los valores de variables:  $L = 6195.68 mm$ ,  $P = F = 840 N$ ,  $A_1 = 1607.88 mm^2$ ,  $A_2 = 2468.80 mm^2$ , el momento de inercia natural de las secciones  $\bar{I}_1 = 258100 mm^4$  y  $\bar{I}_2 = 4703415.109 mm^4$ ,  $tf = 4.547 mm$ ,  $h = 105.664 mm$ , el centroide original del perfil C  $h_c = 10.5 mm$  y el módulo de elasticidad del material es  $E = 275 GPa$ .

En el análisis de momentos tenemos que:

$$M_A = M_B = \frac{-PL}{8} \quad ; \quad M_C = \frac{PL}{8}$$



Figura 71: Diagrama de sección transversal.

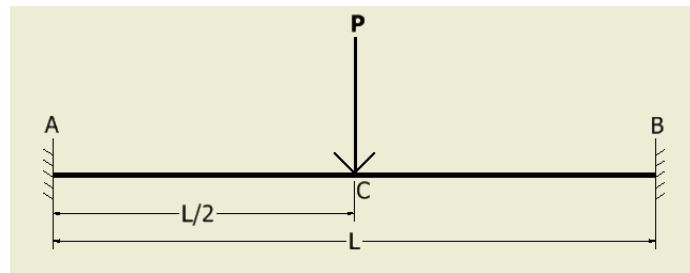
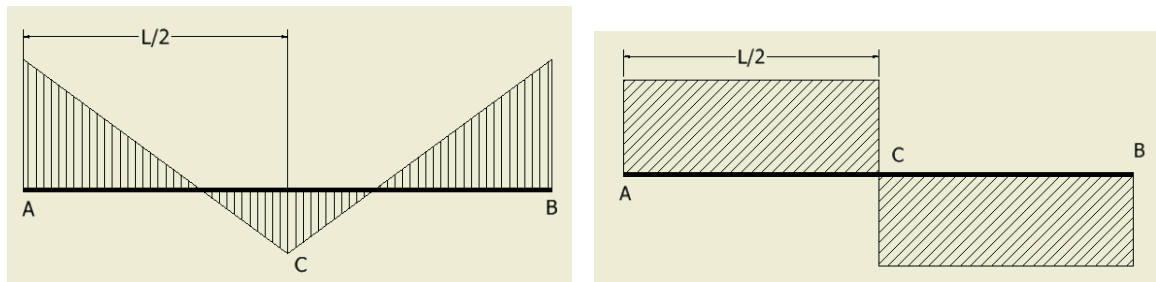


Figura 72: Idealización de sección.



(a) Diagrama de momento.

(b) Diagrama de corte.

Figura 73: Diagramas del perfil unificado

Y substituyendo tenemos:

$$M_A = M_B = \frac{-840 \text{ N} \cdot 6 \text{ 195.682 mm}}{8} = -650 \text{ 546 Nmm}$$

$$M_C = \frac{840 \text{ N} \cdot 6 \text{ 195.682 mm}}{8} = 650 \text{ 546 Nmm}$$

Para la Figura 73b, se obtiene que las fuerzas de reacción son:

$$R_A = R_B = \frac{P}{2} = \frac{840 \text{ N}}{2} = 420 \text{ N}$$

Además, la flecha máxima que presenta la viga está dada por la ecuación:

$$f_{max} = \frac{PL^3}{192 \cdot E \cdot I} \quad (11)$$

Para esto calculamos el momento de inercia del sistema (I), con la siguiente ecuación:

$$I_{total} = \sum [\bar{I}_i + A_i(d_i)^2]$$

Primero, se realizan los cálculos para el centroide, empleando el siguiente análisis:

$$\begin{aligned}\bar{y} &= \frac{\sum y_i A_i}{\sum A_i} = \frac{y_1 A_1 + y_2 A_2}{A_1 + A_2} \\ y_1 &= (h + tf) - h_c \quad ; \quad y_2 = \frac{h}{2} \\ y_1 &= (105.664 \text{ mm} + 4.547 \text{ mm}) - 10.5 \text{ mm} = 99.711 \text{ mm} \\ y_2 &= \frac{105.664 \text{ mm}}{2} = 52.83 \text{ mm} \\ \therefore \bar{y} &= \frac{(99.711 \text{ mm} \cdot 1607.88 \text{ mm}^2) + (52.83 \text{ mm} \cdot 2468.80 \text{ mm}^2)}{(1607.88 \text{ mm}^2 + 2468.80 \text{ mm}^2)} \\ \bar{y} &= 71.32 \text{ mm}\end{aligned}$$

Ahora calculamos la inercia del sistema aplicando la ecuación 38 y el resultado anterior

$$\begin{aligned}I_{total} &= \sum [\bar{I}_i + A_i(d_i)^2] \\ d_1 &= |y_1 - \bar{y}| \quad ; \quad d_2 = |y_2 - \bar{y}| \\ d_1 &= |107.94 \text{ mm} - 71.32 \text{ mm}| = 36.62 \text{ mm} \\ d_2 &= |52.83 \text{ mm} - 71.32 \text{ mm}| = 18.49 \text{ mm} \\ \therefore I_{total} &= (\bar{I}_1 + A_1 d_1^2) + (\bar{I}_2 + A_2 d_2^2) \\ &= (258 \ 100 \text{ mm}^4 + 1607.88 \text{ mm}^2 \cdot (36.62 \text{ mm})^2) + \\ &= (4 \ 703 \ 415.109 \text{ mm}^4 + 2468.80 \text{ mm}^2 \cdot (18.49 \text{ mm})^2) \\ I_{total} &= 7 \ 961 \ 755.01 \text{ mm}^4\end{aligned}$$

Retomando la ecuación 11 para obtener la flecha máxima de nuestra viga:

$$f_{max} = \frac{840 \text{ N} \cdot (6 \ 195.682 \text{ mm})^3}{192 \cdot 275 \text{ GPa} \cdot 7 \ 961 \ 755.01 \text{ mm}^4} = 0.475 \text{ mm}$$

Según la teoría de vigas de acero [56], el valor límite para flechas verticales en vigas de acero se clasifica según las características de los elementos soportados. Para nuestro caso se selecciona la clasificación de “Vigas y forjados soportando elementos frágiles: tabiques, cerramientos o solados rígido” donde el valor de la flecha máxima no debe exceder de L/500, quiere decir que  $f_{max} \leq 12.39 \text{ mm}$ . Esto valida el diseño de la viga más crítica de la estructura analizada.

Posteriormente se realizó la simulación de cargas en Inventor, los resultados se presentan en la Figura 74, con 3.018 mm de desplazamiento máximo. Este desplazamiento es menor al máximo según la teoría, también es mayor al obtenido matemáticamente; esto rectifica la validación anterior.

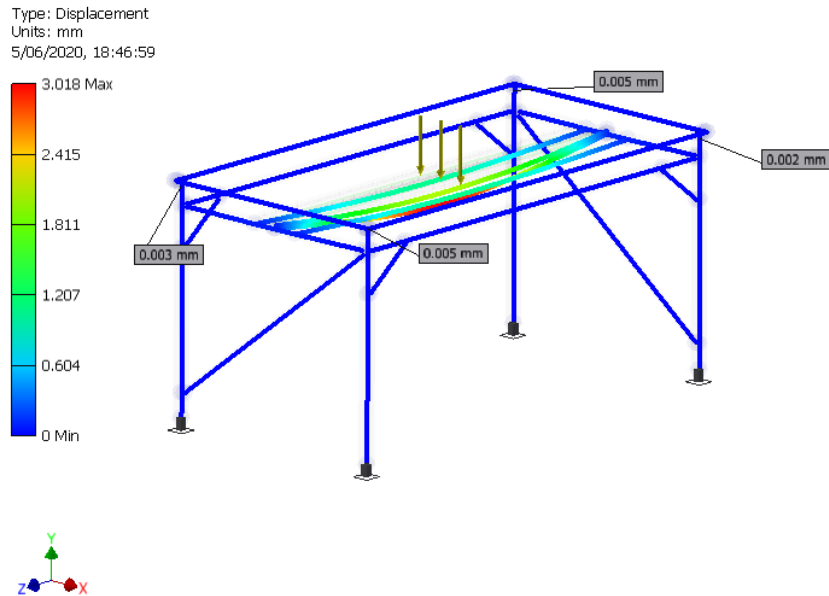


Figura 74: Diagrama de desplazamientos en la estructura de cajón para alojamiento del SM4GL.

### 10.2.2. Piezas a mecanizar

Tal y como se mencionó anteriormente en esta estructura se contemplan 10 piezas a mecanizar, estas se detallan a continuación:

- Placa para acople de ruedas, estas piezas tienen como finalidad permitir la unión de la estructura y las ruedas industriales.
- Ejes para rodamientos lineales, de estos hay dos tipos; con aletas y sin aletas.
- Placa estabilizadora, esta tiene como finalidad la unión y alineación de los rodamientos lineales, además permite el acople de la estructura SM4GL.
- Placa de ajuste, la función de esta pieza es ser alza para el rodamiento doble. Es decir, permite que el rodamiento doble tenga la altura necesaria para unirse a la placa estabilizadora.

#### Placa para acople de ruedas

Para estas piezas se propone como material de fabricación ASTM A36. Los cálculos de esfuerzo se realizaron considerando este material. Las piezas se ven como en la Figura 75, estas tienen un grosor de 6 mm.

Aplicando la ecuación 1 que corresponde a la ecuación de esfuerzo y la ecuación 2 de deformación. Sabiendo que la fuerza aplicada corresponde a la cuarta parte del peso total de la estructura de cajón y del SM4GL (incluyendo el peso de 200 lbs). Este es el caso más crítico para esta pieza,  $F = 3\,394\text{N}$ . Además, sabemos que el área de aplicación es la sección



Figura 75: Vista en planta de la placa para acoplar las ruedas industriales a la estructura.

trasversal de la placa  $A = 39\,248.07\text{mm}^2$ ,  $L = 6\text{ mm}$  que corresponde al grosor de la placa. El módulo de Young del material de fabricación es  $Y = 200\text{ GPa}$ , entonces tenemos

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{3\,394\text{ N}}{39248.07\text{ mm}^2} = 0.086\text{ N/mm}^2$$

$$\Delta L = \frac{\sigma L}{Y} = \frac{0.086\text{ N/mm}^2 * 6\text{ mm}}{200\text{ GPa}} = 2.58 * 10^{-6}\text{ mm}$$

Los resultados de la simulación se reflejan en las figuras 76 y 77. Los cálculos teóricos son menores que los de la simulación, esto valida su fabricación.

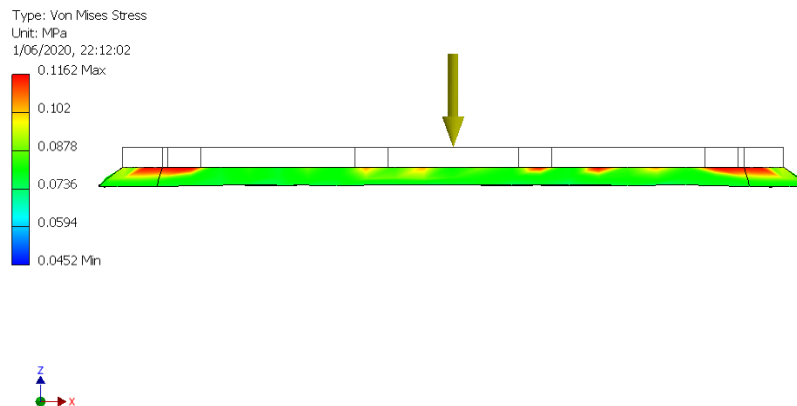


Figura 76: Diagrama de esfuerzos de la placa de acople para las ruedas.

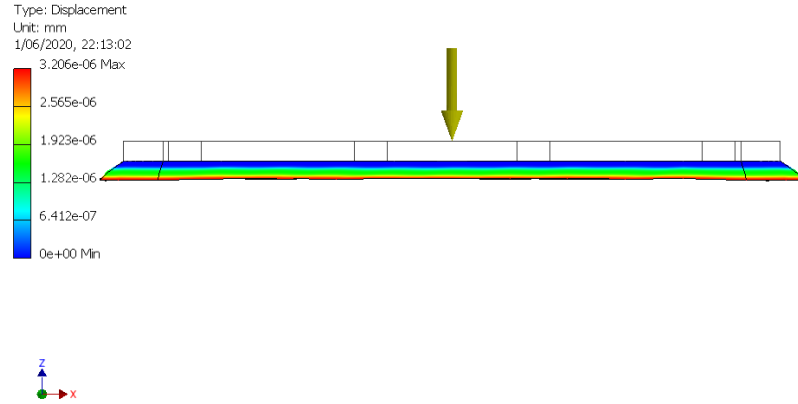
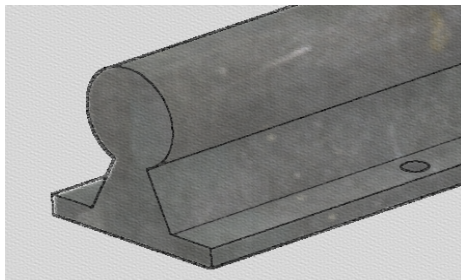


Figura 77: Diagrama de deflexión de la placa de acople para las ruedas.

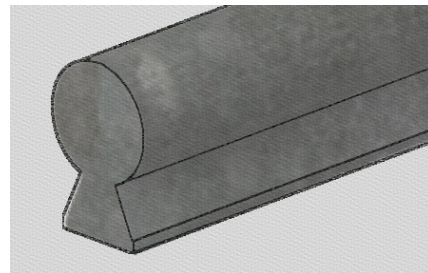
### Ejes para rodamientos lineales

En el catálogo de rodamientos lineales se propone el perfil de los ejes a fabricar. Así también cuenta con materiales estándar de fabricación, el cual sería Cf53 (1.1213) para ambos diseños de eje. El módulo de elasticidad de dicho material es  $Y = 210 \text{ kPa}$ . Sin embargo, la propuesta de este proyecto es su fabricación con una barra ASTM A36, este cuenta con  $Y = 200 \text{ GPa}$ .

Aplicando las ecuaciones 1 y 2 y sabiendo que la fuerza aplicada corresponde a la fuerza de reacción obtenida en el apartado 10.2.3; donde  $F_A = 203.98 \text{ N}$ , esta es la fuerza que se encuentra en los ejes para rodamientos lineales simples y  $F_B = 419.99 \text{ N}$  esta es la que se encuentra en cada rodamiento del rodamiento doble.



(a) Eje con aletas.



(b) Eje sin aletas.

Figura 78: Captura del perfil de los ejes para rodamientos lineales.

El área de aplicación de la fuerza es el arco de contacto a lo largo del eje  $A = 661727.011 \text{ mm}^2$  y  $L = 59 \text{ mm}$ . Entonces tenemos los siguientes esfuerzos:

$$\sigma_A = \frac{F_A}{A} = \frac{206 \text{ N}}{661\,727 \text{ mm}^2} = 3.42 \cdot 10^{-4} \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_B = \frac{F_B}{A} = \frac{420 \text{ N}}{661\,727 \text{ mm}^2} = 6.347 \cdot 10^{-4} \text{ N/mm}^2$$

Los desplazamientos calculados son:

$$\Delta L_1 = \frac{\sigma L}{Y} = \frac{3.42 \cdot 10^{-4} \text{ N/mm}^2 * 59 \text{ mm}}{200 \text{ GPa}} = 1.009 \cdot 10^{-7} \text{ mm}$$

$$\Delta L_2 = \frac{\sigma L}{Y} = \frac{6.347 \cdot 10^{-4} \text{ N/mm}^2 * 70 \text{ mm}}{200 \text{ GPa}} = 2.221 \cdot 10^{-7} \text{ mm}$$

Los resultados de la simulación se reflejan en las figuras 79 y 80, estos son los diagramas de esfuerzos para ambos ejes. Los cálculos teóricos son menores que los de la simulación por lo que se valida su fabricación.

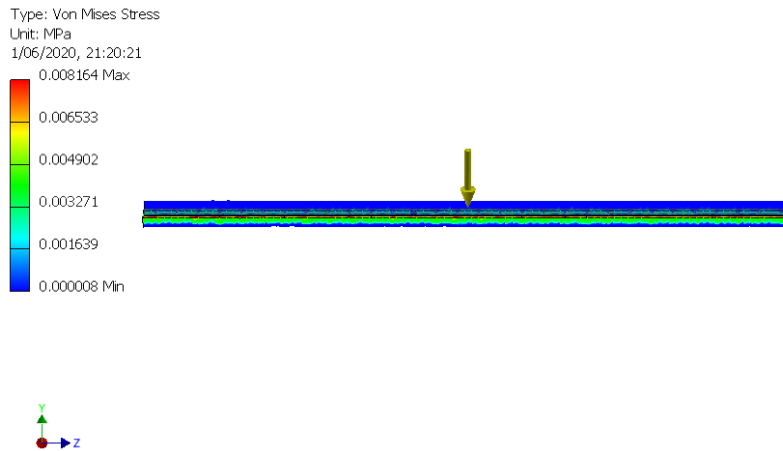


Figura 79: Diagrama de esfuerzos del eje con aletas, para rodamiento simple.

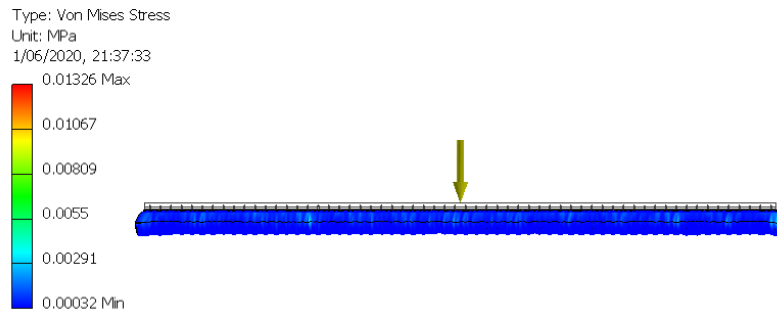


Figura 80: Diagrama de esfuerzo del eje sin aletas, para rodamiento doble.

## Placa estabilizadora

Para estas piezas se propone como material de fabricación ASTM A36. Los cálculos de esfuerzo se realizaron con considerando este material. La pieza se observa en la Figura 81, esta tiene un grosor de 6.35 mm. Cuenta con varios orificios, dichos orificios son para acoplar los rodamientos lineales y los flanges sencillos, estos mediante tornillos.



Figura 81: Vista en planta de la placa estabilizadora.

Aplicando la ecuación 1 que corresponde ecuación de esfuerzo y la ecuación 2 de deformación. Sabiendo que la fuerza aplicada corresponde al peso del SM4GL (incluyendo el peso de 200 lbs). Este es el caso más crítico para la pieza,  $F = 1\,250\text{ N}$ . Además sabemos que el área de aplicación es la sección transversal de la placa  $A = 206\,542.8\text{ mm}^2$ ,  $L = 6.35\text{ mm}$  que corresponde al grosor de la placa. El módulo de Young del material de fabricación es  $Y = 200\text{ GPa}$ , entonces tenemos

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{1\,250\text{ N}}{206\,542.8\text{ mm}^2} = 6.052 \cdot 10^{-3}\text{ N/mm}^2$$
$$\Delta L = \frac{\sigma L}{Y} = \frac{6.052 \cdot 10^{-3}\text{ N/mm}^2 * 6.35\text{ mm}}{200\text{ GPa}} = 1.92 \cdot 10^{-7}\text{ mm}$$

Los resultados de la simulación se reflejan en las figuras 82 y 83. Comparando los resultados, los cálculos teóricos son menores que los de la simulación, esto valida su fabricación.



Figura 82: Diagrama de esfuerzos de la placa estabilizadora.

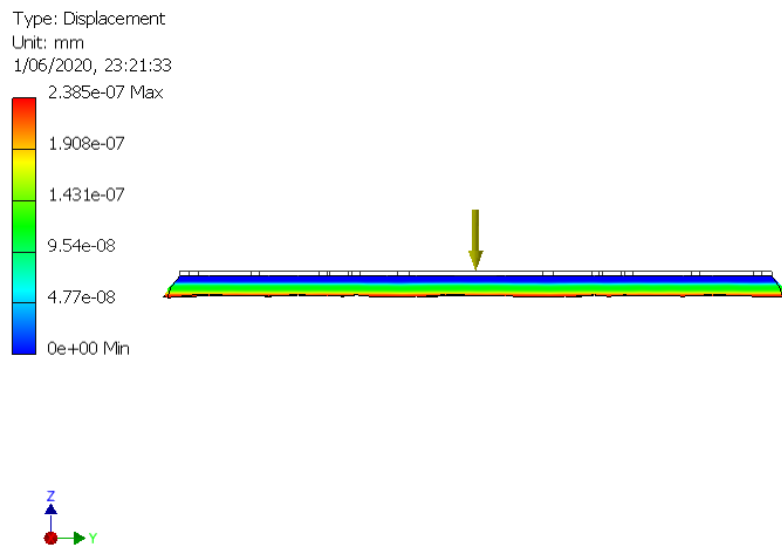


Figura 83: Diagrama de desplazamiento de la placa estabilizadora.

## Placa de ajuste

Para estas piezas se propone como material de fabricación ASTM A36. Los cálculos de esfuerzo se realizaron con considerando este material. Esta pieza tiene un grosor de 1.104 mm. Su función principal es permitir el alza del rodamiento lineal doble, así este puede alinearse correctamente con los dos rodamientos lineales simples. La pieza se ven como en la Figura 84 y cuenta con cuatro orificios para posicionarse entre la placa estabilizadora y el rodamiento lineal doble.



Figura 84: Vista en planta de la placa de ajuste.

Al igual que en casos anteriores, se aplican las ecuaciones 1 y 2. Las fuerzas aplicadas a esta pieza son de aplastamiento uniforme por la unión de las piezas en ambas caras. Sin embargo, para cálculos se considera una fuerza aplicada  $F = 1\,250\text{ N}$ , esta es más crítica que la de aplastamiento uniforme. Además sabemos que el área de aplicación es la sección transversal de la placa  $A = 63\,660.7\text{ mm}^2$  y  $L = 1.104\text{ mm}$ . El módulo de Young del material de fabricación es  $Y = 200\text{ GPa}$  obtenemos:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{1\,250\text{ N}}{63\,660.7\text{ mm}^2} = 0.0196\text{ N/mm}^2$$
$$\Delta L = \frac{\sigma L}{Y} = \frac{0.0196\text{ N/mm}^2 * 1.104\text{ mm}}{200\text{ GPa}} = 1.08 \cdot 10^{-7}\text{ mm}$$

Los resultados de la simulación se reflejan en las figuras 85 y 86. Comparando los resultados, los cálculos teóricos son menores que los de la simulación, esto valida su fabricación.

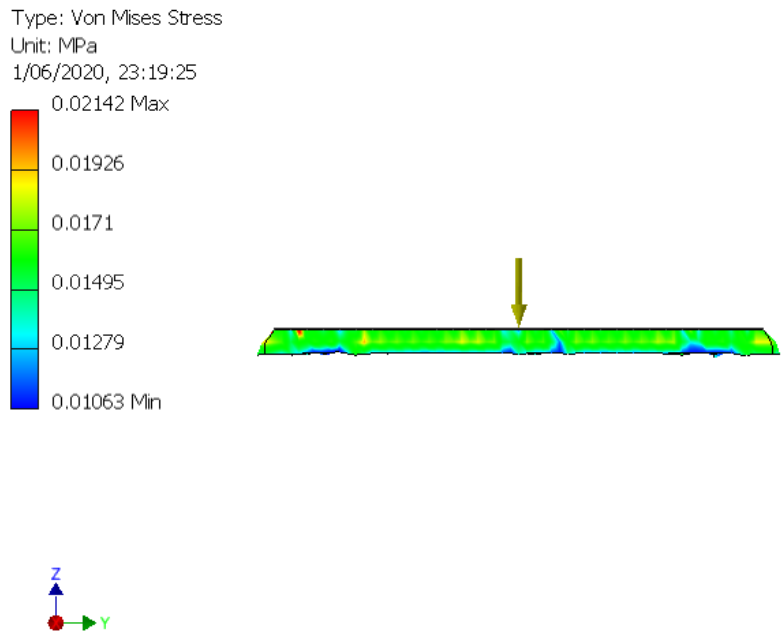


Figura 85: Diagrama de esfuerzos de la placa de ajuste.

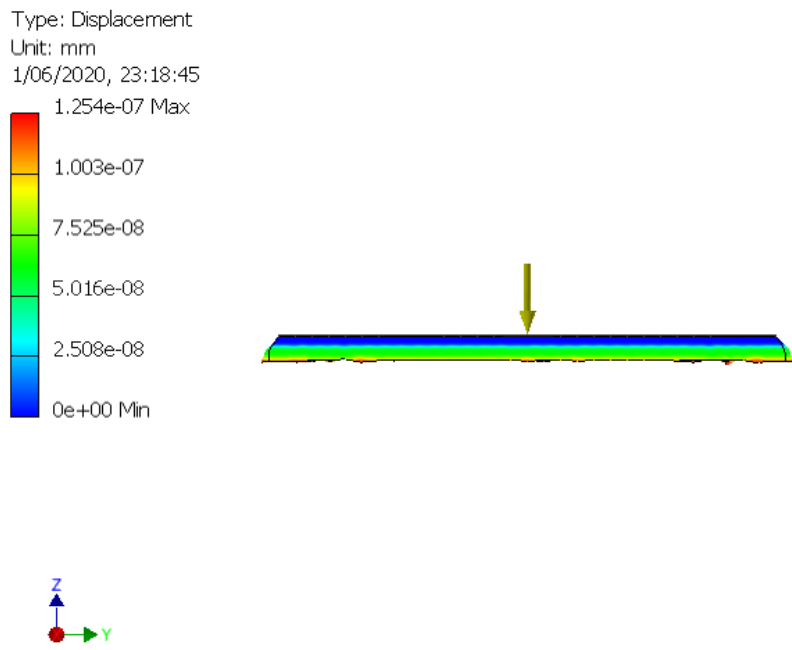


Figura 86: Diagrama de desplazamiento de la placa de ajuste.

### 10.2.3. Conexión al SM4GL

Esta subestructura está compuesta por los rodamientos lineales, dos placas de lámina negra designación ASTM A36 y accesorios de tubería galvanizada, siendo estos últimos dos flange sencillos y dos tapones hembra. Su función principal es la unión del SM4GL y la estructura de alojamiento, sin embargo, también cumple con la función de alinear los tres rodamientos y distribuir la concentración de esfuerzos de manera longitudinal sobre el plano XY, derivados de las fuerzas que ejerce el SM4GL sobre esta subestructura.

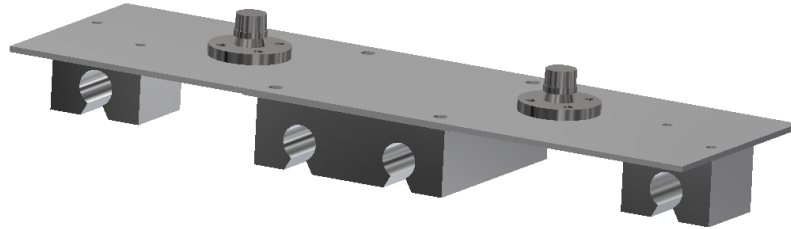


Figura 87: Diseño de conexión al SM4GL.

El análisis de esta plancha se realiza considerando que esta se comporta como una barra sólida sobre cuatro puntos de apoyo y sometida a dos cargas equidistantes del centro tal y como se observa en la figura 88.

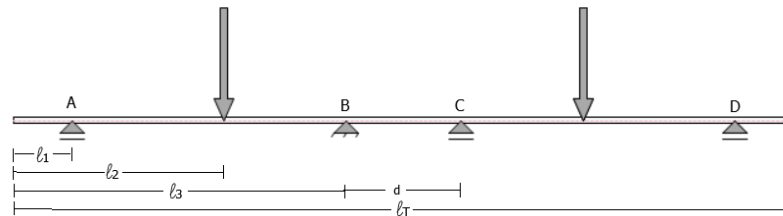


Figura 88: Idealización de conexión SM4GL para análisis.

Primeramente se realiza el análisis de momentos sobre el eje y, y obtener los diagramas de corte, momento y deflexión. Por simple inspección sabemos que las fuerzas de reacción de los puntos de apoyo A y D son iguales, así también los puntos B y C; es decir  $R_A = R_D$  y  $R_B = R_C$ . Considerado  $F = 625N$ ,  $l_1 = 62.75mm$ ,  $l_2 = 222.75mm$ ,  $l_3 = 351.75mm$ ,  $l_T = 825.5mm$  y  $d = 122.00mm$ .

Iniciamos el análisis de momento en los puntos A y B

$$\begin{aligned}
 \circlearrowleft^+ \sum M_A &= 0 \\
 -F(l_2 - l_1) + R_B(l_3 - l_1) + R_c(l_3 + d - l_1) - F(l_T - l_2 - l_1) + R_D(l_T - 2l_1) &= 0 \\
 F(l_T - 2l_1) &= R_B(2l_3 - 2l_1 + d) + R_A(l_T - l_1) \quad (12) \\
 \circlearrowleft^+ \sum M_B &= 0 \\
 -R_A(l_3 - l_1) + F(l_3 - l_2) + R_c d - F(l_3 - l_2 + d) + R_D(l_3 - l_1 + d) &= 0 \\
 F(d - 2l_2) &= R_A d + R_B d
 \end{aligned}$$

Despejando para  $R_A$

$$R_A = \frac{F(d - 2l_2) - R_B d}{d} \quad (13)$$

Sustituyendo la ecuación 2 en la 1, tenemos

$$\begin{aligned}
 F(l_T - 2l_1) &= R_B(2l_3 - 2l_1 + d) + \frac{F(d - 2l_2) - R_B d}{d}(l_T - l_1) \\
 R_B &= \frac{F(dl_T - 2dl_1 - d + 2l_2)}{2dl_3 - l_T d + d^2} = 0 \\
 R_B &= R_C = 0
 \end{aligned}$$

Sabemos que las fuerzas de reacción en estos puntos no pueden ser cero dado a que esto convierte al sistema en inestable. Es así como se determina que el sistema, tal y como se presenta, es compatible indeterminado, esto quiere decir que tiene infinitas soluciones, por esta razón se requiere un análisis mediante computadora.

Con ayuda del software Inventor se planteó el mismo sistema, asumiendo la placa antes mencionada como una barra circular con módulo de elasticidad  $E = 200GPa$ , módulo de rigidez  $G = 77.2GPa$  y densidad del material de acero al carbono  $\rho = 7860kg/m^3$ .

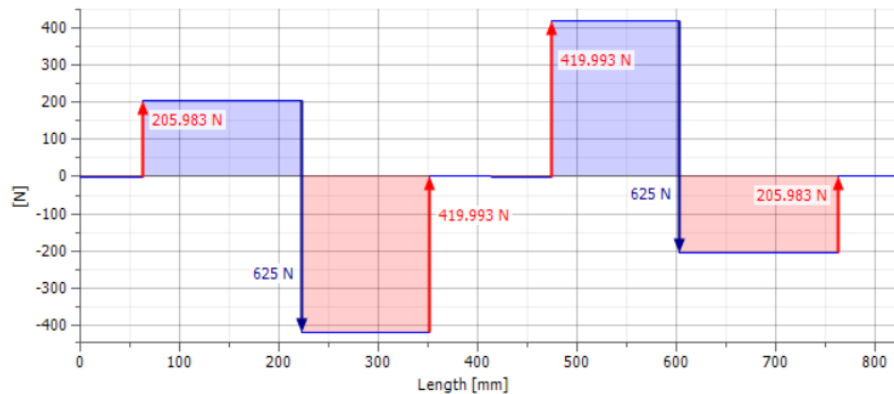


Figura 89: Diagrama de corte de la conexión SM4GL.

El resultado se ve en las figuras 89 - 91. Estos diagramas representan el equilibrio en el sistema. Los puntos B y C son los más críticos con cargas cortantes de 419 N de magnitud.

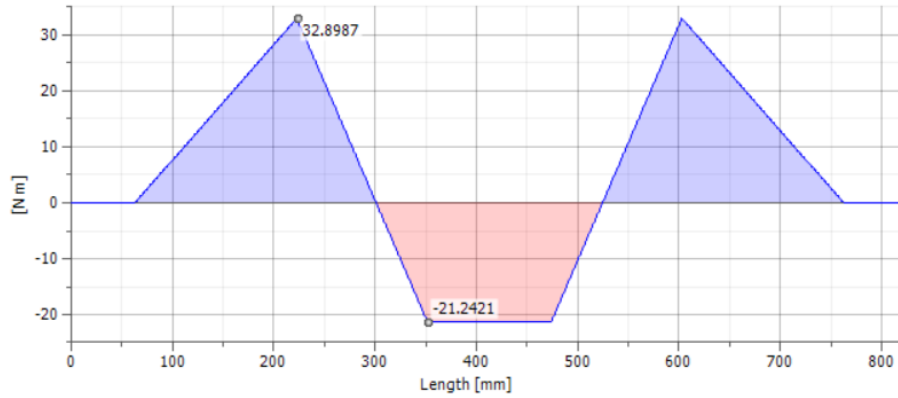


Figura 90: Diagrama de momento de la conexión SM4GL.

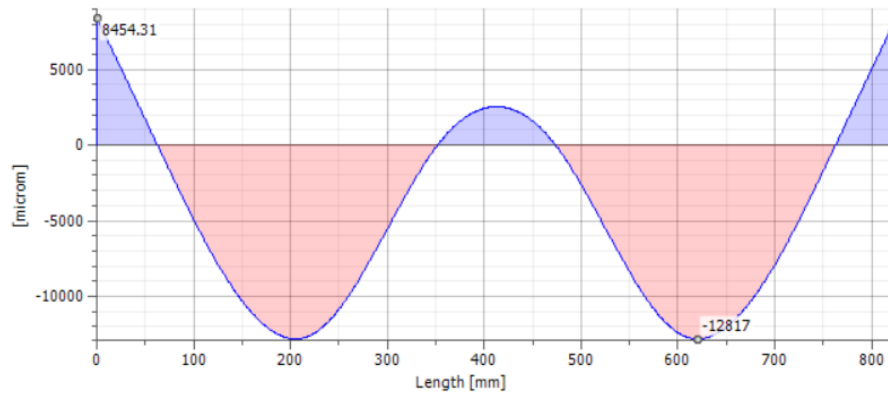


Figura 91: Diagrama de deflexión de la conexión SM4GL.

El momento máximo del sistema es de 32.89 Nm, la deflexión máxima es 8.454 mm y la mínima de -12.817 mm.

El cálculo de concentración de esfuerzos sobre la plancha principal se realiza respecto a las cargas  $F$ , donde el área está dada por la cara inferior del flange sobre la plancha. Los valores antes mencionados son  $A = 505.91 \text{ mm}^2$  y  $F = 625 \text{ N}$ , aplicando estos valores proseguimos a calcular el esfuerzo relacionado con la ecuación 1 y sustituyendo tenemos

$$\sigma = \frac{625 \text{ N}}{505.91 \text{ mm}^2} = 1.24 \text{ MPa}$$

Posteriormente se realizó el mismo análisis utilizando el software de simulación (Inventor), donde el esfuerzo máximo es de 10.24 MPa, esto permite validar el diseño de esta subestructura.

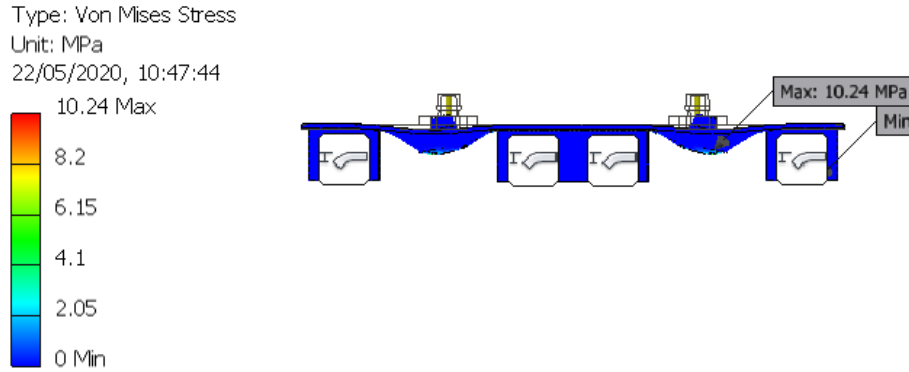


Figura 92: Diagrama de esfuerzo de von Mises, conexión SM4GL.

#### 10.2.4. Rodamientos lineales

La selección de rodamientos lineales consta de identificar el espacio disponible y propiedades de catálogo. Para este caso se escogieron 3 rodamientos lineales; dos LSE40UU-OP y un LSE40QUU-OP, ambos de la marca NTN.



(a) Rodamiento LSE40UU-OP.



(b) Rodamiento LSE40QUU-OP.

Figura 93: Diseño de rodamientos lineales.

Debido a la exigencia de dimensionamiento del diseño, estos rodamientos deben recorrer una longitud aproximada de 6m, es necesario considerar un rodamiento de fácil montaje y robusto para su aplicación. Además, es necesario tomar en cuenta los ejes que estos ocuparán, el perfil de este debe ser considerablemente grande. Ambos modelos tienen diámetro interno de 40 mm.

En cálculos anteriores se obtuvo el vector de carga que afecta directamente a los rodamientos, se encontró que la carga máxima relacionada al SM4GL es de 1.25kN. Estos rodamientos tienen capacidad de carga alta; en el caso del modelo LSE40UU-OP la capacidad de carga estática y dinámica es 4.02 kN y 2.35 kN respectivamente y en el caso de del modelo LSE40QUU-OP la capacidad de carga estática y dinámica es 14 kN y 10 kN respectivamente. Comparando la carga máxima a la que ambos estarán sometidos, ambos modelos de rodamientos son capaces de soportar dicha carga del sistema.

### 10.2.5. Ruedas industriales

Para la selección de las ruedas se consulto el catálogo de Ruedas AFO, este cuenta con normas de selección según el peso de la máquina, carga máxima, número de ruedas y el factor de seguridad. La fórmula está dada de la siguiente manera

$$A = \frac{B + C}{D} * F_s$$

Donde:

$A$  : Capacidad de carga requerida de la rueda ; (kg)

$B$  : Peso del aparato de transporte ; (kg)

$C$  : Carga máxima ; (kg)

$D$  : Cantidad de ruedas previstas

$F_s$  : Factor de seguridad de diseño

Nuestros datos son  $B = 1279.84kg$ ,  $C = 127.42kg$ ,  $D = 4$  y se considera  $F_s = 3$

$$A = \frac{1279.84 \text{ kg} + 127.42 \text{ kg}}{4} * 3 = 1055.445 \text{ kg}$$

En el catálogo, antes mencionado, se encontraron tres series que cumplen con la capacidad de carga requerida; 350 RB, 350 FDP RB y 351 RB. La serie 350 RB tiene la característica especial de tener un soporte giratorio, la serie 350 FDP RB posee la misma capacidad, además de contar con un sistema de freno y la serie 351 RB tiene un soporte fijo sin capacidad de giro. De esta manera se escoge la serie más completa (350 FDP RB), específicamente el modelo 350/250FDP RB que tiene una capacidad de carga de 1100kg.



Figura 94: Rueda industrial, soporte Goliath 350/250 FDP RB.

## 10.3. Caminadora

Esta estructura cuenta con 75 componentes, de estos 49 son componentes de catálogo o estándar y 26 son piezas a mecanizar. Los componentes de catálogo están comprendidos de perfiles de acero, cilindros hidráulicos, motor con acople, rodillos, chumaceras y ruedas industriales. El diseño de la caminadora corresponde al tipo de banda transportadora sencilla, con dos tambores; motriz y tensor.

### 10.3.1. Análisis de fuerzas sobre el tambor motriz y material de cinta transportadora

Para su dimensionamiento y selección de componentes se consultó el manual de cálculos para una banda transportadora disponible en [57]. Para cálculos posteriores se consideran los siguiente parámetro de diseño:

- Velocidad de avance de la cinta, este parámetro está relacionado con la capacidad volumétrica de la banda.
- Anchura de la banda, esta influye directamente sobre la capacidad de transporte de la cinta. Para este parámetro se considera el área transversal que ocupa el material a transportar.
- Disposición de los rodillos, este se refiere al conocimiento de los juegos de rodillos que se implementan a lo largo de la banda, la cantidad y dimensiones de los mismos.
- Ángulo de inclinación máxima de la cinta, este parámetro depende del material que se quiere transportar.
- Características del material a transportar, para esto debe conocerse las características básicas del material, tales como el las dimensiones de este, el peso específico, ángulo de sobrecarga, temperatura, etc.

Utilizaremos las siguientes ecuaciones

$$Q_v = 3600 (v) (A) (k) \quad (14)$$

Donde:

$Q_v$  : Capacidad volumétrica de la banda ; ( $m^3/h$ )

$v$  : Velocidad de avance de la banda ; (m/s)

$A$  : Área de la sección transversal del material transportado por la banda ; ( $m^2$ )

$k$  : Coeficiente de reducción de la capacidad de transporte de la cinta por su inclinación.

$$k = 1 - 1.64 \left( \frac{\varphi\pi}{180} \right)^2 \quad (15)$$

Donde:

$\varphi$  : Ángulo de inclinación de la cinta ; ( $^\circ$ )

$$Q_m = Q_v(\gamma) \quad (16)$$

Donde:

$Q_m$  : Capacidad de transporte en masa de la banda ; (t/h)

$\gamma$  : Peso específico del material transportado ; ( $t/m^3$ )

$$P_1 = \frac{C_b(v) + Q_m}{C_l (K_f)} \quad (17)$$

Donde:

$P_1$  : Potencia necesaria para mover la cinta en vacío y cargada ; ( $\frac{ton \cdot m}{h}$ )

$C_b$  : Factor de ancho de la banda (valor de tabla) ; (kg/s)

$C_l$  : Factor de longitud de la banda (valor de tabla) ; ( $m^{-1}$ )

$K_f$  : Factor de servicio (valor de tabla)

$$P_2 = \frac{H (Q_m)}{367} \quad (18)$$

$$H = L \sin(\varphi)$$

Donde:

$P_2$  : Potencia necesaria para elevar la carga hasta una cierta altura ; ( $\frac{ton \cdot m}{h}$ )

$H$  : Altura que alcanza la banda transportadora ; (m)

$$P_3 = P_a + P_b + P_c + \dots \quad (19)$$

Donde:

$P_3$  : Potencia necesaria para vencer rozamientos ; (kW)

$P_a$  : Potencia debida a los trippers ; (kW)

$P_b$  : Potencia debida a los dispositivos de limpieza ; (kW)

$P_c$  : Potencia debida a las guías y faldones instalados ; (kW)

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 \quad (20)$$

Para obtener la potencia requerida por el motor ( $P_M$ ) para el accionamiento del tambor motriz de la cinta tenemos la siguiente ecuación

$$P_M = \frac{P_T}{\eta} \quad (21)$$

$$\eta = \eta_m * \eta_r \quad (22)$$

Donde:

$\eta$  : Rendimiento total, tomando en cuenta al motor y reductor

$\eta_m$  : Rendimiento del motor

$\eta_r$  : Rendimiento del reductor

Luego, analizamos la resistencia mínima a tracción de la banda. Esta debe ser como mínimo, igual a la fuerza de tracción máxima que el tambor motriz origine en la banda.

$$F_b = \frac{P_T * C_1 * 1000}{v} \quad (23)$$

Donde:

$F_b$  : Fuerza de tracción máxima de la banda ; (N)

$C_1$  : Factor de servicio dado en tablas

$$R = \frac{F_b * C_s}{B} \quad (24)$$

Donde:

$R$  : Resistencia nominal de la banda ; (N/mm)

$C_s$  : Coeficiente de seguridad, según el tipo de banda, para este caso es 10

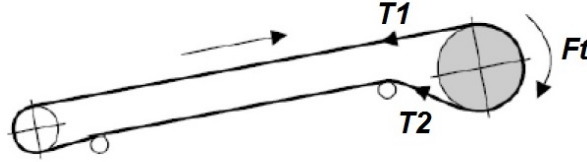


Figura 95: Diagrama de tensiones sobre el tambor motriz.

Posteriormente se calcula la tensión de trabajo de la banda. Estas debido a la tracción que ejerce la superficie del tambor motriz al contacto con la cara interna de la banda. Tal como se puede ver en la Figura 95.

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} \quad (25)$$

$$T_1 = F_t + T_2 \quad (26)$$

Donde:

$T_1$  : Tensión del lado más tenso de la banda ; (N)

$T_2$  : Tensión del lado menos tenso de la banda ; (N)

$\mu$  : Coeficiente de fricción entre banda y tambor (valor de tabla)

$\alpha$  : Ángulo de contacto entre banda y tambor ; (rad)

$$F_t = \frac{P_T * 1000}{v} \quad (27)$$

Donde:

$F_t$  : Fuerza tangencial en el régimen de giro estacionario ; (N)

Los datos anteriores corresponden al momento que la cinta ya ha alcanzado un régimen de velocidad constante. Sin embargo, durante el tiempo de arranque del motor los niveles de tensión son considerablemente mayores. Para conocer estos valores máximos se calcula la fuerza tangencial en el arranque ( $F_{tA}$ ), se estima que esta no es mayor que 1.6 veces el valor de la fuerza tangencial en el estado estacionario.

$$F_{tA} = 1.6 * F_t \quad (28)$$

Así también, se estima que al momento de arranque el coeficiente de fricción es mayor ( $\mu_A$ ) para evitar el deslizamiento de la banda sobre el tambor. De esta manera, se tienen nuevas tensiones en los ramales de la cinta.

$$\mu_A = \mu + 0.05 \quad (29)$$

$$T_{1A} = \frac{F_{tA} * e^{\mu_A\alpha}}{e^{\mu_A\alpha} - 1} ; T_{2A} = \frac{F_{tA}}{e^{\mu_A\alpha} - 1} \quad (30)$$

Después se calcula el diámetro mínimo correspondiente al tambor motriz ( $D_{T_{min}}$ ). Se recomienda seleccionar un diámetro de tambor normalizado cercano al calculado ( $D_T$ ).

$$D_{T_{min}} = \frac{36 * F_t}{p * \pi * \alpha^o * B} \quad (31)$$

Donde:

$p$  : Capacidad de transmisión tambor/banda, usualmente comprendido entre 1600-2000  $kg/m^2$

Posteriormente se analiza la velocidad de giro del tambor motriz ( $\eta_T$ )

$$n_T = \frac{v * 60}{\pi * D_T} \quad (32)$$

La carga del tambor motriz en el arranque es  $F_{t_A} = T_{1_A} + T_{2_A}$ . En el caso del par motor en el arranque se obtiene

$$M_A = \frac{F_{t_A} * D_T}{2} \quad (33)$$

Donde:

$M_A$  : Par motor máximo en el arranque de la cinta ; (Nm)

Por último se calcula la resistencia de la banda calculada, esta debe ser menor o igual a la resistencia nominal de la banda a implementar.

$$R = \frac{T * C_s}{B} \quad (34)$$

Donde:

$T$  : Tensión de trabajo máxima calculada en la banda ; (N)

Posteriormente se compara este último valor con la resistencia nominal de la banda a aplicar para obtener el factor de seguridad del sistema.

$$C_{seguridad} = \frac{R_{Nominal}}{R_{calculada}} \quad (35)$$

Primero, sabemos que el material de transporte es principalmente la persona que estará sujeta a pruebas de locomoción. La longitud de la cinta es  $L = 5.88m$ ,  $\varphi = 9^\circ$ , el ancho de la banda disponible es  $B = 2740mm$  y la velocidad de avance de la cinta es  $v = 6.0m/s$ . Con estos datos, formulaciones y tablas de diseño se realizan los cálculos de los parámetros de diseño de una cinta transportadora. Para este proyecto no se transportará ninguna clase de material a granel. Principalmente se transportará un cuerpo humano, por lo que se modela un cuerpo humano para calcular la sección transversal (A). Esta se vería como la Figura 96. Sin embargo, las dimensiones de un cuerpo humano son variantes. Por lo que se buscaron datos promedio de las dimensiones del cuerpo humano [21].

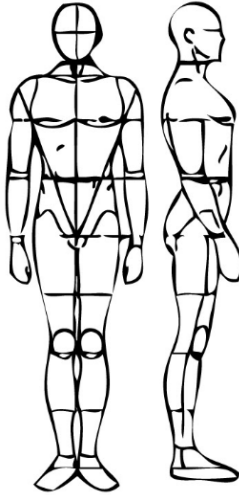


Figura 96: Esquema de antropometría.

Para estos cálculos se consideran las dimensiones de un cuerpo humano de sexo masculino de entre 18-24 años. Además, a manera de simplificar los cálculos, la sección transversal se modeló como en la Figura 97. Donde  $h_{mx} = 1704mm$ ,  $h_1 = 835mm$ ,  $h_2 = 1395mm$ ,  $b_{mx} = 488mm$ ,  $b_1 = 333mm$  y  $b_2 = 158mm$ . Calculamos A

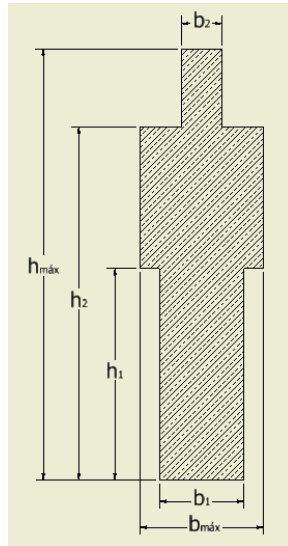


Figura 97: Diagrama de sección transversal.

$$\begin{aligned}
 A &= b_1 h_1 + (h_2 - h_1) b_{mx} + (h_{mx} - h_2) b_2 \\
 &= (333)(835) + (1\ 395 - 835)(488) + (1\ 704 - 1\ 395)(158) \\
 &= 600\ 157\ mm \rightarrow 0.6002\ m^2
 \end{aligned}$$

Proseguimos con los cálculos, para la capacidad de transporte de la cinta primero obtenemos el coeficiente  $k$ , aplicando la ecuación 15 tenemos

$$k = 1 - 1.64 \left( \frac{\varphi\pi}{180} \right)^2 = 1 - 1.64 \left( \frac{9 * \pi}{180} \right)^2$$

$$k = 0.9595$$

Sustituyendo valores para la ecuación 14

$$Q_v = 3600 (v) (A) (k)$$

$$= 3600 (6 \text{ m/s}) (0.6002 \text{ m}^2) (0.9595)$$

$$= 12\,438.8227 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Después se calcula  $Q_m$ , para esto es necesario conocer el peso específico. Sabemos que la densidad promedio del cuerpo humano es  $\rho = 1\,010 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ . Entonces tenemos que

$$\gamma = \rho_{\text{cuerpo humano}} g = \left( 1\,010 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left( 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$= 9\,908.1 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \rightarrow 1.0106 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3}$$

Al sustituir valores en la ecuación 16

$$Q_m = Q_v(\gamma)$$

$$= 12\,438.8227 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \left( 1.0106 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3} \right)$$

$$= 12\,570.6803 \frac{\text{ton}}{\text{h}}$$

Potencia de accionamiento de cinta

	Ancho de banda (mm)							
Peso específico $\gamma(\text{ton}/\text{m}^3)$	300	400	500	650	800	1000	1200	1400
$1 < \gamma \leq 2$	36	59	76	92	126	187	277	320

Tabla 10: Factor de ancho de la banda,  $C_b$ .

[57]

Longitud de banda (m)	32	40	50	63	80	90	100	150	200	250	300
$C_l$	222	192	167	145	119	109	103	77	63	53	47

Tabla 11: Factor de longitud de banda,  $C_l$ .

[57]

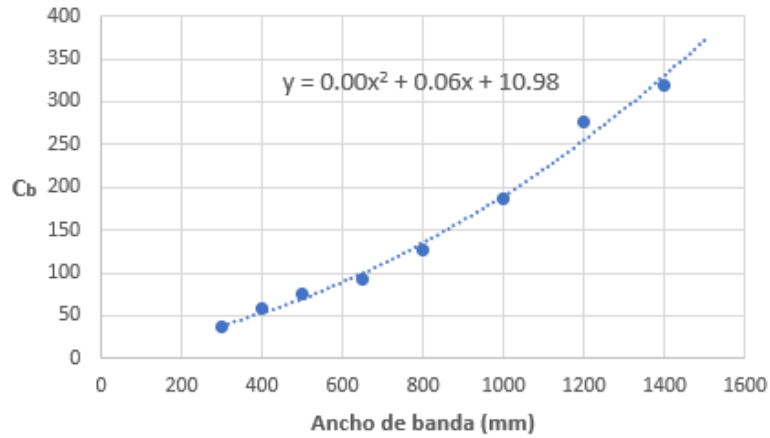


Figura 98: Gráfica del comportamiento del coeficiente  $C_b$ .

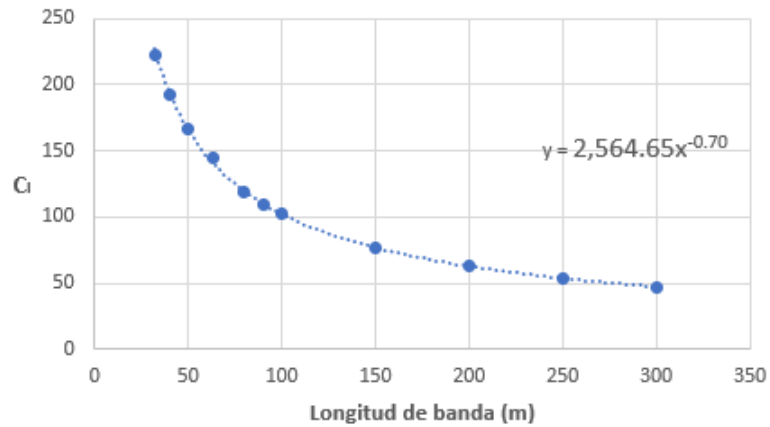


Figura 99: Gráfica del comportamiento del coeficiente  $C_l$ .

En la ecuación 17 se tiene tres coeficientes que dependen directamente de las tablas en el manual consultado, un extracto de estas son las tablas 11 y 10. Estas no cuentan con datos suficientes para esta aplicación. El manual consultado está ideado para bandas transportadoras angostas y de longitud mayores a la de este proyecto. Por esta razón se buscó la ecuación de ambos coeficientes y se extrapola para los valores requeridos. Como resultado de esto, se obtuvieron las figuras 99 y 98. Se obtuvieron los valores de  $C_l$  y  $C_b$ , 742 kg/s y 916 kg/s respectivamente. El diseño se realiza bajo el supuesto que el entorno de instalación sea normal y en condiciones estándar, siendo así en la Tabla 12 se encuentra el valor correspondiente a  $K_f$ .

Condiciones de trabajo	$K_f$
Favorables, buena alimentación, bajas velocidades	1.17
Normal, condiciones estándar	1
Desfavorables, baja temperatura y alta velocidad	0.74 - 0.87
Temperaturas extremadamente bajas	0.57

Tabla 12: Factor de servicio,  $K_f$ .  
[57]

Aplicando la ecuación 17, tenemos que

$$\begin{aligned}
 P_1 &= \frac{C_b(v) + Q_m}{C_l (K_f)} \\
 &= \frac{916 \frac{kg}{s} (6 \frac{m}{s}) \left( \frac{1.02 \cdot 10^{-4} \text{ ton}}{1 \text{ N}} \right) \left( \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right) + (12 \ 570.6803 \frac{\text{ton}}{\text{h}})}{742 \text{ m}^{-1} (1)} \\
 &= \frac{2 \ 018.1312 \frac{\text{ton}}{\text{h}} + 12 \ 570.6803 \frac{\text{ton}}{\text{h}}}{742 \text{ m}^{-1}} = 19.6615 \frac{\text{ton m}}{\text{h}}
 \end{aligned}$$

Sustituyendo en la ecuación 18

$$\begin{aligned}
 P_2 &= \frac{H (Q_m)}{367} \\
 &= \frac{0.919 \text{ m} (12 \ 570.6803 \frac{\text{ton}}{\text{h}})}{367} = 31.49 \frac{\text{ton m}}{\text{h}}
 \end{aligned}$$

Dado a que este sistema no cuenta con trippers, dispositivos de limpieza ni guías y faldones;  $P_3 = 0$ . Entonces sustituimos los valores anteriores en la ecuación 20 y tenemos

$$\begin{aligned}
 P_T &= P_1 + P_2 + P_3 \\
 &= 19.6615 \frac{\text{ton m}}{\text{h}} + 31.49 \frac{\text{ton m}}{\text{h}} \\
 &= 51.1515 \frac{\text{ton m}}{\text{h}} \\
 &\rightarrow 139.2723 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} \text{ o } 139.2723 \text{ W}
 \end{aligned}$$

Para poder calcular la potencia requerida por el motor ( $P_M$ ) primero identificamos  $\eta$ . Dado que nuestro diseño no considera una caja reductora  $\eta_r = 0$ . Entonces  $\eta = \eta_m = 77\%$ . Con la ecuación 21 obtenemos que la potencia requerida es:

$$\begin{aligned}
 P_M &= \frac{P_T}{\eta} \\
 &= \frac{139.2723 \text{ W}}{0.77} = 180.87 \text{ W} \\
 &\rightarrow 0.24 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

Recubrimiento de la cara inferior de la banda	V3,V5,U2,A5,E3		
Ángulo de contacto, $\alpha$	180°	210°	240°
Tambor de acero liso			
Seco	1.5	1.4	1.3
Mojado	3.7	3.2	2.9
Tambor con forro de fricción			
Seco	1.4	1.3	1.2
Mojado	1.8	1.6	1.5

Tabla 13: Factor de servicio,  $C_1$ .  
[57]

Ahora se calcula el esfuerzo máximo de tracción ( $F_b$ ) utilizando la ecuación 23 y escogiendo el valor de  $C_1$  de la Tabla 13. El tambor motriz tiene forro, la banda es plana y el material de recubrimiento que se tiene considerado es PVC, considerando la anterior proseguimos a aplicar la siguiente expresión

$$F_b = \frac{P_T * C_1 * 1000}{v}$$

$$= \frac{139.2723 \text{ W} * 1.4}{6 \text{ m/s}} = 32.4969 \text{ N}$$

Así también, la resistencia nominal mínima ( $R$ ) está dada por la ecuación 24 y sustituyendo tenemos que

$$R = \frac{F_b * C_s}{B}$$

$$= \frac{32.4969 \text{ N} * 10}{2740 \text{ mm}} = 0.1186 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

La resistencia nominal a la tracción del material de la cinta (PVC) es  $R_N = 200 \text{ N/mm}$ , de esta manera se calcula el coeficiente de seguridad por resistencia a la tracción con la ecuación 35 y tenemos:

$$C_{seg} = \frac{R_N}{R} = \frac{200 \text{ N/mm}}{0.1186 \text{ N/mm}} = 1686$$

Para las tensiones de trabajo de la banda, así como se observa en la Figura 95 existen dos fuerzas tensoras actuando sobre la banda,  $T_1$  y  $T_2$ . Además, existe un fuerza tangencial transmitida del tambor hacia la banda es estado estacionario, utilizando la expresión 27 para obtener esta fuerza tenemos:

$$F_t = \frac{P_T * 1000}{v}$$

$$= \frac{139.2723 \text{ W}}{6 \text{ m/s}} = 23.21 \text{ N}$$

Superficie del tambor	Sin recubrimiento	Con recubrimiento
Alta adherencia	0.35	0.45
Seca	0.35	0.40
Húmeda	0.20	0.35
Mojada	0.10	0.30

Tabla 14: Coeficiente de fricción,  $\mu$ .  
[57]

Las tensiones tienen la relación dada en la expresión 25, utilizando esta ecuación proseguimos a despejar de la siguiente manera

$$\begin{aligned}
 e^{0.4 \cdot \pi} &= 3.5136 \\
 \frac{T_1}{T_2} &= e^{\mu\alpha} \\
 T_1 &= T_2 \cdot e^{\mu\alpha} \\
 &= T_2 (3.5136)
 \end{aligned}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones tenemos que

$$\begin{aligned}
 T_2 &= \frac{F_t}{(3.5136 - 1)} = \frac{23.21 \text{ N}}{2.5136} \\
 &= 9.2338 \text{ N} \\
 T_1 &= 32.4440 \text{ N}
 \end{aligned}$$

En el caso del estado no estacionario dado a los picos de tensiones durante el arranque, estos valores deben calcularse para comprobar la resistencia de la banda. Siguiendo la expresión 28,  $F_{t_A} = 1.6 * F_t \rightarrow 37.136 \text{ N}$ . Así también, el coeficiente de fricción sufre una modificación, esta se expresa con la ecuación 29,  $\mu_A = 0.45$ . Con estos nuevos valores y aplicando la ecuación 30 proseguimos a calcular las tensiones de arranque  $T_{1_A}$  y  $T_{2_A}$ .

$$\begin{aligned}
 T_{1_A} &= \frac{37.136 \text{ N} * e^{0.45 * \pi}}{e^{0.45 \cdot \pi} - 1} = 49.07 \text{ N} \\
 T_{2_A} &= \frac{37.136 \text{ N}}{e^{0.45 \cdot \pi} - 1} = 11.94 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Ahora calculamos el diámetro mínimo de diseño y la velocidad de giro del tambor motriz para cumplir con los requerimientos utilizando la ecuación 31.

$$\begin{aligned}
 D_{Tmin} &= \frac{36 * F_t}{p * \pi * \alpha^\circ * B} \\
 &= \frac{36 * 23.21 \text{ N}}{1600 \text{ kg/m}^2 * \pi * 180^\circ * 2.74 \text{ m}} \\
 &= 0.000337 \text{ m} \rightarrow 0.337 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

El diámetro mínimo es muy pequeño, quiere decir que nuestro sistema está sobredimensionado. Por lo que el diámetro de diseño para los rodillos ( $d = 150 \text{ mm}$ ) cumple con este requerimiento, así podemos concluir que  $D_T = 150 \text{ mm}$ . Para obtener la velocidad de giro utilizamos la expresión 32 que sustituyendo resulta de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} n_T &= \frac{v * 60}{\pi * D_T} = \frac{6 \frac{m}{s} * 60}{\pi * 0.150 \text{ m}} \\ &= 763.94 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Las cargas actuantes sobre el tambor motriz durante el arranque el motor produce exigencias máxima de fuerza para lograr acelerar la cinta desde cero hasta la velocidad régimen. Este es el esfuerzo del tambor motriz en el arranque, sustituyendo con las fuerzas máximas de arranque calculadas anteriormente tenemos siguiente expresión:

$$\begin{aligned} F_{t_A} &= T_{1_A} + T_{2_A} \\ &= 49.07 \text{ N} + 11.94 \text{ N} \\ &= 61.01 \text{ N} \end{aligned}$$

En el caso del para de arranque del motor, este se calcula mediante la ecuación 33, sustituyendo valores tenemos que:

$$\begin{aligned} M_A &= \frac{F_{t_A} * D_T}{2} \\ &= \frac{61.01 \text{ N} * 0.15 \text{ m}}{2} \\ &= 4.5757 \text{ N m} \end{aligned}$$

Para la selección final de resistencia nominal de la banda tenemos que la resistencia nominal mínima se obtiene mediante la expresión 34 y utilizando la tensión máxima calculada  $T_{1_A}$ . Para este caso  $T = T_{1_A}$ , sustituyendo valores obtenemos

$$\begin{aligned} R &= \frac{T * C_s}{B} \\ &= \frac{49.07 \text{ N} * 10}{2 \text{ 740 mm}} = 0.1791 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \end{aligned}$$

La resistencia nominal de la banda de poliéster que se considera para este proyecto es de  $200 \text{ N/mm}$ . Calculamos nuevamente el coeficiente de seguridad de la banda por la resistencia a la tracción calculada, aplicando la ecuación 35

$$C_{seg} = \frac{R_N}{R} = \frac{200 \text{ N/mm}}{0.1791 \text{ N/mm}} = 1116$$

Entonces tenemos que para una banda de las dimensiones de diseño se requiere un motor con potencia mínima de 1 HP. El diámetro de 150mm de los rodillos y la resistencia a la tracción del material de la cinta de poliéster que se ha considerado hasta ahora, sí cumplen con las exigencias de diseño.

### 10.3.2. Perfiles

La selección de perfiles se basó en su característica física, debido a la aplicación y las exigencias de diseño. Estos están distribuidos en tres grupos: soporte móvil, soporte inferior y estructura de banda, estos se detallan a continuación.

#### Soporte móvil

Su finalidad es brindarle movilidad al ensamblaje completo de la caminadora. Esta es la parte del ensamblaje que contiene las ruedas industriales, dos chumaceras montadas con la ayuda de unas piezas mecanizadas, y perfiles cuadrados y L. Para el diseño de este soporte se consideró la dimensión final máxima para la caminadora, es así como esta estructura tiene 6m de largo y 3m de ancho.

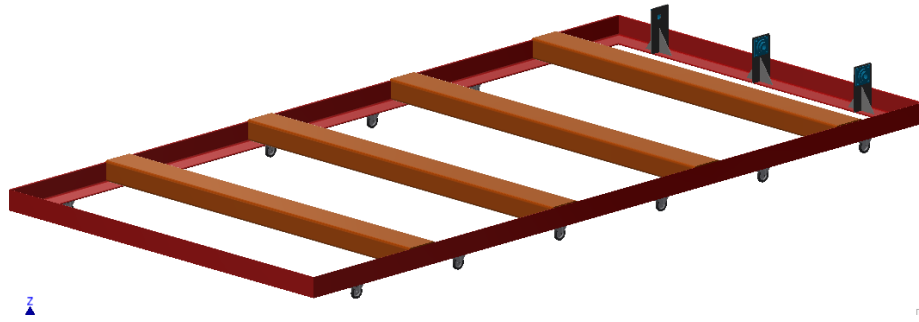


Figura 100: Soporte móvil.

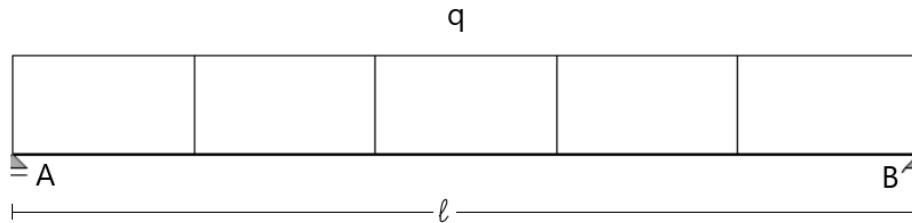


Figura 101: Diagrama de idealización del soporte móvil para análisis.

Posteriormente se analizaron los perfiles rectangulares, que son los más críticos de la estructura. De los 4 perfiles rectangulares hay uno que es más crítico porque aloja a un costado a dos anclajes de pasador para los cilindros, el análisis completo de este se realizará por aparte, utilizando nuestra herramienta de software Inventor. Para los 3 perfiles restantes se realizó el análisis de diagramas de corte, momento y deflexión. Considerando  $l = 3000mm$  y  $w = 1.317N/mm$ , y según el tipo de carga y la distribución de soportes tenemos las siguientes expresiones

$$R_A = R_B = \frac{wl}{2} ; M_o = \frac{wl^2}{8} ; x_o = \frac{l}{2}$$

Sustituyendo tenemos los siguientes datos:

$$R_A = \frac{1.317 \frac{N}{mm} (3000 \text{ mm})}{2} = 1975.5 \text{ N}$$

$$M_o = \frac{1.317 \frac{N}{mm} (3000 \text{ mm})^2}{8} = 1481625 \text{ Nmm}$$

$$x_o = \frac{3000 \text{ mm}}{2} = 1500 \text{ mm}$$

Ahora considerando el análisis de esfuerzo, tenemos que la fuerza puntual en la sección media del perfil es de  $F = 3359.20 \text{ N}$  y el área de la viga es  $A = 647700.0 \text{ mm}^2$ .

$$\sigma = \frac{3359.20 \text{ N}}{647700.0 \text{ mm}^2} = 0.005186 \text{ MPa}$$

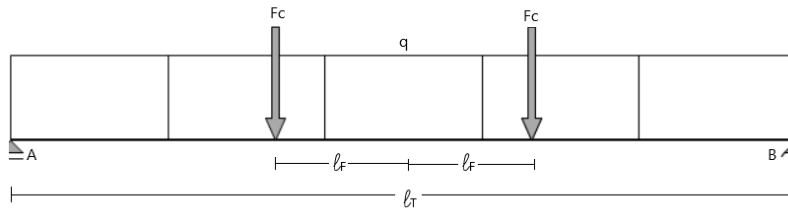


Figura 102: Diagrama de idealización del soporte móvil para el caso más crítico.

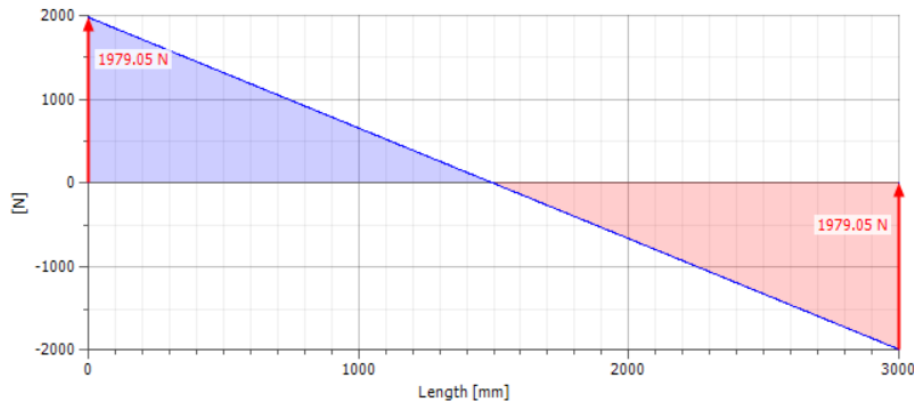


Figura 103: Diagrama de corte para perfil crítico del soporte móvil.

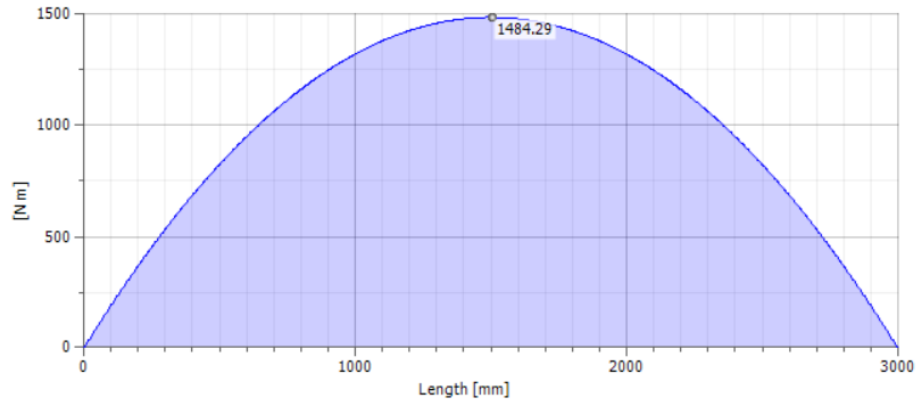


Figura 104: Diagrama de momento para perfil crítico del soporte móvil.

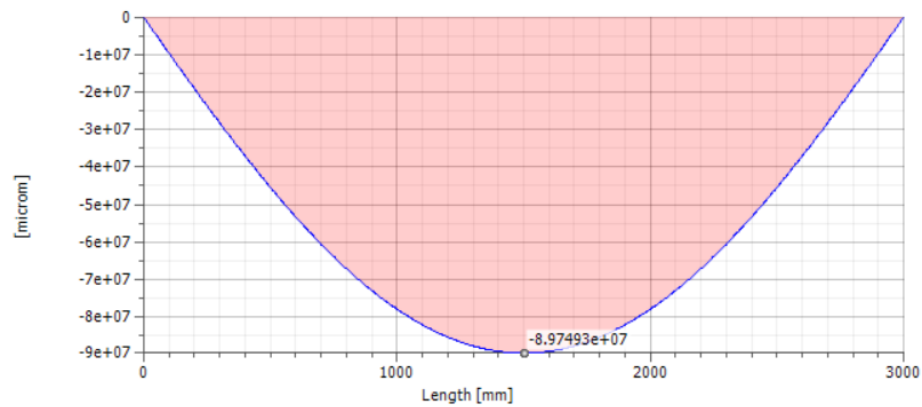


Figura 105: Diagrama de deflexión para perfil crítico del soporte móvil.

En el caso del perfil cuadrado más crítico tenemos que además de una carga distribuida sobre el eje  $z$ , tenemos dos cargas puntuales con un ángulo máximo de  $49^\circ$  con referencia al plano  $xy$ , equidistantes respecto al eje  $z$ . Considerando  $l_T = 3000mm$ ,  $l_F = 491.012mm$ ,  $q = 1.317N/mm$  y  $F_c = 222kN$ , esta última carga es la que se encuentra con ángulo y su magnitud está dada por las especificaciones de catálogo; esta magnitud corresponde a la capacidad máxima de avance. Con la ayuda del simulador se generan los diagramas de corte, momento y deflexión que se encuentran en las figuras 106-108 respectivamente.

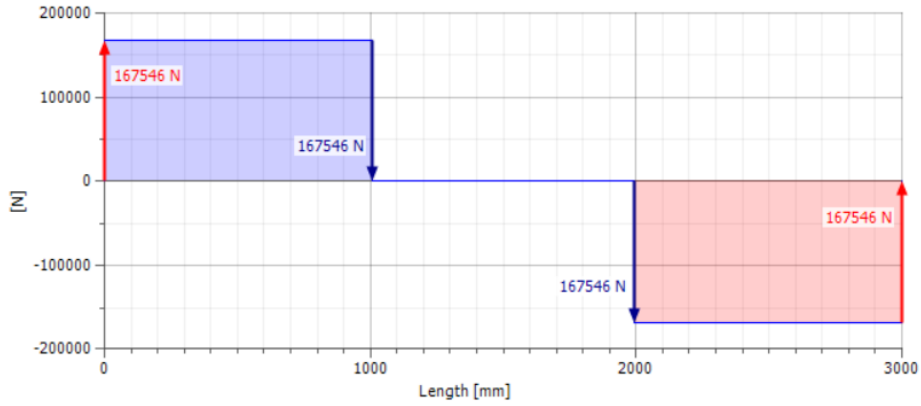


Figura 106: Diagrama de corte para perfil crítico del soporte móvil con cilindros hidráulicos extendidos.

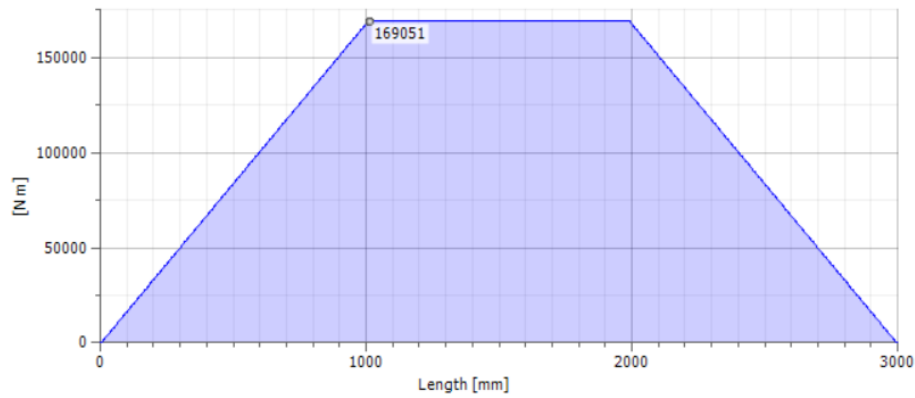


Figura 107: Diagrama de momento para perfil crítico del soporte móvil con cilindros hidráulicos extendidos.

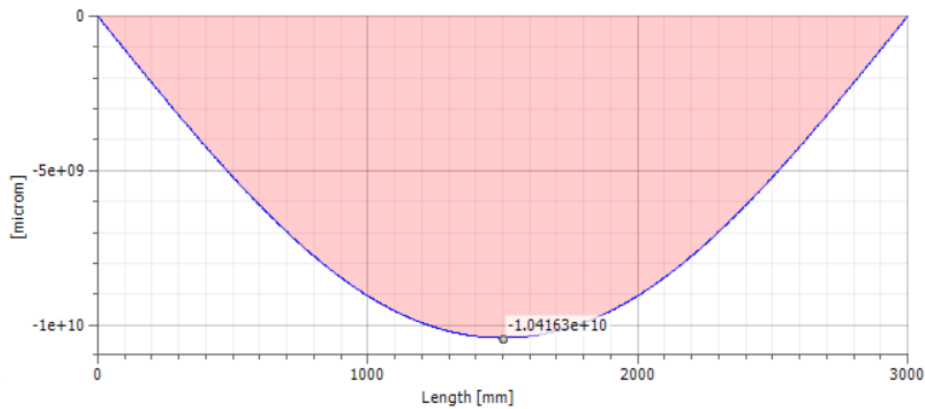


Figura 108: Diagrama de deflexión para perfil crítico del soporte móvil con cilindros hidráulicos extendidos.

Ahora tenemos el mismo el mismo perfil con las misma carga distribuida, pero las cargas puntuales tienen una magnitud menor a la anterior dado que en este caso los cilindros se encuentran en reposo y un ángulo mínimo de 10 deg. Los valores son  $l_T = 3000\text{mm}$ ,

$l_F = 491.012\text{mm}$ ,  $q = 1.317\text{N/mm}$  y  $F_c = 98\text{kN}$ , siendo esta magnitud de catálogo como la capacidad máxima de reposo. De esta manera por medio del software utilizado se obtienen los siguientes diagramas respectivos, estos se encuentran en las figuras 109-111.

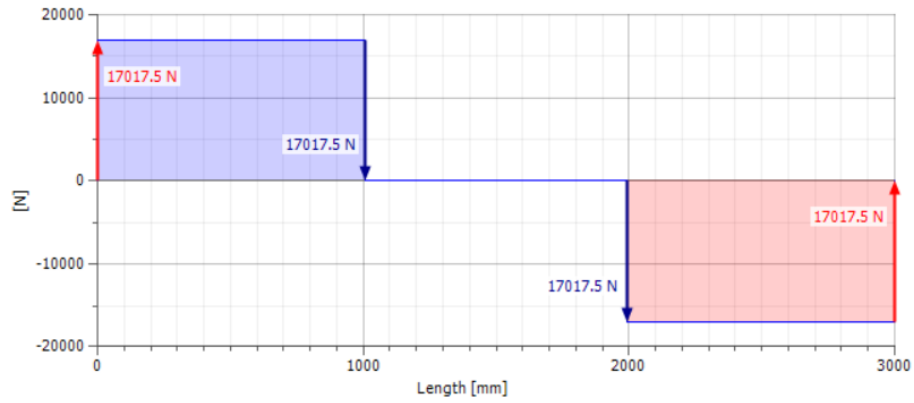


Figura 109: Diagrama de corte para perfil crítico del soporte móvil con cilindros hidráulicos sin extender.

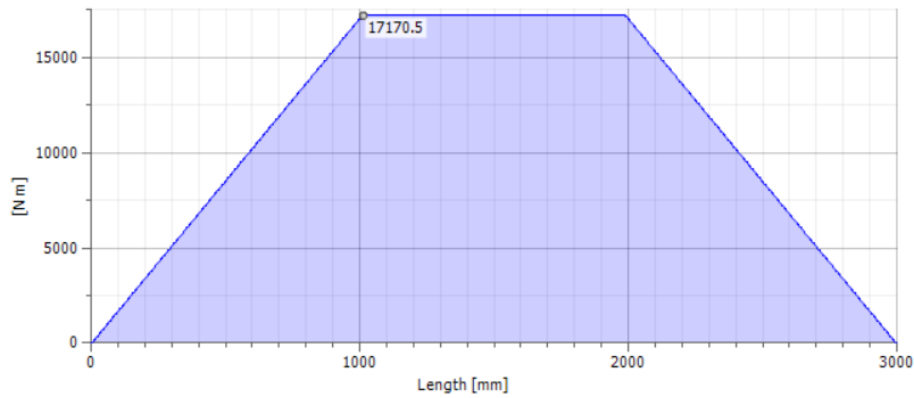


Figura 110: Diagrama de momento para perfil crítico del soporte móvil con cilindros hidráulicos sin extender.

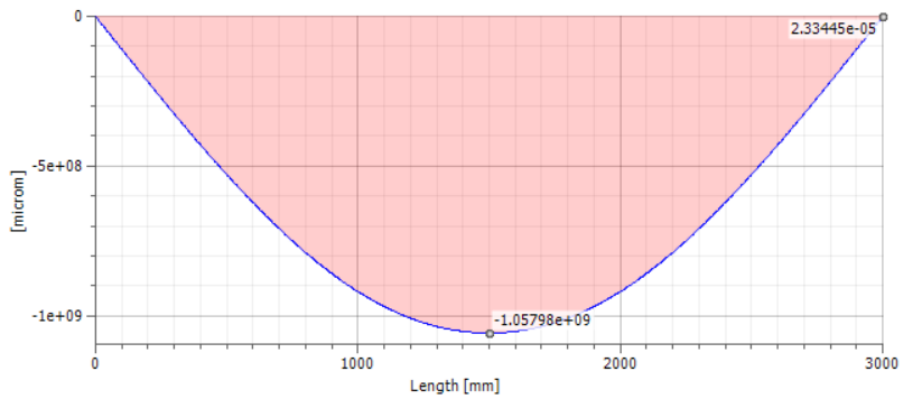


Figura 111: Diagrama de deflexión para perfil crítico del soporte móvil con cilindros hidráulicos sin extender.

## Soporte inferior

Esta estructura tiene como finalidad principal permitir la movilidad a la caminadora sobre el eje y. En la parte posterior de esta se encuentran dos placas mecanizadas unidas a los perfiles laterales C, donde se alojará un eje circular a manera de pivote. Además en la parte final de los perfiles se realizó un acanalado que permita el movimiento de las chumaceras traseras para modificar el tensado de la banda.

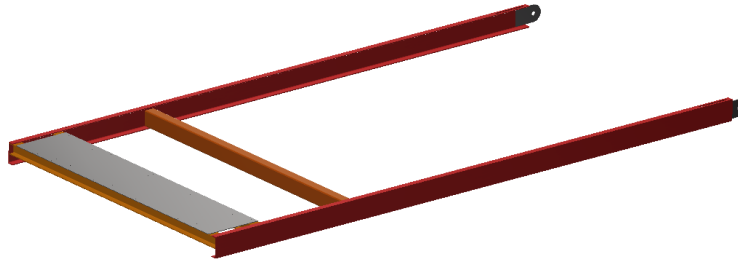


Figura 112: Soporte inferior.

Además esta estructura cuenta con dos vigas tipo W que tienen como función darle rigidez horizontal a la estructura y alojar una placa en la parte superior de estos perfiles; esta placa se ideó para colocar cualquier componente que sea necesario a la hora de los ensayos. La placa tiene 560 mm de ancho y 3000 mm de largo.

Así también, la estructura cuenta con una viga de perfil rectangular que tiene la función de alojar uno de los extremos de los cilindros hidráulicos, mediante un anclaje de pasador para cada cilindro.

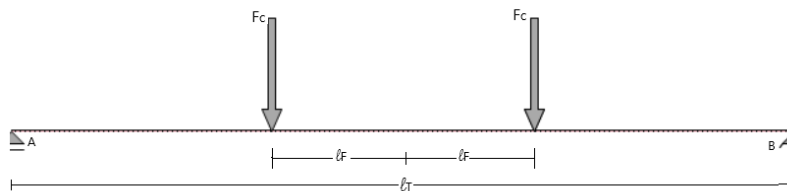


Figura 113: Diagrama de idealización del soporte inferior para análisis.

Finalmente, en la estructura se identificó que el perfil rectangular es más crítico, debido a los esfuerzos de corte sobre el anclaje de pasador para el cilindro hidráulico, alojado en un costado de este perfil. Para su análisis se realizaron dos ensayos, los cilindros en reposo y a su elongación máxima. Entonces tenemos dos cargas puntuales con un ángulo máximo de  $80^\circ$  y mínimo de  $41^\circ$  con referencia al plano xy, equidistantes respecto al eje z. Considerando  $l_T = 3000mm$ ,  $l_F = 491.012mm$  y  $F_c = 222kN$  si es ángulo mínimo, y  $F_c = 98kN$  si es máximo. Esta magnitud está dada por las especificaciones de catálogo del cilindro hidráulico, corresponde a la capacidad máxima de avance y capacidad máxima de retracción.

A continuación en las figuras 114-119 se muestran los diagramas de corte, momento y deflexión relacionados a los dos escenarios antes mencionados.

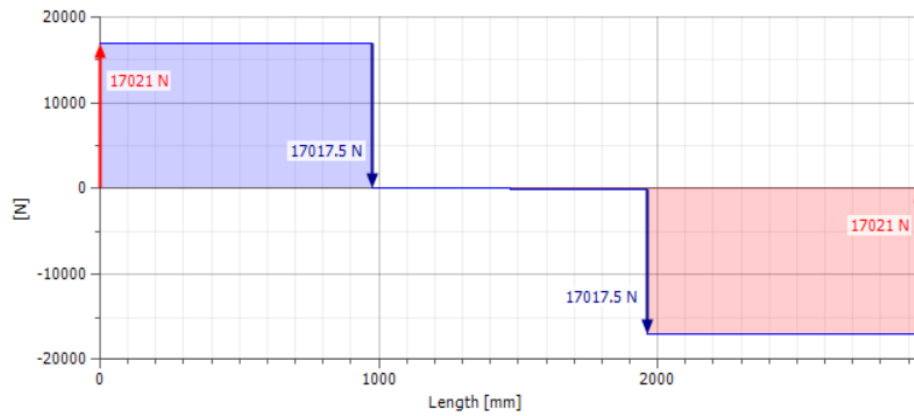


Figura 114: Diagrama de corte del soporte inferior con el menor ángulo.

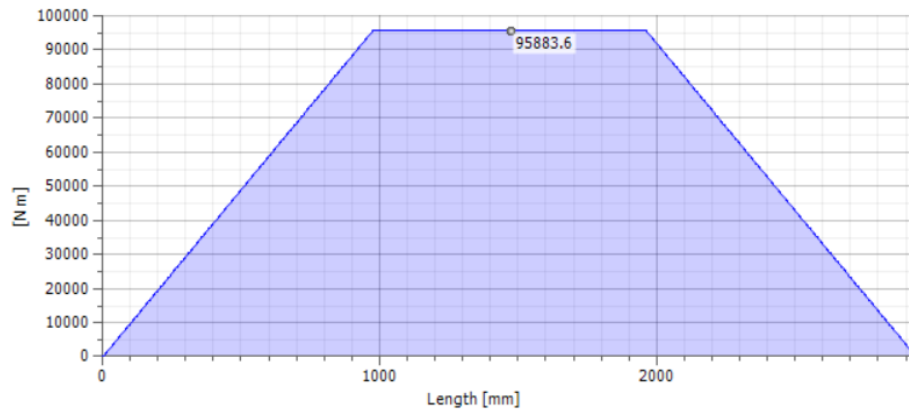


Figura 115: Diagrama de momento del soporte inferior con el menor ángulo.

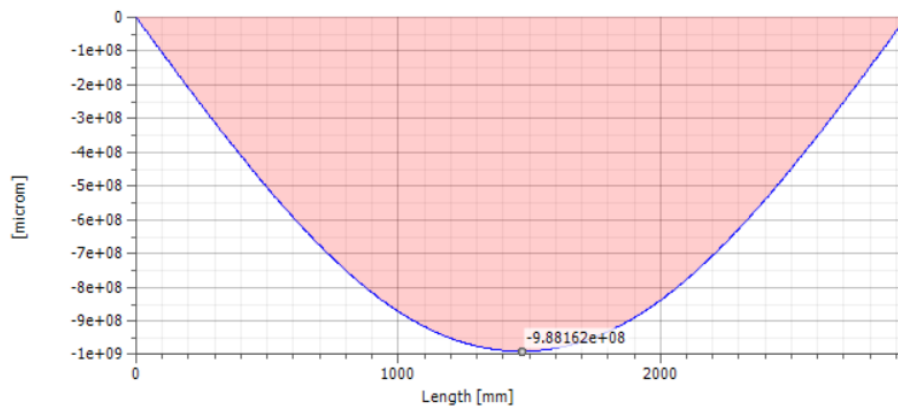


Figura 116: Diagrama de deflexión del soporte inferior con el menor ángulo.

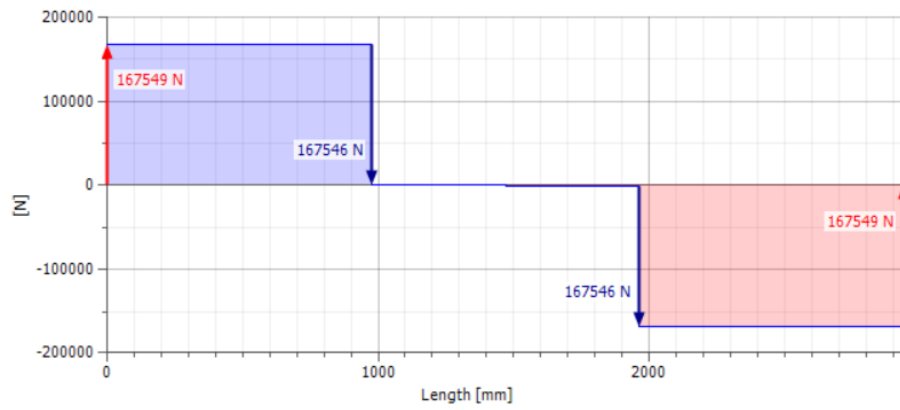


Figura 117: Diagrama de corte del soporte inferior con el ángulo mayor.

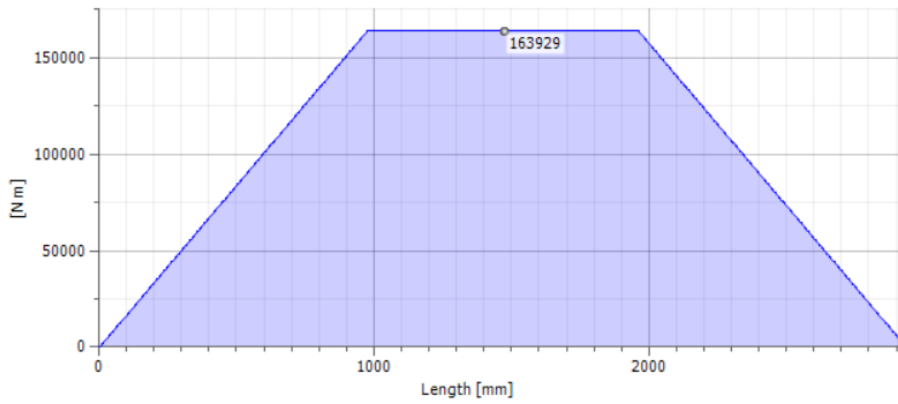


Figura 118: Diagrama de momento del soporte inferior con el ángulo mayor.

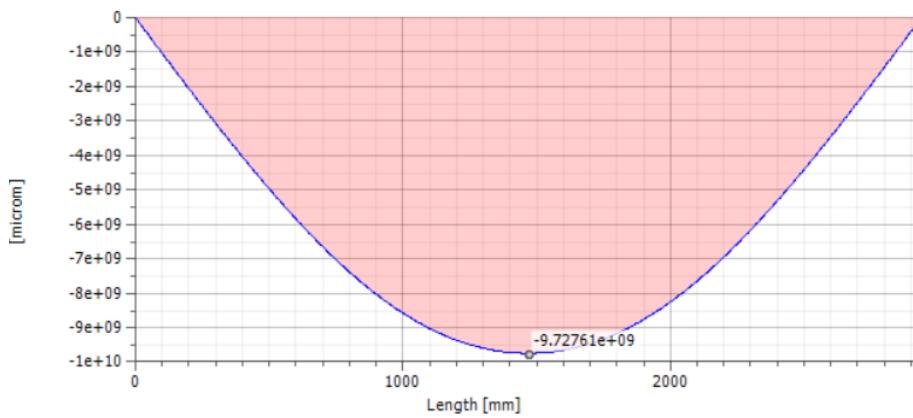


Figura 119: Diagrama de deflexión del soporte inferior con el ángulo mayor.

## Estructura de banda

Su función es sostener la superficie plana y lisa para que la banda se deslice. La superficie consta de una plancha de acero negro de 9/16" de espesor. En esta estructura en específico, la plancha es el componente más crítico ya que estará sujeta a carga dinámica, esta corresponde al peso relacionado al dispositivo o sujeto en ensayo, que para cálculos críticos es de 200lbs.

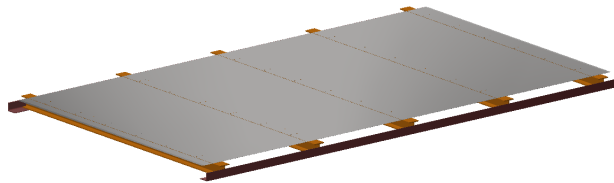


Figura 120: Estructura para banda.

Esta plancha cumple con las especificaciones ASTM A36, según el proveedor el límite de fluencia es 235 MPa y resistencia a la tracción de ente 375-500 MPa. Calculando el esfuerzo máximo de ensayo donde  $F = 889.96 N$  correspondiente al peso generado por las 200lbs de ensayo y  $A = 12271382.965 mm^2$  que corresponden al área total de la plancha. Seguidamente se realiza el cálculo considerando un factor de seguridad de 10, a continuación los cálculos:

$$\sigma_{max} = \frac{889.96 N}{12\ 271\ 382.965 mm^2} = 72.52 Pa$$
$$\sigma_{maxFs} = \frac{889.96 N}{12\ 271\ 382.965 mm^2} (10) = 725 Pa$$
$$= 7.25 \cdot 10^{-4} MPa$$

Mediante el simulador de Inventor se obtuvo el diagrama de esfuerzos, este se observa en la Figura 121. El valor de esfuerzo calculado es menor al obtenido en el simulador, esto permite la validación del diseño.

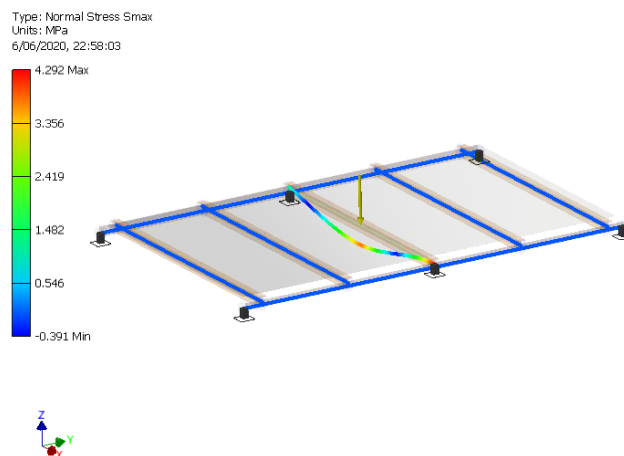


Figura 121: Diagrama de esfuerzos de la estructura de banda.

### 10.3.3. Piezas a mecanizar

En esta estructura se diseñaron piezas con funciones especiales, a continuación se listan con una breve descripción de su función principal. Posteriormente se presenta mayor detalle de cada una de ellas.

- Plancha para estructura de banda, tal y como su nombre lo indica es una plancha que se coloca sobre la estructura de perfiles correspondiente a la estructura de banda, esta se encuentra bajo la cinta de banda.
- Plancha del soporte inferior, esta se diseñó a fin de que el usuario tenga un espacio para posicionar algún componente (mecánico, eléctrico, etc.) a la hora de realizar ensayos de locomoción.
- Piezas para acople de pivote. Su función es permitir la unión de esta estructura y el eje de pivote.
- Placa de soporte y ángulo de ajuste para pivote, para esta estructura móvil se diseñaron 6 piezas que permiten posicionar el eje de pivote.
- Platina para chumaceras de banco, la función de esta pieza es actuar como alza para las chumaceras.
- Soporte de motor y ángulos de ajuste, estas 4 piezas tienen la función de posicionar el motor a un costado de la estructura de banda, a la altura del eje motriz.
- Anclaje de pasador, esta pieza permite el acople de los cilindros hidráulicos y las estructuras de banda, mediante el Clevin Pin TRPP25 de la marca Enerpac.

#### Plancha para estructura de banda

Esta plancha tiene 9/16" de grosor y un área plana de  $A = 12\,275\,200\text{mm}^2$ . La fuerza que actúa sobre ella es únicamente la de un cuerpo humano de 200 lbs. Para estas piezas se propone como material de fabricación ASTM A36. Para su análisis se focalizaron los esfuerzos sobre una sección de la plancha, esto debido a que el largo del paso promedio de un ser humano no excede de 1m, la sección analizada tiene un área de  $A = 2\,579\,578.48$ , esta sección se puede observar en la Figura 122.

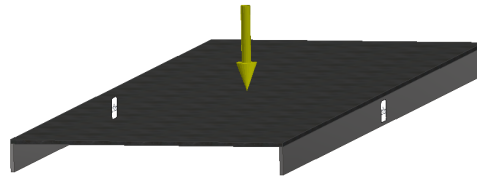


Figura 122: Captura de la sección analizada de la plancha para la estructura de banda.

Al igual que en casos anteriores, se aplican las ecuaciones 1 y 2. El módulo de Young del

material de fabricación es  $Y = 200 \text{ GPa}$  obtenemos:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{889.644 \text{ N}}{2\,494\,469.28 \text{ mm}^2} = 3.43 \cdot 10^{-4} \text{ N/mm}^2$$

$$\Delta L = \frac{\sigma L}{Y} = \frac{3.43 \cdot 10^{-4} \text{ N/mm}^2 * 14 \text{ mm}}{200 \text{ GPa}} = 2.401 \cdot 10^{-8} \text{ mm}$$

Los resultados de la simulación se reflejan en las figuras 85 y 86. Comparando los resultados, los cálculos teóricos son menores que los de la simulación y tomando en cuenta que se analizó el área más crítica de la pieza, los resultados permiten la validación del diseño para su fabricación.

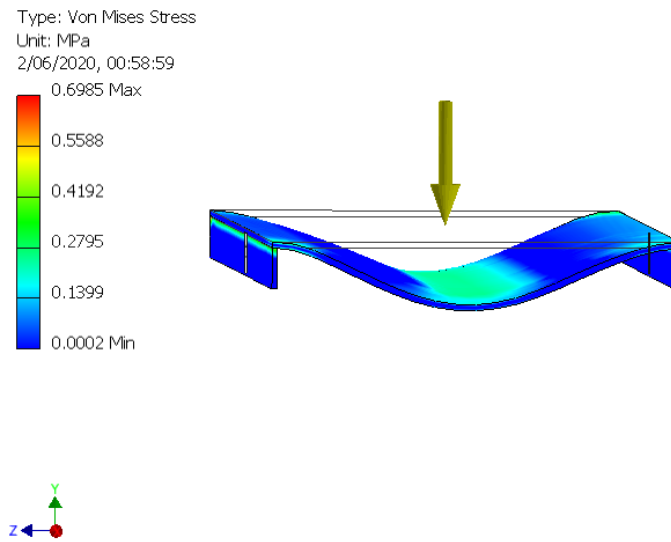


Figura 123: Diagrama de esfuerzos de la placa de ajuste.

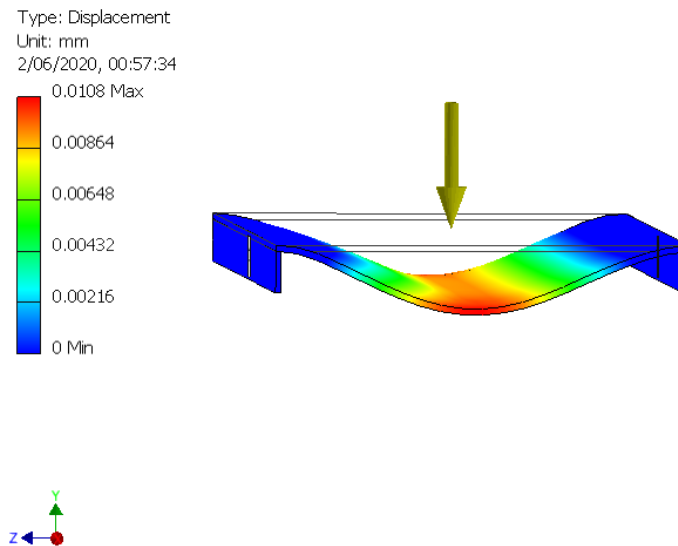


Figura 124: Diagrama de desplazamiento de la placa de ajuste.

## Plancha del soporte inferior

Esta plancha no está sometida a cargas en el diseño. Sin embargo, para fines de validación numérica se analizará la carga máxima que esta soporta antes de ceder y sufrir un desplazamiento de  $0.0001 \text{ mm}$ , el grosor de la pieza es  $6.35 \text{ mm}$  y la sección transversal es  $A = 1534400 \text{ mm}^2$ . En la Figura se puede observar esta pieza desacoplada y doblemente apoyada para el análisis de esfuerzos. Del material sabemos que el módulo de Young es  $Y = 200 \text{ GPa}$  y el esfuerzo de fluencia es  $\sigma_{flu} = 250 \text{ MPa}$ .

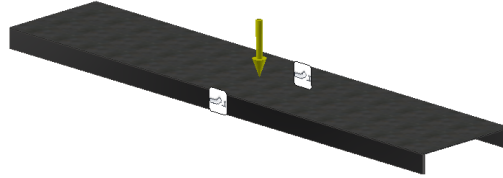


Figura 125: Captura de plancha inferior desacoplada.

Para esto se aplicarán nuevamente las ecuaciones 1 y 2, despejando tenemos:

$$\begin{aligned}\Delta L &= \frac{\sigma L}{Y} \\ \sigma &= \frac{\Delta LY}{L} = \frac{0.0001 \text{ mm} * 200 \text{ GPa}}{6.35 \text{ mm}} \\ &= 3.15 \text{ MPa} \\ \sigma &= \frac{F}{A} \rightarrow F_{mx} = \sigma A \\ &= 3.15 \text{ MPa} * 1\,534\,400 \text{ mm}^2 \\ &= 4\,833\,360 \text{ N} \rightarrow 4.8 \text{ MN}\end{aligned}$$

Con la herramienta de simulación se comprueban los cálculos aplicando la fuerza calculada a la plancha. Como resultado de esto se obtuvo el diagrama disponible en la Figura 126. El esfuerzo máximo del simulador es mayor al calculado, esto permite validar el diseño de esta plancha, donde esta puede ser sometida a altas cargas, siempre y cuando no exceda el límite de fluencia.

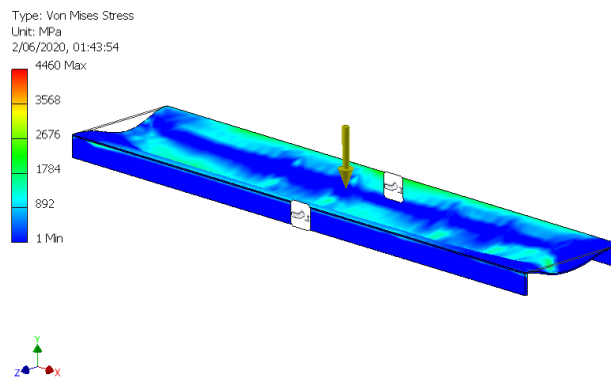


Figura 126: Diagrama de esfuerzos en la plancha inferior desacoplada.

## Piezas para acople de pivote

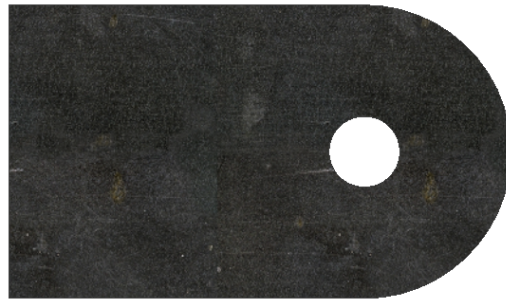


Figura 127: Captura de la pieza de acople de pivote.

Estas piezas son simples, en la Figura 127 se puede observar su geometría, tienen grosor de 6.35 mm y se encuentran unidas a la estructura inferior de la banda. El material de fabricación es ASTM A36. Para su validación se realizará el análisis de esfuerzo de aplastamiento en toda el área superficial que tiene contacto con el eje de pivote donde  $A = 798 \text{ mm}^2$ . La fuerza equivalente corresponde a la fuerza aplicada al pivote que se estudia en el apartado 10.3.2.

Sustituyendo valores en la ecuación de esfuerzo (1) obtenemos:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{6\,965 \text{ N}}{798 \text{ mm}^2} = 8.73 \text{ MPa}$$

El diagrama obtenido de la simulación de esfuerzos se presenta en la Figura 128 donde el valor máximo de esfuerzo obtenido en la simulación es mayor a la obtenida con los cálculos, esto permite que la fabricación de la pieza sea válida.

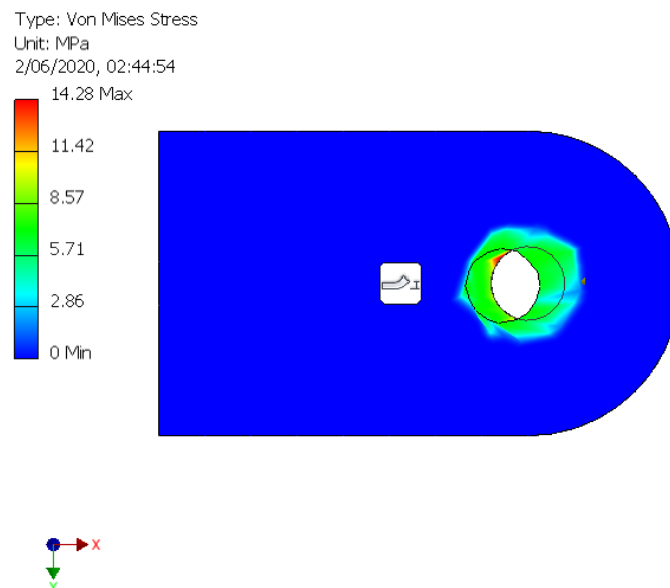


Figura 128: Diagrama de esfuerzos de la pieza de acople para pivote.

## Placa de soporte y ángulo de ajuste para pivote

Este sistema de apoyo corresponde al conjunto de 3 piezas del mismo grosor y material, siendo este material ASTM A36 y el grosor de las piezas es de 6.35 mm. El análisis se realiza considerando esta 3 piezas en conjunto con una carga de  $F = 12\,350\text{ N}$ , se realiza el estudio aplicando la fuerza cortante más crítica, esta carga se obtuvo del análisis de las fuerzas resultantes sobre el pivote en el apartado 10.3.2. En la Figura 129 se presenta el sistema de apoyo a estudiar.



Figura 129: Captura de sistema de soporte para pivote.

La sección transversal de estudio corresponde al área superficial del orificio, donde se produce la mayor concentración de esfuerzos del sistema. Realizando el análisis numérico de esfuerzo aplicando la expresión 1 tenemos:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{12\,350\text{ N}}{797.96\text{ mm}^2} = 15.47\text{ MPa}$$

El resultado de la simulación se presenta en la Figura 130, donde se aprecia que el valor máximo de esfuerzo en el sistema es de 38.24 MPa y comparando este valor con el calculado se concluye que su fabricación es válida.

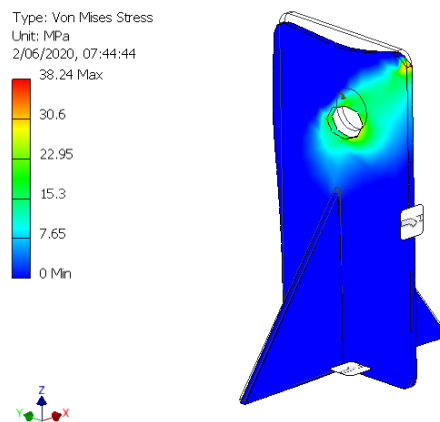


Figura 130: Diagrama de esfuerzos en el sistema de soporte para pivote.

## Platina para chumaceras de banco

El diseño de esta pieza se puede apreciar en la Figura 131, su diseño es simple, con espesor de 12.7 mm y dos orificios que coinciden con los orificios del modelo de la chumacera de banco seleccionada.



Figura 131: Captura de la platina para las chumaceras de banco.

Para su validación se analizará el esfuerzo de aplastamiento al que esta pieza está sometida y el desplazamiento asociado. La fuerza de incidencia es  $F = 2391.75N$  y la sección transversal es  $A = 8\,101.929\text{mm}^2$ , el material de fabricación es ASTM A36. Aplicando las ecuaciones 1 y 2 tenemos lo siguiente:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{2\,391\text{ N}}{8\,101.929\text{ mm}^2} = 0.295\text{ MPa}$$
$$\Delta L = \frac{\sigma L}{Y} = \frac{0.295\text{ MPa} * 12.7\text{ mm}}{200\text{ GPa}} = 1.87 \cdot 10^{-5}\text{ mm}$$

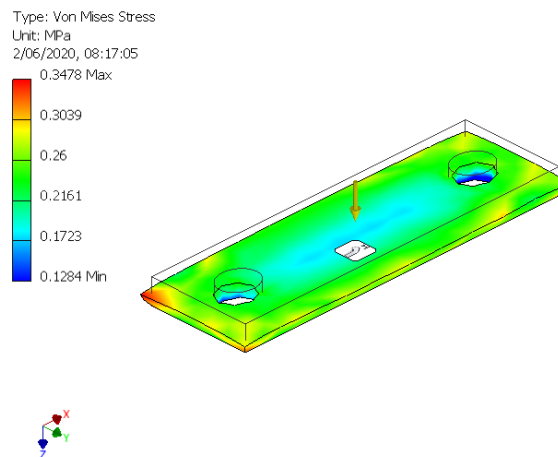


Figura 132: Diagrama de esfuerzos de la platina para chumaceras de banco .

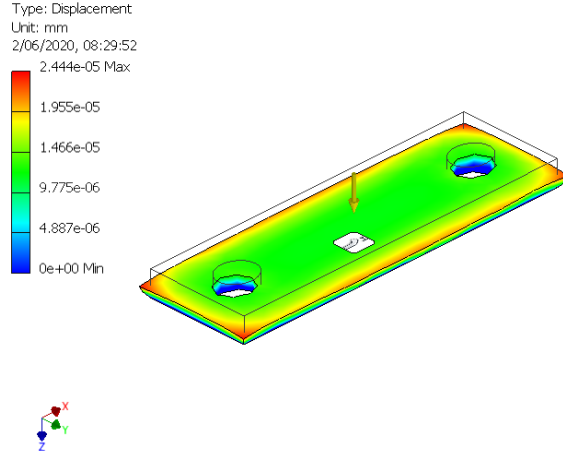


Figura 133: Diagrama de desplazamiento de la platina para chumaceras de banco .

En las figuras 132 y 133 se observa el resultado de simulación, el valor del esfuerzo máximo del sistema y el desplazamiento máximo son mayores a los resultados de los cálculos anteriores; su fabricación es válida.

### Soporte de motor y ángulos de ajuste

La propuesta de fabricación de esta pieza es utilizar una plancha de 6.35 mm de grosor y moldearla en caliente para tener como resultado una pieza de soporte lateral tal como se muestra en la Figura 134, el material de fabricación es ASTM A36. Para asegurar su validez, se empleará nuevamente la ecuación de esfuerzo 1. El largo de la pieza es  $l = 494.48mm$  y el ancho es  $h = 304.00mm$ . La carga estará al centro de la pieza donde  $F$  corresponde a la carga generada por el motor. Para este estudio se escoge el motor WEG 13797391 de 47.1 kg ya que es el más pesado, de esta manera  $F = 462.05N$ .

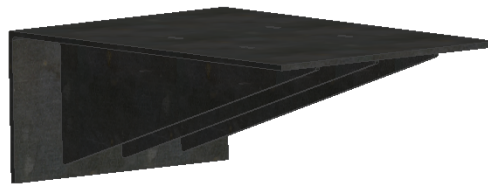


Figura 134: Captura de sistema de soporte para motor.

Además se analiza la curva de deflexión modelando la pieza como una barra rectangular en voladizo con la carga en el centro de la barra, tal y como se observa en la Figura 135, sin ningún soporte en la parte inferior. Dado que este es un modelo trivial, tenemos que la ecuación de la curva elástica está dada por la ecuación 36. Así también, la deflexión está dada por la ecuación 37.

$$y = \frac{P}{6EI} (x^3 + 3Lx^2) \quad (36)$$

$$\Delta l = -\frac{PL^3}{3EI} \quad (37)$$

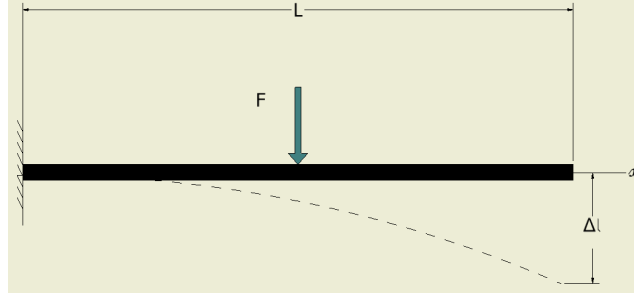


Figura 135: Diagrama de la placa de soporte para motor modelado como barra rectangular.

Para esta pieza,  $P$  es la carga del sistema,  $L$  es la distancia a la que se encuentra la carga desde el empotrado  $L = 247.24\text{mm}$ ,  $E$  es el módulo de Young del material  $E = 200\text{GPa}$  y  $I$  es el momento de inercia. El momento de inercia de la barra está dada por la ecuación 38.

$$I_x = \frac{1}{12}bh^3 \quad (38)$$

Tenemos que  $b = L = 494.48\text{mm}$ ,  $h = 6.35\text{mm}$ , calculamos el momento de inercia sustituyendo valores en la ecuación 38

$$\begin{aligned} I_x &= \frac{1}{12}494.48 \text{ mm} (6.35 \text{ mm})^3 \\ &= 10\,550.88 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Ahora sustituimos valores en las ecuaciones 36 y 37 y tenemos:

$$y = \frac{462.05 \text{ N}}{6 \cdot 200 \cdot 10^3 \text{ MPa} \cdot 10\,550.88 \text{ mm}^4} (x^3 + 3(247.24 \text{ mm})x^2) \quad (39)$$

$$y = 3.6494 \cdot 10^{-10} (x^3 + (741.72 \text{ mm})x^2) \quad (40)$$

$$\Delta l = -\frac{PL^3}{3EI} = -\frac{462.05 \text{ N} (247.24 \text{ mm})^3}{3 (200 \cdot 10^3 \text{ MPa}) (10\,550.88 \text{ mm}^4)} \quad (41)$$

$$= -1.103 \text{ mm} \quad (42)$$

Por último se realizó el cálculo de esfuerzos sobre la placa superior con la ecuación 1, sustituyendo valores tenemos:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{462.05 \text{ N}}{144\,803.062 \text{ mm}^2} = 3.19 \cdot 10^{-3} \text{ MPa}$$

La ecuación 39 corresponde a la curva elástica de la barra. La deflexión máxima de la misma está dada en la ecuación 41. En el simulador se realizaron dos iteraciones, la primera considerando únicamente la pieza de soporte, en la segunda se consideró todo el sistema incluyendo los refuerzos.

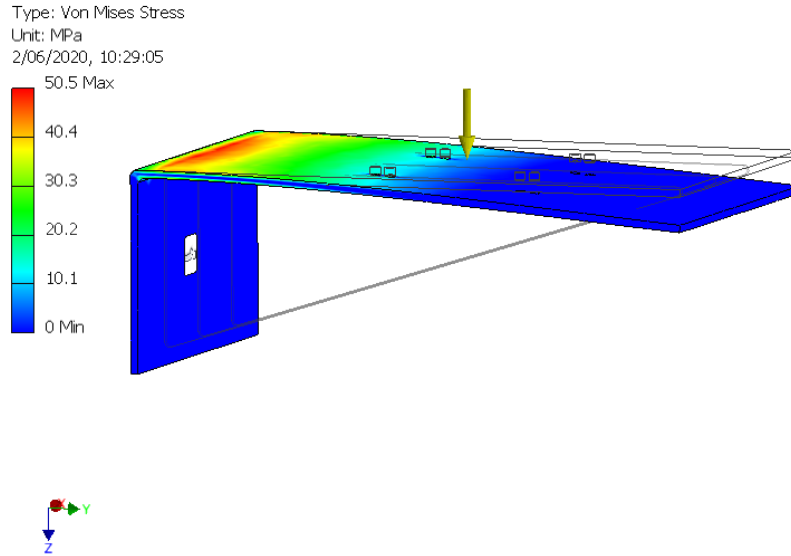


Figura 136: Diagrama de esfuerzos sobre la placa de soporte para motor, sin refuerzos.

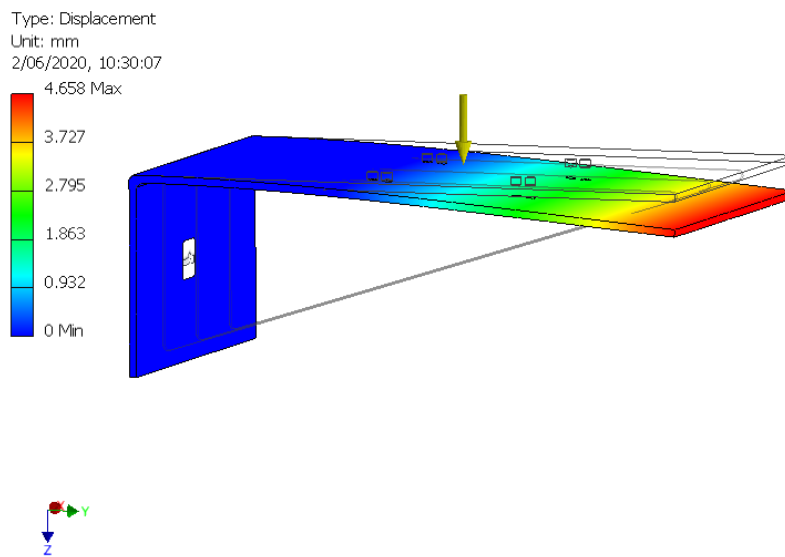


Figura 137: Diagrama de desplazamiento de la placa de soporte para motor, sin refuerzos.

Los resultados obtenidos se pueden observar en las figuras 136- 139. En base a la primera iteración, comparando los valores de esfuerzo obtenidos matemáticamente y el esfuerzo máximo del simulador, este último es mayor que el calculado. Así también, la deflexión máxima calculada es menor a la del simulador. En las figuras 138 y 139 se observa que el esfuerzo y el desplazamiento de la pieza se reduce considerablemente al aplicar las piezas de refuerzo, sin embargo, sin ellos el sistema es igualmente estable. Esto permite validar el diseño de soporte para el motor.

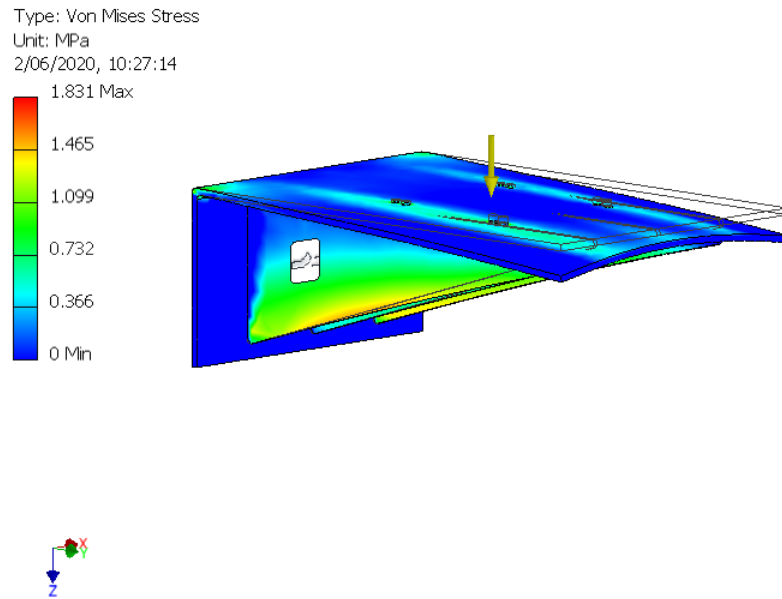


Figura 138: Diagrama de esfuerzos sobre la placa de soporte para motor, con refuerzos.

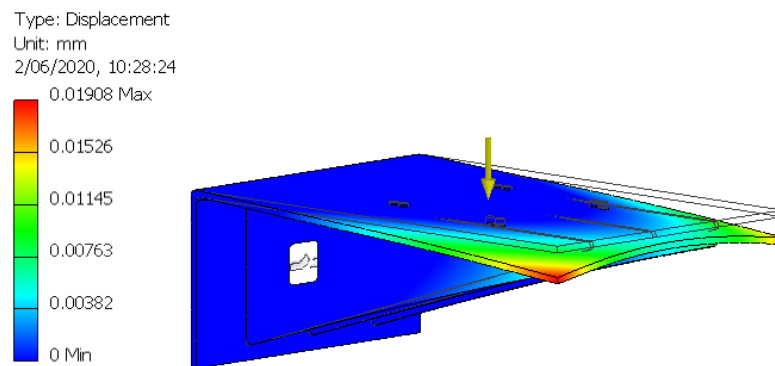


Figura 139: Diagrama de desplazamiento de la placa de soporte para motor, con refuerzos.

## Anclaje de pasador

Estas piezas permiten el la unión del cilindro hidráulico y la estructura. Su fabricación se propone con el material ASTM A36 de 4.5 mm de espesor, el diseño propuesto se presenta en la Figura 140. El análisis de esfuerzo se realiza con la carga más crítica de la pieza, se trata de la carga máxima del cilindro hidráulico repartida equitativamente en cada orificio. Dicha carga es  $F = 110kN$ , la sección transversal equivale al área superficial de los agujeros  $A = 459.458mm$  y el largo para calcular la deflexión es  $L = 28.75mm$ , esta última corresponde a la distancia de la cara inferior de la pieza hacia el primer borde del orificio.



Figura 140: Captura de diseño de la pieza de anclaje con pasador.

Los cálculos de esfuerzo y desplazamiento se realizaron con las expresiones 1 y 41, respectivamente. Sustituyendo los valores de diseño tenemos:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{110\,000\,N}{459.458\,mm^2} = 239.41\,MPa$$
$$\Delta L = \frac{\sigma L}{Y} = \frac{239.41\,MPa * 28.75\,mm}{200\,GPa} = 0.034\,mm$$

Las figuras 141 y 142 presentan los resultados obtenidos de la simulación de esfuerzos de la pieza. Los resultados de cálculo del diseño son menores que los presentes en los diagramas del simulador, esto permite clasificar el diseño de esta pieza como viable.

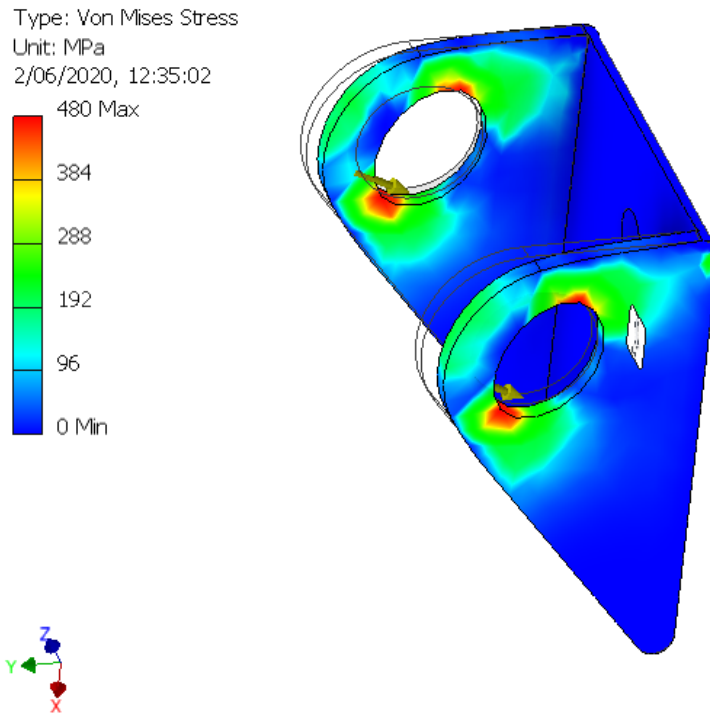


Figura 141: Diagrama de esfuerzos sobre la pieza de anclaje con pasador.

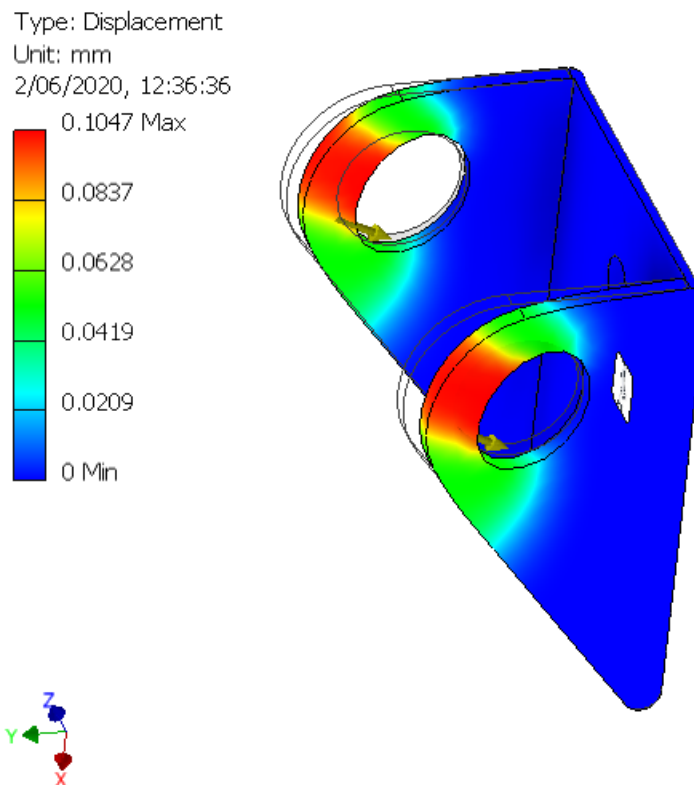


Figura 142: Diagrama de desplazamiento de la pieza de anclaje con pasador

### 10.3.4. Rodillos y sus ejes

Los rodillos se cotizaron en Rodillos Avanzados de Guatemala, esta es una empresa dedicada a la manufactura de rodillos para distintas industrias. La cotización corresponde los dos rodillos: motriz y tensor. El diseño de estos consta de tubo de chapa 40 de 150mm de diámetro y un máximo de 3m de largo. Además, el rodillos motriz tiene un recubrimiento de caucho.

Así también incluye a sus ejes, por lo que su manufactura está incluida en la cotización realizada a esta empresa. El diseño interno de los tambores es exclusivo de Rodillos Avanzados de Guatemala. Sin embargo, se planteó el diagrama de estos para tener un panorama general de los ejes, dicho diagrama se observa en la Figura 144.

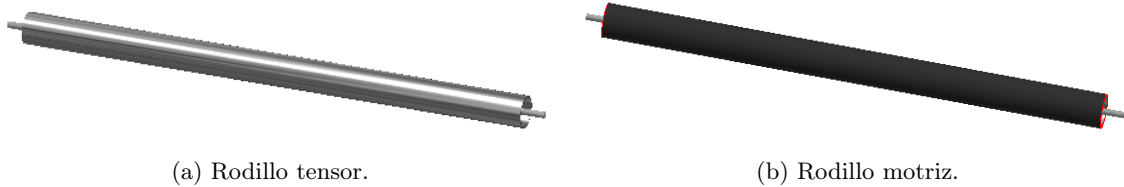


Figura 143: Diseño de rodillos para ensamble.

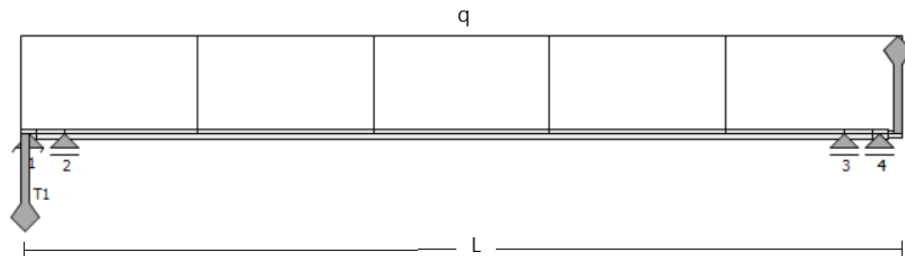
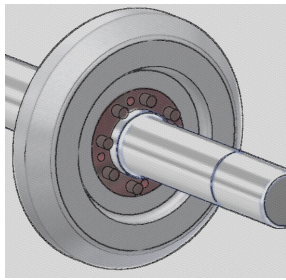


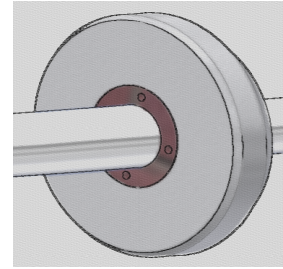
Figura 144: Diagrama de ejes para análisis de corte, momento y deflexión.

Tal y como se observa en la Figura 144 se modeló el peso del rodillo como una carga distribuida  $q = 0.44 \text{ N/mm}$ , donde el punto 1 y 4 corresponden a un punto de apoyo cada uno, estos puntos de apoyo modelan a las chumacera de banco. Así también, los puntos 2 y 3 corresponden a los componentes de sujeción que usualmente se emplean para rodillos, bujes. Un ejemplo de la aplicación de un buje se puede observar en las figuras 145a y 145b donde el buje está representado con color rojo.

El largo de ambos ejes es  $L = 3\text{m}$  y el torque empleado es el torque máximo de uno de los motores (WEG 13797391)  $T = 32.48 \text{ Nm}$ . Se escogió este toque ya que de los dos motores el torque máximo de este es menor que el del motor Lesson 131533. Esto también permite tener un resultado concluyente para ambos motores.



(a) Vista frontal.



(b) Vista trasera.

Figura 145: Montaje de disco macizo y eje por medio de un buje.

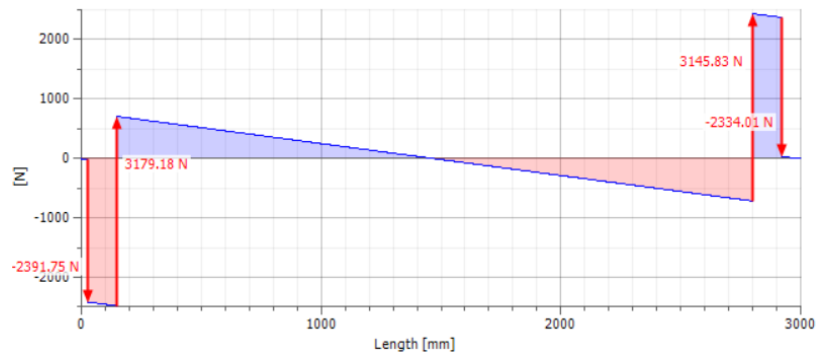


Figura 146: Diagrama de corte de los ejes de rodillos.

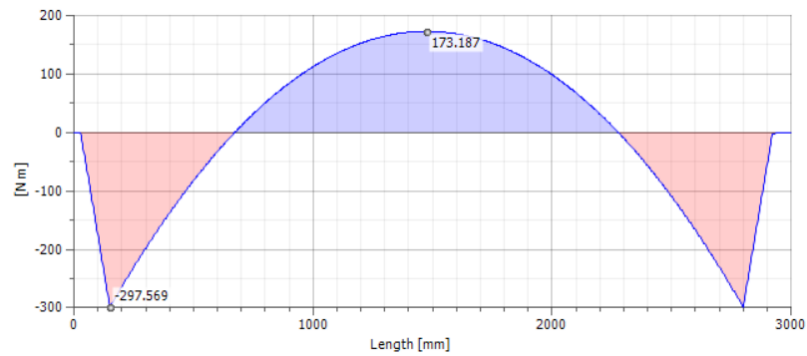


Figura 147: Diagrama de momento de los ejes de rodillos.

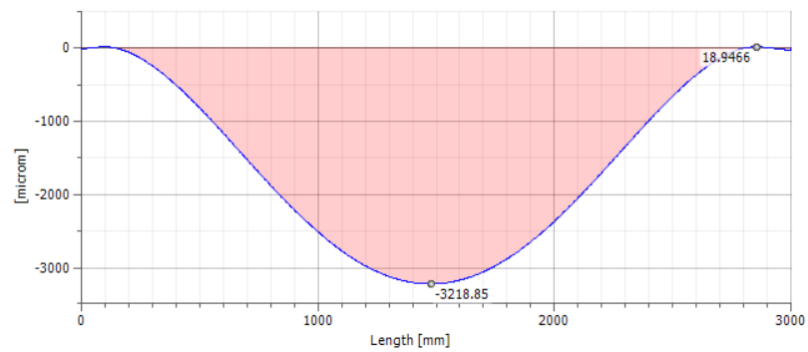


Figura 148: Diagrama de deflexión de los ejes de rodillos.

Además, se realizó la simulación de esfuerzos y posteriormente de desplazamiento, estos diagramas se observan en las figuras 149 y 150.

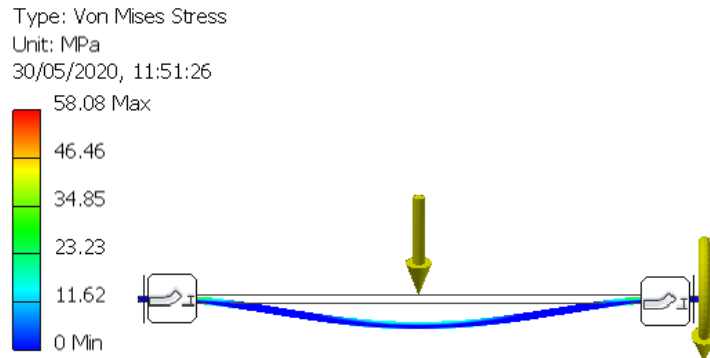


Figura 149: Diagrama de esfuerzos de los ejes para rodillos.

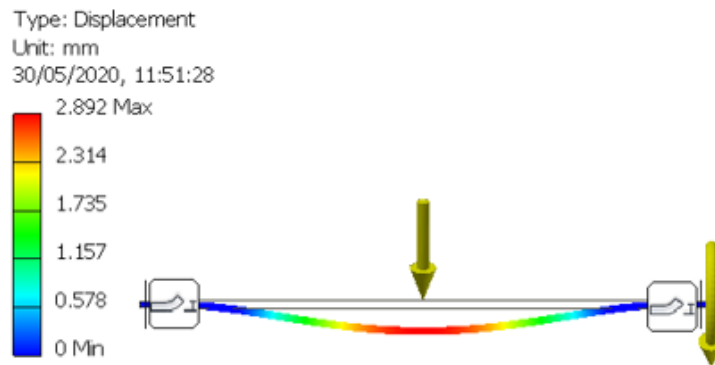


Figura 150: Diagrama de desplazamiento de los ejes.

Normalmente los rodillos para bandas cuentan con discos macizos mecanizados para agregar rigidez al rodillo en la parte interna de este. Bajo este hecho, a pesar que no se sabe la modalidad de mecanizado de estos rodillos, se puede asumir que tendrían al menos uno disco macizo es su diseño. Por consiguiente este escenario es más favorable para los diagramas antes analizados.

### 10.3.5. Chumaceras

Para estos componentes se consultó el catálogo de Chumacera de la marca NTN en [58]. En este diseño se utilizan dos tipos de chumacera: de banco y de pared, 4 y 3 respectivamente. Los cálculos a realizar para el análisis de viabilidad son respaldados por el procedimiento y factores que se toman en cuenta en el catálogo antes mencionado.

Para calcular la vida nominal básica y la capacidad básica de carga dinámica, se tiene la relación entre la vida nominal básica, la capacidad básica de carga dinámica y la carga de rodamiento. Tal como se ve en la ecuación 43.

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^3 \quad (43)$$

Donde:

$L_{10}$  : Vida nominal básica, en  $10^6$  revoluciones

$C_t$  : Capacidad básica de carga dinámica ; (N)

$P_t$  : Carga dinámica equivalente ; (N)

La vida nominal básica también puede expresarse en horas de operación, se calculan utilizando la ecuación 44.

$$L_{10h} = \left( \frac{10^6}{60 * n} \right) \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^3 \quad (44)$$

Donde:

$L_{10h}$  : Vida nominal básica en horas ; (h)

$n$  : Velocidad rotacional ; (rpm)

Clasificación del servicio	Aplicación de la maquinaria	Duración $L_n$
Maquinaria utilizada ocasionalmente	Mecanismos de las puertas, cierra de garaje	500
Equipos utilizados en períodos cortos o intermitentes con interrupciones permitidas	Electrodomésticos, herramientas eléctricas manuales, maquinaria agrícola, tecles en tiendas	4 000 - 8 000
Intermitente pero con requerimientos de alta confiabilidad	Equipo auxiliar de centrales eléctricas manuales, elevadores, bandas transportadoras, puestas grúa	8 000 - 14 000
Maquinaria utilizada 8 horas al día, pero no siempre a su máxima capacidad	Ejes de vagones minas, unidades de la caja de engranaje importantes	14 000 - 20 000
Maquinaria utilizada 8 horas a máxima capacidad	Sopladores, máquinas de uso general en talleres, grúas de operación continua	20 000 - 30 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua	Compresores, bombas	50 000 - 60 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua con máxima seguridad	Equipos de centrales eléctricas, suministro de agua en áreas urbanas, ventiladores en minas	100 000 - 200 000

Tabla 15: Duración de la vida según la aplicación.  
[58]

En caso la confiabilidad del diseño sea mayor a 90 % , esta requiere un ajuste. aplicando tablas de catálogo y la ecuación 45.

$$L_{ma} = a_1 a_2 a_3 \left( \frac{C}{P} \right)^3 \quad (45)$$

Donde:

$L_{ma}$  : Vida ajustada en millones de revoluciones

$a_1$  : Factor de confiabilidad

$a_2$  : Factor de las características del rodamiento

$a_3$  : Factor de las condiciones de operación

Cuando los rodamientos estacionarios son sometidos a cargas estáticas, sufren deformaciones parciales permanentes. La magnitud de la deformación aumenta en la medida que la carga incrementa. La capacidad básica de carga estática se refiere a un límite fijo de carga estática al cual ocurre un cantidad de deformación permanente especificada. Para rodamientos de bolas (chumaceras) el valor máximo de la carga aplicada para esfuerzos de contacto en el punto de contacto del elemento rodante y de la pista es 4 200 MPa.

La carga estática equivalente permisible regularmente está limitada por la capacidad básica de carga estática. Sin embargo, estos límites pueden cambiar en función de los requerimientos relacionados a la fricción y a la operación uniforme.

Calculamos el factor de seguridad ( $S_o$ ) empleando la ecuación 46.

$$S_o = \frac{C_o}{P_o \text{ max}} \quad (46)$$

Donde:

$C_o$  : Capacidad básica de carga estática ; (N)

$P_{omx}$  : Carga estática equivalente máxima ; (N)

En un panorama más realista, las cargas aplicadas a los rodamientos incluyen el peso de los mismos elementos en rotación, la carga producida por el trabajo de la máquina y la carga resultante de la transmisión de potencia por correas y engranajes. De esta manera para calcular la carga que actúa sobre el rodamiento se multiplica la carga calculada por un factor de carga, este factor está dado por tablas del proveedor, Tabla 151. Carga que actúa sobre el rodamiento = Factor de carga ( $f_w$ ) x Carga calculada.

Condiciones de operación	Rodamientos de bolas
Requerida una precisión de alta rotación	2
Requerida una precisión normal de rotación (aplicaciones generales)	1
Permite deterioro por precisión rotacional ligera (velocidad baja, cargas grandes, etc.)	0.5

Tabla 16: Valores mínimos del factor de seguridad  $S_o$

Condiciones de carga	$f_w$	Ejemplos
Con pequeña carga de choque o sin carga	1 to 1.2	Máquinas herramientas, máquinas eléctricas, etc.
Algún tipo de carga de choque; Máquinas con componentes recíprocos	1.2 to 1.5	Vehículos, mecanismos de conducción, máquinas metal-mecánica, máquinas utilizadas en la fabricación de acero, maquinaria de papeleras, maquinaria para mezclar gomas, equipo hidráulico, montacargas, maquinaria de transporte, equipo de transmisión de potencia, maquinaria maderera, impresoras, etc.
Cargas de choque violentas	1.5 to 3	Maquinaria agrícola, cribas vibradoras, molinos de tubo y de bola, etc.

Figura 151: Tabla de factores de carga  $f_w$ .

[58]

Tipo de chumaceras	Símbolo	Valor $dn$ ( $d \times n$ )	Condiciones ambientales	Temperatura de operación. °C, °F	Frecuencia de re-lubricación	
					Horas	Períodos
Estándar	D1	40 000 y menos	Normales	-15 a -80, +5 a +176	1 500 a 3 000	6 a 12 meses
Estándar	D1	70 000 y menos	Normales	-15 a +80, +5 a +176	1 000 a 2 000	3 a 6 meses
Estándar	D1	70 000 y menos	Normales	+80 a +100, +176 a +212	500 a 700	1 mes
Resistente al calor	HT2D1	70 000 y menos	Normales	+100 a +150, +212 a +302	300 a 700	1 mes
Resistente al calor	HT2D1	70 000 y menos	Normales	+150 a +180, +302 a +356	100	1 semana
Resistente al frío	CT1D1	70 000 y menos	Normales	-60 a +80, -76 a +176	1 000 a 2 000	3 a 6 meses
Estándar	D1	70 000 y menos	Polvorientas	-15 a +100, +5 a +212	100 a 500	1 semana a 1 mes
Estándar	D1	70 000 y menos	Expuesto a salpicaduras de agua	-15 a +100, +5 a +212	30 a 100	1 día a 1 semana

Figura 152: Tabla de frecuencias estándares para la re-lubricación.

[58]

## De banco

Estos cuatro componentes tienen las mismas dimensiones y exigencias similares. Considerando una sección de diámetro para los ejes de 35mm. Al buscar en el catálogo obtenemos el modelo del componente que cumple con este primer requerimiento este es el UCP207D1. Seguidamente, se aplican las ecuaciones dados por el proveedor para dimensionar sus componentes para conocer la vida nominal en revoluciones y en horas, para esto empleamos las ecuaciones 43 y posteriormente 44. Recabando datos tenemos que según el proveedor  $C_t = 25700N$ , del análisis de los ejes sabemos que la fuerza de reacción máxima en las chumaceras es  $P_r = 2391.75N$  y la velocidad de giro se establecerá como la velocidad máxima de los motores  $n = 1800rpm$ , como se verá posteriormente en la sección 10.3.7, aplicando estos datos tenemos:

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^3 = \left( \frac{25\,700\,N}{2\,391.75\,N} \right)^3 = 1240 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$L_{10h} = \left( \frac{10^6}{60 * n} \right) L_{10} = \left( \frac{10^6}{60 * 1\,800} \right) * 1\,240 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$= 11\,487 \cdot 10^6 \text{ horas}$$

Dada la confiabilidad de 90% no es necesario un ajuste a la vida nominal. Ahora, en base a la Tabla 16 nuestro sistema requiere control preciso en la rotación por lo que se escoge  $S_o = 2$  y la capacidad básica de carga estática es  $C_o = 15300N$ , según el catálogo.

$$P_{o_{max}} = \frac{C_o}{S_o} = \frac{15\,300\,N}{2} = 7\,650\,N$$

Ahora aplicando la expresión de carga que actúa sobre el rodamiento tenemos que para este diseño el factor  $f_w$  se encuentra entre 1.2-1.5, se obtiene el promedio de estos valores entonces  $f_w = 1.35$  y la carga calculada es  $P_{o\ max} = 7650N$ . Sustituyendo valores en la siguiente expresión tenemos:

$$C_{\text{sobre el rodamiento}} = f_w (P_{o\ max}) = 1.35 (7\ 650\ N) = 10\ 327\ N$$

Esta carga es menor a la carga básica estática ( $C_o$ ) y dinámica ( $C_r$ ) correspondientes al modelo. Este componente cumple con los requerimientos de sistema, para temas de re-lubricación se debe prestar especial atención a la Tabla 152.

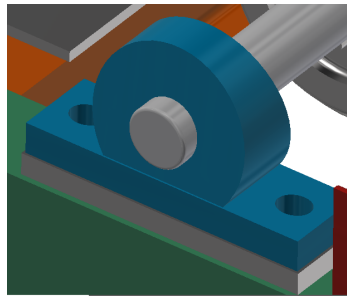


Figura 153: Captura de chumacera de banco en el ensamble.

## De pared

Estos tres componentes tienen las mismas dimensiones y exigencias. El diámetro del pivote es de 40mm. Al buscar en el catálogo obtenemos el modelo de componente que cumple con el diámetro este es el UCF208D1. Proseguimos a aplicar las ecuaciones dadas en el catálogo para dimensionar componentes.

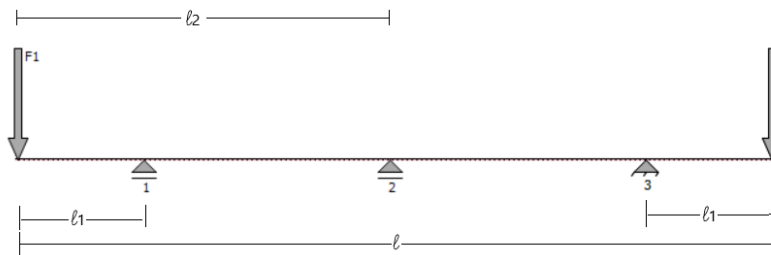


Figura 154: Diagrama de fuerzas del eje para pivote.

Además, se realizaron análisis de corte, momento y deflexión para identificar la fuerza de reacción en los puntos 1, 2 y 3 de la Figura 154. Identificando los datos tenemos que  $l = 2960mm$ ,  $l_1 = 500mm$ ,  $l_2 = 1500mm$  y la carga corresponde a la mitad del peso de las estructuras superiores de la caminadora  $F = 6965.73\ N$ .

Para conocer la vida nominal en revoluciones y en horas, empleamos las ecuaciones 43 y posteriormente 44, según el proveedor  $C_t = 29135N$ . En el diagrama 155 vemos que las fuerzas máxima de reacción en las chumaceras es  $P_r = 12\ 350N$ . Asumimos una velocidad de giro mínima  $n = 100rpm$ , ya que la caminadora no está diseñada para dar una vuelta completa y únicamente se moverá  $9^\circ$  eventualmente.

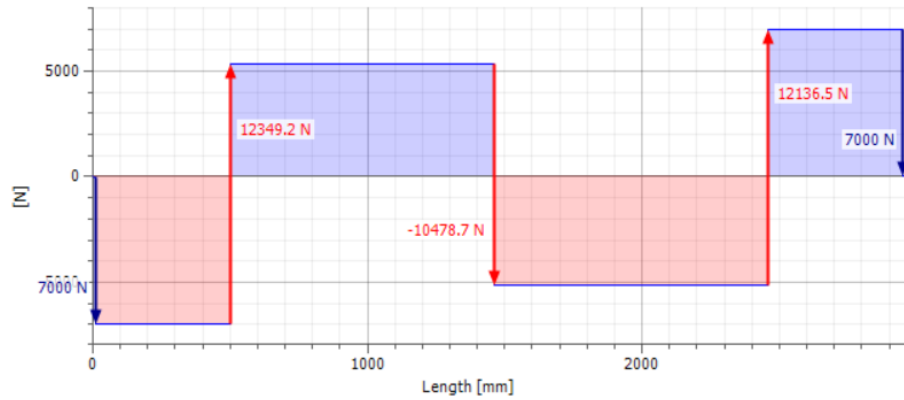


Figura 155: Diagrama de corte para el eje como pivote.

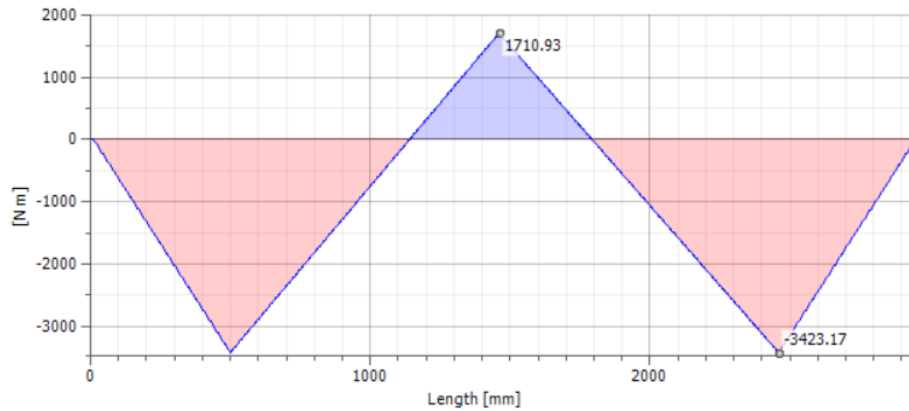


Figura 156: Diagrama de momento para el eje como pivote.

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^3 = \left( \frac{29\ 135\ N}{12\ 350\ N} \right)^3 = 13 * 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$L_{10h} = \left( \frac{10^6}{60 * n} \right) L_{10} = \left( \frac{10^6}{6000} \right) * 13 * 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$= 2\ 166 * 10^6 \text{ horas}$$

La confiabilidad es de 90%, por lo que no es necesario un ajuste a la vida nominal, por otra parte, nuestro sistema requiere control preciso en la rotación por lo que se escoge  $S_o = 2$  y la capacidad básica de carga estática es  $C_o = 17\ 792N$  según el proveedor.

$$P_o \text{ max} = \frac{C_o}{S_o} = \frac{17\ 792\ N}{2} = 8\ 896\ N$$

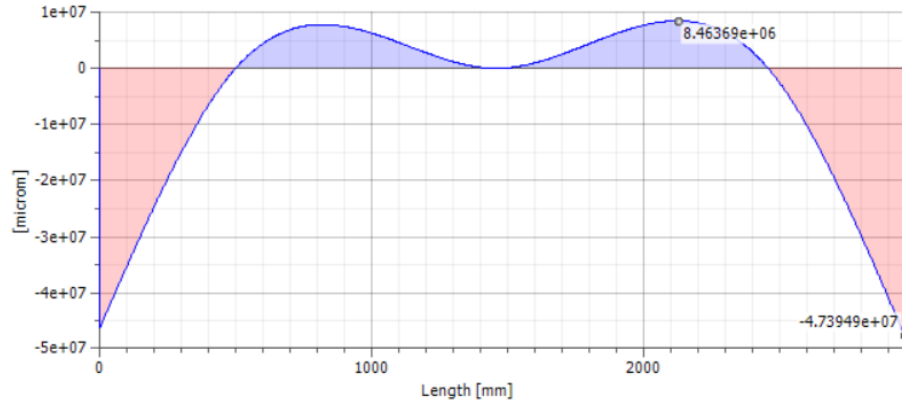


Figura 157: Diagrama de deflexión para el eje como pivote.

Ahora aplicando la expresión de carga que actúa sobre el rodamiento tenemos que para este diseño el factor  $f_w$  es  $f_w = 1.35$  y la carga calculada es  $P_{o\ max} = 8\ 896\ N$ . Proseguimos aplicando la siguiente expresión para identificar la carga sobre el rodamiento.

$$\begin{aligned}
 C_{\text{sobre el}} &= f_w (P_{o\ max}) = 1.35 (8\ 896\ N) \\
 \text{rodamiento} & \\
 &= 12\ 009\ N
 \end{aligned}$$

Esta carga es menor a la carga básica estática ( $C_o$ ) y dinámica ( $C_r$ ) correspondientes al modelo. De esta manera este componente cumple con los requerimientos de sistema. Para temas de re-lubricación se debe prestar especial atención a la Tabla 152.

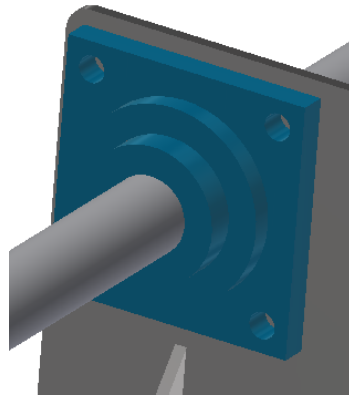


Figura 158: Captura de chumacera de pared en el ensamblaje.

### 10.3.6. Cinta de banda

En el apartado 10.3.1, se menciona el material de recubrimiento de la cinta, este es PVC. El perfil de esta cinta se puede observar en la Figura 159, las características más importantes de esta cinta son: espesor total de 5.0 mm, 2 telas, fibra de poliéster con estabilidad lateral, resistencia nominal de 200 N/mm, temperatura óptima de trabajo que va  $-10^{\circ}$  a  $80^{\circ}$  y ancho máximo de producción 3000mm. Este último dato influyó más en la selección, ya que uno de los requerimientos de diseño es que el ancho de cinta sea cercano a 3m.

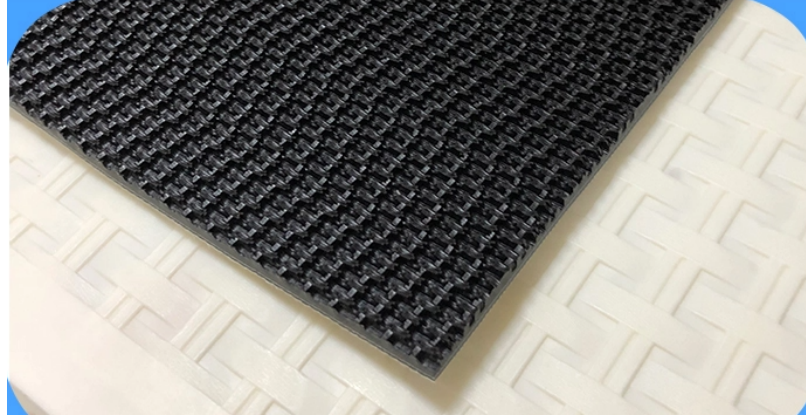


Figura 159: Perfil de cinta (imagen ilustrativa).

### 10.3.7. Motor y acople

Uno de los requerimientos del proyecto estipula que la velocidad de la cinta de la banda sea de 22km/h. Esta es la velocidad máxima de las caminadoras convencionales que implementan motores con potencia de 1 -2 HP. Considerando la velocidad de la cinta de 22km/h que equivale a 6m/s y el diámetro de los rodillos de  $D = 150mm$  calculamos la velocidad de giro requerida por el diseño de la siguiente manera:

$$\frac{6 \text{ m}}{\text{s}} \left( \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \right) \left( \frac{1 \text{ revolucin}}{2\pi \left( \frac{0.15 \text{ m}}{2} \right)} \right) = 763.94 \text{ rpm}$$

Nuestro sistema solicita como mínimo 764rpm y potencia mínima de 2 HP. Además se prefieren motores monofásicos por su facilidad de instalación y peso. De esta manera se cotizaron dos motores monofásicos, ambos de 3HP y 1745 rpm. Estos motores son: un motor de inducción modelo 13797391 marca WEG y un motor de arranque por capacitor modelo 131533.00 marca LESSON.

Ambos motores cumplen con los requerimientos, los ejes de ambos tienen características similares y equivalentes. Su selección depende de la aplicación final y necesidades a futuro que no se contemplan en este proyecto. Por otro lado, es necesaria la implementación de un acople de ejes. Para este diseño se cotizó un acople PHE L110-42mm de la marca SKF con capacidad máxima diametral de 42mm.



(a) Motor WEG 13797391



(b) Motor LESSON 131533.00

Figura 160: Motores monofásicos cotizados (imágenes ilustrativas).

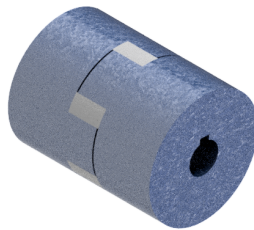


Figura 161: Acople PHE L110-42mm marca SKF (imagen ilustrativa)

### 10.3.8. Cilindros hidráulicos

Al inicio del planteamiento del proyecto se consideró la implementación de actuadores lineales Fircelli al diseño, sin embargo, estos no poseen la capacidad de carga necesaria para la exigencia final del diseño. Por lo que el diseño debió mudarse a la idea de implementar otros actuadores con mayor capacidad de carga, este es el caso de los cilindros hidráulicos Enerpac que se cotizaron. Cabe mencionar que anteriormente se consideraron 4 actuadores en el diseño, en contraposición ahora se consideran necesarios únicamente 2 cilindros posicionados equidistantes del centro de la estructura.

Para el dimensionamiento se toma en cuenta que su misión principal es la inclinación de la caminadora. De esta manera debe tener capacidad de carga mayor al peso de la caminadora y la carga máxima que se considera para el ensayo,  $1329.13\text{kg}$  y  $90.71\text{kg}$  respectivamente. Otra consideración es el espacio disponible para la instalación. El espacio de instalación es limitado, así que se buscó un componente de regular peso, alta capacidad de carga y elongación.



Figura 162: Cilindros hidráulicos serie BRD de la marca Enerpac (imagen ilustrativa)

De esta manera cotizó un cilindro BRD 2510, con capacidad de carga máxima para avance de 220kN, capacidad de carga máxima para retorno de 98kN y 260mm de elongación máxima. Según la instalación, cada cilindro tendrá un ángulo mínimo designado como reposo y uno máximo que corresponde a elongación máxima. Esto también permite que la caminadora tenga un ángulo mínimo de  $0^\circ$  y uno máximo de  $9^\circ$ .

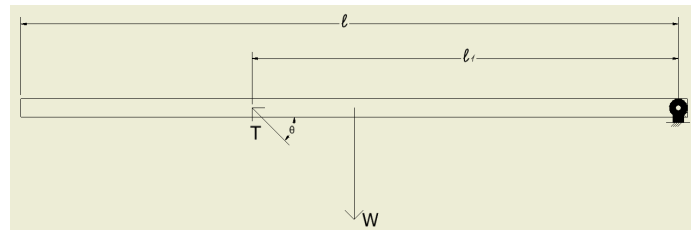


Figura 163: Primer escenario de idealización de caminadora.

Primeramente se analizó el levantamiento de carga, modelando a las estructuras superiores de la caminadora como una barra sólida de 5880mm de longitud y 13931.46N de peso. De esta manera, se analizaron dos escenarios, el primer escenario suponiendo que la barra se encuentra pivotada a un extremo y en voladizo hasta el extremo opuesto, tal como se observa en la Figura 163. Se encontró la fuerza mínima de T, ubicada a 3846mm del punto A, antes de perturbarse el estado de equilibrio del sistema. Tenemos el diagrama de cuerpo libre del sistema tal como se observa en la Figura 164 donde  $\theta$  corresponde al ángulo del cilindro, en este caso  $\theta = 10^\circ$

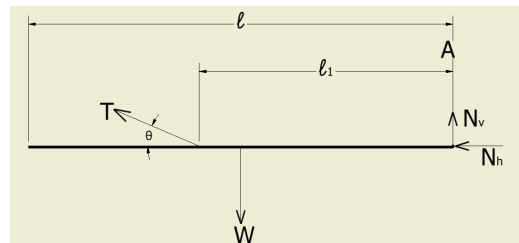


Figura 164: Diagrama de cuerpo libre del primer escenario.

Examinando y aplicando las condiciones de equilibrio rotacional tenemos:

$$\circlearrowleft^+ \sum M_A \implies \tau_{Nh} + \tau_{Nv} + \tau_w + \tau_T = 0$$

$$\tau_{Nh} = \tau_{Nv} = 0$$

$$\text{en } W : \tau_w = -W \left( \frac{l}{2} \right)$$

$$\text{en } T : \tau_T = +T \sin(\theta)(l_1)$$

$$0 + 0 - W \left( \frac{l}{2} \right) + T \sin(\theta)(l_1) = 0$$

$$T_1 = \frac{W \left( \frac{l}{2} \right)}{\sin(\theta)(l_1)} = \frac{40\,958\,492.4 \text{ Nmm}}{667.85 \text{ mm}}$$

$$T_1 = 61\,328.88 \text{ N}$$

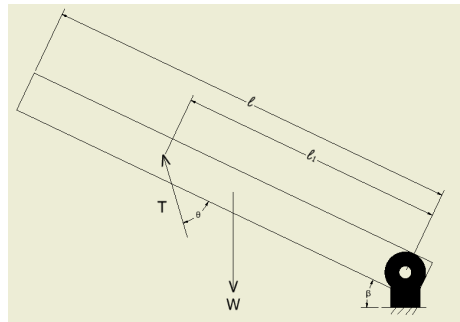


Figura 165: Segundo escenario de idealización de caminadora.

El segundo escenario consta de suponer que la barra pivotada se encuentra al ángulo máximo que esta puede estar ( $\beta$ ), así también, el ángulo de la fuerza T será en máximo ( $\theta$ ). Este sistema se puede ver representado en la Figura 165. De esta manera se encontró la fuerza T mínima necesaria para que la caminadora tenga esta posición de equilibrio donde la fuerza T está ubicada a 3846mm del punto A. El diagrama de cuerpo libre del sistema se observa en la Figura 164 donde  $\theta = 80^\circ$ .

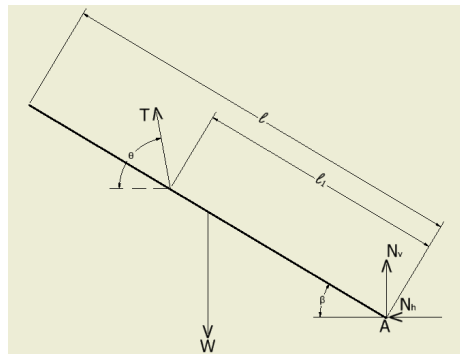


Figura 166: Diagrama de cuerpo libre, segundo escenario.

Examinando y aplicando las condiciones del equilibrio rotacional tenemos:

$$\begin{aligned} \circlearrowleft^+ \sum M_A &\implies \tau_{Nh} + \tau_{Nv} + \tau_w + \tau_T = 0 \\ \tau_{Nh} &= \tau_{Nv} = 0 \\ \text{en } W : \tau_w &= -W \cos(\beta) \left(\frac{l}{2}\right) \\ \text{en } T : \tau_T &= +T \sin(\theta - \beta)(l_1) \\ 0 + 0 - W \cos(\beta) \left(\frac{l}{2}\right) + T \sin(\theta - \beta)(l_1) &= 0 \\ T_2 &= \frac{W \cos(\beta) \left(\frac{l}{2}\right)}{\sin(\theta - \beta)(l_1)} = 11\,124\, N \end{aligned}$$

Los valores de T obtenidos permiten concluir lo siguiente:

- Para el primer escenario donde la caminadora se encuentra en reposo horizontal y se desea perturbar es estado de equilibrio. El valor de  $T_1$  es menor a la capacidad de carga del cilindro. Por esta razón, el cilindro es apto para esta función.
- En el segundo escenario la caminadora debe encontrarse nuevamente en reposo con su inclinación máxima y mantenerse en este estado de equilibrio. El valor de  $T_2$  es menor a la capacidad de carga del cilindro. Por esta razón, el cilindro es apto para esta función. Este permite la altura en el extremo opuesto al pivote de 750mm aproximadamente.
- Otro evento que ocurre en el segundo escenario es que la caminadora debe retornar nuevamente a su estado de reposo horizontal y para esto comparamos la magnitud de  $T_2$  la capacidad de carga máxima de retorno del cilindro. La magnitud de  $T_2$  es mucho menor, por lo que el cilindro es apto para esta función.

Cabe mencionar que los cálculos anteriores se realizaron considerando a un único cilindro hidráulico efectuando la fuerza T. Esto hace que los valores obtenidos estén sobredimensionados, ya que en el diseño original se implementan 2 cilindros hidráulicos del mismo modelo.

### 10.3.9. Ruedas industriales

Para la selección de las ruedas se consulto el catálogo de Ruedas AFO en [59], este cuenta con normas de selección según el peso de la máquina, carga máxima, número de ruedas y el factor de seguridad. De esta manera se aplica la fórmula dada por el proveedor

$$A = \frac{B + C}{D} * Fs$$

El peso de la caminadora es  $B = 2312.30kg$ , la carga máxima corresponde al peso máximo de ensayo  $C = 90.72kg$ , según el diseño se contemplan 12 ruedas  $D = 12$  y un factor de seguridad  $Fs = 3$ .

$$A = \frac{2312.30 \text{ kg} + 90.72 \text{ kg}}{12} * 3 = 600.76 \text{ kg}$$

En el catálogo antes mencionado se encontraron tres series que cumplen con la capacidad de carga requerida; 350 RB, 350 FDP RB y 351 RB. Se opta por la serie que cuenta con sistema de freno, específicamente el modelo 350/250 FDP RB que tiene una capacidad de carga mayor a la requerida. Esta es la misma serie de las ruedas para la estructura de acople del SM4GL. Para referencia visual ver la Figura 94.

## 10.4. Pórtico soporte para polipasto

Este pórtico soporte consta de una estructura a base de tubo de 2", con altura aproximada de 3.1m y ancho de 3.5m. Se le agregó al diseño dos tubos de refuerzo en cada extremo como se observa en la Figura 167 donde el 100% de las piezas son estándar.

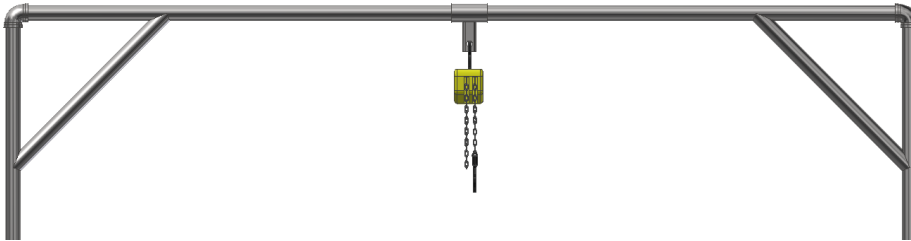


Figura 167: Tubos de refuerzo en la estructura de pórtico soporte.

### 10.4.1. Estructura

El análisis de esta estructura se realizó por partes implementando herramientas de cálculo y software para simulación de esfuerzos. Primero, el tubo en posición horizontal, este se modela como una barra sólida delgada simplemente apoyada de 3500mm de longitud y con una carga en el centro de la barra, como se observa en la Figura 169. La carga corresponde al peso del sujeto en estudio de 200 lbs y el polipasto de 9kg (según el proveedor).

Esta estructura está diseñada para una única dirección para cargas; sobre el eje z y magnitud negativa. Por esta razón la estructura presenta equilibrio sobre el plano xz. Por otro lado, la estructura cuenta con una geometría inferior de cada lado, tal como se observa en la Figura 168, que no permite la deflexión en el plano xz ni giro sobre el eje y. Nótese que para el siguiente análisis no se tomara en consideración las fuerzas efectuadas por los tubos de refuerzo, los refuerzos relajan las fuerzas en la estructura, así que se estudiará un caso más crítico que el real.



Figura 168: Captura de geometría inferior del diseño del pórtico soporte.

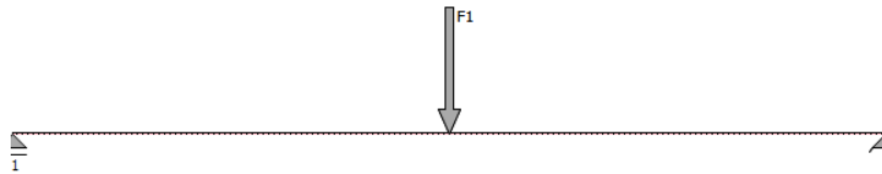


Figura 169: Diagrama de pórtico, sección horizontal.

El análisis de este sistema es trivial, por simple inspección la deflexión máxima se da en el centro de la barra, así también el momento máximo. Realizando el estudio del equilibrio rotacional y considerando  $F = 1104N$  tenemos:

$$\begin{aligned} \circlearrowleft^+ \sum M_1 &= 0 \\ F \left( \frac{l}{2} \right) - R_2 (l) &= 0 \\ R_2 &= \frac{Fl}{2l} = \frac{F}{2} = 552 \text{ N} \end{aligned}$$

También tenemos que  $R_1 = R_2$ . A continuación se presentan los diagramas correspondientes a este escenario.

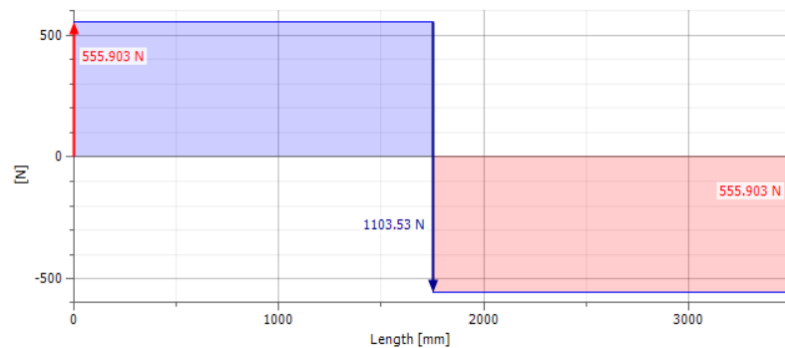


Figura 170: Diagrama de corte de pórtico de la sección horizontal.

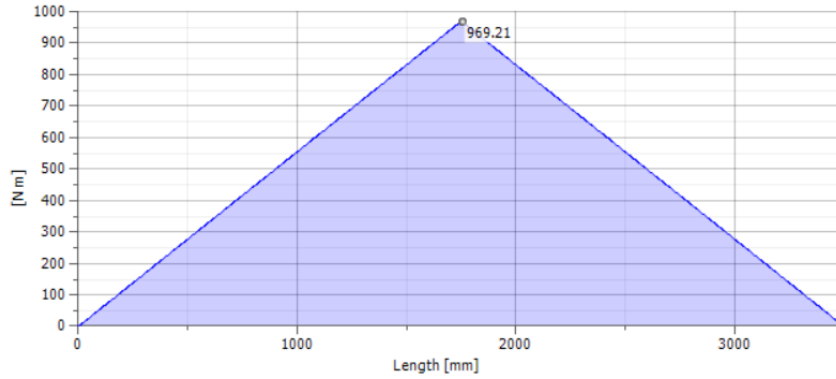


Figura 171: Diagrama de momento de p3rtico de la secci3n horizontal.

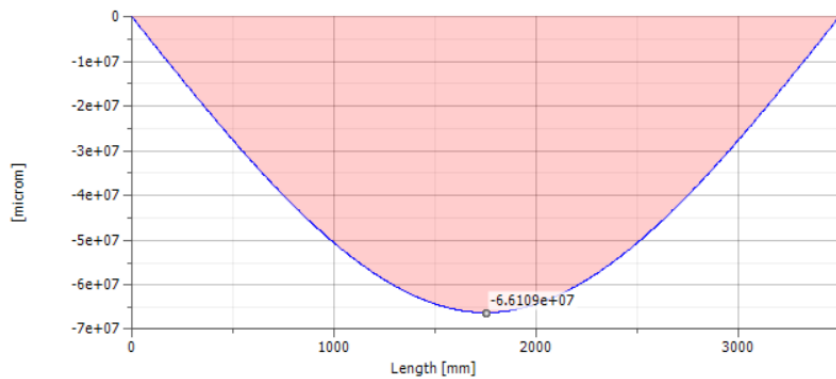


Figura 172: Diagrama de deflexi3n de p3rtico de la secci3n horizontal.

Ahora se analizan las secciones verticales, se observa que los refuerzos aplicados al tubo vertical permite que las fuerzas de reacci3n se anulen por lo que un an3lisis de fuerzas no es significativamente relevante. Por esta raz3n se le presta mayor atenci3n al an3lisis de esfuerzo empleando las fuerzas de reacci3n obtenidas anteriormente. Calculamos el esfuerzo en el tubo provocado por una fuerza de reacci3n donde la secci3n transversal del tubo es  $A = 694.79 \text{ mm}^2$ . Este estudio se realiza en la parte superior e parte inferior del tubo, para esta 3ltima secci3n se considera que la fuerza aplicada es  $F$  m3s el peso del tubo vertical (162.86 N). Los esfuerzos quedan de la siguiente manera, utilizando la ecuaci3n 1:

$$\sigma_1 = \frac{552 \text{ N}}{694.79 \text{ mm}^2} = 0.7945 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{714.85 \text{ N}}{694.79 \text{ mm}^2} = 1.03 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Utilizando la herramienta de simulaci3n obtenemos el diagrama de esfuerzos que se observa en la Figura 173. Seg3n esta figura el esfuerzo m3ximo es 2.34 MPa que corresponde a la secci3n inferior del tubo. En los c3lculos realizados el mayor esfuerzo fue de 1.03 MPa, ya que este es menor al esfuerzo m3ximo de von Mises obtenido del simulador se validan los c3lculos.

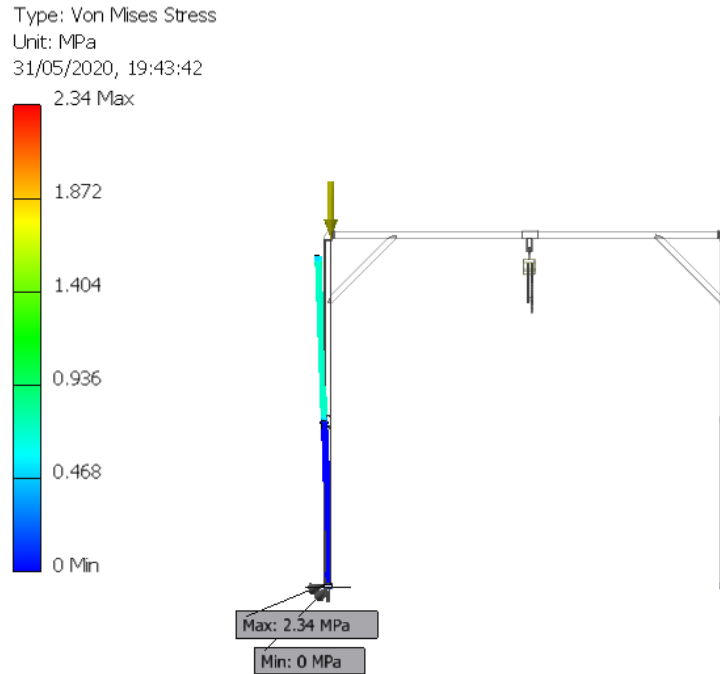


Figura 173: Diagrama de esfuerzos de la sección vertical del pórtico soporte.

En la Figura 174 se muestra la escena de los esfuerzos aplicados a la estructura completa, con los refuerzos. Para el cálculo de la flecha máxima se utiliza el modelo de una viga biempotrada y el resultado es el siguiente:

$$f_{max} = \frac{PL^3}{192 \cdot E \cdot I} = \frac{990 \text{ N} \cdot (3\,423 \text{ mm})^3}{192 \cdot 275 \text{ GPa} \cdot 278968.85 \text{ mm}^4} = 2.696 \text{ mm}$$

Así también, se presenta el diagrama de desplazamiento en la Figura 175 donde el desplazamiento máximo de diseño es 4.019 mm, para una estructura como esta la flecha máxima teórica es  $L/500$   $f_{max} = 7 \text{ mm}$  [56]. Se concluye que la estructura cumple con el límite de fluencia.

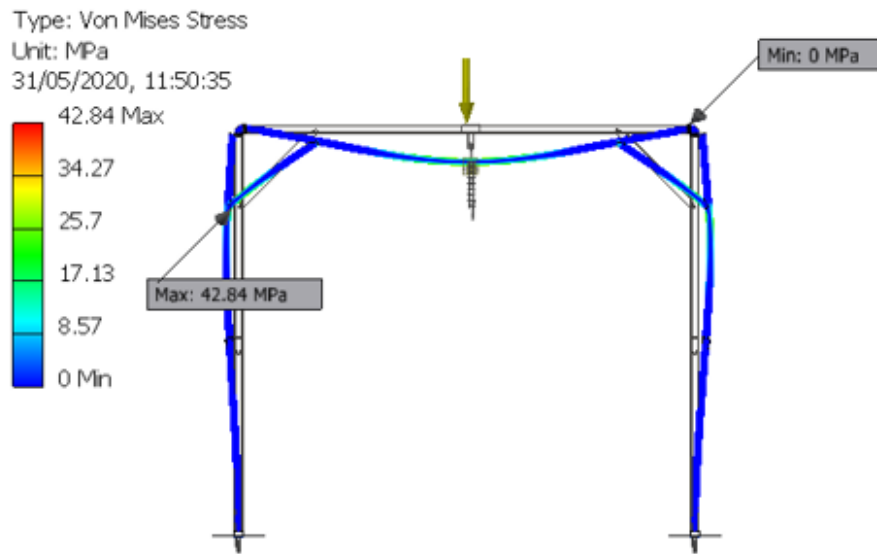


Figura 174: Diagrama de esfuerzos de la estructura de pórtico soporte completa.

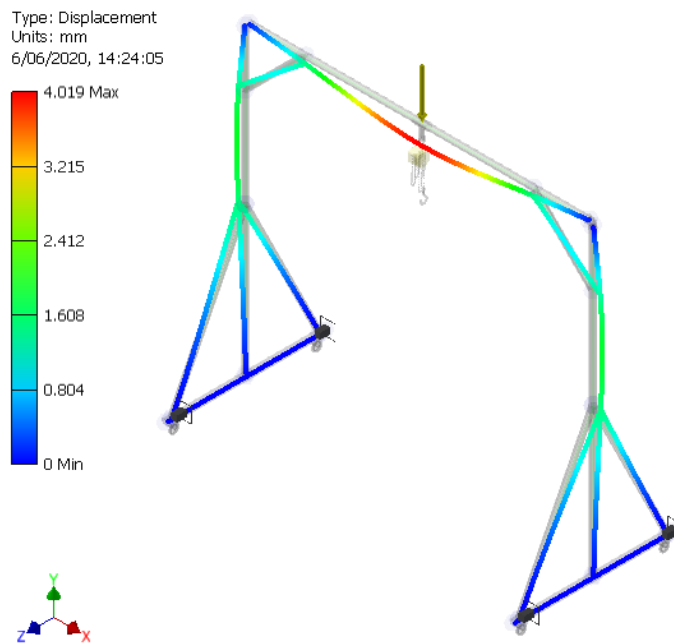


Figura 175: Diagrama de desplazamiento de la estructura de pórtico soporte completa.

### 10.4.2. Polipasto

Para este proyecto se requiere un polipasto manual que su diseño incluya un gancho para acoplarse fácilmente a la estructura de pórtico soporte, además de contar con capacidad de carga mínima de carga de 200lbs. Se cotizó un polipasto YALE modelo VS 0.5/1 con capacidad de carga de 500 kg, peso de 9 kg y longitud de cadena de 3.2m. Este componente cumple con los requerimientos de diseño.



Figura 176: Polipasto YALE VS 0.5/1 (imagen ilustrativa).

### 10.4.3. Ruedas industriales

Para la selección de las ruedas se consulto el catálogo de Ruedas AFO en [59]. Nuevamente se aplica la fórmula dada por el proveedor donde el peso del pórtico soporte es  $B = 103.49kg$ , la sumatoria de cargas es  $C = 90.72kg + 9kg$ ,  $D = 4$  y el factor de seguridad es  $Fs = 3$ .

$$A = \frac{103.49 \text{ kg} + 99.72 \text{ kg}}{4} * 3 = 152.41 \text{ kg}$$

Se escoge el modelo 201/125 FDA POL R que tiene una capacidad de carga de 150kg.



Figura 177: Rueda AFO serie 201-FDA POL R (imagen ilustrativa).

## 10.5. Uniones

El alcance de este proyecto no incluye ensamblaje ni construcción, esta es la primera fase de proyecto de diseño que plantea la viabilidad de las estructuras propuestas. Las uniones propuestas son en base a carácter cualitativo, en algunos casos los componentes requieren una unión específica, por lo que esta unión más que una propuesta es un requerimiento del proveedor.

El tipo de unión más utilizado por los componentes mecánicos son los tornillos, este es el caso de los rodamientos lineales, los flanges sencillos, ejes para los rodamientos lineales, el motor de la caminadora, las chumaceras y las ruedas industriales. En el caso de la unión de los accesorios de tubería estos requieren unión por roscado, de esta manera los tubos circulares deben ser tratados en los extremos para imitar el patrón de roscado del accesorio.

Por último, la unión por soldadura es requerida para la mayoría de perfiles estructurales propuestos en este proyecto. El tipo de soldadura que se propone es soldadura en ángulo, ya que esta no requiere de fisura en los perfiles, en este apartado se presentarán las estimaciones de resistencia de algunas soldaduras, estas secciones se consideran las más críticas del proyecto. Para el cálculo de las soldaduras se implementó la herramienta de cálculo disponible en Inventor *Weld Calculator*. Debido a la naturaleza y exigencia del proyecto se consideró para los cálculos un electrodo de mediana resistencia (E90XX), de esta manera se marca un punto de referencia para la elección de electrodos a la hora de construcción.

El primer caso a analizar corresponde a la unión de la pieza circular antes descrita y cuatro tubo de  $3/4\text{z } 0.113\text{"}$  de espesor, esta sección puede observarse en la Figura 194. La soldadura propuesta es de ángulo a tope en T. De la teoría sabemos que la garganta del cordón de una soldadura sin penetración no puede ser menor a 3mm.

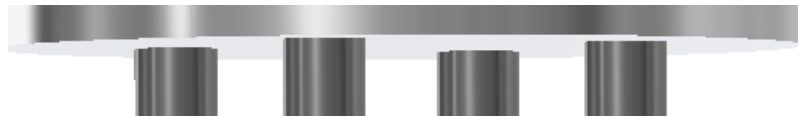


Figura 178: Captura de sección para análisis de soldadura de la pieza circular.

Esta sección está sometida a una carga en el extremo final de la estructura SM4GL, esta carga es de 889.65 N. Se asume que la carga se distribuye en los cuatro puntos, i.e. cada tubo tiene una carga equivalente de 222.42 N, además, se considera un factor de seguridad de 2 para el cálculo de soldaduras. Utilizamos como parámetros de cálculo el diámetro real de los tubos es  $D = 26.67\text{mm}$ , la fuerza axial de  $F = 222.42\text{N}$ , un electrodo E90XX y una garganta de 3mm. En la Figura 179 se presenta captura del calculador de soldadura, donde se aprecian los resultados de cálculo. A pesar que el calculador indica que el diámetro mínimo puede ser menos a 3mm, en la práctica no se recomienda por la naturaleza de la soldadura.

El segundo caso a analizar es la pieza de acople con pasador que se presenta en la Figura 180, la carga que actúa sobre esta pieza está fuera del centro de gravedad de la pieza. La carga es  $F = 220\text{kN}$  a  $80^\circ$  del eje horizontal, este es el escenario más crítico, cuando los cilindros están activos y la caminadora tiene su inclinación máxima de  $9^\circ$ . Partimos de un tamaño de garganta mayor al anterior  $a = 3.5\text{mm}$ , así también, el factor de seguridad ya

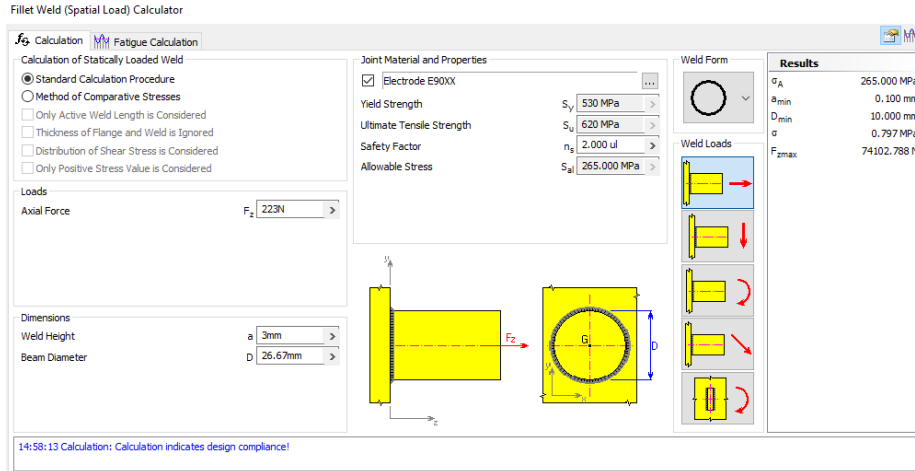


Figura 179: Captura del proceso de cálculo de soldadura de la pieza circular.

que esta pieza es la que presentó mayor esfuerzo a lo largo del análisis. En la Figura 181 se presenta el resultado del cálculo del simulador, se puede interpretar que el tamaño de garganta propuesto es factible.



Figura 180: Captura de sección para análisis de soldadura para el acople con pasador.

La última sección a analizar es la que se muestra en la Figura 182, que corresponde al perfil más largo de la estructura de cajón. Presenta una carga máxima sobre la unión de perfiles, para este análisis  $F = 2201N$ , tal como se puede observar en la Figura 183, esta fuerza corresponde a la máxima en esta estructura. En la Figura 184 se observa que según el simulador una soldadura en el perfil W con un electrodo E90XX y garganta de 5 mm cumple con la estabilidad del diseño.

Cabe mencionar que la selección del tipo de soldadura y de los electrodos a implementar en la fase final, están sujetos al criterio del encargado de fabricación.

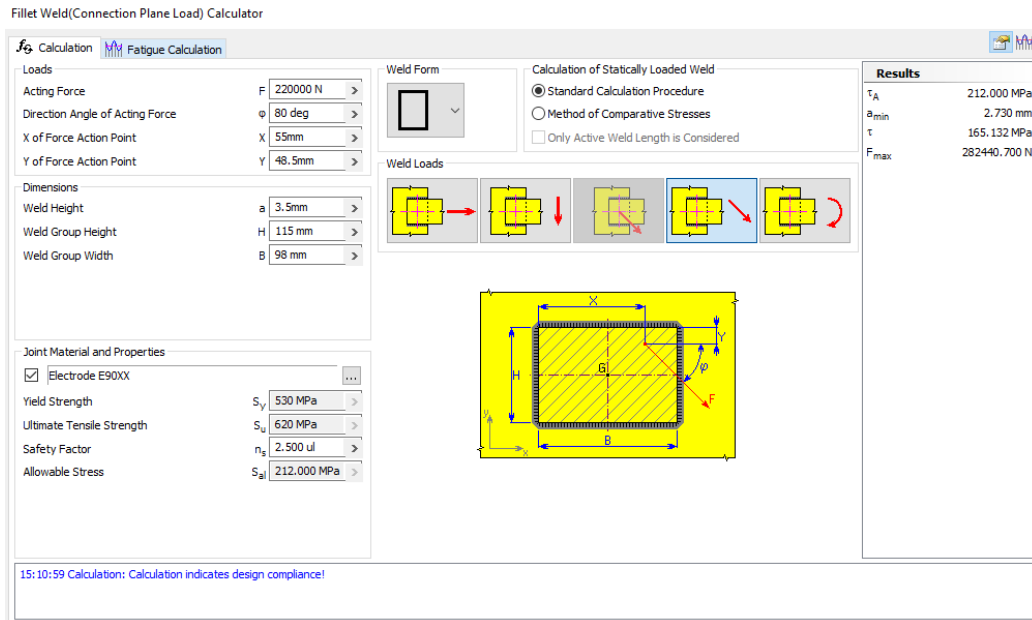


Figura 181: Captura del proceso de cálculo de soldadura, acople con pasador.

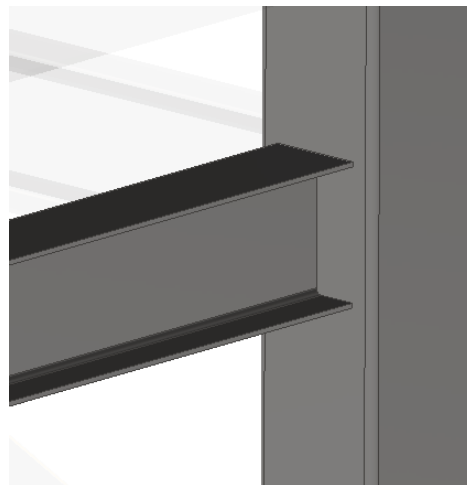


Figura 182: Captura de sección para análisis de soldadura de una viga W para la estructura de alojamiento.

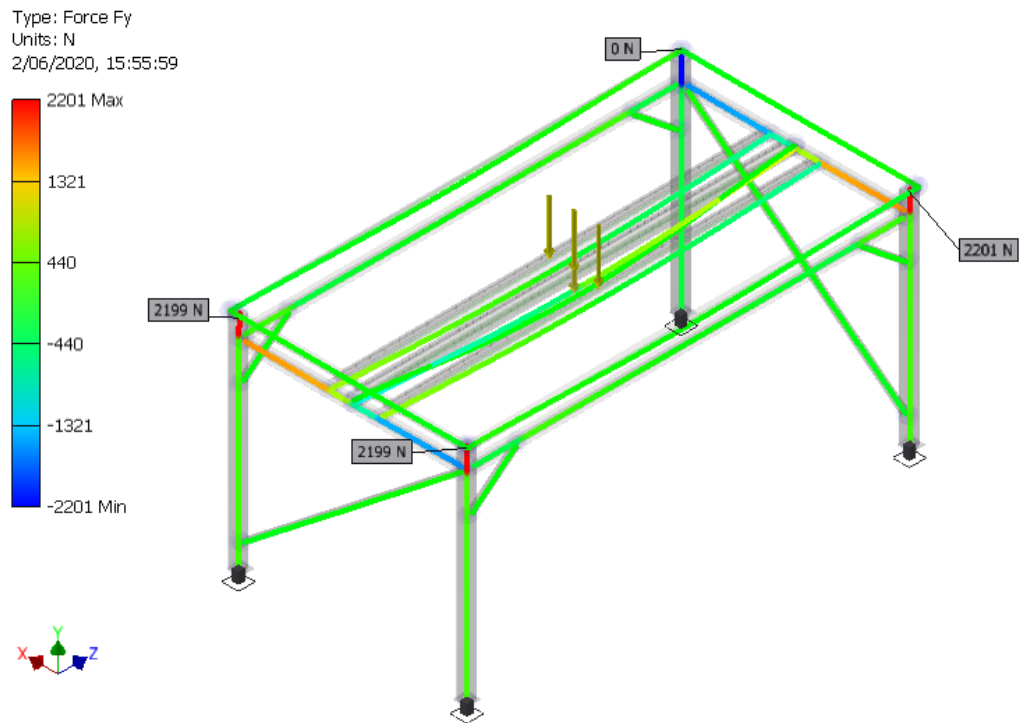


Figura 183: Captura del análisis de fuerzas en el marco de la estructura de alojamiento.

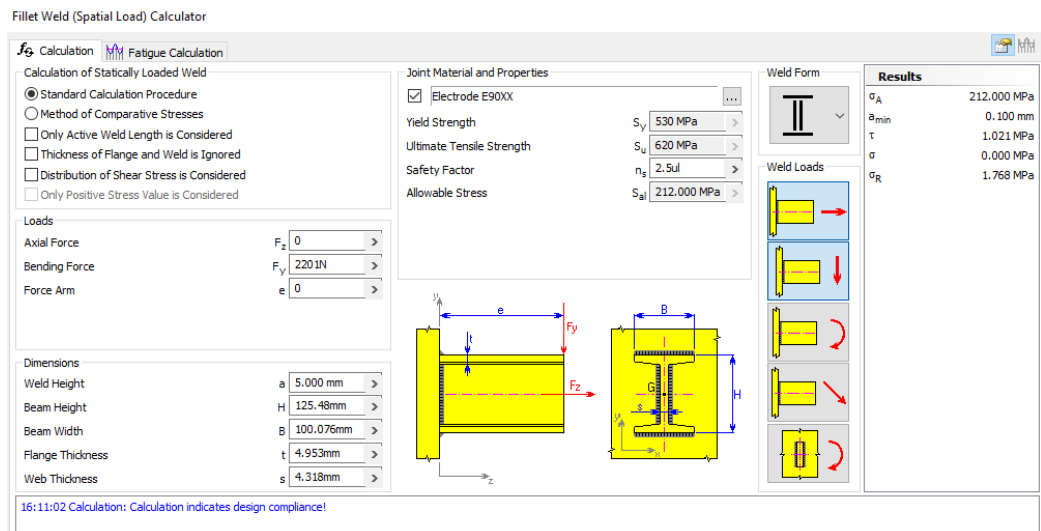


Figura 184: Captura del proceso de cálculo de soldadura para una viga W de la estructura de alojamiento.

---

## Discusión de resultados del análisis mecánico

---

El diseño final de la caminadora alcanzó las dimensiones propuestas de 3X6m en la base y 1.5m de altura. La caminadora en su posición horizontal tiene una altura de alrededor de 480mm y al momento de activarse el sistema de inclinación esta se eleva aproximadamente 900mm de la horizontal. Así también, se respetó el límite de inclinación y velocidad de la caminadora. En el caso del sistema SM4GL se logró acoplar componentes mecánicos estándar tales que fueran capaces de soportar la carga máxima del sistema de 200 lbs, además, esta estructura se diseñó con perfiles tubulares para reducir el peso del soporte y eficientizar su movilización a lo largo del eje longitudinal. De igual manera, se implementaron componentes especiales necesarios para garantizar la versatilidad del diseño, tal es el caso del rodamiento sensorizado.

La estructura de alojamiento permite, precisamente, el alojamiento del SM4GL por medio de una semi-estructura que se puede desmontar fácilmente y permitir el acceso para realizar mantenimiento en los ejes o los rodamientos lineales. Así también, cuenta con estructura de tubo cuadrado, este permitiría realizar la instalación de sensores a lo largo de la estructura sin que las conexiones y cables interfieran en el ensayo de locomoción. Por lo tanto esta estructura cumple con su objetivo satisfactoriamente. En el caso del pórtico soporte, este se diseñó de tal manera que pueda montarse y desmontar el polipasto para que pueda ser reemplazado cuantas veces sea necesario, por ello se consideró en el diseño un polipasto de montaje sencillo. De igual manera, se realizó el estudio de los esfuerzos en esta estructura considerando nuevamente el peso máximo del sistema.

Los diseños son suficientemente robustos para presentarse como una opción viable, tomando en cuenta la seguridad de los diseños, la practicidad de ensamblaje y factor económico. La importancia de este proyecto se refleja en la necesidad actual de contar con espacios de estudios especializados y desarrollo tecnológico; espacios de trabajo que precisan estar equipados con las herramientas, dispositivos y estructuras especializadas, según el enfoque de estudio. Es decir, la necesidad de desarrollo e innovación en campos tecnológicos convierten

a proyectos como este, de diseño para equipamiento de espacios de estudio, una necesidad más que un lujo.

El resultado del análisis mecánico es la aceptación de los diseños para posteriormente realizar las cotizaciones y estimación de presupuesto necesario. En este capítulo se presentan tablas con la lista de los perfiles necesarios para cada estructura diseñada siguiendo como guía los diseños propuestos en el capítulo 10. De esta manera, se presenta la lista de los componentes mecánicos para cada una. Seguidamente, se presentan las tablas de los perfiles, componentes mecánicos y piezas a mecanizar por separado con el cálculo de costo por elemento.

Gran parte de estos componentes y materiales se encuentran disponibles en el mercado nacional, sin embargo, hay otros que no se encuentran en Guatemala, para estos casos regularmente existen representantes de marca que pueden proveer de los materiales y componentes necesarios, con algún tiempo de espera. A lo largo del proyecto se buscó reducir la cantidad de pieza, sin comprometer la estabilidad y resistencia de las estructuras. Se contempló un presupuesto limitado y la selección de materiales se realizó de forma cuidadosa buscando simplificar el diseño para reducir significativamente el costo del proyecto. Posteriormente, se presenta una última tabla con el resumen de inversión inicial.

Perfiles	Cantidad (mm)
AISC - L 3 x 3 x 3/16	19456.8
AISC - W 6x8.5	18190.4
AISC - 6 x 6 x 3/16	12400
AISC - MC 8 x 8.5	6195.682
AISC - W 4x13	18595.682
AISC - 3 x 3 x 1/8	11134.584

Tabla 17: Perfiles necesarios para la estructura de alojamiento.

Perfiles	Cantidad (mm)
ANSI - 2 x 0.154	17888.416
AISC - 3 x 1 1/2 x 1/8	3200
ANSI - 2 1/2 x 0.203	140
AISC - 2 x 1 x 3/16	150

Tabla 18: Perfiles necesarios para la estructura de pórtico soporte.

Perfiles	Cantidad (mm)
ANSI - 3/4 x 0.113	3087.122
ANSI - 2 x 0.218	123.8
ANSI - 1/2 x 0.109	317.611

Tabla 19: Perfiles necesarios para la estructura SM4GL.

Perfiles	Cantidad (mm)
AISC - L 6 x 6 x 3/8	18000
AISC - 10 x 6 x 3/8	12000
AISC - C 8 x 11.5	11600
AISC - W 4x13	5900
AISC - 6 x 4 x 1/4	2950
AISC - W 4x13	14750.034
AISC - L 4 x 3 x 1/4	9199.9816

Tabla 20: Perfiles necesarios para la estructura de la caminadora.

#	Designación	Descripción
4	Goliath 350/250 FDP RB	Rueda industrial con capacidad de carga de 1100 kg marca AFO
2	LSE40UU-OP	Rodamiento lineal de la marca NTN, rodamiento simple
1	LSE40QUU	Rodamiento lineal de la marca NTN, rodamiento doble
2	ASME B16.3 Cap Class 150 3/4	Tapón hembra de hierro galvanizado marca Cifunsa
2	DIN EN 1092-2 Flange type 13 DN20-3/4	Flange sencillo de hierro galvanizado marca Cifunsa

Tabla 21: Componentes necesarios para la estructura de alojamiento.

#	Designación	Descripción
1	VS 0.5/1	Polipasto manual marca YALE
2	ASME B16.3 90 deg codo- clase 150 3/4	Codo de 90 grados de hierro galvanizado marca Cifunsa
4	Goliath 201-FDA POL R	Rueda industrial con capacidad de carga de 150 kg, marca AFO

Tabla 22: Componentes necesarios para la estructura del pórtico soporte.

#	Designación	Descripción
5	ASME B16.3 Tee class 300 3/4	Tee de hierro galvanizado, marca Cifunsa
8	ASME B16.3 90 deg codo class 300-3/4	Codo de 90 grados de hierro galvanizado, marca Cifunsa
2	ASME B16.3 Cross class 300-3/4	Cruz de hierro galvanizado, marca Cifunsa
2	ISO 49 socket reducing M2 3/4 x 1/2	Reductor de hierro galvanizado, marca Cifunsa
8	ASME B16.3 45 deg codo class 300-3/4	Codo de 45 grados de hierro galvanizado, marca Cifunsa
5	DIN 471 26 x 1.2	Anillo de sujeción
1	BMO-6205/0408S2	Rodamiento de bolas marca SKF Explorer
2	SKF 61905	Rodamiento bolas marca SKF
6	DIN 471 21x1.2	Anillo de sujeción
3	SKF 62/22	Rodamiento de bolas marca SKF
1	MRDZ 10.0 EN	Conector Maillon Rapide

Tabla 23: Componentes necesarios para la estructura SM4GL.

#	Designación	Descripción
4	TRPP25	Clevin pin marca Enerpac
2	BRD 2510	Cilindro hidráulico marca Enerpac
1	Motor 13797391	Motor eléctrico monofásico marca WEG
1	Acople L110	Acople completo L110 marca SKF
1	Tambor tensor	Tambor tensor cotizado en Rodillos Avanzados de Guatemala
1	Tambor motriz	Tambor motriz cotizado en Rodillos Avanzados de Guatemala
4	UCP207D1	Chumacera de banco marca NTN
3	UCF208D1	Chumacera de pared marca NTN
12	Goliath 350/250 FDP RB	Rueda industrial con capacidad de carga de 1100 kg, marca AFO

Tabla 24: Componentes necesarios para la caminadora.

Los precios en las tablas 25-27 se cotizaron en línea con distintos proveedores, para mayor detalle las cotizaciones se presentan en el apartado de anexos. El cambio de euro a dólar que se utilizó fue  $1 = 1.12\$$  y de dólar a quetzales fue de  $1\$ = 7.69Q$ . Gracias a las cotizaciones del Aluminio 6061 y el acero ASTM A36 se obtuvo que el precio máximo del aluminio 6061 es de 2.2\$ el kg y 900\$ la tonelada de acero ASTM A36. En base a estos factores de cambio se analizaron los precios de los perfiles y piezas a mecanizar.

Perfil	Longitud (m)	Peso			Costo	
		(kg/m)	(kg)	(ton)	(\$)	(Q)
AISC - W 6x8.5	18.1904	1.1752	21.3768	0.0236	21.21	162.98
AISC - W 4x13	39.2457	1.7973	70.5369	0.0778	69.98	537.78
AISC - 6 x 6 x 3/16	12.4000	21.6200	268.0880	0.2955	265.96	2,043.94
AISC - 3 x 3 x 1/8	11.1346	7.0000	77.9421	0.0859	77.32	594.24
AISC - MC 8 x 8.5	6.1957	1.1752	7.2810	0.0080	7.22	55.51
AISC - C 8 x 11.5	11.6000	1.5899	18.4432	0.0203	18.30	140.61
ANSI - 2 x 0.154	17.8884	0.5046	9.0270	0.0100	8.96	68.82
ANSI - 2 1/2 x 0.203	0.1400	0.8019	0.1123	0.0001	0.11	0.86
ANSI - 3/4 x 0.113	3.0871	0.1562	0.4823	0.0005	0.48	3.68
ANSI - 2 x 0.218	0.1238	0.6954	0.0861	0.0001	0.09	0.66
ANSI - 1/2 x 0.109	0.3176	0.1175	0.0373	0.0000	0.04	0.28
AISC - 6 x 4 x 1/4	2.9500	2.1540	6.3543	0.0070	6.30	48.45
AISC - 10 x 6 x 3/8	12.0000	5.1998	62.3972	0.0688	61.90	475.72
AISC - 3 x 1 1/2 x 1/8	3.2000	0.4797	1.5352	0.0017	1.52	11.70
AISC - 2 x 1 x 3/16	0.1500	0.4189	0.0628	0.0001	0.06	0.48
AISC - L 3 x 3 x 3/16	19.4568	0.5129	9.9799	0.0110	9.90	76.09
AISC - L 6 x 6 x 3/8	18.0000	2.0600	37.0800	0.0409	36.79	282.70
AISC - L 4 x 3 x 1/4	9.2000	0.8019	7.3773	0.0081	7.32	56.25

Tabla 25: Costo estimado de perfiles.

Designación	cant.	Precio (unidad)		Costo
		(\$)	(Q)	(Q)
Goliath 350/250 FDP RB	16	410.56	3,155.15	50,482.46
Goliath 201/125 FDA POL R	4	28.91	222.17	888.69
Cinta transportadora	1	280	2,151.80	2,151.80
ASME B16.3 Cap Class 150 3/4	2	-	5.99	11.98
Flange simple -3/4	2	-	20.00	40.00
ASME B16.3 90 deg codo- clase 300 3/4	10	-	7.98	79.80
ASME B16.3 Tee class 300 3/4	5	-	10.08	50.40
ASME B16.3 Cross class 300-3/4	2	-	21.99	43.98
Reductor de 3/4 x 1/2	2	-	12.99	25.98
ASME B16.3 45 deg codo class 300 3/4	8	-	7.67	61.36
UCP207D1	4	64.77	497.76	1,991.03
UCF208D1	3	84.00	645.54	1,936.62
Kit de anillos de retención	1	22.05	169.45	169.45
BMO-6205/0408S2	1	148.99	1,144.99	1,144.99
SKF 61905	2	70.73	543.56	1,087.12
SKF 62/22	3	70.73	543.56	1,630.68
LSE40UU-OP	2	1.41	10.84	21.67
LSE40QUU	1	1.41	10.84	10.84
VS 0.5/1	1	289.80	2,227.11	2,227.11
WEG 13797391	1	-	3,680.00	3,680.00
MRDZ 10.0 EN	1	14.45	111.05	111.05
TRPP25	4	46.75	359.27	1,437.10
BRD 2510	2	3,092.30	23,764.33	47,528.65
L110 SKF	1	-	750.00	750.00
Tambor tensor	1	-	7,000.00	7,000.00
Tambor motriz	1	-	10,000.00	10,000.00

Tabla 26: Costo estimado de componentes.

Pieza	Material	cant.	Costo		
			Kg	(\$)	(Q)
Nivel para rodamientos	A	1	0.560	0.556	4.270
Placa estabilizadora	A	1	10.467	10.386	79.815
Placa ruedas	A	4	7.547	7.488	57.548
Pieza circular	B	1	45.170	99.374	763.686
Pieza cuadrada	B	1	9.433	20.753	159.489
Plancha para caminadora	A	1	1,350.951	1,340.525	10,301.931
Plancha inferior	A	1	76.594	76.003	584.083
Acople de pivote	A	2	4.654	4.618	35.487
Soporte de pivote	A	3	8.388	8.323	63.963
Angulo de pivote	A	6	6.552	6.501	49.961
Platina de chumacera	A	4	3.449	3.422	26.299
Plataforma de motor	A	1	9.788	9.712	74.640
Soporte angular de motor	A	3	6.925	6.871	52.805
Anclaje de pasador	A	4	4.019	3.988	30.650
Eje de pivote	A	1	29.240	29.015	222.979
Ejes para rodamientos lineales	A	4	726.073	720.469	5,536.805

Tabla 27: Costo estimado de piezas a mecanizar. A-ASTM A36 y B-Aluminio 6061.

Item	Costo (Q)
Perfiles	4,560.75
Componentes mecánicos	134,562.76
Piezas a mecanizar	18,044.41
Total	157,167.92

Tabla 28: Resumen de inversión inicial.

Como se puede observar, en la Figura 28, el monto de la inversión inicial en quetzales es de ciento cincuenta y siete mil ciento sesenta y siete con noventa y dos céntimas.

1. Se completó el diseño de la plataforma de pruebas caminadora-soporte capaz de soportar una carga de 200 lbs.
2. Se realizó el diseño de una caminadora respetando los límites de dimensión y capacidad.
3. Se alcanzó el objetivo de diseño de un soporte móvil con cuatro grados de libertad (SM4GL) con capacidad de carga de 200 lbs.
4. Se obtuvo el diseño de una estructura para el alojamiento del SM4GL.
5. Se diseñó un pórtico soporte para polipasto con capacidad de carga de 200 lbs.
6. Se determinaron los materiales y componentes mecánicos que se ajustan al diseño de cada estructura.
7. Las cotizaciones de materiales, componentes mecánicos y perfiles estructurales se realizaron, en su mayoría, en catálogos digitales.
8. Se presentó un análisis financiero como resumen de inversión inicial de materiales, componentes mecánicos y perfiles estructurales.
9. Se realizaron planos de ensamblaje del proyecto para cada estructura para aclarar la ubicación de partes importantes.
10. No se logró la realización de un prototipo a escala.

1. Para el diseño se recomienda documentar todos los avances desde el primer esbozo hasta el último diseño propuesto. Esto permite que exista menor probabilidad de repetir los mismos errores de consideración y suposiciones del sistema durante el proceso de diseño.
2. Se recomienda la realización de, como mínimo, un prototipo a escala para validar los diseños cualitativa y posteriormente cuantitativamente.
3. Para bandas transportadoras con un ancho de banda mayor a 2.5m se recomienda optar por un tipo de banda de rodillos, a menos que el diseño requiera de un tipo de banda con suelo móvil.
4. Si se conoce y se tiene disponible el área de instalación, se recomienda realizar visitas al sitio para la toma de medidas reales y consideraciones del entorno, así ajustar el diseño a las necesidades físicas de instalación.
5. Se recomienda familiarizarse, físicamente, con los componentes mecánicos y estructurales para facilitar el diseño y permitir una visión objetiva en el proceso de diseño.
6. Para aumentar la versatilidad de la caminadora se recomienda la implementación de un vareador de frecuencia para el motor de la caminadora.

- 
- [1] J. H. Earle, *Diseño Gráfico en Ingeniería*. Bogotá: Fondo Educativo Interamericano., 1976, pág. 686.
  - [2] P. Badke-Schaub, P. Lloyd, R. van der Lugt, N. Roozenburg y P. Badke, «Human-centered design methodology», *Design research in the Netherlands*, págs. 23-32, 2005. dirección: [https://www.researchgate.net/profile/Petra\\_Badke-Schaub/publication/265919757\\_Human-Centered\\_Design\\_Methodology/links/54b553680%20cf28ebe92e50692/Human-Centered-Design-Methodology.pdf](https://www.researchgate.net/profile/Petra_Badke-Schaub/publication/265919757_Human-Centered_Design_Methodology/links/54b553680%20cf28ebe92e50692/Human-Centered-Design-Methodology.pdf).
  - [3] J. C. Bernal, «Diseño conceptual de productos asistido por ordenador: Un estudio analítico sobre aplicaciones y definición de la estructura básica de un nuevo programa», Tesis doct., Universidad Politécnica de Cataluña, Departamento de Proyectos de Ingeniería, 2004.
  - [4] E. Rocha-Rangel, J. A. Rodríguez-García, E. Martínez-Peña y J. López-Hernández, «Biomimética: innovación sustentable inspirada por la naturaleza», *Investigación y Ciencia*, n.º 54, págs. 56-61, mayo de 2012. dirección: <https://investigacion.uaa.mx/RevistaIyC/archivo/revista55/Articulo%207.pdf>.
  - [5] E. Rocha-Rangel, «Biomimética de la naturaleza a la creación humana», *Ciencias*, ene. de 2010. dirección: [https://www.researchgate.net/publication/49588261\\_Biomimetica\\_de\\_la\\_naturaleza\\_a\\_la\\_creacion\\_humana](https://www.researchgate.net/publication/49588261_Biomimetica_de_la_naturaleza_a_la_creacion_humana).
  - [6] H. León, A. Gama, E. Castillo, H. Ortiz y Z. Robles, «Innovación en el Diseño Biomimético de robots Hexápodos y Cuadrúpedos», en. sep. de 2018, ISBN: 978-607-95255-8-3. dirección: [https://www.researchgate.net/publication/327643706\\_Innovacion\\_en\\_el\\_Disenio\\_Biomimetico\\_de\\_robots\\_Hexapodos\\_y\\_Cuadrupedos](https://www.researchgate.net/publication/327643706_Innovacion_en_el_Disenio_Biomimetico_de_robots_Hexapodos_y_Cuadrupedos).
  - [7] A. A. Postigo Angon, «Control Nervioso de la locomoción», Tesis doct., Facultad de Medicina de la Universidad Complutense de Madrid, 1987. dirección: <https://eprints.ucm.es/53471/1/5311815128.pdf>.
  - [8] A. Casinos, *La locomoción (¿Qué sabemos de?)* Consejo Superior de Investigaciones Científicas, sep. de 2018, pág. 144, ISBN: 8400103696. dirección: <http://beanandbubble.co.uk/gratis/8400103696-la-locomocion-que-sabemos-de.html>.

- [9] M. Haro, «Laboratorio de Análisis de Marcha y Movimiento», *Revista Médica Clínica Las Condes*, 2014. dirección: [https://doi.org/10.1016/S0716-8640\(14\)70034-3](https://doi.org/10.1016/S0716-8640(14)70034-3).
- [10] A. Agudelo, T. Briñez, V. Guarín, J. Ruiz y M. Zapata, «Marcha: descripción, métodos, herramientas de evaluación y parámetros de normalidad reportados en la literatura», Universidad CES, inf. téc., 2013.
- [11] A. e. a. Viladot, *Quince lecciones sobre patología del pie*. Springer- Verlag Ibérica, Barcelona, 2000.
- [12] F. Plas, E. Viel e Y. Blanc, *La marcha humana*. Editorial Masson, Barcelona, 1996.
- [13] S. G. Sorbet y M. Amaya, «Análisis dinámico de la marcha, estudio de los centros de presión sobre la huella plantar. Influencia de los distintos calzados», Tesis doct., Facultad de medicina de la Universidad de Alcalá de Henares, 1991.
- [14] M. Núñez Samper y L. F. Llanos Alcázar, *Biomecánica, Medicina y Cirugía del pie*. Masson S.A. España, 1997.
- [15] J. Sánchez-Lacuesta, *Biomecánica de la marcha humana normal y patológica*. Instituto de Biomecánica de Valencia. Martín Impresores, SL, 1993, ISBN: 84-923974-6-2.
- [16] V. R y C. S. Cohi O, *Ortesis y prótesis del aparato locomotor. Extremidad inferior*. Masson S.A., 1991.
- [17] R. Ducroquet, J. Ducroquet y P. Ducroquet, *Marcha normal y patológica*. Toray Masson, 1972. dirección: <https://books.google.co.cr/books?id=3a-fXwAACAAJ>.
- [18] S. Collado Vázquez, «ANÁLISIS DE LA MARCHA HUMANA CON PLATAFORMAS DINAMOMÉTRICAS. INFLUENCIA DEL TRANSPORTE DE CARGA», Tesis doct., Facultad de Medicina de la Universidad Complutense de Madrid, 2002.
- [19] J. Cámara, «Anáisis de la marcha: sus fases y variables espacio-temporales», es, *Entramado*, vol. 7, págs. 160-173, ene. de 2011, ISSN: 1900-3803. dirección: [http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S1900-38032011000100011&nrm=iso](http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1900-38032011000100011&nrm=iso).
- [20] A. Becerra, «Antropometría», ene. de 2017.
- [21] R. Avila-Chaurand, L. Prado-León y E. González-Muñoz, *Dimensiones antropométricas de la población latinoamericana : México, Cuba, Colombia, Chile / R. Avila Chaurand, L.R. Prado León, E.L. González Muñoz*. ene. de 2007.
- [22] J. Tordesillas Torres, «Diseño y Simulación del Sistema de Locomoción de un Robot Hexápodo para Tareas de Búsqueda y Rescate», Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales, inf. téc., 2016. dirección: [http://oa.upm.es/42893/1/TFG\\_JESUS\\_TORDESILLAS\\_TORRES.pdf](http://oa.upm.es/42893/1/TFG_JESUS_TORDESILLAS_TORRES.pdf).
- [23] J. D. Miret Rubio, «Diseño e implementación de un robot cuadrupedo 3GDL con microcontrolador de 32bits STM», Tesis de mtría., Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño de la Universidad Politécnica de València, 2017. dirección: <https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/89561/MIRET%20-%20Dise%C3%B1o%20e%20implementaci%C3%B3n%20de%20un%20robot%20cuadrupedo%203GDL%20con%20microcontrolador%20de%2032bits%20STM.pdf?sequence=1>.

- [24] A. De Prado Vavarrete, «Diseño de un robot cuadrúpedo imprimible, fabricación e implementación de la locomoción», Departamento de Ingeniería de Sistemas y Automática de la Universidad Carlos III de Madrid, inf. téc., 2012. dirección: <https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/16939/proyecto%20at-as%20%20ana%20de%20prado%20navarrete.pdf;jsessionid=2266A13598DA6CE8AF7EC5%201B2FC61E21?sequence=4>.
- [25] H. Rubio Alonso, *Diseño mecánico. Rodamientos*, Universidad Carlos III de Madrid. dirección: [http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-mecanico-1/material\\_clase/ocw\\_rodamientos1](http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-mecanico-1/material_clase/ocw_rodamientos1).
- [26] *Tipos y características de los rodamientos*, NSK. dirección: <https://sicoris-sa.com/pdf/catalogos/nsk-rodamientos-catalogo-general-catalogo.pdf>.
- [27] *Conocimiento básico para lo Básico. Utilización segura de los cojinetes*, NACHI.
- [28] Porras y Soriano, *Temas 10. -Rodamientos*. dirección: <https://previa.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema10.pdf>.
- [29] *Rodamientos*, SKF. dirección: [https://www.skf.com/binary/86-121486/10000\\_2-ES---Rolling-bearings.pdf](https://www.skf.com/binary/86-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf).
- [30] *Rodamientos con Sensor Integrado*. dirección: <https://www.nskeurope.es/es/products/nsk-innovative-products/sensor-bearings-for-industrial-machinery.pdf>.
- [31] *Rodamientos lineales y unidades de rodadura lineal*, SCHAEFFLER. dirección: <https://medias.schaeffler.com/medias/es!hp.info/KH>.
- [32] *Rodamientos lineales con bujes de bolas*, THOMSON. dirección: <https://www.thomson%20linear.com/es/productos/rodamientos-lineales-productos>.
- [33] J. Castillo y E. Marrufo, «Instalaciones eléctricas básicas», en. McGraw-Hill/ Interamericana de España, 2010, cap. 11, ISBN: ISBN: 84-481-7310-4.
- [34] A. Videla Flores, *Manual de Motores Eléctricos*, Universidad Continental de Ciencias e Ingeniería de Perú.
- [35] Directindustry. dirección: <https://www.directindustry.es/>.
- [36] M. Pernia, «Motores Monofásicos-conceptos básicos», en. oct. de 2011. dirección: [https://www.researchgate.net/publication/235752028\\_Motores\\_Monofasicos-conceptos\\_basicos](https://www.researchgate.net/publication/235752028_Motores_Monofasicos-conceptos_basicos).
- [37] M. Salvatori Artezán, «Diseño de un control de velocidad para motores de inducción por relación voltaje/frecuencia», Departamento de Ingeniería Electrónica. Escuela de Ingeniería, Universidad de las Américas Puebla, inf. téc., 2003.
- [38] R. P. Moreno y C. L. Marchant, *Acoplamientos mecánicos*, INACAP. dirección: [https://llamados.ancap.com.uy/docs\\_concursos/ARCHIVOS/1%20LLAMADOS%20EN%20TR%20C3%81MITE/2018/REF.%2021-2018%20-%20OFICIAL%20TALLER%20B%20-%20PLANTA%20PAYSAND%20C3%9A%20-%20PERFIL%20MEC%20C3%81NICA%20ENGRASE/MATERIAL%20DE%20ESTUDIO/ACOPLAMIENTOS%20MECANICOS.PDF](https://llamados.ancap.com.uy/docs_concursos/ARCHIVOS/1%20LLAMADOS%20EN%20TR%20C3%81MITE/2018/REF.%2021-2018%20-%20OFICIAL%20TALLER%20B%20-%20PLANTA%20PAYSAND%20C3%9A%20-%20PERFIL%20MEC%20C3%81NICA%20ENGRASE/MATERIAL%20DE%20ESTUDIO/ACOPLAMIENTOS%20MECANICOS.PDF).
- [39] *Acoplamiento elástico*, LOVEJOY. dirección: <http://www.citsa.com/dwn/PDFes/P3sp/lovejoy.pdf>.
- [40] *Polipasto*, ACOMEE. dirección: <https://www.acomee.com.mx/clasificaciones/POLIPASTO.pdf>.

- [41] *Partes de un Polipasto*, Crane y Machinery. dirección: <https://www.gruasyaparejos.com/polipastos/partes-de-un-polipasto/>.
- [42] *Owner's Manual. Electric Wire Rope Hoist and Trolley RHN Series*, HARRINGTON a KITO Group Company. dirección: [https://www.harringtonhoists.com/products/pdf/owners\\_manual/RHN%20owners%20Manual.pdf](https://www.harringtonhoists.com/products/pdf/owners_manual/RHN%20owners%20Manual.pdf).
- [43] *TUBERIA DE ACERO AL CARBONO API 5L / ASTM A53 / A106*, Grupo VEMACERO C.A. dirección: <https://www.vemacero.com/Tablas/A53MP.pdf>.
- [44] *Catálogo general*, TUBACERO S.A. dirección: [http://www.tubacero.es/resources/upload/link/tubacero\\_catalogo\\_general.pdf](http://www.tubacero.es/resources/upload/link/tubacero_catalogo_general.pdf).
- [45] *Conexiones de Hierro Maleable*, Conexiones CIFUNSA. dirección: [http://www.materi%20alesdelsureste.com/Catalogos/Cifunsa\\_Conexiones\\_Hierro.pdf](http://www.materi%20alesdelsureste.com/Catalogos/Cifunsa_Conexiones_Hierro.pdf).
- [46] Q. Xia, G. Xiao, H. Long, X. Cheng y B. Yang, «A study of manufacturing tubes with nano-ultrafine grain structure by stagger spinning», *Materials & Design*, vol. 59, págs. 516-523, jul. de 2014.
- [47] *ASTM A36 Steel Plate*, ACME METALS. dirección: <http://www.acmemetalsonline.com/plate.html>.
- [48] *Aluminio AW6061*, VALENCIANA DE ALUMINIOS, COBRES Y PLÁSTICOS S.A. dirección: [http://www.valencianadeacp.com/images/valenciana/fichas\\_tecnicas/aluminios/Ficha%5C%20Tecnica%5C%20Aluminio%5C%20AW6061\\_VACP.pdf](http://www.valencianadeacp.com/images/valenciana/fichas_tecnicas/aluminios/Ficha%5C%20Tecnica%5C%20Aluminio%5C%20AW6061_VACP.pdf).
- [49] *Uniones y conexiones*, Arquitectura en Acero. dirección: <http://www.arquitecturaen%20acero.org/uso-y-aplicaciones-del-acero/soluciones-constructivas/uniones-y-conexiones>.
- [50] *CARACTERISTICAS POLIURETANO (PUR)*, Elapas. dirección: <http://www.elaplas.es/wp-content/uploads/poliuretano.pdf>.
- [51] *Ruedas Industriales*. dirección: <http://www.fernandezantonio.com.ar/documentos%5C%5C017.pdf>.
- [52] C. A. M. Oporto y P. A. L. Correa, *Diseño Cinta Transportadora Intralox para Pesquera Bahía Caldera S.A.* 2013.
- [53] *Bandas transportadoras de pvc*, Masanes. dirección: <https://masanes.com/data/eshop/masanes/uploads/docs/bandas-transportadoras/pvc/TEMA%2020.pdf>.
- [54] *Cinta transportadora de Acero Inoxidable*, Direct Industry. dirección: [http://img.directindustry.es/images\\_di/photo-g/cintas-transportadoras-acero-inoxidable-14232-2824439.jpg](http://img.directindustry.es/images_di/photo-g/cintas-transportadoras-acero-inoxidable-14232-2824439.jpg).
- [55] M. Tejerizo Fernández, *Elaboración de fórmulas analíticas y tablas de cálculo para las estructuras metálicas de acero según la normativa Eurocódigo 3*, abr. de 2015. dirección: <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/78018/PFC%20Memoria.pdf>.
- [56] *Instrucción EAE*, Gobierno de España. Ministerio de Transportes, Movilidad y Agenda Urbana, mayo de 2011, cap. X. dirección: [https://previa.uclm.es/area/ing\\_rural/Normativa/EAE/capitulo10.pdf](https://previa.uclm.es/area/ing_rural/Normativa/EAE/capitulo10.pdf).
- [57] H. R. Galbarro, *Cálculo y Diseño de Cintas Transportadoras*, Diseño de Elementos de Máquinas y Mecanismos. dirección: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn84.html>.

- [58] *Bearing Unit*, NTN Corporation. dirección: [https://09fc6e13-f0b7-4f68-a9e7-aedfe56f6653.filesusr.com/ugd/760aa7\\_d5888d9ecb9b4db2ab617a8938caf8d3.pdf?index=true](https://09fc6e13-f0b7-4f68-a9e7-aedfe56f6653.filesusr.com/ugd/760aa7_d5888d9ecb9b4db2ab617a8938caf8d3.pdf?index=true).
- [59] *Ruedas AFO*, AFO. dirección: [https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos\\_y\\_documentos/205217/Catalogo\\_Ruedas2011.pdf](https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/205217/Catalogo_Ruedas2011.pdf).

## 15.1. Cotizaciones

Alibaba.com Productos Buscar por palabra clave **NEW** Buscar Iniciar sesión Unirse de forma grat...

Categorías Listo para enviar Exhibiciones comerciales Equipo de protección personal Servicios Vender en Alibaba Ayuda

Casa > Todas las industrias > Minerales y metalurgia > Acero > Barras redondas de acero [Suscribirse a Comercio alerta](#)

ASTM A36 25mm de diámetro de acero al carbono laminado en caliente barra redonda

FOB Referencia Precio [Consiga El Último Precio](#)

**USD 600.00 - USD 900.00** / Tonelada | 2 Tonelada/s (Pedido mínimo)

Dimensiones: 8-480mm

Lead Time:

Cantidad(Tonelada/s)	1 - 2	3 - 100	>100
Hora del Est.(días)	7	10	Negociable

Customization: Logotipo personalizado (Min. Order: 2 Tonelada/s)  
Embalaje personalizado (Min. Order: 2 Tonelada/s) [More](#)

Figura 185: Precio del acero ASTM A36.

Alibaba.com Products Buscar Iniciar sesión Unirse de forma grat...

Categorías Listo para enviar Exhibiciones comerciales Equipo de protección personal Servicios Vender en Alibaba Ayuda

Casa > Todas las industrias > Minerales y metalurgia > Aluminio > Placas de aluminio [Suscribirse a Comercio alerta](#)

6061 aleación de aluminio de 2mm de chapa de precio por Kg

FOB Referencia Precio [Consiga El Último Precio](#)

**USD 2.10 - USD 2.20** / Kilogramo | 500 Kilogramo/s (Pedido mínimo)

Grosor: 0,15-600mm

Lead Time:

Cantidad(Kilogramo/s)	1 - 1000	>1000
Hora del Est.(días)	12	Negociable

**Garantía comercial!** Protege tus pedidos de Alibaba.com

[Alibaba.com Freight](#) [Compare Rates](#)

Pago: **VISA** **Online Bank Payment** **T/T** **Pay Later** **WesternUnion** **IWU**


Logística de Alibaba.com Soluciones de inspección

Figura 186: Precio del aluminio.


Alibaba.com Productos Buscar por palabra clave NEW Buscar Iniciar sesión

Categorías Listo para enviar Exhibiciones comerciales Equipo de protección personal New Buyer Rewards NEW Servicios Vender en Alibaba

Casa > Todas las industrias > Maquinaria > Equipo de manejo de materiales > Transportadores Suscribirse Comercio alerta



Ver imagen más grande



Añadir para co... Compartir

Mejor venta de bajo ruido de alta eficiencia luz cinta transportadora plana/Negro/5mm/rough top cinturón Detos aduaneros

1 comprador

FOB Referencia Precio: [Consigue El Último Precio](#)

**USD 5.00 - USD 7.00** / Metro | 100.0 Metro/s Cuadrado/s (Pedido mínimo)

Tipo:

Envío: Ayuda Transporte marítimo

Lead Time:

Cantidad(s) Cuadrado/s	1 - 200	>200
Hora del Est. (días)	15	Negociable

Customization: Logotipo personalizado (Min. Order: 50 s Cuadrado/s) Embalaje personalizado (Min. Order: 50 s Cuadrado/s) More

Muestras: USD 10.00 /Metro 1 Metro (Pedido mínimo) Comprar muestras

Garantía comercial Protege tus pedidos de Alibaba.com

Alibaba.com Freight Compare Rates

Pago: VISA Online Bank Payment T.T Pay Later WesternUnion WU

Logística de Alibaba.com Soluciones de inspección Vista de producción Servicio integral Condiciones de pago: 60 días netos

Figura 187: Precio por metro cuadrado de la cinta transportadora.

PRODUCTOS	PRECIO
 <p><b>AG CODO 90 3/4 ROSCA FOSET - FOSET</b> SKU 1018584</p> <p><span>QUITAR</span> <span>GUARDAR EN MI LISTA</span></p>	Q 7. <sup>98</sup>
 <p><b>AG CODO 45 3/4 ROSCA FOSET - FOSET</b> SKU 1018608</p> <p><span>QUITAR</span> <span>GUARDAR EN MI LISTA</span></p>	Q 7. <sup>67</sup>
 <p><b>AG TAPÓN HEMBRA 3/4 ROSCA FOSET - FOSET</b> SKU 1018595</p> <p><span>QUITAR</span> <span>GUARDAR EN MI LISTA</span></p>	Q 5. <sup>99</sup>
 <p><b>AG CRUZ 3/4 ROSCA GALV KUVAL - CIFUNSA</b> SKU 1003870</p> <p><span>QUITAR</span> <span>GUARDAR EN MI LISTA</span></p>	Q 21. <sup>99</sup>
 <p><b>AG TEE 3/4 ROSCA FOSET - FOSET</b> SKU 1018591</p> <p><span>QUITAR</span> <span>GUARDAR EN MI LISTA</span></p>	Q 10. <sup>08</sup>
 <p><b>REDUCTOR CAMPANA DE ACERO DE 1/2 PLG A 3/4 PLG - CIFUNSA</b> SKU 101736</p> <p><span>QUITAR</span> <span>GUARDAR EN MI LISTA</span></p>	Q 12. <sup>99</sup>

Los productos en tu carreta no aseguran reserva en el inventario.

Figura 188: Accesorios varios cotizados en Cemaco.



## Flange negro 3/4"

Plomería > CAÑERÍA HIERRO NEGRO > Flanges  
Q20.00/ - Disponible

SKU#43580

Figura 189: Flange sencillo.



Pasa el mouse encima de la imagen para aplicar zoom

### Delta Quick Link Plated de Mallon Rapide

Precio: US\$ 8.50 + US\$5.95 de envío

Get \$50 off instantly: Pay \$0.00 upon approval for the Amazon Rewards Visa Card. No annual fee.

Tamaño:

10 mm

- Delta Quick Link (8 mm)
- 5 Unidad de 16"/pack
- Mallon Rapide acero Delta enlaces rápidos
- 8 mm STD FLT Peso 88 gramos Fuerza
- 10 mm STD FLT Peso 153 gramos Fuerza

Nuevo (4) desde US\$ 10.05 + US\$ 3.99 de envío

[Reportar información de producto incorrecta](#)



Paquete de 4 mosquetones de acero inoxidable para puerta de muelles de 2 - 3/4 pulgadas, cierre de pinza de langosta de grado...

★★★★☆ 1 | US\$ 13.44 [prime](#)

[Comprar ahora](#)

Sponsored

Figura 190: Arnés de seguridad.



### 300pcs Circlip 2-32mm E-Clip Snap Circlip Kit Circlip Snap Anillo de Retención Externo Anillo de Retención Externo Conjunto de Surtido Arandela de Clip Arandela de Hebilla Dividida

de Garosa

★★★★☆ 19 valoraciones

Precio: 19,69 €

Precio final del producto

- **【Buena resistencia a la tracción】**: el anillo elástico exterior está hecho de un metal duradero y endurecido con resistencia a la tracción, buena resistencia a la corrosión y resistencia al aceite. Resistente y duradero.
- **【Buena practicidad】**: incluye 300 clips de reemplazo electrónicos más pequeños para una amplia variedad de tareas de seguridad. Los anillos de presión o anillos de sujeción son esenciales en muchas situaciones y son ideales para una variedad de tareas de sujeción.
- **【Opción múltiple】**: el kit incluye tamaños de 2 mm, 4 mm, 5 mm, 6 mm, 8 mm, 9 mm, 11 mm, 12 mm, 13 mm, 14 mm, 16 mm, 19 mm, 25 mm, 26 mm, 28 mm, 32 mm y 22 mm para cualquier tipo de uso. Este conjunto incluye 300 piezas de circlips para que no tenga que preocuparse

Figura 191: Kit de anillos de sujeción.

MISUMI México **Millones de componentes, miles de marcas**  
 Nuestro horario laboral: Lunes a viernes de 8 a. m. a 6 p. m. | Sábado de 8 a. m. a 12 p. m.

Solicitud de catálogo  ¿Necesita ayuda?

Todas las categorías

La respuesta de MISUMI al COVID-19 como un proveedor esencial y nuestro compromiso con nuestros clientes y su seguridad. [Leer más](#)  
 Puede tomarnos unos segundos adicionales responder sus llamadas, debido a que nuestros empleados están trabajando de manera remota, por favor disculpe cualquier inconveniente.

Página de inicio de MISUMI > Automatización > Movimiento Rotativo > Unidades de rodamientos > Unidades de rodamientos para Chumaceras > ¿Cómo podemos mejorar? >  
 Tipo chumacera de hierro fundido > Tipo chumacera de hierro fundido Números de pieza > CM-UCP207D1

### Tipo chumacera de hierro fundido (CM-UCP207D1)

NTN



Configurar

Finalizado

Número de Parte **CM-UCP207D1**

Cantidad a Ordenar

Precio unitario(USD) \$ 64.77

Total parcia(USD) \$ **64.77**

Fecha de envío 10/09/20

Specificación/Dimensiones

tipo  CM-UCP

Forma del diámetro interno del rodamiento

Especificaciones configuradas			
Tipo de unidad	Unidad de rodamiento	Unidad de rodamiento, tipo	Soportes para chumacera
	Estándar	Forma del diámetro interno del rodamiento	Tomillo de fijación cilíndrico


Figura 192: Chumacera de banco.

amazon

Enviar a Guatemala Ofertas del Día Servicio al Cliente Tarjetas de Regalo Listas Vender

¡Estamos entregando a tu región con opciones de envío limitadas. Por favor anticipa un periodo de entrega prolongado. [Más información.](#)

olver a resultados



NSK UCF208D1 NSMP  
de INDUSTRIAL MRO

Precio: **US\$ 84.00** + US\$200.00 de envío

- NSFS – New Surplus Factory Sealed (OEM)
- NSMP – New Surplus Manufacturer Package (OEM)
- NSNP – New Surplus No Manufacturer Package (OEM)
- REMAN – Remanufactured Like New (OEM)
- UNMP – Used or Repaired (OEM)

Especificaciones para este producto

Características especiales	Please verify condition code before checkout.
Código UNSPSC	32100000
Especificación cumplida	Surplus Item - Package Condition/Type May Vary
Estilo	NSMP
Nombre de la marca	INDUSTRIAL MRO
Número de artículos	1
Número de pieza	knox70017727-UCF208D1


Pasa el mouse encima de la imagen para aplicar zoom

Figura 193: Chumacera de pared.

Alibaba.com Products  Buscar Iniciar sesión Unirse de forma gratuita Mensajes

Categorías ▼ | Listo para enviar | Exhibiciones comerciales | Equipo de protección personal | Servicios ▼ | Vender en Alibaba ▼ | Ayuda ▼ | Obtener la aplicación

Casa ► Todas las industrias ► Herramientas ► Rodamientos ► Rodamientos lineales ► [Suscribirse a Comercio alerta](#)



Ver imagen más grande

Añadir para comprar Compartir

**Rodamiento lineal de bolas LM30UUOP abierta línea tipo de rodamiento de casquillo precio al por mayor de alta calidad de alta precisión**

FOB Referencia Precio: [Consiga El Último Precio](#)

1 - 99 es	100 - 199 es	>=200 es
USD 1.41	USD 1.32	USD 1.23

Envío: Ayuda Transporte marítimo

Lead Time:	Cantidad(es)	1 - 1000	1001 - 2000	>2000
	Hora del Est.(días)	7	14	Negociable

**Garantía comercial** Protege tus pedidos de Alibaba.com

**Alibaba.com Freight** [Compare Rates](#)

Pago: **VISA** **Online Bank Payment** **T/T** **Pay Later** **WesternUnionWU**

Logística de Alibaba.com Soluciones de Inspección

**Gold Supplier**

**Listul Greenleaf Autom**  
Empresa de Trading

**CN** 1YR

100% Tasa de respuesta

400+ for 5 Transacciones

80.0% Tasa de entrega

Figura 194: Modelo de rodamiento lineal para la estimación de cotización.

Volver a resultados



**SKF jaula Deep Groove Ball Bearing, ABEC 1 Precisión, doble sellado, estándar, normal Remoción, 1**  
de SKF

★★★★☆ 4 calificaciones

Precio: **US\$ 70.73** + US\$ 42.41 de envío y depósito de derechos de importación a Guatemala [Detalles](#)

Disponible a un precio más bajo con [otros vendedores](#) que podrían no ofrecer envío Prime gratis.

Cuerda para diámetro de hueco: **25 Millimeters**

10 Millimeters	12 Millimeters	17 Millimeters	20 Millimeters	<b>25 Millimeters</b>
40 Millimeters				

Diámetro externo: **42 Millimeters**

19 Millimeters	24 Millimeters	30 Millimeters	32 Millimeters	37 Millimeters
<b>42 Millimeters</b>	62 Millimeters			

Grosor de cordel de artículo: **9 Millimeters**

5 Millimeters	6 Millimeters	7 Millimeters	<b>9 Millimeters</b>	12 Millimeters
---------------	---------------	---------------	----------------------	----------------

Figura 195: Rodamiento.

**SKF Motor Encoder Unit**  
Model: 6202 / 6204 / 6205 / 6206 / 6208 / 6209  
Shaft Diameters: 15 - 45 mm

**109.99 - 218.99 USD**

Model Option: **BMO-6205/048S2 \$148.99 US**

Connector Option: **Free Cable End (008A)**

**BUY NOW** PayPal

Multiple Items Option Available

Model Option: **BMO-6205/048S2 \$148.99 US**

Connector Option: **Free Cable End (008A)**

**ADD TO CART** PayPal

Multiple Items Option Available



Free Int'l Expedited Shipping  
12-Month warranty  
[Datasheet \(PDF format\)](#)






Figura 196: Rodamiento sensorizado.



GUATEMALA 30 ENERO 2020  
**JOSELINE ORTÍZ**



**Proforma No.**  
**0007931**

**ATENCIÓN**

**SR. MARTIN VICENTE**

A través de la presente reciba un afectuoso saludo. Deseamos que el día de hoy sea de muchos éxitos. En base a lo que usted nos solicita nos es grato presentarle la siguiente opción de compra de nuestros productos esperando poder atenderle con el mejor servicio posible.

ÍTEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	P. Unitario	TOTAL	T. DE ENTREGA
1	ACOPLE COMPLETO L110 SKF	1	Q. 750.00	Q. 750.00	INMEDIATA

Figura 197: Acople P110 SKF.



**CENTRAL**

18 calle 1-65, Zona 1  
 PBX: 2204-4111

**COTIZACIÓN No.**

**W-1346**

Cliente: Joseline Ortiz  
 Telfono: Joseline Ortiz  
 Correo Electrónico:  
 Vendedor: William Ayala

Fecha: 30/01/2020  
 Fax:  
 Forma Pago: CONTADO  
 Contacto: Joseline Ortiz

Cantidad	Producto	Precio	Total	Entrega
1	MOTOR WEG 2HP 1PH 1700RPM 100L MONOFASICO 220/440V (EJE 28MM.)	3,336.80	3,336.80	INMEDIATA
1	MOTOR WEG 2HP 1PH 2P SE NEMA 3500RPM SELLADO MONOFASICO 110/220V (EJE 5/8")	2,080.00	2,080.00	INMEDIATA
1	MOTOR WEG 3HP 1PH 4P SE IEC 1700RPM SELLADO MONOFASICO 220/440V (EJE 28MM.)	3,680.00	3,680.00	INMEDIATA
1	MOTOR WEG 3HP 1PH 2P SELLADO IEC 3500RPM SELLADO MONOFASICO 110/220V (EJE 28MM.)	3,252.00	3,252.00	INMEDIATA

Figura 198: Motor WEG.

**CONNECTOR SPECIALISTS INCORPORATED**

Back to Product: **ENERPAC - CYLINDERS AND PULLERS (ENP-CY)**

**ENERPAC - CYLINDERS AND PULLERS (ENP-CY)**  
 Enerpac - Cylinders and Pullers  
**Part #:** BRD-2510 **Manufacturer:** Enerpac  
**Price/UOM:** \$3092.30 **CONTACT US FOR CURRENT AVAILABILITY**  
**ADD TO CART** **UOM:** EA


**Description:** 25 Ton D/A Cylinder - Cylinders - Production Use, Double-Acting Precision Production Cylinders (BRD-Series)

**EMAIL THIS PAGE TO A FRIEND**

Figura 199: Cilindro hidráulico Enerpac.

Back to Product: **ENERPAC - CYLINDERS AND PULLERS (ENP-CY)**

Click Image to Zoom



**ENERPAC - CYLINDERS AND PULLERS (ENP-CY)**  
 Enerpac - Cylinders and Pullers  
 Part #: TRPP-25      Manufacturer: Enerpac  
 Price/UOM: \$46.75      [CONTACT US FOR CURRENT AVAILABILITY](#)  
 UOM: EA

**ADD TO CART**

Description: Pivot Pin, 1.375" Dia. - Other Cylinders, TR Tie Rod Cylinders

[EMAIL THIS PAGE TO A FRIEND](#)

Figura 200: Clevin pin Enerpac.


mercado libre

Buscar productos, marcas y más...

Categorías Historial Tiendas oficiales Ofertas de la semana Vender Ayuda / PQR

También puede interesarte: Flexómetro - Herramientas - Hidrolavadora - Serrucho - Taladro - Multímetro - Martillo

Volver al listado Herramientas y Construcción > Herramientas > Herramientas Manuales > Otras Herramientas Manuales



Nuevo - 1 vendido

**Polipasto Manual De Cadena 1/2 (0.5) Ton Vs Plus Yale**

**\$ 289.800**

Stock disponible

12 cuotas de \$ 24.150 sin interés

VISA MasterCard

Más información

Envío gratis a nivel nacional

Conoce los tiempos y las formas de envío

[Ver más opciones](#)

Figura 201: Polipasto YALE.

**201/125 FDA POL ROJO**

Marca: AFO

**25,81 €**

- 1 +

**Añadir al carrito**

Impuestos incluidos      Recibelo mañana

**Descripción**

SopORTE Music SopORTE: Giratorio y fijo de acero estampado de 2 a 3 m/m. de espesor con platina base de sujeción horizontal. Rodamiento: Dos hileras axiales de bolas de acero en el soporte giratorio. Acabado: Cincado blanco brillante. Aro Poliuretano Rojo / Azul Aro: Bandaje de poliuretano en color rojo ó azul (soft), inyectado sobre núcleo de nylon (poliamida) en color blanco. Rodamiento: Buje con taladro liso.

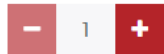
Dejar una opinión      Pregóntanos      Mejor precio

Figura 202: Rueda con capacidad de carga de 150kg.

350/250 FDP RB

Marca: AFO

366,57 €



 Añadir al carrito




 Impuestos incluidos  Recíbelo mañana  Envío gratis para España (península)

Figura 203: Rueda con capacidad de carga de 1100kg.

## 15.2. Planos de ensamblaje

En esta sección se presentan los planos de ensamblaje de piezas importantes a resaltar en cada ensamble.

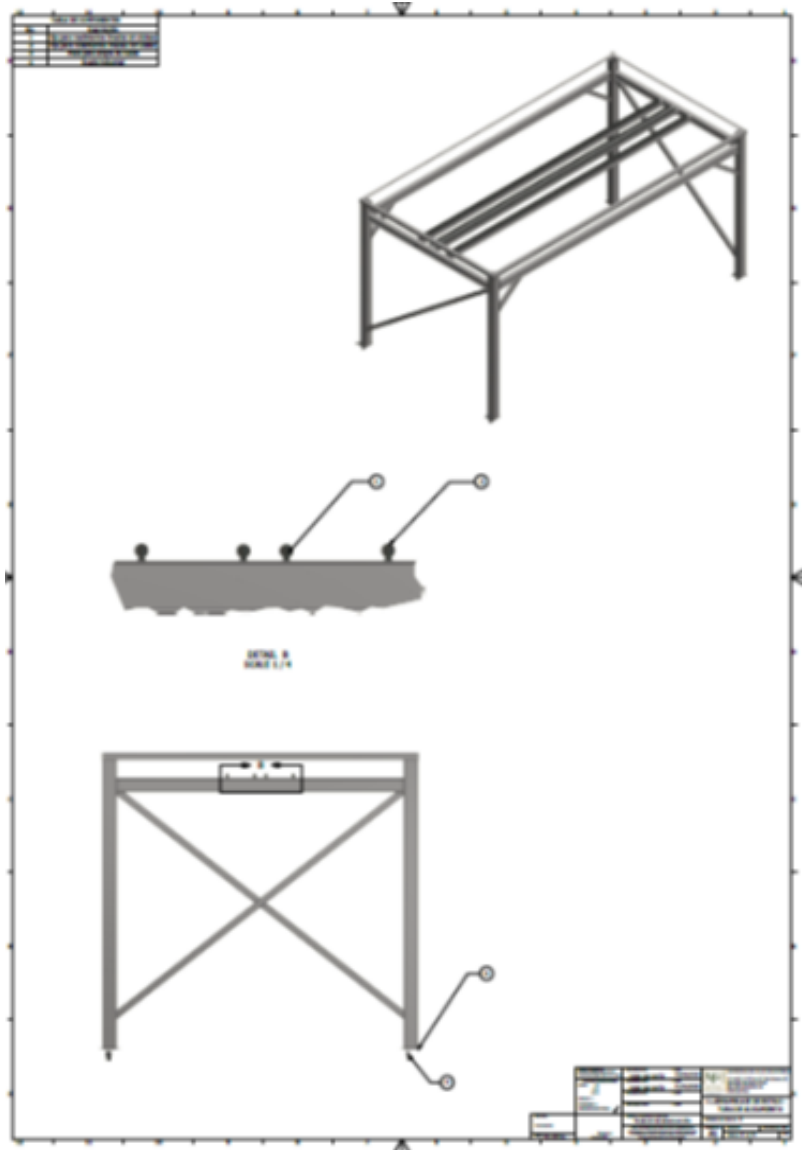


Figura 204: Captura de planos de ensamblaje del sistema de alojamiento para SM4GL.

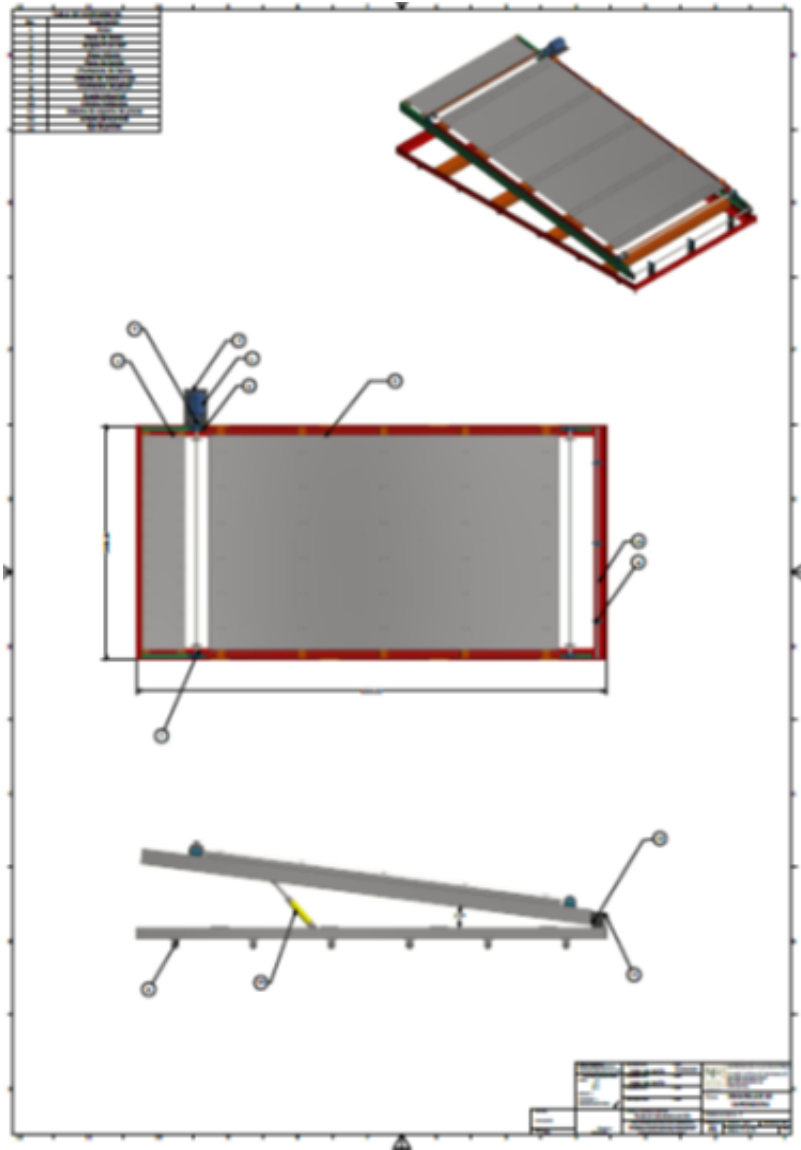


Figura 205: Captura de planos de ensamblaje de la caminadora.

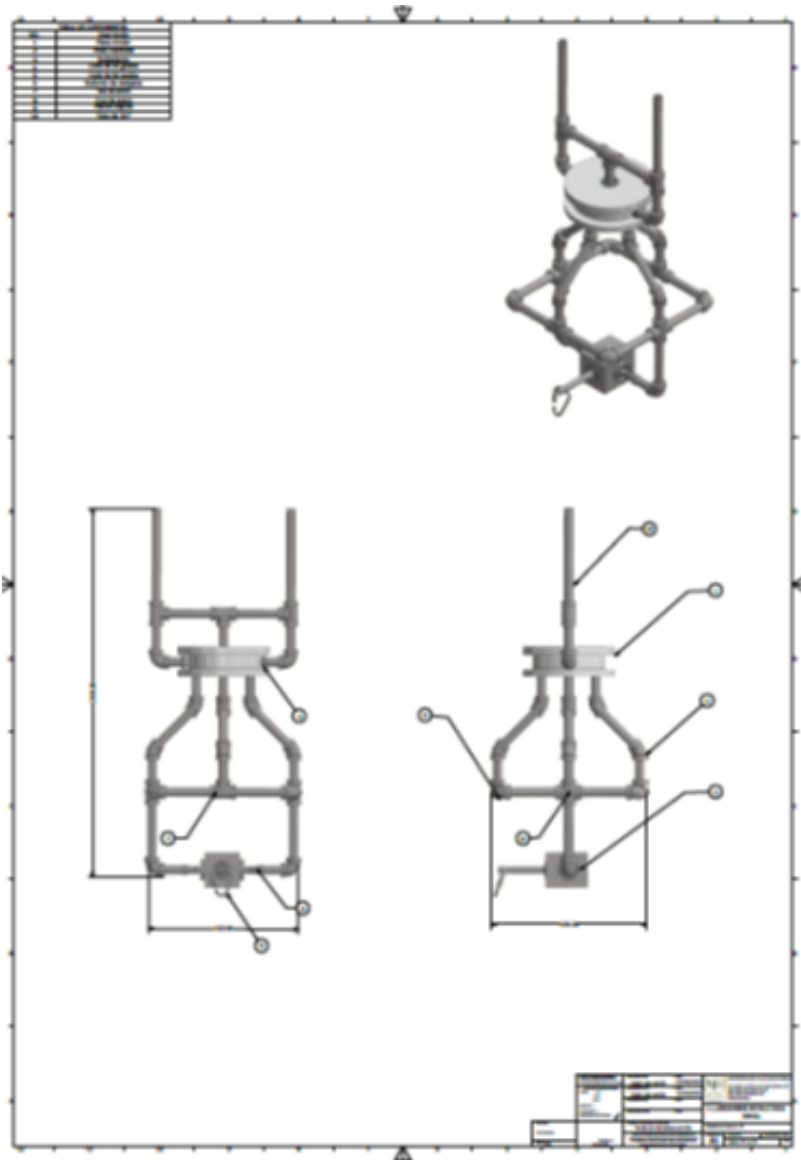


Figura 206: Captura de planos de ensamblaje del SM4GL.

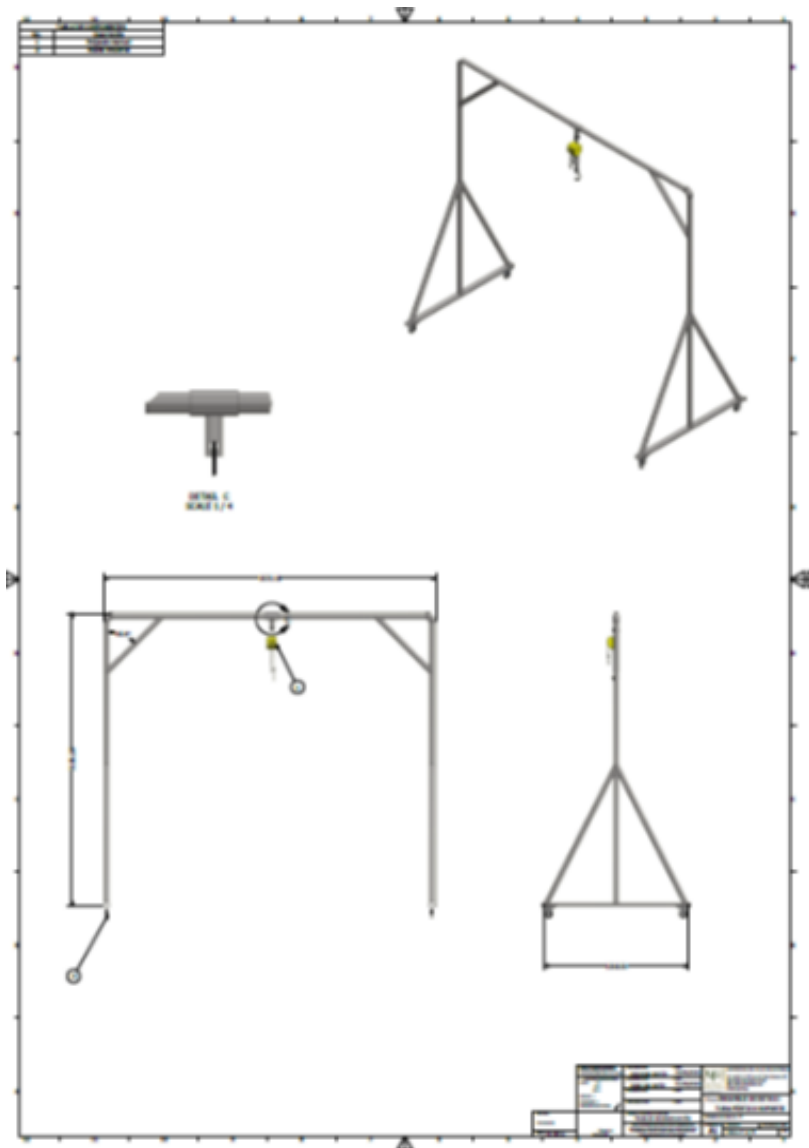


Figura 207: Captura de planos de ensamblaje del pórtico soporte para polipasto.

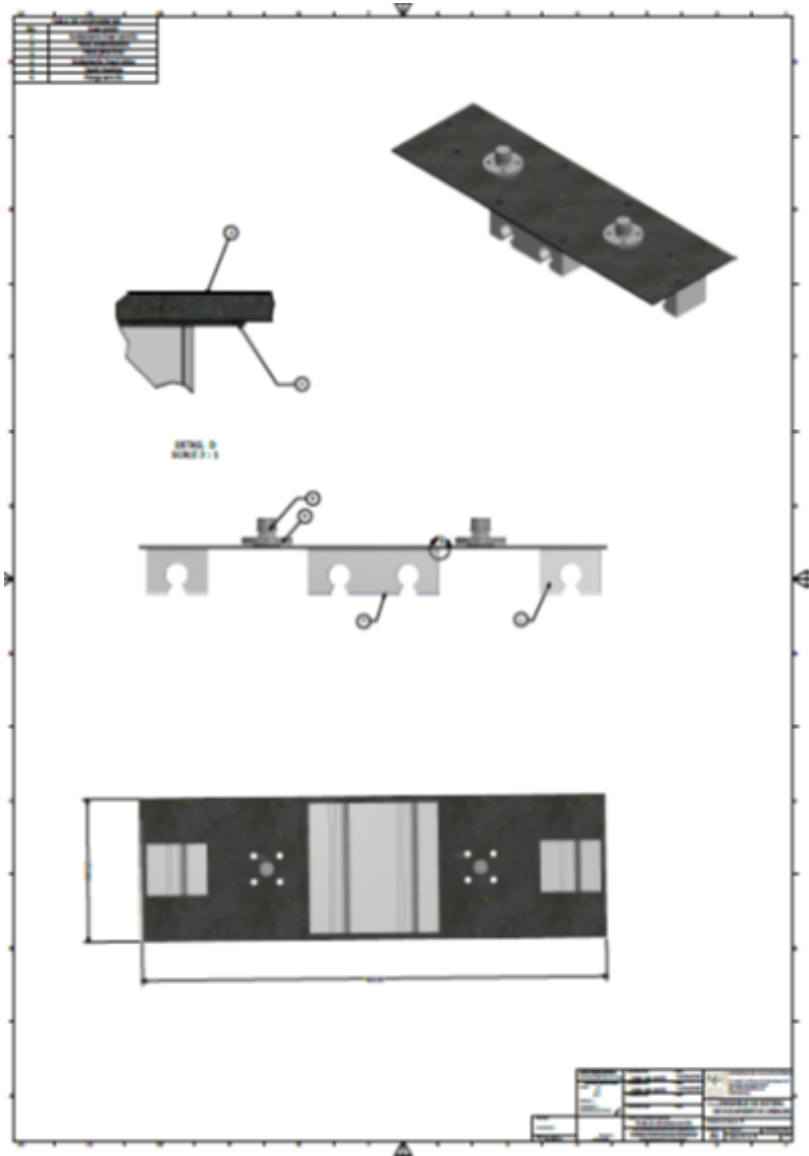
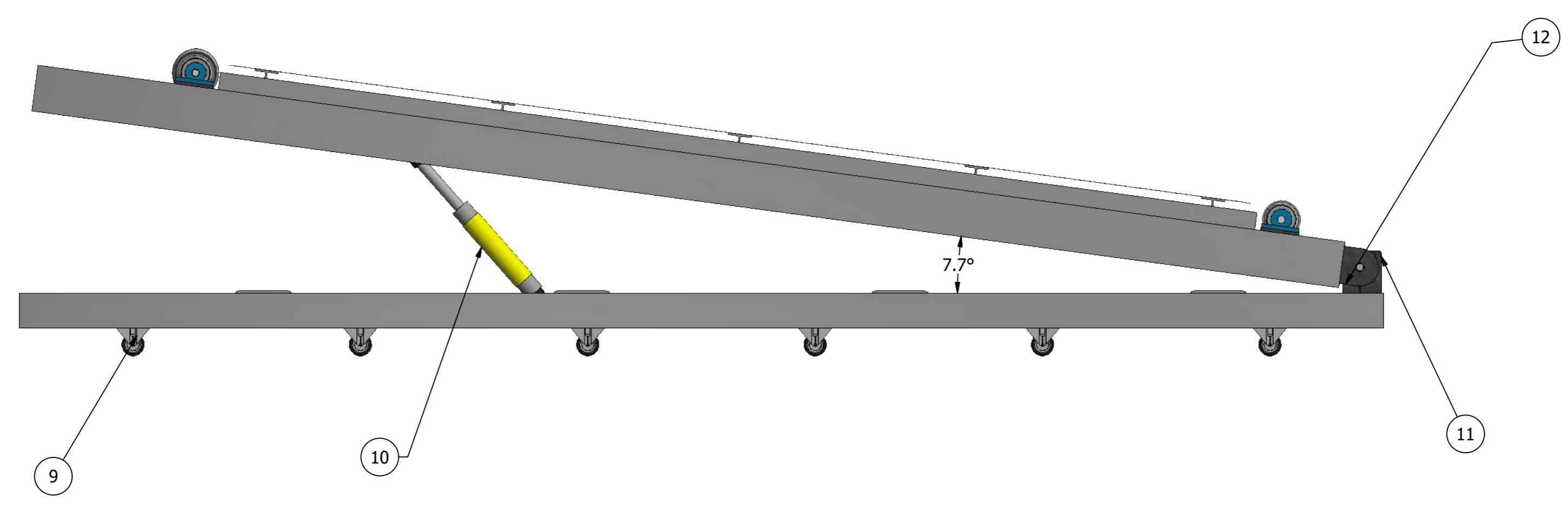
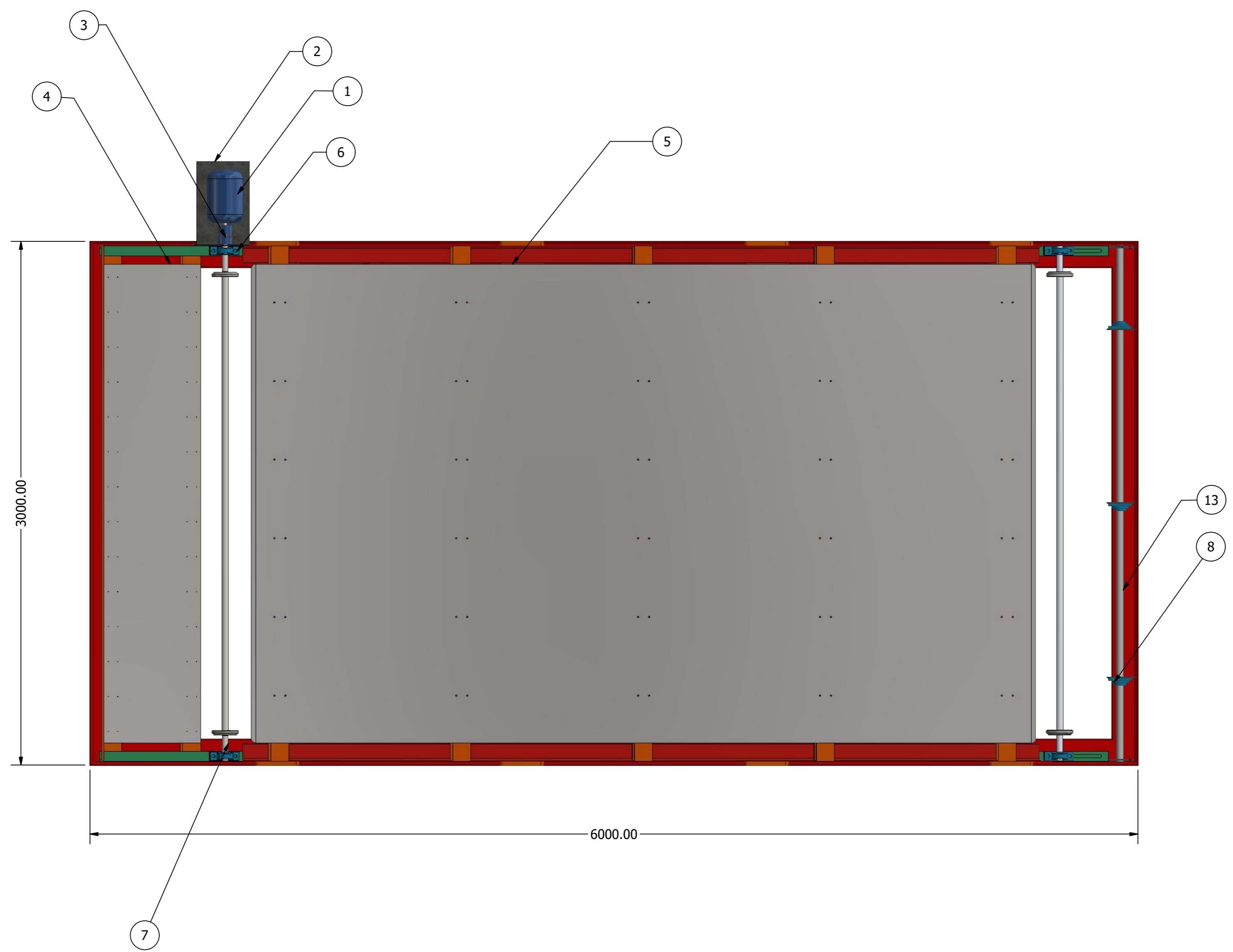
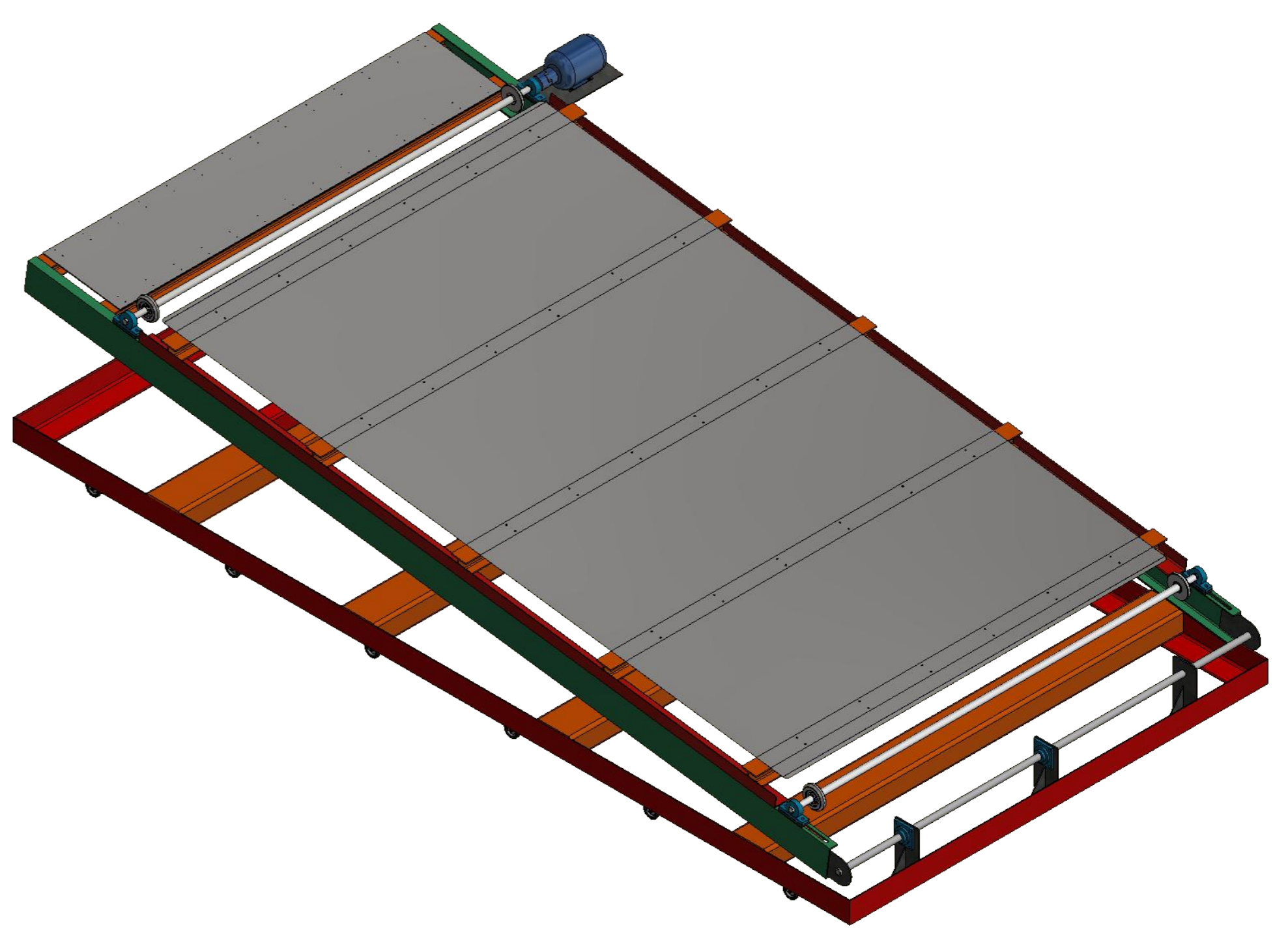


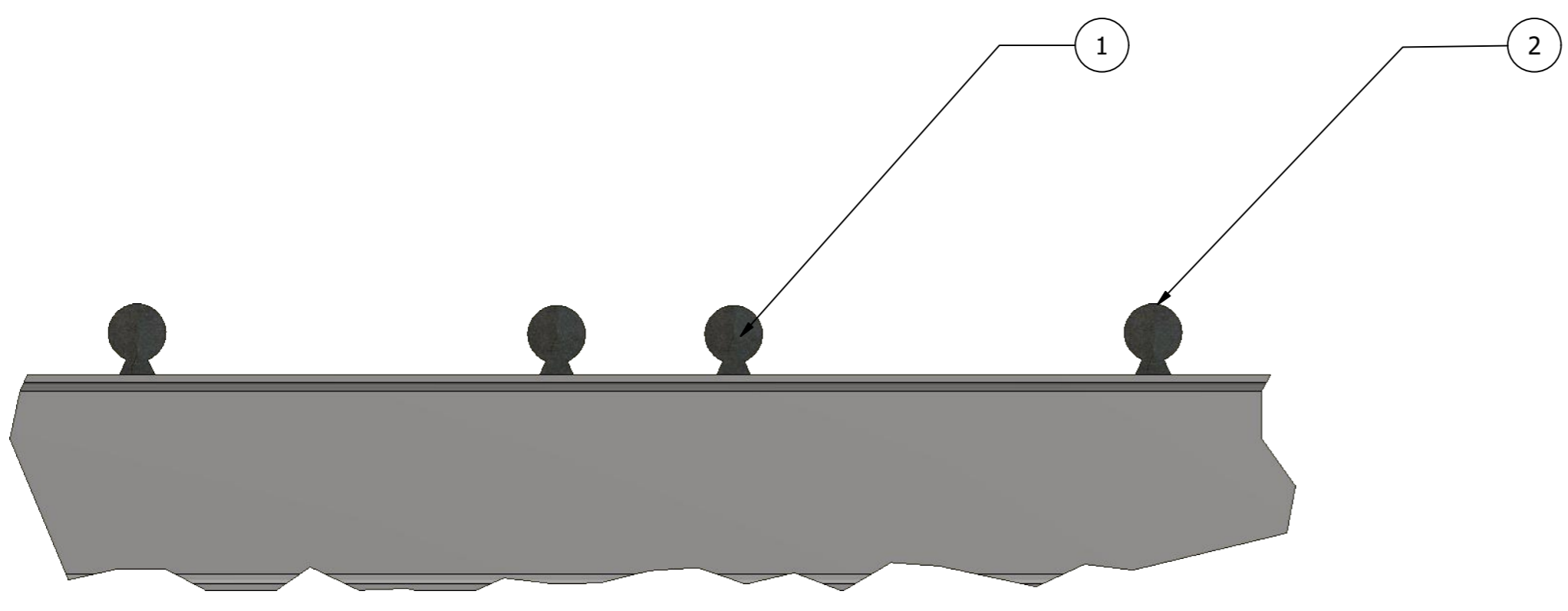
Figura 208: Captura de planos de ensamble del sistema de rodamientos lineales.

TABLA DE COMPONENTES	
No.	Descripción
1	Motor
2	Placa de motor
3	Acople P110 SKF
4	Placa inferior
5	Placa de banda
6	Chumacera de banco
7	Sistema de rodillo y eje
8	Chumacera de pared
9	Rueda industrial
10	Cilindro hidráulico
11	Sistema de soporte de pivote
12	Acople para pivote
13	Eje de pivote

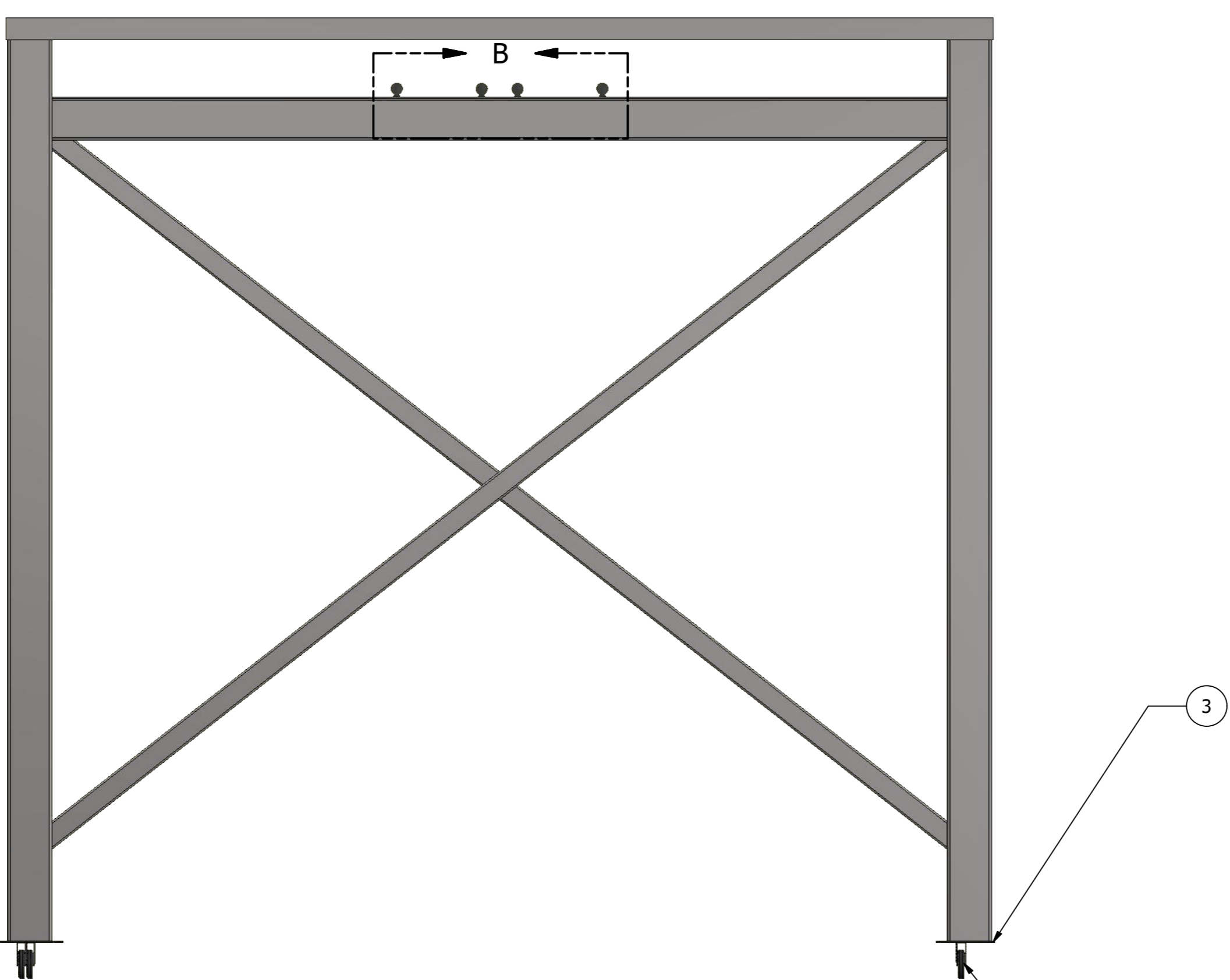


TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .X ± ANGULARES ° FRACCIONES ± BRUSQUEDAD SUPERFICIAL ✓		DIBUJADO POR <b>JOSELINE ORTIZ</b> FECHA 03/062020	UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 0215. PBC: (502) 2634-0336 / 40 info@uvg.edu.gt
MATERIAL TRATAMIENTO MASA N/A		DISEÑADO POR <b>JOSELINE ORTIZ</b> FECHA REVISADO POR FECHA APROBADO POR FECHA	TÍTULO: <b>ENSAMBLAJE DE CAMINADORA</b>
NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO <b>TRABAJO DE GRADUACIÓN</b>		NÚMERO DE DIBUJO: 1	
FORMA DE PROYECCIÓN ÁNGULO DE PROYECCIÓN		FORMATO <b>A1</b>	ESCALA: 1/25 UNIDADES: mm PÁGINA 1 DE 5

TABLA DE COMPONENTES	
No.	Descripción
1	Eje para rodamientos lineales sin aletas
2	Eje para rodamientos lineales con aletas
3	Placa para acople de rueda
4	Rueda industrial

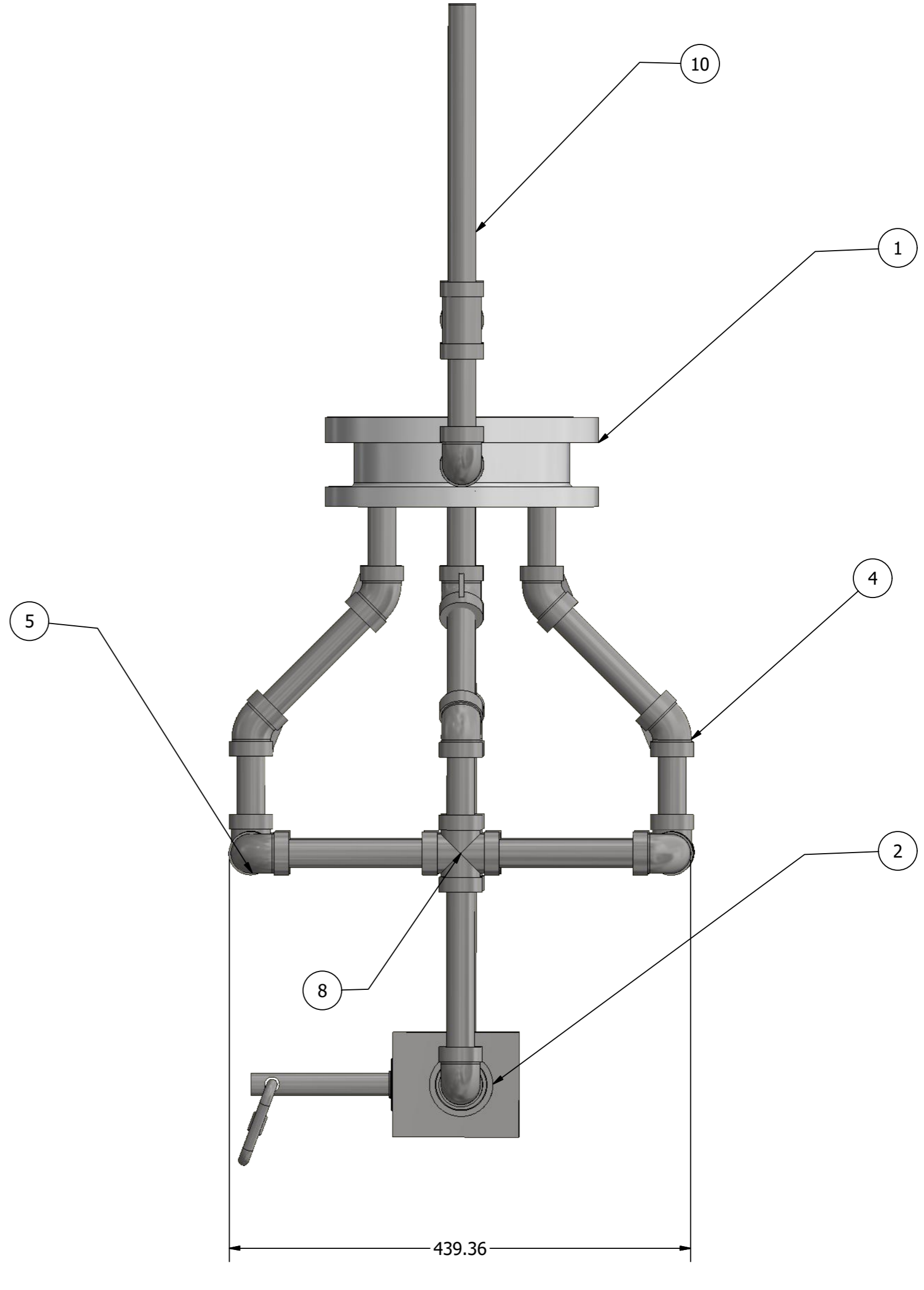
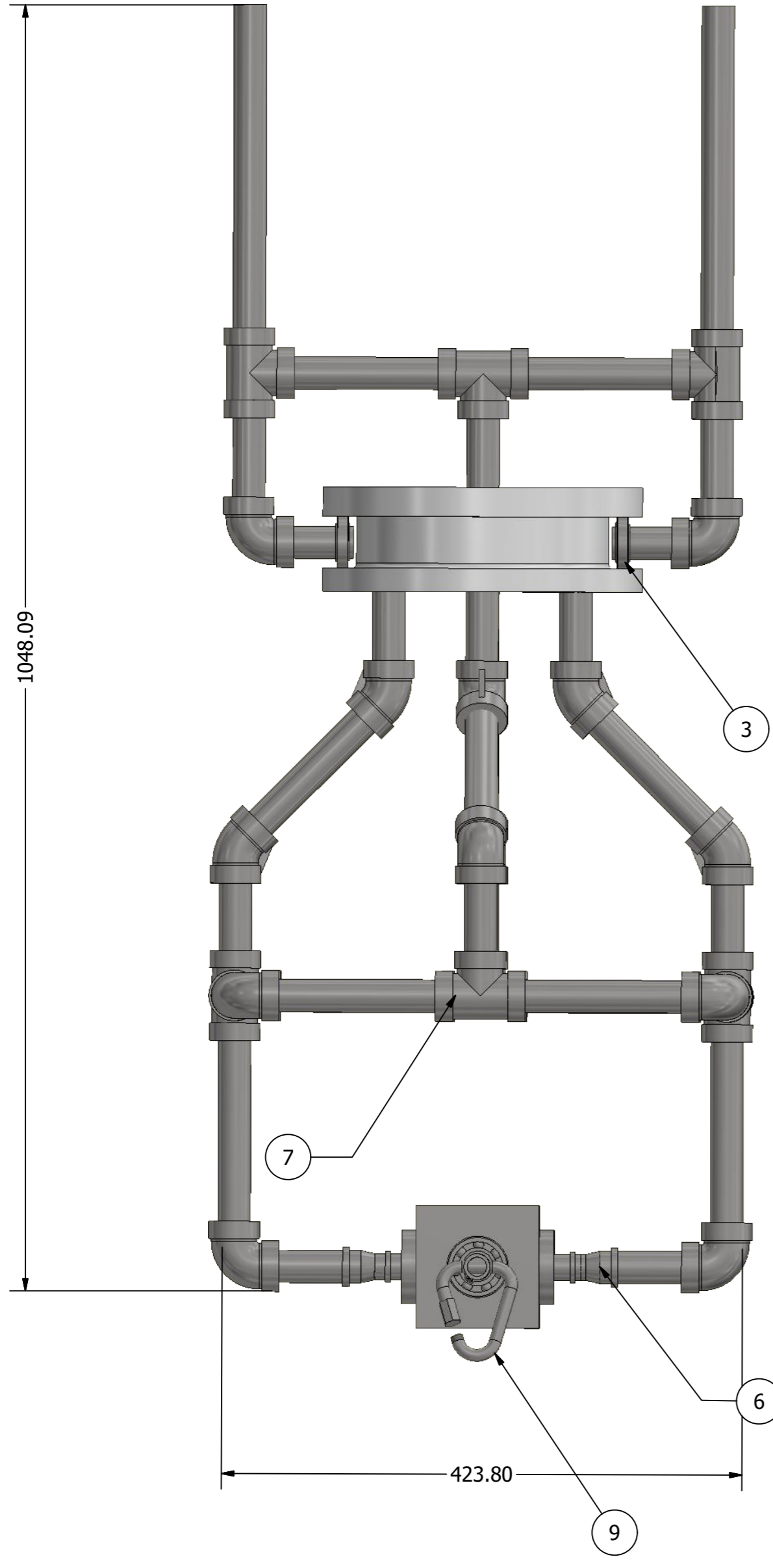
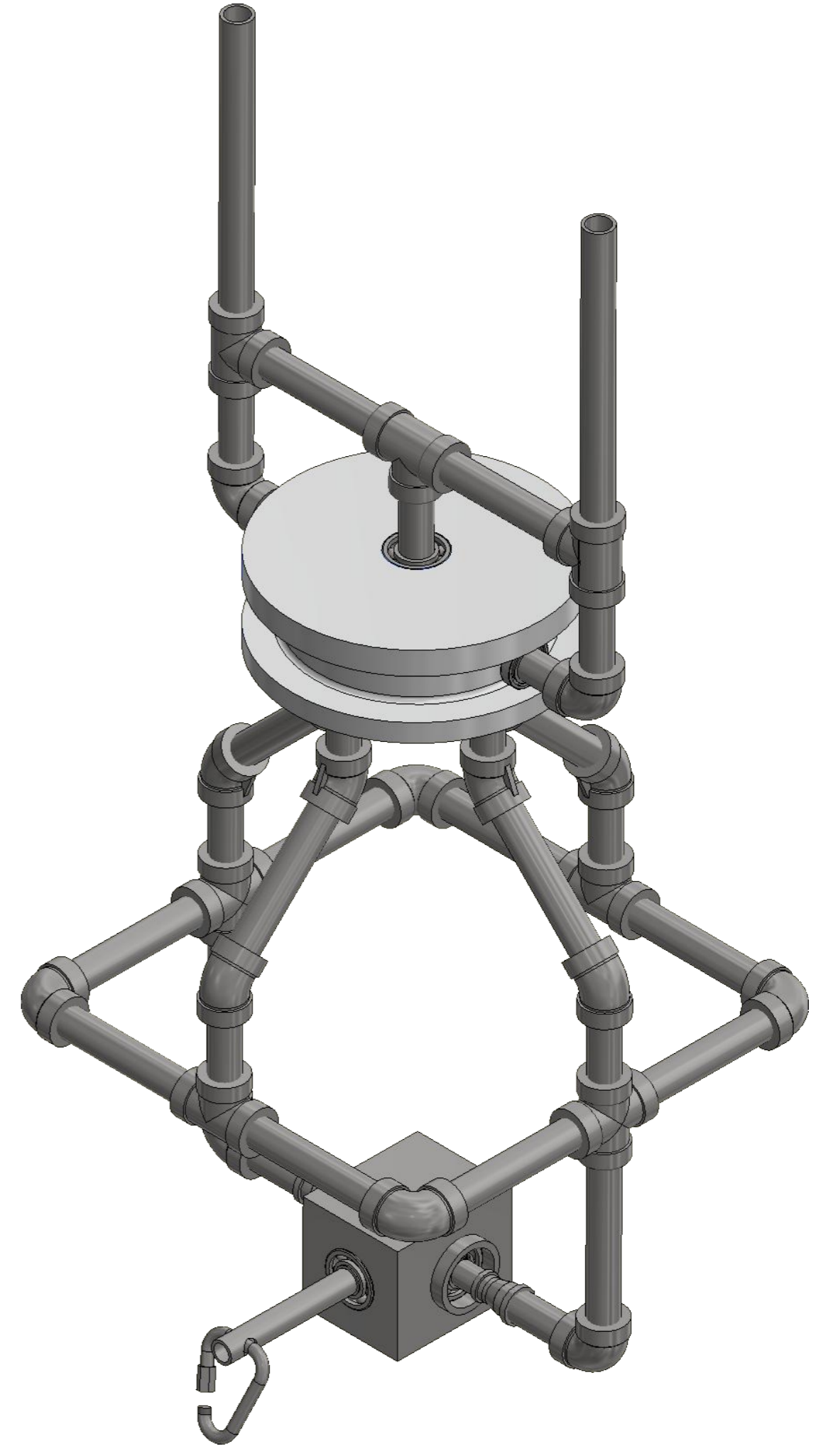


DETAIL B  
SCALE 1 / 4



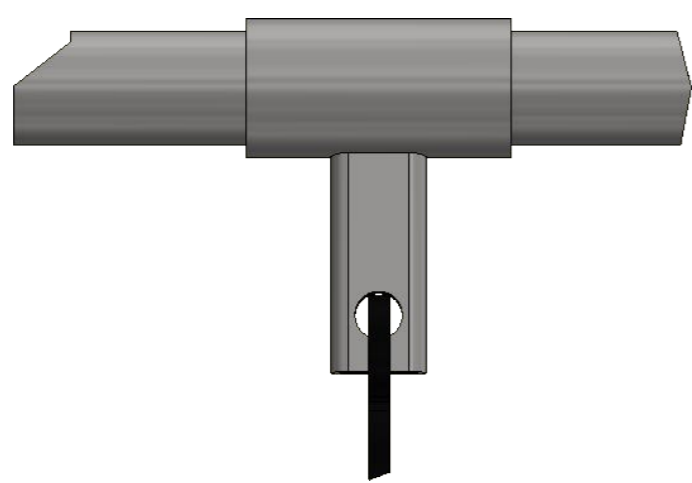
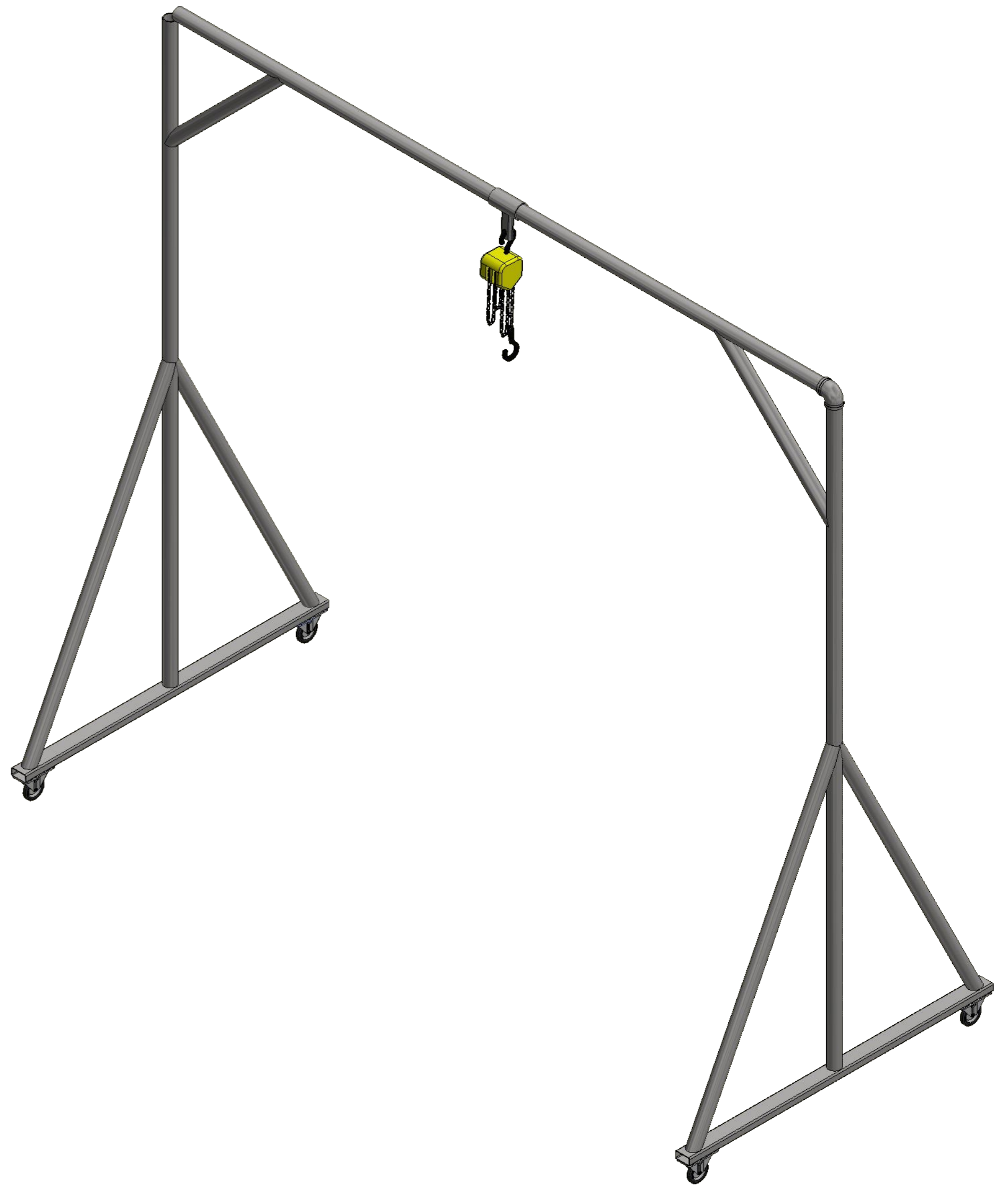
<small>TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SISTEMA DE UNIDADES SI (SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES)</small>		DIBUJADO POR <b>JOSELINE ORTIZ</b>	FECHA <b>03/06/2020</b>	UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA <small>18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 0215 PBC: (502) 2634-0336 / 40 info@uv.edu.gt</small>
TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .X ± XX ± XXX ±		DISEÑADO POR <b>JOSELINE ORTIZ</b>	FECHA <b>01/04/2020</b>	
ANGULARES ± FRACCIONES ± BRUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓		REVISADO POR 	FECHA 	TÍTULO: <b>ENSAMBLAJE DE ESTRUCTURA DE ALOJAMIENTO</b>
MATERIAL TRATAMIENTO MASA: 1514.303 kg		NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO <b>TRABAJO DE GRADUACIÓN</b>		NÚMERO DE DIBUJO: <b>2</b>
ANGLULO DE PROYECCIÓN		<small>TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SIN LA PREVA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.</small>		FORMATO: <b>A1</b>
				ESCALA: <b>2</b> UNIDADES: mm PÁGINA <b>2</b> DE <b>5</b>

TABLA DE COMPONENTES	
NO.	Descripción
1	Pieza circular
2	Pieza cuadrada
3	Rodamiento
4	Codo de 45 grados
5	Codo de 90 grados
6	Reductor de campana
7	Tee de acero
8	Cruz de acero
9	Maillon Rapide
10	Tubo de 3/4"

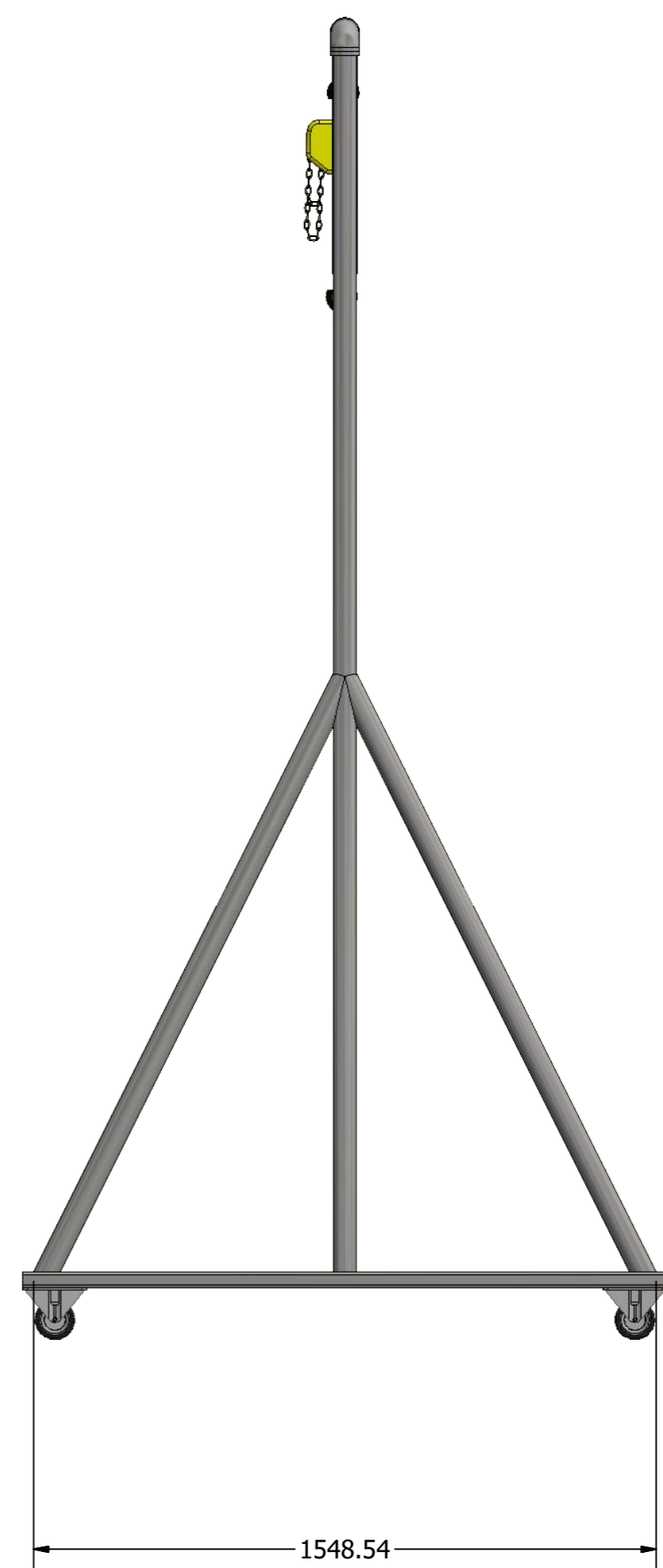
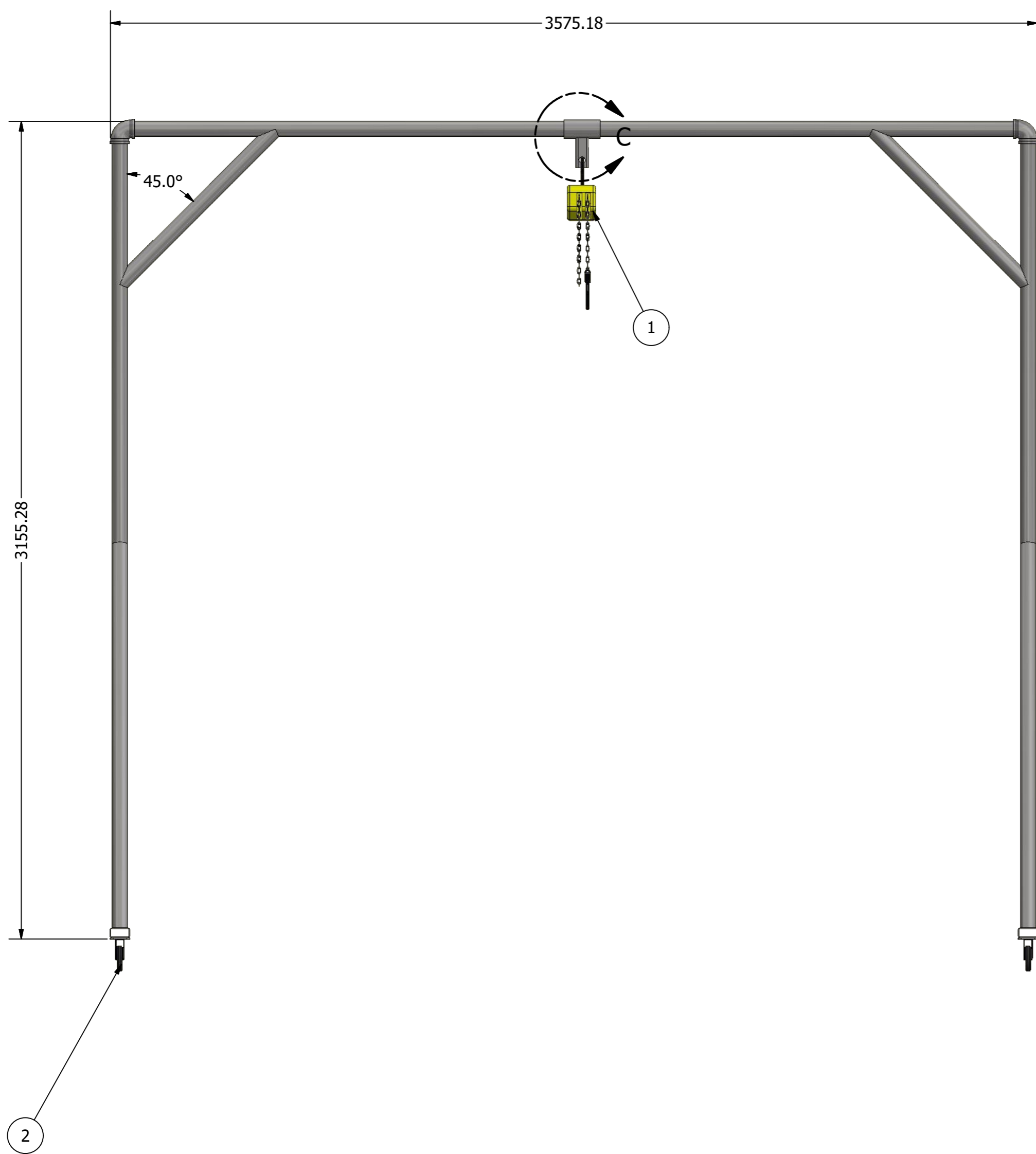


<small>           TOMAR LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS            SERVICIO DE INGENIERÍA Y CONSULTORÍA            INTERPRETAR SEGUN ASME Y ISO         </small>		DIBUJADO POR <b>JOSELINE ORTIZ</b>	FECHA <b>03/06/2020</b>	UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA <small>           18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III            Guatemala, Guatemala 0215            PBC: (502) 2634-0336 / 40            info@uv.edu.gt         </small>
TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .X ± XX ± XXX ±		DISEÑADO POR <b>JOSELINE ORTIZ</b>	FECHA <b>16/03/2020</b>	
ANGULOS ° FRACCIONES # BRUSQUEDAD SUPERFICIAL ✓		REVISADO POR <small>FECHA</small>	APROBADO POR <small>FECHA</small>	TÍTULO <b>ENSAMBRE ESTRUCTURA SM4GL</b>
MATERIAL <small>TREATAMIENTO</small> MASA N/A		NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO <b>TRABAJO DE GRADUACIÓN</b>		NÚMERO DE DIBUJO: <b>3</b>
ÁNGULO DE PROYECCIÓN		<small>           TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL SIN PERMISO PREVIO POR LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA O LA INSTITUCIÓN.         </small>		FORMATO <b>A1</b>
		ESCALA:		UNIDADES: mm
		PÁGINA 3 DE 5		REV

TABLA DE COMPONENTES	
No.	Descripción
1	Polipasto manual
2	Rueda industrial



DETAIL C  
SCALE 1 / 4




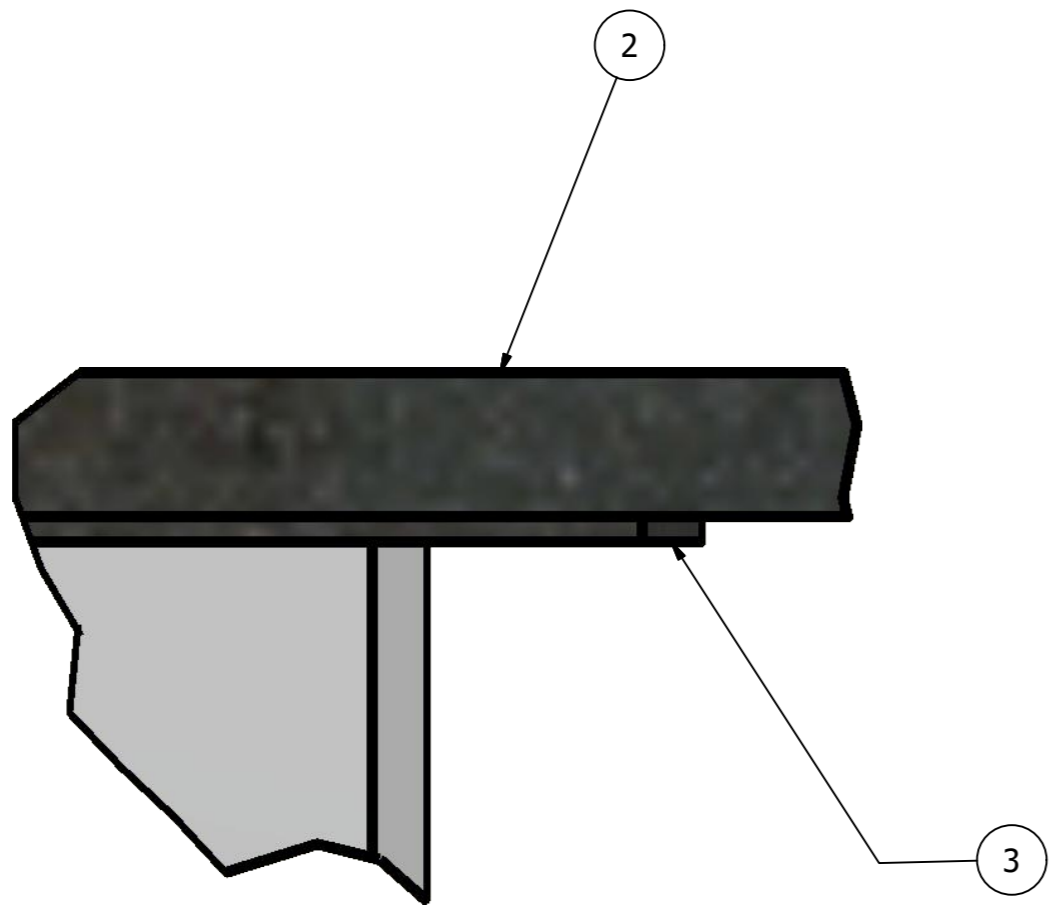
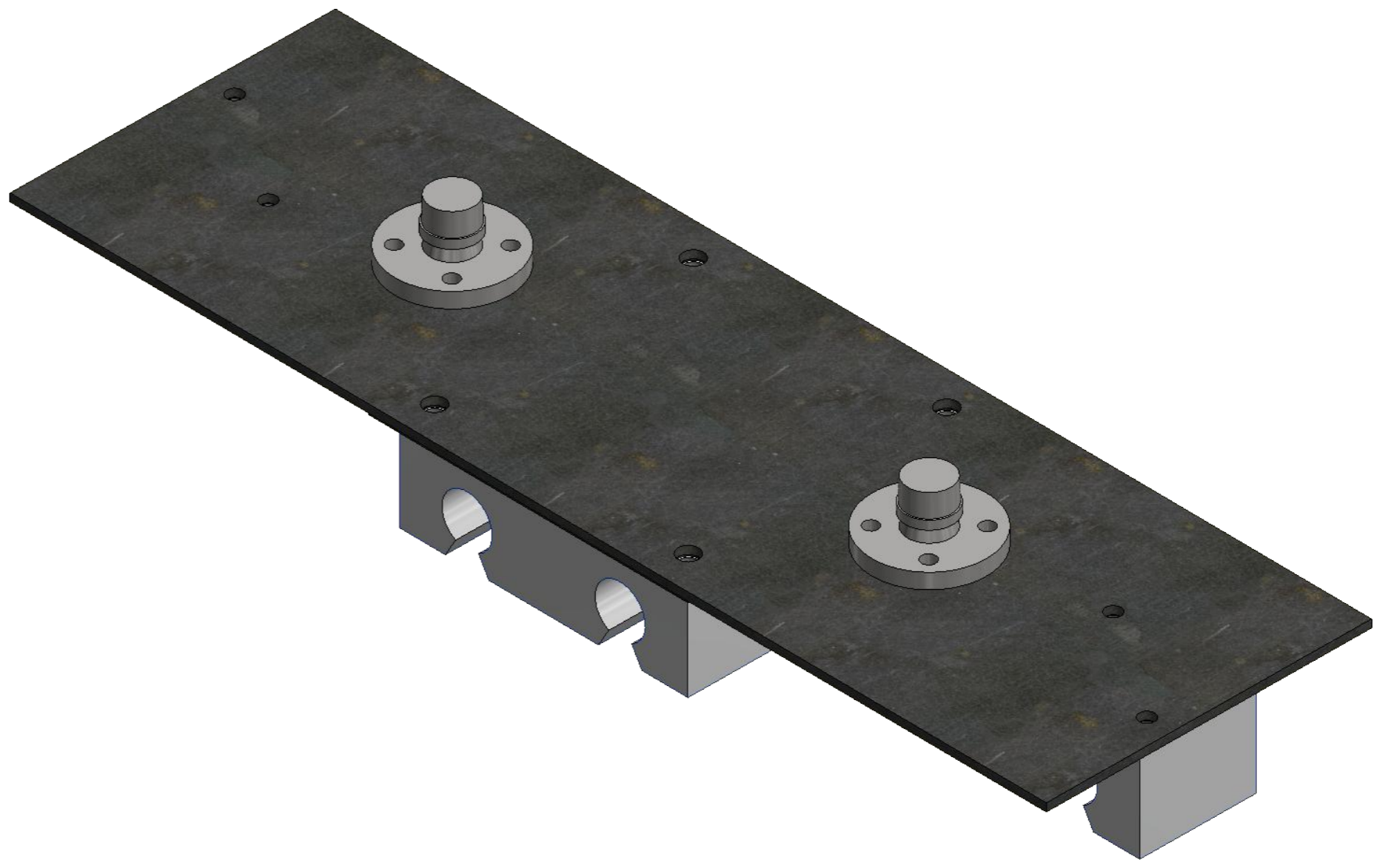
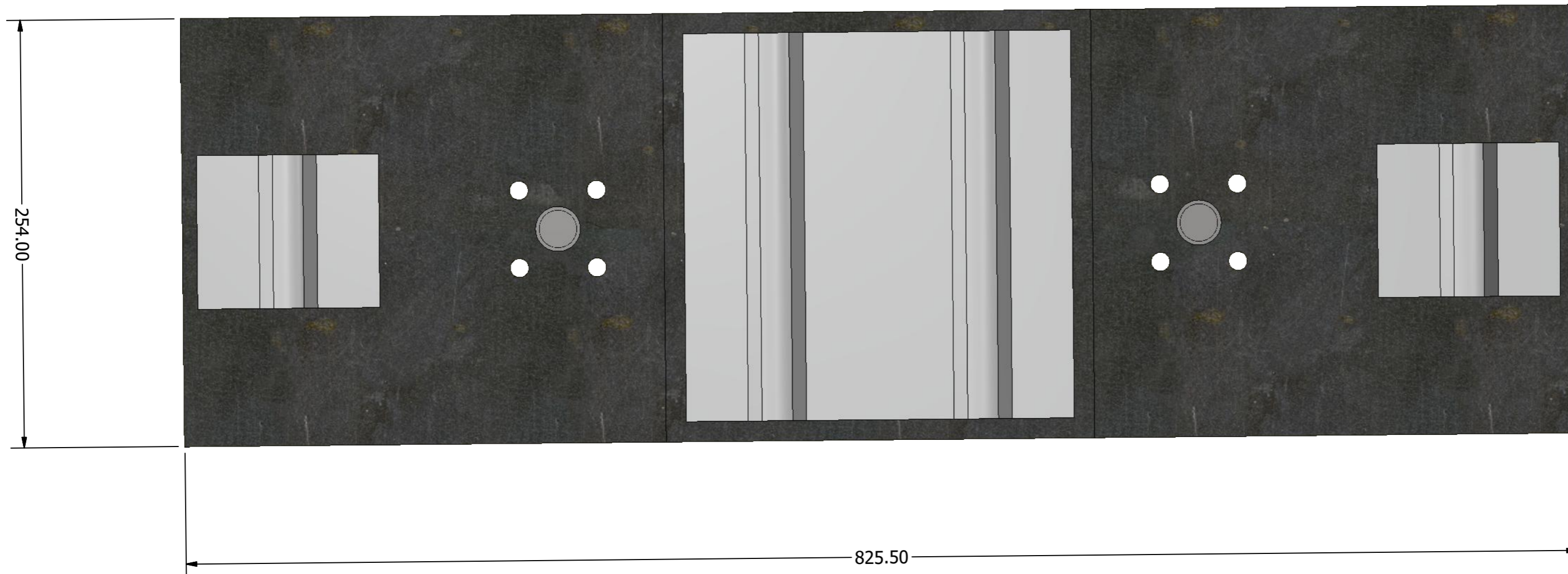
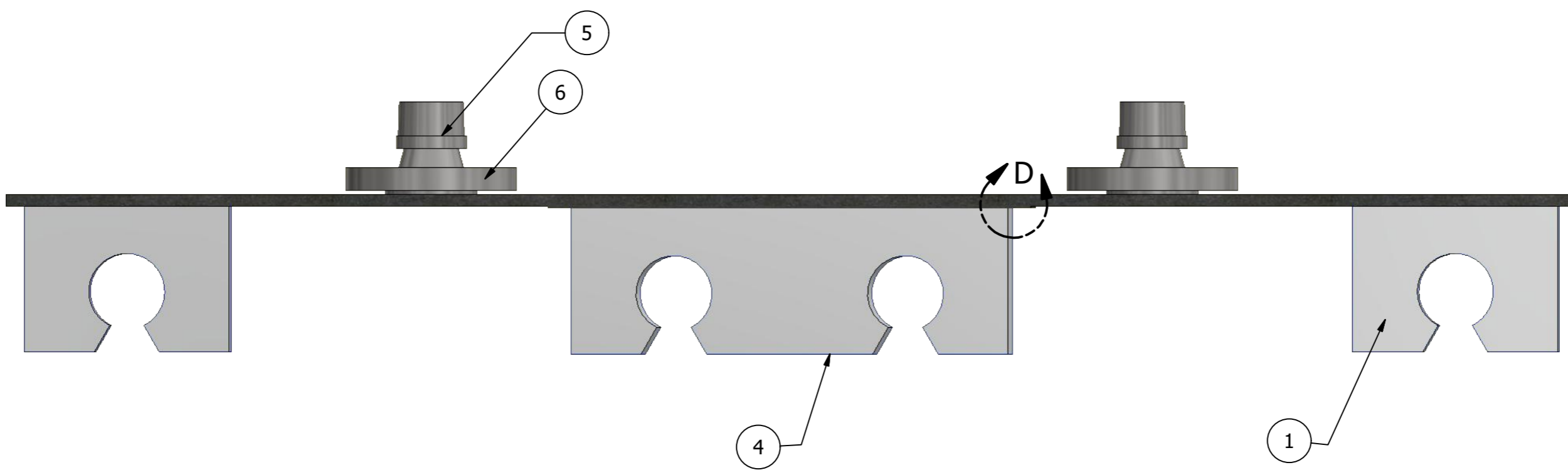
<small>         TOMAR LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS          SERVICIO DE INGENIERÍA Y CONSULTORÍA          INTERPRETAR SEGUN ASES 1545 - 2006       </small>		DIBUJADO POR <b>JOSLEINE ORTÍZ</b> FECHA 03/06/2020	 UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA <small>18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 0215 PBC: (502) 2634-0336 / 40 info@uvg.edu.gt</small>
TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .X ± XX ± XXX ± ANGULAR ± FRACCIONES ± BRUSQUEDAD SUPERFICIAL ✓	DISEÑADO POR <b>JOSELINE ORTÍZ</b> FECHA 01/05/2020	REVISADO POR FECHA APROBADO POR FECHA	TÍTULO: ENSAMBLE DE ESTRUCTURA PÓRTICO SOPORTE NÚMERO DE DIBUJO: 4
MATERIAL TRATAMIENTO MASA: 118.189 kg	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO <b>TRABAJO DE GRADUACIÓN</b>	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO <b>TRABAJO DE GRADUACIÓN</b>	FORMATO <b>A1</b> ESCALA: PÁGINA 4 DE 5 UNIDADES: mm REV

TABLA DE COMPONENTES	
No.	Descripción
1	Rodamiento lineal sencillo
2	Placa estabilizadora
3	Placa para nivel
4	Rodamiento lineal doble
5	Tapón hembra
6	Flange sencillo



DETAIL D  
SCALE 3 : 1



<small>           TOMAR LAS MEDIDAS EN MÓDULO            SERVICIO DE INGENIERÍA Y DISEÑO            INTERPRETAR SEGUN ASME Y ISO         </small>		DIBUJADO POR <b>JOSELINE ORTIZ</b> FECHA <b>03/06/2020</b>	UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA <small>           18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III            Guatemala, Guatemala 0215            PBC: (502) 2634-0336 / 40            info@uvg.edu.gt         </small>
TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .X ± XX ± XXX ±	DISEÑADO POR <b>JOSELINE ORTIZ</b> FECHA <b>14/04/2020</b>	REVISADO POR FECHA	TÍTULO: ENSAMBLE DE SISTEMA DE RODAMIENTOS LINEALES
ANGULAR ± FRACCIONES ± BRUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓	APROBADO POR FECHA	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO <b>TRABAJO DE GRADUACIÓN</b>	NÚMERO DE DIBUJO: 5
MATERIAL TRATAMIENTO MASA 24.290 kg	ANGLULO DE PROYECCIÓN	FORMA TO ESCALA: A1 UNIDADES: mm	PÁGINA 5 DE 5