

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



**Automatización del proceso de empaclado de frituras en
paquetes de 24 unidades.**

Trabajo de graduación presentado por Manolo Estuardo Ramírez
Aguilar para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería
Mecatrónica

Guatemala,

2019

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería




**Automatización del proceso de empaclado de frituras en
paquetes de 24 unidades.**

Trabajo de graduación presentado por Manolo Estuardo Ramírez
Aguilar para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería
Mecatrónica

Guatemala,

2019

Vo.Bo.:

(f) 

Ing. Luis Pedro Montenegro

Tribunal Examinador:

(f) 

Ing. Luis Pedro Montenegro

(f) 

Ing. Otto Girón González

(f) 

Ing. Jose Morales Espinoza

Fecha de aprobación: Guatemala, 5 de Diciembre de 2018. ✓

A Dios, por que sin Él nada sería posible.

A Luis Pedro Montenegro, por su entrega y ayuda durante todo este trabajo.

A Arturo Velasquez, por darme la oportunidad de exponer mis ideas y aportar a la industria.

A mis papá, por su amor y esfuerzo diario para que yo lograra culminar mis estudios universitarios.

A mi mamá, por su esfuerzo, apoyo y amor incondicional.

A mi abuelita Olga, por su amor y crianza que me llevarán lejos.

A mi hermano, por su compañía y apoyo constante.

A mis amigos, por su amistad, honestidad y paciencia en mis horarios de estudio.

A Daniela Cuadra, por su amistad, paciencia y apoyo incondicional en esta última etapa de la carrera.

Prefacio	v
Lista de figuras	xvii
Lista de cuadros	xxii
Resumen	xxiv
Abstract	xxv
I. Introducción	1
II. Justificación	3
III. Objetivos	5
A. Objetivo general	5
B. Objetivos específicos	5
IV. Marco teórico	7
A. Industria alimentaria	7
1. Empaque de productos alimenticios	8
2. Materiales utilizados para el empaque de alimentos	9
3. Embalaje de productos alimenticios	10
4. Requisitos de equipo y utensilios	11
5. Materiales aptos para el diseño y construcción de equipos	11
6. Diseño de equipo	14
7. Proceso de formado y utilización de bolsas para empaque	16
8. Automatización en industria alimentaria	20
B. Diseño mecánico	21
1. Proceso de diseño	21
2. Esfuerzos	23
3. Ejes y sus componentes	28
4. Uniones no permanentes	32

5.	Uniones permanentes	39
6.	Rodamientos	43
7.	Bandas transportadoras	44
C.	Neumática	51
1.	Actuadores	52
2.	Válvulas	54
3.	Generadores de vacío	55
4.	Montajes para cilindros neumáticos	57
D.	Motores	59
E.	Instrumentación electrónica	61
1.	Sensores de posición para cilindros neumáticos	61
V. Metodología		65
A.	Familiarización con el proceso a automatizar	66
B.	Requerimientos de diseño	66
C.	Diseño experimental	66
D.	Análisis de posibilidades	67
E.	Diseño de alternativa seleccionada	67
1.	Diseño mecánico	67
2.	Diseño electroneumático	73
3.	Diseño eléctrico	75
F.	Validación del sistemas	76
VI. Resultados		77
A.	Detalles del proceso	77
1.	Características del proceso de empacado secundario	77
B.	Requerimientos de diseño	81
C.	Diseño de alternativas	81
1.	Alternativa 1: Apilado vertical	81
2.	Alternativa 2	84
D.	Selección de alternativa	85
E.	Diseño mecánico	87
1.	Selección de bandas	87
2.	Banda pequeña 1 y 2	87
3.	Banda transportadora inclinada	107
4.	Banda de perfiles transversales	123
5.	Diseño de rampa de caída inicial	144
F.	Diseño y selección de actuadores	150
1.	Fase 1	151
2.	Fase 2	155
3.	Fase 3	158
4.	Fase 4	161
G.	Simulación y programación del sistema de neumático	163
H.	Diseño de estructura y mecanismo para empacado	165
1.	Diseño de base	165
2.	Diseño de mecanismo de apertura horizontal de bolsa	166
I.	Validación de las estructuras y piezas del sistema de empacado	167
J.	Diagrama eléctrico del sistema	174

K.	Diagrama de flujo del funcionamiento del controlador del sistema	174
L.	Análisis de aumento de productividad	175
M.	Análisis de costos	176
N.	Plan de mantenimiento preventivo	178
VII.	Discusión de resultados	183
VIII.	Conclusiones	189
IX.	Recomendaciones	191
X.	Bibliografía	193
XI.	Anexos	197
A.	Información requerida para cálculos de la metodología	197
B.	Proceso actual de empaque secundario de las frituras	199
C.	Planos de bolsas de frituras	201
D.	Prototipo de alternativa 1	209
E.	Prototipo de alternativa 2	210
F.	Planos de rampa inicial	211
G.	Planos de la banda transportadora ascendente	217
H.	Planos de las bandas transportadoras pequeñas	227
I.	Planos de la banda con perfiles transversales	239
J.	Actuador fase 1	248
K.	Planos de la mesa empacadora	251
L.	Diagrama de flujo del funcionamiento del controlador	265
M.	Diagrama eléctrico	267

Lista de figuras

1.	Recomendación para uniones permanentes en equipos (modificado de [4]) . . .	14
2.	Recomendación para uniones permanentes en equipos (modificado de [4]). . .	14
3.	Consecuencia de un mal diseño de una unión desmontable (modificado de [4]).	15
4.	Recomendación para ángulos internos y esquinas (modificado de [4]).	15
5.	Ejemplos de espacios muertos (modificado de [4]).	16
6.	Tipos de empaques según el nivel de protección [55].	16
7.	Máquina empacadora vertical [38].	17
8.	Partes de un sistema de formado de bolsa vertical (modificado de [36]).	17
9.	Partes de un sistema de formado de bolsa horizontal [35].	18
10.	Proceso de creación de sellos y corte de bolsa (modificado de [25]).	18
11.	Visualización del final del proceso de formado y llenado de bolsas [38].	18
12.	Procedimiento de llenado y sellado de bolsas (modificado de [60]).	19
13.	Procedimiento de manipulación de la bolsa para disponerla correctamente [33].	19
14.	Procedimiento de llenado de bolsa [33].	20
15.	Procedimiento de sellado de bolsas [33].	20
16.	Ejemplos de una matriz de selección [41].	23
17.	Efecto de un esfuerzo de tensión pura [7].	24
18.	Efecto de un esfuerzo de compresión pura [7].	24
19.	Efecto de un esfuerzo de compresión pura [7].	24
20.	Efecto de un esfuerzo de cortante por torsión [7].	25
21.	Efecto de un esfuerzo de flexión sobre una barra [7].	25
22.	Comparación de los criterios de falla [40].	28
23.	Dimensiones principales de una rosca [31].	33
24.	Sujetador pasado con tuerca [31].	35
25.	Sujetador no pasado [31].	35
26.	Separación entre elementos causada por una fuerza que produce tensión [37]. .	37
27.	Perno sujeto a esfuerzo cortante en la unión de tres elementos [37].	38
28.	Desplazamiento del perno en el caso que exista cortante del borde [31].	39
29.	Diferentes vistas de una soldadura de tope [44].	39
30.	Diferentes vistas de una soldadura a tope [44].	40
31.	Dimensiones de una soldadura a tope sujeta a una carga de tensión [31]. . . .	40
32.	Dimensiones de una soldadura a tope sujeta a una carga cortante [31].	40
33.	Soldadura de filete transversal [61].	41

34.	Soldadura de filete paralelo [61].	41
35.	Rodamiento de bolas con tapas en sus paredes [42].	43
36.	Algunos de los componentes básicos de una banda transportadora (modificado de [26]).	45
37.	Banda con un accionamiento de cabeza [19].	48
38.	Banda con un accionamiento de cola [19].	48
39.	Espaciamiento entre sprockets (modificado de [30]).	50
40.	Corte de un cilindro neumático de doble efecto y su simbología para diagramas [40].	52
41.	Recomendación para el diámetro del vástago [13].	53
42.	Tipos de accionamiento de una válvula (modificado de [10]).	54
43.	Combinación de las diferentes vías y posiciones (modificado de [10]).	55
44.	Válvula normalmente abierta en un diagrama neumático [45].	55
45.	Válvula normalmente cerrada en un diagrama neumático [45].	55
46.	Generador de vacío [49].	55
47.	Pieza de trabajo sujeta a una ventosa [16].	56
48.	Diferentes formas de ventosas de succión [16].	56
49.	Sistema de vacío [16].	57
50.	Diferentes tipos de montajes de un cilindro neumático [12].	57
51.	Tipos de montajes rígidos (modificado de [2]).	58
52.	Tipos de montajes pivotados (modificado de [2]).	58
53.	Cilindro neumático con guías para evitar flexión [48].	59
54.	Relación de la velocidad y el torque en un motor eléctrico (modificado de [22]).	59
55.	Motor de paso [11].	60
56.	Relación de velocidad y torque de un motor eléctrico [11].	61
57.	Sensor magneto-resistivo [2].	62
58.	Sensor mecánico de microrruptor [2].	62
59.	Sensor de lengüeta y su comportamiento (modificado de [34]).	62
60.	Funcionamiento de un sensor de efecto hall[13].	63
61.	Sensor neumático con válvula 3/2 [13].	63
62.	Procedimiento que se llevó a cabo durante el diseño de la máquina empacadora	65
63.	Dimensiones del espacio de salida de la máquina empacadora Woodman G3c.	78
66.	Descripción de los elementos presentes en la vista superior de la línea de empaque.	78
64.	Distancia entre la estructura de la empacadora y la salida de las bolsas de frituras	79
65.	Distancia entre el filo del mecanismo de sello final y el suelo	79
67.	Dimensiones con respecto a la máquina empacadora.	80
68.	Espacio disponible para automatizar el proceso de empaquete secundario.	80
69.	Vista general de alternativa 1	82
70.	Indicación del flujo que poseen las bolsas de frituras en esta alternativa.	82
71.	Primera fase de la alternativa 1: Formación de una pila de bolsas de frituras.	83
72.	Segunda fase de la alternativa 1: Impulso de la pila hacia la bolsa plástica.	83
73.	Denominación de los cilindros neumáticos de la alternativa 1.	83
74.	Diagrama de movimientos de los actuadores neumáticos de la alternativa 1.	84
75.	Vista general de alternativa 2	84

76.	Indicación del flujo que poseen las bolsas de frituras en esta alternativa. . . .	84
77.	Fases del acomodamiento de las bolsas de frituras de la alternativa 2.	85
78.	Denominación de los cilindros neumáticos de la alternativa 2.	85
79.	Diagrama de movimientos de los actuadores neumáticos de la alternativa 2. . .	85
80.	Configuración del eje para la banda pequeña.	90
81.	Valor de los chanfers en el eje de la banda pequeña.	90
82.	Valor de los filetes en el eje de la banda pequeña.	90
83.	Características del eje de la banda pequeña.	92
84.	Fuerza cortante a la que está expuesto el eje de la banda pequeña.	92
85.	Momento flexionante al que está expuesto el eje de la banda pequeña.	93
86.	Configuración final del eje para la banda pequeña.	94
87.	Diámetro ideal del eje en la banda inclinada.	95
88.	Deflexión máxima del eje en la banda inclinada.	95
89.	Modelo CAD columnas para la banda transportadora pequeña.	97
90.	Modelo CAD de un lateral de la banda transportadora pequeña.	98
91.	Modelo CAD de los laterales de la banda transportadora pequeña.	98
92.	Modelo CAD de la rampa de salida de la banda pequeña.	98
93.	Modelo CAD del soporte de la banda.	99
94.	Modelo CAD del limitador de la banda pequeña.	99
95.	Modelo CAD del limitador modificado de la banda pequeña superior.	100
96.	Esfuerzo cortante en unión del soporte de la banda pequeña.	100
97.	Esfuerzo cortante en unión de la rampa de salida de la banda pequeña.	102
98.	Esfuerzo de tensión en unión del accesorio limitador.	103
99.	Unión entre bandas pernaada.	104
100.	Esfuerzo cortante en uniones de la estructura de la banda pequeña.	104
101.	Modelo CAD de ensamble de la banda pequeña superior.	106
102.	Modelo CAD de ensamble de la banda pequeña superior.	106
103.	Modelo CAD de ensamble ambas bandas transportadoras pequeñas.	106
104.	Configuración del eje para la banda inclinada.	109
105.	Valor de los chanfers en el eje de la banda inclinada.	109
106.	Valor de los filetes en el eje de la banda inclinada.	109
108.	Fuerza cortante a la que está expuesto el eje.	111
107.	Características del eje.	111
109.	Momento flexionante al que está expuesto el eje.	112
110.	Configuración final del eje para la banda inclinada.	113
111.	Diámetro ideal del eje en la banda inclinada.	114
112.	Deflexión máxima del eje en la banda inclinada.	114
113.	Modelo CAD columnas para la banda transportadora inclinada.	116
114.	Modelo CAD de un lateral de la banda transportadora inclinada.	116
115.	Modelo CAD de los laterales de la banda transportadora inclinada.	116
116.	Modelo CAD del retenedor de la banda inclinada.	117
117.	Modelo CAD de la rampa de salida de la banda inclinada.	117
118.	Modelo CAD del soporte de la banda.	117
119.	Esfuerzo cortante en unión de retenedor a lateral de banda transportadora. .	118
120.	Esfuerzo cortante en unión del soporte de la banda inclinada.	119
121.	Esfuerzo cortante en unión del soporte de la banda inclinada.	120
122.	Esfuerzo cortante en unión del soporte de la banda inclinada.	122
123.	Modelo CAD de ensamble de la banda inclinada.	123

124.	Perfiles transversales serie 800.	123
125.	Sprocket para bandas serie 800.	125
126.	Espaciamiento entre sprockets utilizado en el diseño.	126
127.	Geometría del eje de la banda de perfiles transversales.	126
128.	Características del eje.	128
129.	Fuerza cortante a la que está expuesto el eje.	129
130.	Momento flexionante al que está expuesto el eje.	129
131.	Configuración final del eje para la banda de perfiles transversales.	130
132.	Diámetro ideal del eje en la banda de perfiles transversales.	131
133.	Deflexión máxima del eje en la banda de perfiles transversales.	131
134.	Comportamiento del error con rutina de corrección cada minuto.	132
135.	Modelo CAD de columnas de la banda transportadora de perfiles transversales.	134
136.	Modelo CAD de un lateral de la banda transportadora de perfiles transversales.	135
137.	Modelo CAD de la rampa de conexión entre la banda transportadora y la estructura de ordenamiento.	135
138.	Modelo CAD del limitador vertical de la banda transportadora con perfiles transversales.	136
139.	Modelo CAD de guardas para ejes.	136
140.	Sujeción de guarda al lateral de la banda transportadora de perfiles transversales.	137
141.	Esfuerzo cortante en unión de columnas con laterales de banda transportadora de perfiles transversales.	138
142.	Esfuerzo cortante en limitador vertical de banda transportadora de perfiles transversales.	139
143.	Esfuerzo de flexión en uniones de platinas de la rampa de salida de banda transportadora de perfiles transversales.	140
144.	Esfuerzo de flexión, con carga contraria, en uniones de platinas de la rampa de salida.	141
145.	Esfuerzo de flexión en unión de rampa con lateral de la banda transportadora de perfiles transversales.	142
146.	Modelo CAD de la banda transportadora con perfiles transversales.	143
147.	Pines utilizados para el ensamble de las secciones de la banda transportadora.	144
148.	Modelo CAD de banda transportadora con perfiles transversales vista lateral 1.	144
149.	Modelo CAD columnas para rampa de caída inicial.	145
150.	Modelo CAD de platina para rampa de caída inicial.	145
151.	Ángulo de ensamble de platina con respecto a las columnas.	145
152.	Limitador de rampa caída inicial.	146
153.	Limitador con desnivel de rampa caída inicial.	146
154.	Ángulo de desnivel del limitador modificado.	146
155.	Esfuerzos cortantes en unión de limitador y platina.	147
156.	Esfuerzos cortantes en unión de columnas con platina.	148
157.	Modelo CAD de rampa inicial.	150
158.	Modelo CAD de rampa inicial modificada.	150
159.	Diagrama de cuerpo libre de las bolsas de frituras.	151
160.	Distancia a recorrer por el actuador.	151
161.	Montaje utilizado para el cilindro neumático.	152
162.	Datos técnicos del sensor de carrera seleccionado.	153
163.	Modelo CAD de accesorio para actuador de la fase 1.	154

164.	Modelo CAD de estructura de actuador de fase 1.	154
165.	Modelo CAD de ensamblaje de estructura y actuador neumático.	154
166.	Distancia a recorrer por el actuador de la fase 2.	155
167.	Montaje utilizado para el actuador neumático de la fase 2.	155
168.	Modelo CAD de accesorio para actuador de la fase 2.	157
169.	Modelo CAD de estructura de actuador de fase 2.	157
170.	Distancia entre banda transportadora y estructura de fase 2.	157
171.	Modelo CAD de ensamblaje de estructura y actuador neumático.	158
172.	Simulación del mecanismo de corredera manivela.	158
173.	Simulación del mecanismo de corredera manivela.	159
174.	Montaje utilizado para el actuador neumático de la fase 3.	159
175.	Modelo CAD de estructura de actuador de fase 3.	160
176.	Modelo CAD de ensamblaje de estructura y actuador neumático.	161
177.	Montaje utilizado para el actuador neumático de la fase 3.	161
178.	Modelo CAD de ensamblaje mecanismo de apertura, fase 4.	163
179.	Modelo CAD de ensamblaje mecanismo de apertura, fase 4.	163
180.	Modelo CAD de ensamblaje mecanismo de apertura, fase 4.	163
181.	Modelo CAD de ensamblaje mecanismo de apertura, fase 4.	164
182.	Conexión de relés y solenoides de válvulas neumáticas.	165
183.	Base para acomodamiento de la pila de bolsas de frituras.	165
184.	Método de sujeción de la base a la estructura.	166
185.	Paleta de apertura.	166
186.	Mecanismo de corredera manivela.	166
187.	Modelo CAD de ensamblaje mecanismo de apertura.	167
188.	Desplazamiento de la estructura de la banda transportadora ascendente.	167
189.	Factor de seguridad de la estructura de la banda transportadora ascendente.	168
190.	Desplazamiento de los laterales de la banda transportadora ascendente.	168
191.	Factor de seguridad de los laterales de la banda transportadora ascendente.	169
192.	Desplazamiento de la estructura de la banda transportadora pequeña.	169
193.	Factor de seguridad de la estructura de la banda transportadora pequeña.	170
194.	Desplazamiento de los laterales de las bandas transportadoras pequeñas.	170
195.	Factor de seguridad de los laterales de las bandas transportadoras pequeñas.	171
196.	Desplazamiento de la estructura de la banda transportadora con perfiles transversales.	171
197.	Factor de seguridad de la estructura de la banda transportadora con perfiles transversales.	172
198.	Desplazamiento de los laterales de la banda transportadora de perfiles transversales.	172
199.	Factor de seguridad de los laterales de la banda transportadora de perfiles transversales.	173
200.	Desplazamiento de la estructura del actuador de la fase 1.	173
201.	Factor de seguridad de la estructura del actuador de la fase 1.	174
202.	Forma a utilizar para la revisión de las bandas transportadoras pequeñas, hoja uno.	178
203.	Forma a utilizar para la revisión de las bandas transportadoras pequeñas, hoja dos.	179
204.	Forma a utilizar para la revisión de la banda transportadora ascendente, hoja uno.	179

205.	Forma a utilizar para la revisión de la banda transportadora ascendente, hoja dos.	180
206.	Forma a utilizar para la revisión de la banda transportadora con perfiles transversales, hoja uno.	180
207.	Forma a utilizar para la revisión de la banda transportadora con perfiles transversales, hoja dos.	181
208.	Forma a utilizar para la revisión de la banda transportadora con perfiles transversales, hoja tres.	181
209.	Especificaciones SAE para pernos de acero [31].	197
210.	Especificaciones ASTM para pernos de acero [31].	198
211.	Especificaciones para pernos métricos de acero [31].	198
212.	Vista lateral del proceso manual de empacado secundario.	199
213.	Vista superior del proceso manual de empacado secundario.	199
214.	Bolsa #1.	201
215.	Bolsa #2.	202
216.	Bolsa #3.	203
217.	Bolsa #4.	204
218.	Bolsa #5.	205
219.	Bolsa #6.	206
220.	Bolsa #7.	207
221.	Bolsa #8.	208
222.	Vista lateral de la alternativa 1.	209
223.	Vista de la pila de bolsas de frituras de la alternativa 1.	209
224.	Vista superior de la alternativa 1.	210
225.	Vista del actuador movilizand o las bolsas de frituras hacia la bolsa plástica en la alternativa 2.	210
226.	Vista superior de la alternativa 2.	211
227.	Base de la rampa inicial.	212
228.	Columnas de la rampa inicial.	213
229.	Limitador izquierdo de la rampa inicial.	214
230.	Limitador con ángulo de la rampa inicial.	215
231.	Limitador derecho de la rampa inicial.	216
232.	Banda transportadora ascendente.	218
233.	Columnas de la banda transportadora ascendente.	219
234.	Lateral de la banda transportadora ascendente.	220
235.	Rampa de la banda transportadora ascendente.	221
236.	Base del retenedor de la banda transportadora ascendente.	222
237.	Retenedor de la banda transportadora ascendente.	223
238.	Soporte de la banda transportadora ascendente.	224
239.	Eje de la banda transportadora ascendente.	225
240.	Guarda para el eje de la banda transportadora ascendente.	226
241.	Bandas transportadora pequeña.	228
242.	Columnas de la banda transportadora pequeña inferior.	229
243.	Columnas de la banda transportadora pequeña superior.	230
244.	Accesorio de unión entre bandas transportadoras pequeñas.	231
245.	Lateral de la banda transportadora pequeña.	232
246.	Eje de la banda transportadora pequeña.	233

247. Guarda para el eje de la banda transportadora pequeña.	234
248. Limitador de la banda transportadora pequeña superior.	235
249. Limitador de la banda transportadora pequeña.	236
250. Rampa de salida de la banda transportadora pequeña.	237
251. Soporte de la banda transportadora pequeña.	238
252. Banda con perfiles transversales.	240
253. Columnas de la banda transportadora con perfiles transversales.	241
254. Lateral de la banda transportadora con perfiles transversales.	242
255. Lateral modificado de la banda transportadora con perfiles transversales.	243
256. Limitador lateral de la banda transportadora con perfiles transversales.	244
257. Rampa de la banda transportadora con perfiles transversales.	245
258. Eje de la banda transportadora con perfiles transversales.	246
259. Guarda de eje de la banda transportadora con perfiles transversales.	247
260. Estructura para montar cilindro neumático fase 1.	249
261. Accesorio de cilindro neumático de fase 1.	250
262. Mesa empacadora.	252
263. Estructura de la mesa empacadora.	253
264. Accesorio del cilindro neumático fase 2.	254
265. Base para pila, de bolsas de frituras, de la mesa empacadora.	255
266. Accesorio de cilindro neumático de fase 3.	256
267. Varilla utilizada por el accesorio de la fase 3.	257
268. Biela del mecanismo de la mesa empacadora.	258
269. Manivela del mecanismo de la mesa empacadora.	259
270. Varilla de sujeción de la manivela del mecanismo de la mesa empacadora.	260
271. Platina de sujeción para mecanismo de la mesa empacadora.	261
272. Varilla de sujeción de las paletas hacia el mecanismo de la mesa empacadora.	262
273. Paleta del mecanismo de la mesa empacadora.	263
274. Soporte para pila de bolsas.	264
275. Diagrama de flujo del funcionamiento del controlador.	266
276. Conexión de los motores trifásicos.	268
277. Conexión de los sensores de carrera de los cilindros neumáticos.	269

Lista de cuadros

1.	Propiedades y costos de materiales de empaque de alimentos (modificado de [3]).	10
2.	Estimaciones de factores de concentración de esfuerzos k_t y k_{ts} [40].	26
3.	Guía para seleccionar factor de seguridad para materiales dúctiles[40].	26
4.	Guía para seleccionar factor de seguridad para materiales frágiles[40].	27
5.	Rangos de S_{ut} para determinar el S'_e [31].	29
6.	Parámetros para el factor de superficie K_a [31].	29
7.	Rangos de diámetro para el cálculo de K_b [31].	30
8.	Tipos de carga para cada K_c [31].	30
9.	Factor de temperatura K_d [31].	30
10.	Factor de temperatura K_d (modificado de[31]).	31
11.	Roscas estándar americano 1 [40].	33
12.	Roscas estándar americano 2 [40].	34
13.	Roscas estándar métrico [40].	34
14.	Cargas permisibles según el material de aporte (modificado de [31]).	42
15.	Esfuerzos permisibles para metal de aporte, según el tipo de carga [31].	42
16.	Tamaño del cordón según el grosor del material en la unión (modificado de [40] y [31])	42
17.	Selección de factores de carga [31]	43
18.	Coeficientes de fricción aproximados [19]	45
19.	Ecuaciones para calcular fuerza tangencial máxima (modificado de [19])	46
20.	Factor C1, según el ángulo de contacto entre la banda y el eje [19]	46
21.	Factor C3, según el recubrimiento de la cara inferior de la banda [19]	47
22.	Dimensiones de perfiles transversales Intralox (modificado de [30]	49
23.	Cálculo de factor de servicio (modificado de [30]	49
24.	Número mínimo de sprockets por eje (modificado de [30])	50
25.	Factores de pandeo según el tipo de instalación (modificado de [13])	53
26.	Comparación de diferentes tecnologías de sensores[39].	64
27.	Matiz de selección para máquina de empaque secundario para bolsas de frituras	68
28.	Dimensiones de las bolsas de empaque primario de frituras	77

29.	Requerimientos para la automatización del proceso de empaqueo secundario de frituras.	81
30.	Matiz de selección para máquina de empaque secundario para bolsas de frituras	86
31.	Características de la banda seleccionada.	87
32.	Cálculo de la velocidad lineal requerida en las bandas transportadoras.	87
33.	Datos obtenidos según la aplicación de la banda pequeña.	88
35.	Cálculo del producto, en simultáneo, sobre la banda transportadora pequeña.	88
34.	Selección de datos a partir del catálogo de la banda.	89
36.	Fuerza tangencial y de tracción máxima de la banda pequeña.	89
37.	Diámetro mínimo del eje y potencia mínima del motor de la banda pequeña. .	89
38.	Cálculo de la resistencia de la fatiga teórica del material del eje para la banda pequeña.	90
39.	Cálculo de la resistencia de la fatiga estimada del material del eje para la banda pequeña.	91
40.	Factores de concentración de esfuerzos para la banda pequeña.	91
41.	Carga que soporta el eje en la aplicación.	91
42.	Datos a utilizar para los criterios de falla	93
43.	Criterios de falla.	93
44.	Resumen de dimensiones a utilizar en el eje de la banda pequeña.	94
45.	Cálculo de la carga que soporta un rodamiento en la banda pequeña.	96
46.	Cálculo de la carga dinámica de un rodamiento en la banda pequeña.	96
47.	Cálculo de la carga radial equivalente del un rodamiento en la banda pequeña.	96
48.	Características del rodamiento seleccionado para la banda pequeña.	97
49.	Motor seleccionado para la banda inclinada.	97
50.	Características del tornillo seleccionado	101
51.	Características de los elementos a unir	101
52.	Análisis contra la falla del elemento a unir y tornillo.	101
53.	Características de los elementos a unir	102
54.	Análisis contra la falla de la rampa de salida y tornillo.	103
55.	Propiedades mecánicas del electrodo E308L	104
56.	Propiedades mecánicas del acero inoxidable 304 utilizado en el sistema.	104
57.	Características de la unión soldada.	105
58.	Datos obtenidos según la aplicación de la banda.	107
59.	Cálculo del producto, en simultáneo, sobre la banda transportadora.	107
60.	Selección de datos a partir del catálogo de la banda.	108
61.	Fuerza tangencial y de tracción máxima de la banda inclinada.	108
62.	Diámetro mínimo del eje y potencia mínima del motor.	108
63.	Cálculo de la resistencia de la fatiga teórica.	109
64.	Cálculo de límite de resistencia a la fatiga estimada.	110
65.	Factores de concentración de esfuerzos.	110
66.	Carga que soporta el eje en la aplicación.	110
67.	Datos útiles para los criterios de falla.	112
68.	Criterios de falla.	112
69.	Resumen de dimensiones a utilizar en el eje.	113
70.	Cálculo de la carga que soporta un rodamiento en la banda inclinada.	114
71.	Cálculo de la carga dinámica de un rodamiento en la banda inclinada.	115
72.	Cálculo de la carga radial equivalente del rodamiento en la banda inclinada. .	115
73.	Características del rodamiento seleccionado para la banda inclinada.	115

74.	Características de los elementos a unir	118
75.	Análisis contra la falla de la rampa de salida y tornillo.	119
76.	Características de los elementos a unir	120
77.	Análisis contra la falla de la rampa de salida y tornillo.	120
78.	Características de los elementos a unir	121
79.	Análisis contra la falla de la rampa de salida y tornillo.	121
80.	Características de la unión soldada de los laterales de la banda ascendente. . .	122
81.	Tensión de carga de banda serie 800.	124
82.	Tensión de carga modificada de banda serie 800.	124
83.	Fuerza permisible de la banda.	124
84.	Información sobre el sprocket seleccionado.	125
85.	Información de espaciamiento entre sprockets utilizados.	125
86.	Cálculo del torque de la banda de perfiles transversales.	126
87.	Distancia máxima entre ejes de la banda transportadora.	127
88.	Cálculo de la resistencia de la fatiga teórica.	127
89.	Cálculo de límite de resistencia a la fatiga estimada.	127
90.	Factores de concentración de esfuerzos.	128
91.	Carga que soporta el eje en la aplicación.	128
92.	Datos para el cálculo de los criterios de falla.	129
93.	Criterios de falla.	130
94.	Resumen de dimensiones a utilizar en el eje.	130
95.	Datos utilizados para la comparación.	132
96.	Comparación entre sprocket y motor de paso.	132
97.	Comportamiento del error con rutina de corrección cada minuto.	132
98.	Datos técnicos básicos del motor de paso seleccionado.	133
99.	Cálculo de la carga que soporta un rodamiento en la banda de perfiles trans- versales.	133
100.	Cálculo de la carga dinámica de un rodamiento en la banda de perfiles trans- versales.	133
101.	Carga radial equivalente del un rodamiento en la banda de perfiles transversales. 134	
102.	Características del rodamiento seleccionado para la banda de perfiles trans- versales.	134
103.	Características de los elementos a unir	137
104.	Análisis contra la falla de la guarda y tornillo.	137
105.	Características de la unión soldada de los laterales de la banda transportadora con perfiles transversales.	138
106.	Características de la unión soldada de los laterales de la banda transportadora con perfiles transversales.	139
107.	Características de la unión soldada de los laterales de la banda transportadora con perfiles transversales.	141
108.	Características de la unión soldada de los laterales de la banda transportadora con perfiles transversales.	142
109.	Características de los elementos a unir	147
110.	Análisis contra la falla de la guarda y tornillo.	148
111.	Características de la unión soldada de la platina con la estructura de la rampa inicial.	149
112.	Cálculo de fuerza de fricción estática.	151
113.	Datos para la selección del cilindro.	152

114.	Datos técnicos del cilindro neumático seleccionado.	153
115.	Datos técnicos del sensor de carrera seleccionado.	153
116.	Datos para la selección del cilindro.	156
117.	Datos técnicos del cilindro neumático seleccionado.	156
118.	Datos para la selección del cilindro.	159
119.	Datos técnicos del cilindro neumático seleccionado.	160
120.	Características de la ventosa seleccionada.	162
121.	Características del generador de vacío seleccionado.	162
122.	Características del convertidor PE.	162
123.	Entradas y salidas de la lógica de control del proceso de empaçado.	164
124.	Cantidad de entradas y salidas requeridas.	174
125.	Predicción sobre la producción, utilizando la velocidad actual de las máquinas empacadoras instaladas en la planta.	175
126.	Predicción sobre la producción, utilizando la velocidad máxima de las máqui- nas empacadoras instaladas en la planta.	175
127.	Velocidades de la máquina empacadora.	176
128.	Predicción sobre la producción, utilizando la velocidad máxima de las má- quinas empacadoras instaladas en la planta y una jornada extendida para las máquinas.	176
129.	Proyección del aumento de ganancias diarias	176
130.	Costos aproximados de los materiales a utilizar en el sistema.	177
131.	Resumen del análisis de costos.	178
132.	Fotografía de las diferentes bolsas de empaque primario de frituras.	200

La automatización en la industria alimentaria favorece los niveles de seguridad y eficacia en la fabricación y procesamiento de alimentos. En una planta de alimentos guatemalteca, se requiere un aumento en la producción de bolsas de frituras. Lo anterior no ha sido posible por el cuello de botella entre la velocidad de empacamiento primario de las máquinas instaladas y la velocidad del personal para realizar el empacamiento secundario. En consecuencia, en este trabajo de investigación se busca diseñar una solución que permita automatizar el proceso de empaquetado de bolsas de frituras, en presentación de 12 gramos, en bolsas plásticas de 24 unidades. De este modo se logrará favorecer tiempos de producción, calidad y reducir el recurso humano dentro de la planta de producción.

Se propusieron requerimientos por parte de la empresa y otros que se consideraron valiosos para el proceso de diseño y validación del mismo. Se establecieron dos alternativas de máquinas las cuales, en conjunto con la empresa, se ponderaron en una matriz de selección para determinar la alternativa más conveniente. Para la alternativa con mayor puntaje se desarrolló un diseño utilizando los software Autodesk Inventor 2017, Excel, FluidSim y AutoCad Electrical.

El sistema se diseñó con dos rampas de caída inicial, las cuales hacen que el producto recién salido, de la máquina que realiza el empacado principal de las frituras, se deslice hacia las bandas transportadoras que movilizan las bolsas de frituras hacia otra banda transportadora que, por medio de perfiles transversales, las separa y organiza. Se diseñó una mesa de empacado la cual recibe el producto, proveniente de la banda transportadora de perfiles transversales, y este es impulsado hacia una bolsa plástica, en pilas de 24 unidades por medio de un cilindro neumático. Se requiere que la bolsa plástica, mencionada con anterioridad, sea abierta de forma que no interrumpa el proceso por lo que se diseñó un sistema neumático de succión para abrirla de forma vertical y un sistema mecánico de paletas para abrirla de forma horizontal y así mantener totalmente abierta la boquilla de la bolsa.

Se diseñaron 65 piezas realizadas bajo los estándares de diseño para la industria de alimentos, las cuales, están realizadas con acero inoxidable 304 de diferentes espesores y geometrías. Se validaron, por medio de herramientas de software de Autodesk Inventor, las estructuras del sistema, tomando en cuenta un factor de seguridad mínimo de dos debido a

que son las piezas mas críticas del sistema.

El costo total de los materiales a utilizar en este sistema es de aproximadamente Q68209.89. La implementación del diseño realizado en este trabajo puede reflejar un aumento aproximado del 46 % sobre la producción actual diaria de bolsas de frituras. El sistema para empacar puede operar una velocidad máxima de 240 bolsas de frituras por minuto y posee la flexibilidad para empacar hasta ocho tipos de empaques primarios de frituras.

Automation in the food industry favors the levels of safety and efficiency in the manufacture and processing of food. In a Guatemalan food plant, an increase in the production of frying bags is required. The above was not possible due to the neck of the bottle between the primary packing speed of the machines installed and the speed of personnel to carry out the secondary packaging. At this point, in this research work is looking for a solution that automates the process of packaging of frying bags, in presentation of 12 grams, in plastic bags of 24 units. In this way it will be possible to favor times of production, quality and reduce the human resource within the production plant. Requirements were proposed for the part of the company and others that were considered valuable for the process of design and validation of the same. Two machine alternatives were established, which, together with the company, were weighted in a selection matrix to determine the most convenient alternative. For the higher scoring alternative it has to do with a design that uses the software Autodesk Inventor 2017, Excel, FluidSim and AutoCad Electrical. The system was designed with 2 ramps of initial fall, which became the product just out, the machine that performs the main packaging of fruits, slides to the conveyor belts that move the bags of chips to another conveyor belt that, Through transversal profiles, separates and organizes it. A packing table was designed, it became a transverse profile transport machine, and this is driven towards a plastic bag, in stacks of 24 units. It is required that the plastic bag, previously mentioned, the sea was opened so that the process was not interrupted, so a suction system was designed to open it vertically and a system of pallets to open it horizontally and thus Keep the mouthpiece of the bag completely open. We designed 65 pieces made under the design standards for the food industry, which are made with stainless steel 304 of different thicknesses and geometries. The structures of the system were validated, using software tools from Autodesk Inventor, taking into account a minimum safety factor of 2 because they are the most critical parts of the system. The total cost of the materials to be used in this system is approximately Q68209.89. The implementation of the design made in this work may reflect an approximate increase of 46 % over the current daily production of frying bags. The system to pack can operate at a maximum speed of 240 bags of chips per minute and has the flexibility to pack up to 8 types of primary frying packages.

La automatización ha cambiado la producción en casi todos los sectores industriales y ha incrementado la eficiencia y calidad de los productos. Sin embargo, a diferencia de la mayoría de productos, los alimentos varían en sus formas, consistencias y normas de seguridad e higiene. Lo cual representa un reto considerable para los procesos automatizados en la industria alimentaria. Esta industria es una de las más grandes y diversas; por lo que resulta inminente una constante innovación en tecnología que permita reducir el recurso humano para incrementar la producción.

Hoy en día los fabricantes más grandes de productos alimenticios utilizan automatización de vanguardia en todos sus procesos; esto debido a la creciente demanda de productos de calidad. Más recientemente, la disponibilidad de robots de pick - and - place han resultado efectivos para la operación con productos alimenticios. Sin embargo, estos sistemas solo se instalan en líneas de un solo producto de gran volumen y larga duración. Aún hay investigación que desarrollar para la introducción de nuevas tecnologías en la industria alimentaria. Específicamente, los procesos de empaque y embalaje son en dónde la automatización resulta prometedora.

De acuerdo con BCC Research, el mercado de procesamiento y empaque de alimentos tendrá un valor de alrededor de \$ 31.5 mil millones para 2020, creciendo a una tasa de crecimiento anual compuesto (CAGR) de 4.2% [53]. Este crecimiento constante marca un cambio importante en la forma en que operan las plantas procesadoras y empacadoras de alimentos, lo que conlleva a nuevos equipos y nuevas inversiones en automatización. Es por ello que se requiere del diseño de nueva maquinaria que se adapte a las necesidades específicas de empaquetado y/o embalaje de productos alimenticios.

El mercado exigen calidad, disponibilidad, seguridad, higiene e innovación constante en los productos alimenticios. En consecuencia, la industria es altamente competitiva y cambiante; provocando que las empresas tengan como objetivo altos niveles de productividad y eficiencia. La manufactura de alimentos necesita una mejora continua en sus operaciones, considerando la contención de costos y el control en parámetros de calidad. En este trabajo se presenta el diseño de una máquina de empaquetado de bolsas de frituras, en presentación de

12 gramos, en bolsas plásticas de 24 unidades. Lo anterior con el propósito de automatizar dicho proceso y de facilitar la distribución y venta de los productos. Así como también, reducir el recurso humano para evitar lesiones en los trabajadores y favorecer los tiempos de producción.

Justificación

La automatización industrial es la utilización de equipos y herramientas tecnológicas, como la electrónica, robótica, hidráulica y neumática industrial, sistemas de control programables, entre otras. Entre los objetivos de esta se encuentran: la mejora e incremento de la productividad del proceso, reducir el costo de producción, asegura la calidad del proceso, mejorar la condición de trabajo del personal involucrado, la disminución de operaciones manuales y por lo tanto la reducción del recurso humano, integración de la gestión y producción, entre otros. Por lo tanto, genera un beneficio no solo para el proceso en bruto, sino también para otras partes que están involucradas indirectamente en él.

Una planta guatemalteca de producción de alimentos actualmente posee una alta demanda, debido a la creciente aceptación de sus productos, así como la expansión en el mercado internacional. Las líneas de producción instaladas, que constan de seis máquinas de doble salida, poseen una capacidad para producir 1200 unidades de frituras por minuto. Sin embargo, una mejora en la cantidad de producto por minuto se ve limitado por el recurso humano. Un grupo de personas, ubicadas al final de las líneas de empaque, que disponen del producto en bolsas plásticas para su distribución y venta; hacen que el proceso de empaque sea lento debido al espacio limitado que existe para la distribución correcta de las personas. Además, las lesiones que sufren en sus extremidades superiores debido a los movimientos repetitivos y complejos que deben realizar para el empaque de las frituras afecta su productividad. Actualmente en cada línea de producción se pueden empacar 840 unidades de frituras por minuto; no obstante, no es suficiente para suplir la demanda del mercado.

Por esta razón se desea realizar la automatización del proceso de disposición de las unidades de frituras en bolsas plásticas por medio de una máquina empacadora; buscando llegar a la máxima velocidad de producción disponible en las líneas empacadoras. En consecuencia, se aumentaría la producción en un 42.85% aproximadamente; lo que implica un incremento en 360 unidades de bolsas de frituras por minuto. En este propósito y considerando la expansión inminente de la planta, así como el reemplazo de ciertas máquinas empacadoras en otras líneas de producción; la máquina a desarrollar tendrá las dimensiones para adecuarse a espacios dispuestos por la empresa. Como resultado, se reducirá el recurso y error hu-

mano en el proceso de empaque; siendo posible obtener, de manera precisa y automatizada, indicadores de desempeño logístico (KPIs).

A. Objetivo general

Diseñar una máquina que automatice el proceso de empaquetado de bolsas de frituras, en presentación de 12 gramos, en bolsas plásticas de 24 unidades.

B. Objetivos específicos

- Establecer los requerimientos para la construcción de una máquina que automatice el proceso de empaquetado de bolsas de frituras en presentación de 12 gramos.
- Diseñar y validar una estructura para una máquina empacadora bolsas de frituras en presentación de 24 unidades, las cuales serán impulsadas a una bolsa plástica.
- Selección de instrumentación industrial y actuadores adecuados para la industria alimenticia y el funcionamiento de la máquina empacadora.
- Diseño eléctrico de la máquina empacadora de bolsas de frituras.
- Crear un diagrama de flujo que ilustre el funcionamiento del controlador de la máquina.
- Establecer un plan de mantenimiento para la máquina empacadora de bolsas de frituras.

A. Industria alimentaria

La industria alimentaria abarca un conjunto de quehaceres industriales direccionados al tratamiento, transformación, preparación, conservación y empaque de productos alimenticios. Hoy en día se encuentra diversificada y comprende desde pequeñas empresas artesanales, caracterizada por el uso de mano de obra; hasta grandes procesos industriales altamente automatizados [3]. Guatemala ofrece costos competitivos, mano de obra barata, y abundante materia prima. Sin embargo se ha determinado que existen oportunidades de mejora en procesos de empaquetamiento [24].

En Guatemala, la industria de alimentos es una de las más grandes en el país; el sector agrícola representa el 14% del PBI y la elaboración de alimentos procesados, bebidas y tabaco representan el 11.3%. En 2016 las exportaciones llegaron hasta los US\$443 millones para mercados en Estados Unidos, Centroamérica, y México. Los principales productos son las frutas tropicales, vegetales, legumbres, ganado, bebidas, productos enlatados, snacks y confiterías. Esta industria es un sector clave para la economía guatemalteca, generando 75,000 empleos directos y más de 350,000 empleos indirectos [24].

El sector de alimentos conservados y snacks demuestran una tasa de crecimiento constante de aproximadamente 2.5% al año, pero con grandes posibilidades de crecimiento. En el 2013 se determinó que las ventas de chips de maíz y snacks extruidos alcanzaron un valor estimado de 893.9 millones de quetzales. La participación de empresas en la venta de snacks en Guatemala está liderada por Productos Alimenticios René, S.A con un 27.8%, Alimentos S.A con un 19,5% y seguido por Distribuidora Diana, S.A con un 5.4%. Es válido mencionar que el 75.4% de la venta de estos productos se genera por medio del canal tradicional en abarroterías y/o tiendas de conveniencia [50].

Los clientes exigen calidad, disponibilidad, seguridad, higiene e innovación constante en los productos alimenticios. En consecuencia, la industria es altamente competitiva y cambiante; provocando que las empresas tengan como objetivo altos niveles de productividad

y eficiencia. La manufactura de alimentos necesita una mejora continua en sus operaciones, considerando la contención de costos y el control en parámetros de calidad. Es por ello que la automatización de procesos es una apuesta clara con potencial de desarrollo y aplicación. El bajo margen de error de los mecanismos automatizados y la capacidad de repetir procesos, son factores que garantizan satisfacer las exigencias del mercado.

1. Empaque de productos alimenticios

El empaque de productos alimenticios juega un rol indispensable en el transporte y venta de los mismos; no solo para que tengan una presentación agradable y llamar la atención del consumidor, sino que para proteger su salud. Los empaques o envases evitan el desarrollo de reacciones químicas, bioquímicas, y físicas, manteniendo el producto protegido y aislado de contaminantes externos; de modo que se cumplan con parámetros de higiene. Cada producto necesita ser empaquetado o envasado según las necesidades del mismo. Por ejemplo, el polietileno es adecuado para envasar la leche, mientras que el PVC es útil para envasar grasas sensibles a la oxidación. Actualmente existen envases de plástico con gas inerte para carnes, condimentos, snacks y productos derivados de cereales [18]. El empaque de los alimentos permite protegerlos, promover la seguridad alimentaria, realizar un etiquetado para su respectiva trazabilidad, y además da lugar al marketing de los productos.

Protección y preservación

Los productos alimenticios pasan por distintas etapas de manipulación hasta llegar a las manos del consumidor. Durante estas etapas el producto puede sufrir contaminaciones, deterioros o alteraciones. Es decir, que atraviesa cualquier cambio que lo convierte inaceptable para el consumidor por cuestiones de calidad o seguridad alimentaria. Por tanto, la vida útil de los productos alimenticios se ve determinada por el hecho de que se mantiene seguro ante amenazas químicas, físicas, y biológicas; como se especifican a continuación:

- Protección química: Evita la exposición con gases, como el oxígeno, humedad o luz para evitar reacciones de oxidación o hidrólisis; o bien, la acción de enzimas. Materiales como el vidrio y metal son los mas efectivos para este tipo de protección, otros poseen cierto nivel de permeabilidad [32].
- Protección biológica: Crea una barrera contra microorganismos, insectos, roedores, aves y otro tipo de animales. Evita el crecimiento de bacterias, levaduras y hongos [5].
- Protección física: Evita el daño mecánico, o cambios físicos en el producto como la congelación, pérdida de contenido de agua, defectos de forma e incluye protección para golpes leves (depende del producto). Materiales como el papel, cartón corrugado pueden proveer una barrera contra daños físicos [32].

Contaminación y reducción del desperdicio de producto

El mal diseño y/o utilización del empaque pueden provocar que estos fallen y comprometan el producto alimenticio, el cual se vuelve inadecuado para el consumo humano. Esto

genera cantidades apreciables de desperdicio, tanto del empaque como del producto, que se ven reflejados como gastos para el productor. Es de suma importancia validar tanto el empaque como los procesos de manipulación hasta el consumidor final para evitar cualquier tipo de inconveniente [32].

Marketing e información

El empaque es el encargado de transmitir la información y la imagen del producto para el cliente potencial, este debe de ser meticulosamente diseñado para ser de fácil interpretación y llamativo para el cliente [32].

Trazabilidad

Cada empaque debe ser correctamente identificado durante todo su proceso de distribución. Comúnmente se utilizan etiquetas de colores y números, o códigos de barras. En definitiva, es la huella de un producto a lo largo de toda la cadena alimentaria. En el caso de un problema de salud pública, la trazabilidad es una herramienta que permite reaccionar con rapidez e identificar el origen del problema [32].

Conveniencia

Un diseño fortuito del empaque de un producto alimenticio puede disminuir el esfuerzo humano o de máquina para manipularlo, distribuirlo o consumirlo. Se deben poseer ciertas características según lo defina el fabricante; como por ejemplo, que sea de fácil acceso, manejo y disposición, visibilidad del producto, la facilidad de poder volver a sellarlo, entre otros [32].

2. Materiales utilizados para el empaque de alimentos

Los alimentos son perecederos y por tanto, requieren de condiciones especiales de tratamiento, conservación y manipulación. Es por ello que existen factores que se deben considerar durante la manipulación de los productos, como el material del empaque, la temperatura, oxígeno, acidez y luz [18]. Por ende, el diseño del empaque juega un rol importante en la vida del producto y de como este llega al consumidor final. La selección correcta de materiales y tecnologías pueden favorecer tanto al producto como al fabricante [32].

Los empaques deben proveer una barrera contra sustancias tóxicas, olores y sabores [9]. En consecuencia, el tipo de material es importante y específico para cada producto. Entre los materiales más utilizados en la industria alimentaria se encuentran: vidrio, metal, plástico, papel y cartón [32], los cuales se muestran en la Cuadro 1.

Material	Características - Compatibilidad con alimentos		Costo
	Ventajas	Desventajas	
Vidrio	Impermeable a humedad y gases, inerte, soporta un amplio rango de temperaturas	Necesita un material secundario para poder cerrar el empaque, se quiebra con facilidad.	Barato.
Aluminio	Impermeable a humedad y gases, resistente a la corrosión, soporta un amplio rango de temperaturas.	No puede ser soldado, fuerza estructural limitada.	Relativamente caro, pero es reciclable.
Hojalata	Impermeable, fuerte, moldeable, resistente a la corrosión, soporta un amplio rango de temperaturas.	Puede reaccionar a ciertos alimentos, es necesario colocarle un recubrimiento.	Mas barato que el aluminio.
Acero sin estaño	Fuerte, buena resistencia a la corrosión, soporta un amplio rango de temperaturas.	No aplica	Mas barato que la hojalata.
Cloruro de polivinilo (PVC)	Moldeable, resistente a químicos.	No aplica	Barato pero caro comparado con los plásticos
Poliestireno (PS)	Disponibilidad en formato rígido, película y espuma.	Propiedades pobres para la protección del producto contenido.	Barato.
Poliamida (PA)	Fuerte y buena barrera contra el ambiente externo.	No aplica	Barato pero caro comparado con los plásticos
Vinilo de etileno	Excelente barrera contra gases y productos oleos.	Barrera pobre contra humedad.	Barato cuando es usado como lámina (película).
PLA	Biodegradable	No aplica	Relativamente caro.
Papel y cartón	Resistente comparado con su peso.	Barrera pobre contra la luz, su contenido reciclado hace que sea inadecuado para el contacto directo con alimentos.	Bajo costo.

Cuadro 1: Propiedades y costos de materiales de empaque de alimentos (modificado de [3]).

3. Embalaje de productos alimenticios

El embalaje es la envoltura con la cual se protege una mercancía u objeto a transportar[18]. El embalaje de transporte protege la mercancía durante las múltiples manipulaciones

que sufre el producto desde la fábrica hasta la tienda o lugar de distribución. El material de embalaje debe ser el adecuado a la mercancía a transportar; es decir que debe suplir las necesidades del producto considerando su fragilidad, peso, volumen, durabilidad, requisitos de higiene y clima de conservación [20].

El embalaje está conformado por cuatro procesos, el embalaje externo, el interno, los sistemas de sujeción y el etiquetado. Los embalajes externos suelen ser bolsas plásticas, cajas, o sobres. El embalaje interno o relleno se utiliza para conseguir un soporte que proteja el producto de movimientos bruscos o de vibraciones; generalmente se utilizan espumas, films con burbujas o cartón. La sujeción es para asegurar el cierre del empaque y se realiza con cintas de embalar o bridas. Finalmente, el etiquetado, el paso más importante, permite identificar al destinatario y remitente a través de etiquetas adhesivas o de aviso [15].

4. Requisitos de equipo y utensilios

Los equipos y utensilios, que son una superficie de contacto con alimentos, deben ser inertes. En consecuencia, su respectivo diseño y construcción, debe evitar cualquier tipo de contaminación y facilitar su limpieza. Según el Reglamento Técnico Centroamericano para la Industria de Alimentos y Bebidas Procesados, tienen que cumplir con los requisitos que se mencionan a continuación[9]:

- El diseño debe permitir un rápido desmontaje y fácil acceso para su inspección, mantenimiento y limpieza.
- Funcionar de conformidad con el uso al que está destinado.
- Ser de materiales no absorbentes ni corrosivos, resistentes a las operaciones repetidas de limpieza y desinfección.
- No transferir al producto materiales, sustancias tóxicas ni sabores.

5. Materiales aptos para el diseño y construcción de equipos

El estándar internacional ANSI/NSF establece los requerimientos a cumplir, de los materiales que pueden ser utilizados en la construcción de equipo que posea contacto con alimentos. Es imperativo que el producto alimenticio no sea adulterado o que su calidad sea comprometida [29].

Previo a tomar alguna decisión sobre los materiales a utilizar en el equipo, se debe definir la zona a la que será expuesto el mismo, ya que esto permite un proceso de descarte y delimitan de las mejores alternativas. Las zonas se describen a continuación[29].

- Zona de salpicadura: la superficie del equipo está sujeta a salpicadura o rocío, este puede ser de agua o de algún tipo de aceite.
Todo lo que pueda haber tenido contacto con el producto alimenticio no se reincorpora al proceso. Para evitar cualquier riesgo, se recomienda diseñar con materiales que sean adecuados para la zona de alimentos [23].

- Zona de alimentos: la superficie del equipo se encuentra en contacto directo con el producto alimenticio y el goteo de aceite o agua (si el caso aplicada). Esta es la zona mas crítica y se debe tener meticulosidad al seleccionar los materiales de esta zona [23].
- Zona de no alimentos: la superficie está expuesta a cualquier otra zona que no sea la de salpicadura o la de alimentos [23].

Formulación del material

En la zona de alimentos no se puede utilizar ningún tipo de material que pueda afectar cualquier componente de los alimentos o sus características organolépticas. Estos no pueden contener bajo ningún concepto plomo, arsénico, cadmio y mercurio. Puede que algún material posea impurezas y que entre estas exista plomo, es posible utilizarlo pero su presencia debe permanecer menor al 0.06 % [29].

Superficie

Cada material debe poseer una superficie lisa, procurando la menor cantidad de imperfecciones posibles y debe ser de limpieza fácil. Si existiese cierta textura que pueda dificultar la remoción de polvo de su superficie, debe demostrarse que por medio de las rutinas de limpieza de la empresa este se puede remover en su totalidad, en caso se obtengan resultados pobres en la demostración, descartar dicho material y reemplazarlo por uno mas liso [29].

Resistencia a la corrosión

La resistencia a la corrosión es uno de los factores determinantes para la selección de materiales para el equipo. Se pueden poseer recubrimientos protectores para poseer mejores propiedades ante la corrosión, sin embargo existen límites como se mencionará mas adelante. Si el material fue cortado, doblado, esquilado, extruido o dibujado, puede que sea necesario realizar un tratamiento adicional para que las propiedades del material ante la corrosión sean restauradas[29].

Requerimientos para materiales más comunes

Según el Estándar Internacional NSF51 se definen los margenes sobre la utilización de ciertos materiales y requerimientos especiales que estos conllevan [29].

- Acero inoxidable
 - Debe de ser de tipo AISI 200, 300 o 400
 - Si posee al menos 16 % de cromo es apto para ser utilizado en la zona de alimentos, que fue descrita con anterioridad.

- Aleación de aluminio
 - Aleaciones forjadas de serie 1xxx, 3xxx, 4xxx, 5xxx y 6xxx.
 - Aleaciones de fundición de serie 218.x, 308.0, 319.0, 332.0, 356.0, 360.0, 413.0, B443.0, 514.0, 520.0 y 713.0
- Cobre y sus aleaciones
 - Únicamente puede utilizarse en las zonas de no alimentos y de salpicadura.
 - Latón y bronce pueden utilizarse en la zona de alimentos si solo existe salpicadura de agua.
- Recubrimientos metálicos: estos deben de ser aplicados según los estándares de la ASTM.
 - Recubrimiento de Zinc: no puede ser utilizado en la zona de alimentos.
 - Recubrimiento orgánico (no metálico): pintura y otros recubrimientos no deben utilizarse en las superficies de equipos que se encuentren expuestos a zonas de alimentos.
- Vidrio: no deben utilizarse en superficies de la zona de alimentos en donde puedan tener golpes repentinos o constantes, debido a la resistencia pobre del material a estos.
- Madera
 - No puede ser utilizada en la zona de alimentos.
 - Puede ser utilizada para la estructura del equipo sin embargo debe de ser recubierta con otro tipo de material.
- Plásticos Pueden utilizarse en la zona de alimentos los que se mencionaron con anterioridad en 1 y los que se enlistan a continuación [23]:
 - Polipropileno (PP)
 - Fluoruro de polivinilidina (PVDF)
 - Polioximetileno (POM)
 - Polimetacrilato de metilo (PMMA)
 - Policarbonato (PC)
 - Polietileno de alta densidad (PE-HD)
 - Tereftalato de polietileno (PET)
 - Poliéter-éter-cetona (PEEK)
 - Politetrafluoroetileno (PTFE)
 - Etileno propileno dieno terpolímero (EPDM)
 - Elastómero fluorado (FKM/FPM)

6. Diseño de equipo

El diseño higiénico de equipamiento para la industria alimentaria es indispensable para reducir o erradicar los riesgos de contaminación del producto. Se deben considerar el material de construcción, todas las superficies que tengan contacto con los alimentos, la facilidad de limpieza, un fácil desmantelamiento, la hermeticidad en zona huecas y la drenabilidad de los equipos. El diseño del equipo en contacto con los alimentos tiene que ser de tal forma que asegure higiene sin comprometer calidad [8].

- Uniones permanentes: estas deben de ser selladas, sin un cambio abrupto de geometría para favorecer la higiene [8]. En la Figura 1 se aprecia que las uniones permanentes deben evitar cualquier cambio brusco de geometría, así como se ilustra en la sección X. En la Figura 2 se aprecia en otra vista lo descrito con anterioridad.

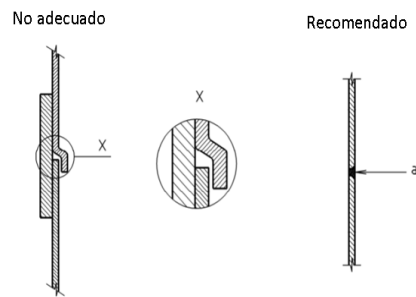


Figura 1: Recomendación para uniones permanentes en equipos (modificado de [4]).

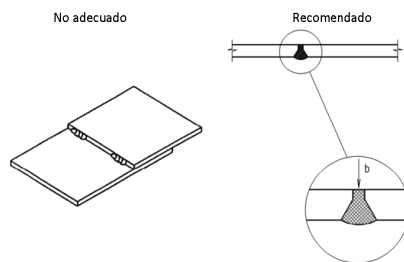


Figura 2: Recomendación para uniones permanentes en equipos (modificado de [4]).

- Uniones desmontables: se debe asegurar un ajuste lo mas fino posible, cuando este no es el correcto o se realiza una reparación incorrecta, se crea un espacio entre los materiales, el cual como resultado puede ser un punto de contaminación y acumulación de materia no deseada [8]. En la Figura 3 se observa la diferencia de ajustes entre la sección a y b, siendo la primera la recomendada en la industria de alimentos.

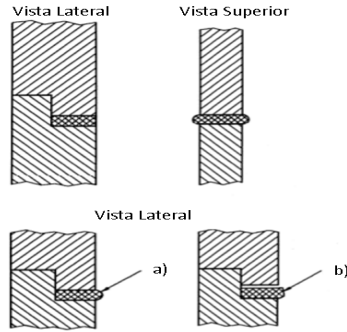


Figura 3: Consecuencia de un mal diseño de una unión desmontable (modificado de [4]).

- Uniones no permanentes: se deben evitar, si estas podrían tener contacto directo con el alimento, sin embargo es posible utilizarlos en caso de que sea un proceso alterno como el de distribución de empaques finales.
- Drenaje: el equipo debe poseer la capacidad de remover y extraer cualquier tipo de fluido residual o en su defecto, la posibilidad de realizar una limpieza de forma sencilla [8].
- Ángulos internos y esquinas: deben poseer un fácil acceso para la aplicación de rutinas de limpieza [8]. Se aconseja un cambiar un ángulo recto por un radio mayor de 3mm [23]. En la Figura 4, se muestran algunas recomendaciones para el diseño y construcción de esquinas y piezas con ángulos. Si las recomendaciones no se siguen, cuando se efectuó la limpieza del equipo, en los ángulos internos y esquinas, se reducirá la efectividad de la misma [23].

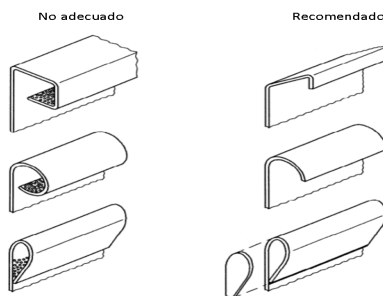


Figura 4: Recomendación para ángulos internos y esquinas (modificado de [4]).

- Espacios muertos: estos deben de ser evitados, de no lograrse, es indispensable diseñarlos para que sean de fácil acceso para la aplicación de rutinas de limpieza [8]. Se aprecia que en la Figura 5 existe un espacio muerto de altura a y d respectivamente el cual provoca que exista un flujo de que puede ser de aire o cualquier material, en los puntos b y c , mismos donde se puede existir acumulación de residuos alimenticios y grasos que son no deseados en el proceso.

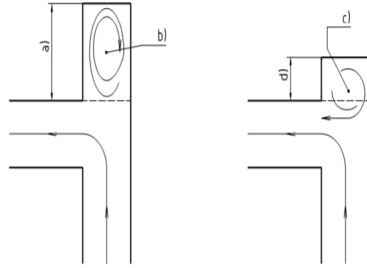


Figura 5: Ejemplos de espacios muertos (modificado de [4]).

- Rodamientos y puntos de entrada de ejes: estos deben estar alejados lo más posible del proceso en donde el producto alimenticio está totalmente expuesto sin ningún material de empaque o similar. Se requiere que posean lubricantes y materiales de grado alimenticio.
- Instrumentación: su instalación debe ser conservadora y no alterar el proceso, además de que debe ubicarse de tal manera que en ningún momento pueda comprometer el producto alimenticio o su empaque.
- Paneles, puertas y cobertores: deben de ser colocados estratégicamente para poseer un fácil acceso y realizar rutinas de limpieza. El diseño debe evitar cualquier tipo de acumulación de producto, aceite o cualquier otro tipo de materia.
- Dispositivos de control: si no existe un contacto manual con el producto alimenticio, es necesario distanciarlo del equipo a una distancia prudente para que el operario pueda trabajar sin afectar el proceso.

7. Proceso de formado y utilización de bolsas para empaque

Se distinguen dos tipos de procesos comunes para la creación y manipulación de empaques, uno es denominado el formado y llenado, y el otro llenado y sellado. Ambos poseen la capacidad de crear empaques primarios y secundarios (en la Figura 6 se observa la diferencia de estos empaques), sin embargo todo depende del tipo de producto a empacar y la decisión de la propia empresa por cual tecnología utilizar [43].

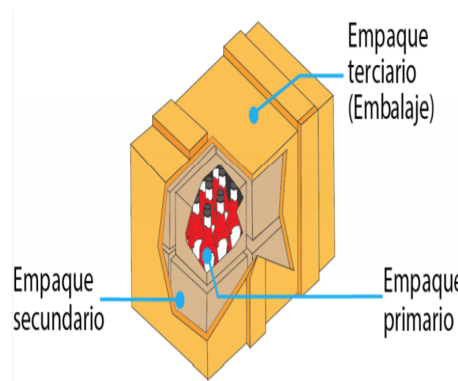


Figura 6: Tipos de empaques según el nivel de protección [55].

Formado y llenado

El proceso de formado de bolsas es muy utilizado actualmente, debido a su bajo costo a largo plazo y la rapidez con la que se puede obtener una bolsa para empaque de diferentes geometrías. Se utilizan máquinas de llenado horizontal o vertical, siendo la última la configuración mas utilizada para empaque primario en la industria de alimentos, esta se puede apreciar en la Figura 7 [38]. Este proceso puede ser utilizado como empaque primario o secundario.



Figura 7: Máquina empacadora vertical [38].

Este tipo de máquinas utiliza una bobina con el material que se pretende sea la bolsa. Esta bobina pasa por un grupo de ejes tensadores, los cuales permiten que el desplazamiento del material sea mas suave y que no existan arrugas durante el proceso. El proceso continua con un tubo formador, este le da la geometría básica al material para generar la bolsa y crea un doblez (si aplica) para posteriormente generar un sello vertical, como se observa en la Figura 8, en el caso de una máquina formadora horizontal, no cambian sus partes únicamente la orientación y el uso [38].

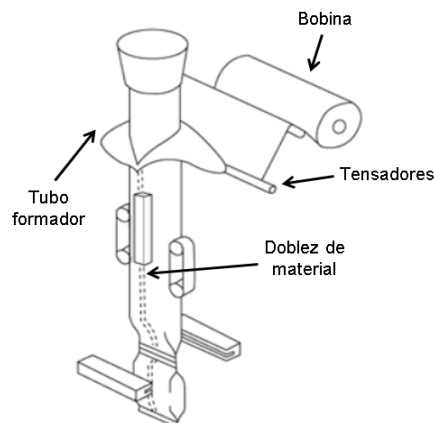


Figura 8: Partes de un sistema de formado de bolsa vertical (modificado de [36]).

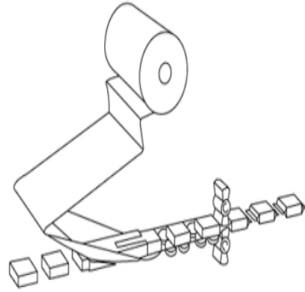


Figura 9: Partes de un sistema de formado de bolsa horizontal [35].

Por medio de una resistencia, se realiza el sello vertical. Una vez el material a alcanzado cierta altura con respecto al filo superior del tubo formador, se realiza un sello perpendicular al anterior. Luego el producto cae sobre la bolsa, se realiza un sello superior y se corta la bolsa para preparar el proceso para la siguiente [58]. En la Figura 10 se observan los sellos mencionados con anterioridad y el corte de la bolsa en la Figura 11

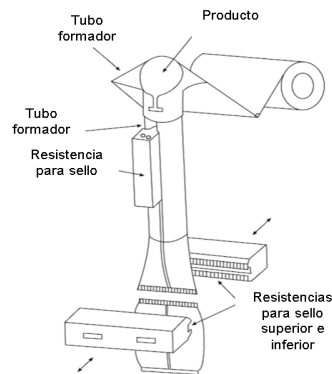


Figura 10: Proceso de creación de sellos y corte de bolsa (modificado de [25]).



Figura 11: Visualización del final del proceso de formado y llenado de bolsas [38].

Llenado y sellado

Se utiliza comúnmente para empaque secundario, sin embargo existen industrias utilizan este tipo de proceso por la facilidad de instalación, su bajo costo inicial (en algunos casos) y otros factores [33]. En la Figura 12 se observa el proceso que lleva a cabo una máquina de llenado y sellado.

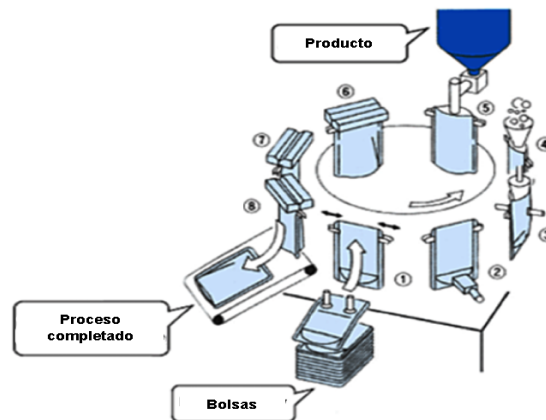


Figura 12: Procedimiento de llenado y sellado de bolsas (modificado de [60]).

El proceso inicia con la carga de bolsas por parte de un operador o automática al espacio designado, luego se realiza una adaptación de mecanismos para poder manipular la bolsa (Figura 13) y disponerla correctamente para su llenado. Una vez el producto es depositado sobre la bolsa (Figura 14), por medio de una resistencia u otro mecanismo, la bolsa es sellada (Figura 15) y dispuesta a cualquier otro proceso [33].



Figura 13: Procedimiento de manipulación de la bolsa para disponerla correctamente [33].



Figura 14: Procedimiento de llenado de bolsa [33].



Figura 15: Procedimiento de sellado de bolsas [33].

8. Automatización en industria alimentaria

Como se ha mencionado con anterioridad, la creciente demanda de productos alimenticios ha causado que la mano de obra no se de a basto para suplir las necesidades del mercado. Sin embargo, el avance tecnológico ha permitido que los procesos de producción sean automatizados dando lugar a un aumento de eficiencia y productividad en la industria. La introducción de tecnologías robóticas permite optimizar los procesos considerando los costos y dando lugar a un mejor control calidad y seguridad alimentaria. Se ha determinado que las áreas con potencial de mejora a través de procesos automatizados son las de envase y empaquetado. Es válido mencionar que para poder incorporar procesos automatizados a la industria es necesario un estudio económico de rentabilidad frente a inversión, estudiar los posibles cambios en líneas de producción y mantener los estándares de higiene [46, 59].

En los últimos años, la industria de fabricación de alimentos ha experimentado un crecimiento sin precedentes y se ha convertido en una de las principales fuerzas en la economía mundial. Algunas encuestas publicadas recientemente indican que la industria alimentaria ha sido lenta para adoptar nuevas tecnologías de automatización [1, 54]. Lo anterior como resultados de regulaciones sanitarias que impiden una rápida implementación de equipos y utensilios aptos para el contacto con alimentos. En una encuesta reciente realizada por Ilyukhin y colaboradores se determinó que, aunque ha habido un aumento significativo en la automatización de los procesos alimentarios en la última década, el nivel actual de automatización es extremadamente variable. Las plantas de fabricación más grandes generalmente

están mejor automatizadas y tienen menos deseos de evolución tecnológica en el futuro. Sin embargo, los proveedores de equipos y los integradores de sistemas están más avanzados en el campo de la automatización de los procesos alimentarios, pero este avance rara vez se utiliza debido a la baja demanda de la industria alimentaria de tecnologías avanzadas [56].

En las líneas de producción de productos únicos, de gran volumen y larga duración, se necesitan tecnologías de automatización robusta. Si el producto es de forma regular y está bien ubicado en la línea, es suficiente con una solución electromecánica simple. Sin embargo, una mala localización de la línea y una forma irregular del producto puede involucrar procedimientos robóticos más complejos. Es por ello que una combinación de robótica y procesos electromecánicos pueden abordar satisfactoriamente la automatización de la mayoría de los productos alimenticios. Inicialmente en el sector, se utilizaron robots industriales estándar para tareas de final de línea, incluidos el empaquetado, etiquetado y embalaje. Sin embargo, hubo una demanda de máquinas más rápidas y ágiles adecuadas para operaciones rápidas de pick-and-place en productos alimenticios individuales. Este desafío se cumplió con la introducción de robots optimizados para una operación rápida (100 - 120 recogidas por minuto) con cargas ligeras (1-2 kg) y han sido particularmente exitosos en el procesamiento de productos alimenticios; como por ejemplo los robots de la rama Delta. Las instalaciones se pueden conectar en cascada para generar un espacio de trabajo sin operadores humanos, un cambio que es indicativo de las tendencias futuras de la industria [6].

Una ventaja clave de la robótica sobre los sistemas electromecánicos cableados es la capacidad de reprogramar sus operaciones para diferentes tareas utilizando procedimientos simples y fáciles de implementar; satisfaciendo así la necesidad de una capacidad de producción flexible dentro de la industria. Otra tendencia muy positiva es la reducción constante en el costo de los robots frente al aumento inevitable de los costos de mano de obra.[6] El uso de robots en la industria alimenticia fue revisado recientemente por Moreno - Massey y colaboradores, quien delineó una serie de características de diseño deseables que deberían considerarse en el desarrollo de un robot de grado alimenticio. Estas características deben cumplir con las mencionadas en la sección 5. [moreno2010].

B. Diseño mecánico

El diseño mecánico es el proceso de dar forma, a través de técnicas y principios científicos, a un dispositivo o sistema para su correcto funcionamiento que satisfaga una necesidad o brinde una solución a problemas específicos [31, 41].

1. Proceso de diseño

El diseño debe buscar la innovación, por lo que se tiende a cometer errores en primera instancia y esto requiere que sea un proceso iterativo en el cual se diseñan e implementan mejoras sobre el diseño actual [31]. En el diseño ingenieril existen dos tipos de problemas, el estructurado que se empieza con ciertas premisas, datos matemáticos y otras herramientas que facilitan realizar el proceso, y los problemas no estructurados, usualmente los que se encuentran en el día a día, su característica principal es que se empieza con ninguna herra-

mienta o dato, tan solo se sabe lo que se quiere como producto final. A esta problemática se le llama el síndrome del papel en blanco [41].

A continuación se muestra una serie de fases para tratar con cualquier problema estructurado y para intentar estructurar cualquier otro [41]:

1. Identificación de la necesidad

Se requiere de un enunciado breve y sin detalle profundo para orientar el diseño en sus siguientes fases. Usualmente este se plantea por un cliente o jefe.

2. Investigación preliminar

Se desean buscar antecedentes de un diseño similar, realizar una comparación y análisis con lo que actualmente se está haciendo en distintos lugares, determinar si existen patentes que puedan obstaculizar o facilitar el diseño y otro tipo de información que pueda ser de utilidad para el desarrollo del diseño. Es importante dedicarle el tiempo pertinente a esta fase ya que representa una de las bases de todo el proceso. Determinar alguna falla en esta fase representa una pérdida mínima de recursos, sin embargo, cuando todo el proceso ya se encuentre en las siguientes fases, un error cometido en esta fase puede representar sumas importantes de recursos.

3. Planteamiento de objetivos

Estos deben de ser claros y concisos, deben representar el fin al que se desea llegar. Depende del caso pueden limitar el medio en el que se desea llegar al fin.

4. Requerimientos de desempeño

Limitan de forma clara lo que el diseño debe de realizar en concreto. El fin de las especificaciones de diseño es poder demostrar al final del proceso que el diseño cumple con lo solicitado por el cliente o jefe.

5. Ideación e invención

La fase consta de explorar la creatividad y generar ideas, por medio de una lluvia, para analizar y visualizar o imaginar diferentes soluciones al problema. Probablemente aquí se empiecen a encontrar problemas que antes no se habían dilucidado, los cuales con otras ideas pueden ser solucionados.

6. Análisis

Requiere de un espacio de tiempo considerable, ya que se reúnen todas las ideas conformadas en la fase anterior y se someten a técnicas de análisis para verificar si cumplen con las especificaciones de desempeño que fueron planteadas.

7. Selección

Una vez terminado el análisis y este oriente a ciertas alternativas que son factibles para la solución del problema, se procede a seleccionar el mejor. Para la realización de este procedimiento se procede a utilizar una matriz de selección (como se muestra en la Figura 16), en donde se le coloca un nombre a cada alternativa y se le asigna un valor a los aspectos principales a tomar en cuenta para la selección del diseño, como por el ejemplo: espacio necesario, costo, tiempo aproximado para llevarlo a cabo, confiabilidad, seguridad, utilización de otros recursos, entre otros. Se opta por el diseño que obtenga la mayor puntuación sobre los demás.

	Costo	Seguridad	Desempeño	Confiabilidad	RANGO
Factor de ponderación	.35	.30	.15	.20	1.0
Diseño 1	3 1.05	6 1.80	4 .60	9 1.80	5.3
Diseño 2	4 1.40	2 .60	7 1.05	2 .40	3.5
Diseño 3	1 .35	9 2.70	4 .60	5 1.00	4.7
Diseño 4	9 3.15	1 .30	6 .90	7 1.40	5.8
Diseño 5	7 2.45	4 1.20	2 .30	6 1.20	5.2

Figura 16: Ejemplos de una matriz de selección [41].

8. Diseño detallado

Se crea un modelo (no físico) que está constituido de diferentes piezas modeladas por medio de algún software de diseño asistido por computadora (CAD). Con la asistencia del software se pueden encontrar nuevos errores, por lo que es necesario iterar y modificar para el correcto diseño y funcionamiento.

9. Creación de prototipos y pruebas

Para poder verificar la factibilidad, tamaño y posible desempeño se crea un modelo (prototipo) el cual se busca que sea económico, ya que se buscarán puntos de error para poder iterar y modificarlos antes de proceder a producir e implementar el diseño propuesto.

10. Producción

Luego de haber depurado todos los errores posibles en el prototipado del diseño, se procede a reunir los recursos necesarios para poder producir e implementar el diseño. Cabe destacar que esta no es la última fase del diseño, ya que se busca volver a iterar y mantener una mejora continua del diseño.

2. Esfuerzos

El esfuerzo se define como la fuerza por unidad de superficie que soporta o se aplica sobre un cuerpo. Establece una relación entre la fuerza aplicada y la superficie en la cual se aplica. Es válido considerar que la fuerza aplicada a un cuerpo no genera el mismo esfuerzo sobre cada una de las superficies del cuerpo; al cambiar la superficie cambia la relación fuerza - superficie. En el sistema internacional la unidad fundamental del esfuerzo es el Pascal [21].

$$Pa = \frac{Nw^2}{m} \quad (1)$$

Tipos de esfuerzo

1. Esfuerzos normales uniformemente distribuidos

Requiere que el material sea homogéneo e isotrópico, que la línea de acción de la fuerza se encuentre en el centroide de la sección transversal de la pieza y la forma de la pieza sea uniforme, en donde se calcule el esfuerzo. La mayoría de veces este tipo de esfuerzos es solamente una suposición, ya que es frecuente ver una combinación de diferentes esfuerzos y no en su versión pura. [31]

- Tensión pura: ocurre cuando la pieza está sometida a dos fuerzas en sentido opuesto, esto hace que esta se estire como se observa en la Figura 17 [7].

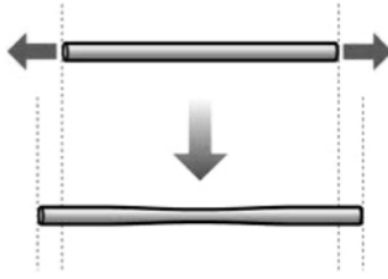


Figura 17: Efecto de un esfuerzo de tensión pura [7].

- Compresión pura: ocurre cuando la pieza está sometida a dos fuerzas que poseen el mismo sentido, esto hace que esta se acorte como se observa en la Figura 18. Es indispensable que no exista pandeo, para que pueda ser calculado, de lo contrario no es un esfuerzo puro.[7]

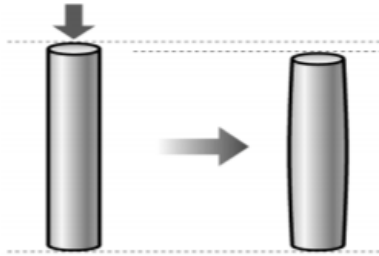


Figura 18: Efecto de un esfuerzo de compresión pura [7].

Cualquiera de los dos esfuerzos se calcula utilizando la ecuación 2, la única diferencia es el caso de compresión que la F se toma en cuenta negativa [31].

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2)$$

Donde F es la fuerza y A es el área transversal de la pieza.

2. Esfuerzos cortantes

- Cortante directo: existe una fuerza cortante sin embargo esta no provoca flexión en la pieza [31]. En la Figura 19 la fuerza es representada por el vector P .

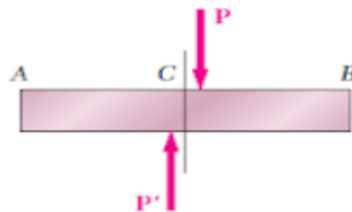


Figura 19: Efecto de un esfuerzo de compresión pura [7].

- Cortante por torsión: ocurre cuando un momento es aplicado sobre la pieza, la cual usualmente es un eje o un prisma mecánico, esta se retuerce sobre su centro [7]. En la Figura 20, se aprecia el efecto de la torsión en una pieza de geometría cilíndrica.

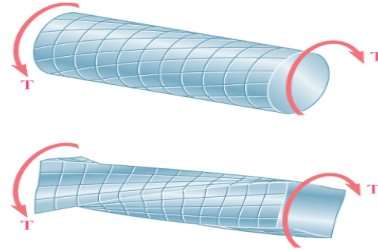


Figura 20: Efecto de un esfuerzo de cortante por torsión [7].

3. Esfuerzos por flexión

Es la combinación de dos esfuerzos, de compresión y tensión, este es provocado por un momento flector [31]. En la Figura 21 se aprecia como una barra se ve sometida a un momento flector, en este caso representado por la flecha, y esta se ve sometida a compresión, en la cara superior de la barra y tensión en la cara inferior de la misma.

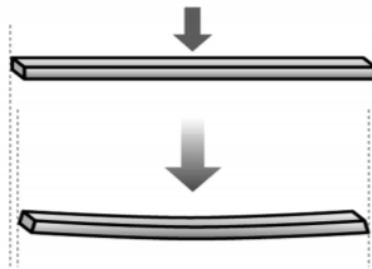


Figura 21: Efecto de un esfuerzo de flexión sobre una barra [7].

- Normal: son los mas comunes en cualquier aplicación donde exista algún tipo de esfuerzo. Un esfuerzo de flexión normal posee un esfuerzo de tensión y compresión pura [40].
 - Cortante: usualmente se desprecia ya que no es significativo comparado con el esfuerzo normal por flexión, sin embargo se calcula cuando el material posee una resistencia baja al corte o posee una sección pequeña comparada con la carga que soporta [40].
4. Esfuerzos normales combinados
Existen cuando se presentan dos o mas esfuerzos normales mencionados con anterioridad. Se calcula cada uno por separado [31].
 5. Esfuerzos normales y cortantes combinados
Existen cuando se presenta un esfuerzo normal y uno cortante en el mismo punto. En este caso se considera calcular los esfuerzos principales y el esfuerzo cortante máximo en la sección crítica de la pieza [31].

6. Concentración de esfuerzos

Esta es provocada en cualquier punto de la pieza en donde exista un intensificador de esfuerzos, puede ser una discontinuidad geométrica, imperfección del material, o cualquier tipo de anomalía no contemplada en los cálculos de esfuerzos mostrados con anterioridad [31]. Para asegurar que los resultados de los cálculos de esfuerzos sean correctos, se requiere un factor geométrico de concentración de esfuerzos, uno para esfuerzos normales k_t y otro para esfuerzos cortantes k_{ts} .

Estos factores pueden definirse por medio de Cuadros que pueden aproximarse al caso tratado, o por otro tipo de aproximación, típicamente utilizada, por medio del Cuadro 2 que utiliza la relación r/d del eje [31].

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.14	3.0	No aplica
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	No aplica	No aplica
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Cuadro 2: Estimaciones de factores de concentración de esfuerzos k_t y k_{ts} [40].

7. Criterios de falla para materiales dúctiles

Un buen diseño debe ser poseer un análisis de esfuerzos para cerciorarse que este no va a fallar. Para realizar esto existen métodos para predecir fallas y una vez detectado el punto de falla, se sobre dimensiona utilizando un factor de seguridad [40]. Este factor indica que el esfuerzo de diseño será n -veces menor que el esfuerzo máximo teórico del material, se basa en estándares (como ASME) o bajo criterio propio [31]. Para poseer una guía sobre los factores de seguridad en materiales dúctiles y frágiles se puede seleccionar un rango de valores en los Cuadros 3 y 4.

Definición	F.S
Carga estática con alto grado de confianza en cálculos de diseño.	1.25 a 2.0
Carga dinámica con confianza promedio en datos y cálculos de diseño.	2.0 a 2.5
Carga estática o dinámica con incertidumbre acerca de cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos, ambiente.	2.5 a 4.0
Carga estática o dinámica con alta incertidumbre en cargas, propiedades de materiales, esfuerzos, ambiente o necesidad de manejar un margen de seguridad adicional.	4.0 o más

Cuadro 3: Guía para seleccionar factor de seguridad para materiales dúctiles[40].

Definición	F.S
Carga estática con alto grado de confianza en cálculos de diseño.	3.0 a 4.0
Carga estática o dinámica con incertidumbre acerca de cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos, ambiente.	4.0 a .0

Cuadro 4: Guía para seleccionar factor de seguridad para materiales frágiles[40].

- Resistencia de fluencia: Este criterio es utilizado cuando una pieza posee una carga de tensión o compresión en forma estática [40]. Se utiliza la ecuación 3 para esfuerzo de tensión y 4 para esfuerzo de compresión, en donde S_{yt} es la resistencia a la fluencia en tensión y S_{yc} es la resistencia a la fluencia en compresión.

$$\sigma < \sigma_d = \frac{S_{yt}}{N} \quad (3)$$

$$\sigma < \sigma_d = \frac{S_{yc}}{N} \quad (4)$$

Para la mayoría de metales dúctiles forjados la relación de la resistencia a la fluencia en tensión y compresión $S_{yt} = S_{yc}$ es igual.

Cuando se poseen esfuerzos biaxiales es necesario utilizar para el diseño la ecuación 5, en donde S_y es la fluencia del material y N es el factor de seguridad. Este método es bastante conservador y fácil de utilizar [40].

$$\tau_{max} < \tau_d = \frac{0.5S_y}{N} \quad (5)$$

- Energía de distorsión: toma en cuenta la deformación que sufrirá la pieza con las cargas estáticas, como puede ser una carga o un par torsor, que no varían en magnitud o dirección. Utiliza el esfuerzo de von Mises, el cual es fácil calcular si ya se han obtenido los esfuerzos principales [40]. Este es un buen método que se encuentra entre el equilibrio de conservador y comprometedor.

El esfuerzo de von mises se calcula como en la ecuación 6

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \quad (6)$$

Para diseñar se utiliza la ecuación 7, que relaciona el esfuerzo de von Mises con el esfuerzo de diseño [40].

$$\sigma' < \sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad (7)$$

- Goodman: Se utiliza cuando una pieza posee un esfuerzo promedio no nulo, es decir posee una carga dinámica, esto quiere decir que puede fallar por fatiga [40]. Para tomar en cuenta, este es un método poco conservador. Se diseña utilizando la ecuación 8, en donde σ_a es el esfuerzo alternante, σ_m es el esfuerzo medio, S'_n es la resistencia real estimada del material y S_u es el esfuerzo último.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (8)$$

Se puede modificar la ecuación 8 introduciendo el factor de concentración de esfuerzo, obteniendo la ecuación 9 llamada Goodman modificado, la cual es la comúnmente utilizada [40].

$$\frac{K_t \sigma_a}{S'_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{\sigma_m}{N} \quad (9)$$

Por medio de Goodman se recomienda que también se analice el diseño por algún posible fallo por fluencia [31]. Para esto se utiliza la ecuación 10

$$\frac{K_t \sigma_a}{S_y} + \frac{K_t \sigma_m}{S_y} = \frac{\sigma_m}{N} \quad (10)$$

- Gerber: Este es un buen método no tan conservador como Goodman o Soderberg, por lo que puede ser una buena herramienta para obtener los datos del fallo por fatiga del diseño [40]. Se diseña utilizando la ecuación 11

$$\frac{n \sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n \sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (11)$$

- ASME Elíptica: similar al criterio de Gerber, utiliza la S_y en lugar de S_{ut} [31].

$$\left(\frac{n \sigma_a}{S'_n} \right)^2 + \left(\frac{n \sigma_m}{S_y} \right)^2 = 1 \quad (12)$$

- Soderberg: Una ventaja de este método es que es conservador ante la fluencia temprana en el ciclo, pero da como resultado el factor de seguridad mas alto comparado con los otros criterios [40]. Para diseñar con este criterio de fallo se utiliza la ecuación 13.

$$\frac{\sigma_a}{S'_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n} \quad (13)$$

En la Figura 22 se compara que tan conservador es un método, de los ya antes mencionados, con respecto al otro.

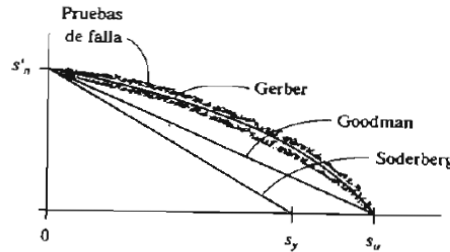


Figura 22: Comparación de los criterios de falla [40].

3. Ejes y sus componentes

El fin de un eje es transmitir un movimiento de rotación y potencia proveniente de algún otro sistema mecánico [40]. Además debe brindar un espacio y soportar otros elementos mecánicos [31].

Modificación del límite de resistencia a la fatiga

Existen muchos factores a tomar en cuenta al momento de considerar un análisis de fatiga para un eje o cualquier otra pieza. Se utiliza la ecuación de Marin, la cual se expresa como 14, en la cual se agrega robustez al cálculo y un factor de seguridad para poder asegurar el correcto funcionamiento del eje o pieza, según las condiciones que presente a la aplicación [31].

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (14)$$

Donde el S'_e se obtiene a partir del valor de S_{ut} seleccionando el rango en donde se encuentra en el Cuadro 5 [31].

Rangos de S_{ut}	S'_e
<200 kpsi (1400 Mpa)	$0.5S_{ut}$
>200 kpsi	100 kpsi
>1400 Mpa	700 Mpa

Cuadro 5: Rangos de S_{ut} para determinar el S'_e [31].

Los diferentes factores mostrados en la ecuación 14 se explican a continuación [31]:

- Factor de superficie: se determina mediante la ecuación 15, seleccionando sus factores , en la Cuadro 6 según el tipo de acabado superficial que posea el material a utilizar [31].

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (15)$$

Acabado superficial	a		b
	kpsi	MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.086
Maquinado o laminado en frío	2.67	4.45	-0.265
Laminado en caliente	14.5	58.1	-0.719
Como sale de la forja	39.8	271	-0.995

Cuadro 6: Parámetros para el factor de superficie K_a [31].

- Factor de modificación para un eje rotatorio: se define mediante el Cuadro 7, según el diámetro del eje que se posee actualmente. El proceso de cálculos para un eje es iterativo por lo que al inicio se selecciona un diámetro, el cual según el criterio del diseñador puede estar cercano al diámetro final, y luego volver a repetir el proceso y colocar el diámetro mínimo que resulta de las teorías de falla [31].

Diámetro (pulg)	Kb	Diámetro (mm)	Kb
$0.11 \leq d \leq 2$	$0.879d^{-0.107}$	$2.79 \leq d \leq 51$	$1.24d^{-0.107}$
$2 < d \leq 10$	$0.91d^{-0.157}$	$51 < d \leq 254$	$1.51d^{-0.157}$

Cuadro 7: Rangos de diámetro para el cálculo de K_b [31].

- Factor de carga: se utiliza el Cuadro8 para determinar el factor k_c , según el tipo de carga a la que está expuesta el eje [31].

Tipo de carga	K_c
Flexión	1
Axial	0.85
Torsión	0.59

Cuadro 8: Tipos de carga para cada K_c [31].

- Factor de temperatura: toma en cuenta la temperatura a la que el eje se verá expuesto. En este caso, la temperatura (T) debe de estar en la escala de Fahrenheit. Se utiliza la ecuación 16 para determinar el factor k_d , también se puede aproximar el factor por medio del Cuadro 17 para este, se utiliza la ecuación 17 [31].

$$K_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T - 0.115(10^{-5})T^2 + 0.104(10^{-8})T^3 - 0.595(10^{-12})T^4 \quad (16)$$

Temperatura °C	S_T/S_{RT}	Temperatura °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.9463	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.672		

Cuadro 9: Factor de temperatura K_d [31].

$$K_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (17)$$

- Factor de confiabilidad: corresponde a una desviación estándar del límite de resistencia a la fatiga, el más utilizado es el 95 % sin embargo, todo depende de la aplicación. Se

calcula por medio de la ecuación 18 seleccionando el valor correspondiente de Z_a en el Cuadro 10 [31].

$$K_e = 1 - 0.08Z_a \quad (18)$$

Confiabilidad %	Variación de transformación Z_a
50	0
90	1.288
95	1.645
99	2.326
99.9	3.091
99.99	3.719
99.999	4.265
99.9999	4.753

Cuadro 10: Factor de temperatura K_d (modificado de[31]).

- Factor de efectos varios: toma en cuenta efectos como la corrosión, recubrimientos metálicos, metalización por aspersion, la fatiga que puede generarse luego de cierta frecuencia de ciclos, entre otros. Usualmente se asigna al factor $K_f = 1$ si se considera que para la aplicación ya fueron tomado en cuenta la mayoría de factores críticos que podrían afectar al eje, sin embargo este se puede ir reduciendo según sea la aplicación [31].

Diseño

Para poder diseñar un eje, que soporte las cargas de la aplicación y no falle antes de lo previsto; es necesario seguir un procedimiento que toma en cuenta tanto características de la aplicación como del material del eje [40].

1. Obtener o establecer la velocidad de giro que tendrá el eje.
2. Obtener o determinar la potencia o el torque a transmitir.
3. Determinar el espacio y dimensiones requeridas para los elementos que se montarán sobre el eje.
4. Colocar los soportes, en este caso cojinetes, en los extremos del eje. Si el eje es muy largo o está sometido a cargas grandes puede que se tenga que considerar colocar cojinetes a lo largo del eje.
5. Proponer una geometría, en donde se acomoden todos los elementos que irán montados en el eje.
6. Determinar el par torsional al que está expuesto el eje.
7. Determinar las cargas radiales y axiales que actúan sobre el eje.
8. Calcular las reacciones en los soportes.

9. Obtener o generar los diagramas de cortante y momento.
10. Seleccionar o establecer el material a utilizar y sus características.
11. Obtener el esfuerzo de diseño, tomando en cuenta un factor de seguridad.
12. Analizar todos los puntos críticos (puede ser únicamente un punto, según sea el caso) y establecer el diámetro mínimo que puede tener la sección, mediante alguna teoría de falla.
13. Especificar las dimensiones finales que debe de poseer el eje. Es importante especificar una tolerancia para el eje, ya que debe poseer buen ajuste con el cojinete.

4. Uniones no permanentes

Se forman por medio de sujetadores que conectan dos o más piezas de modo que en cualquier momento este se pueda remover y la unión ya no exista. Entre los tipos mas comunes de sujetadores se encuentran los roscados como los pernos, tornillos, espárragos y tuercas[40].En sus aplicaciones mas comunes, estas se encuentran sometidas a tensión o a cortante [52].

Si existen varios sujetadores que comparten la misma carga, estos se la dividen en partes iguales [31].

Roscas

Las roscas se conforman de cinco dimensiones o características básicas [31]:

- Paso: es la dimensión que existen entre dos cuerdas o dos hilos de la rosca.
- Diámetro mayor: es el diámetro mas grande que existe en la rosca, este se encuentra en la cresta de esta.
- Diámetro menor: es el diámetro mas grande que existe en la rosca, este se encuentra en la raíz de esta.
- Diámetro de paso: dimensión media entre el diámetro mayor y el menor.
- Avance: distancia que puede avanzar el tornillo cuando se le proporciona una revolución completa.

Las dimensiones mencionadas con anterioridad se pueden apreciar en la Figura 23

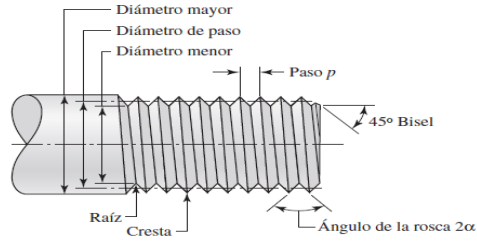


Figura 23: Dimensiones principales de una rosca [31].

Estándares

Existen dos tipos de estándares para los roscas [40]:

- Americano: las rosas de este estándar y sus respectivos datos se encuentran en los Cuadros 11 y 12.
 - Rosca gruesa (UNC)
 - Rosca fina (UNF)
- Métrico (M): las roscas y sus respectivos datos se encuentran en el Cuadro. 13
 - Rosca gruesa
 - Rosca fina

Cada uno de los estándares cuenta con dos líneas de rosa, la gruesa y fina .

Tamaño	Diámetro mayor nominal (pulg)	Rosca gruesa: UNC		Rosca fina: UNF	
		Roscas por pulg, N	Área de esfuerzo de tensión, A_t (pulg ²)	Roscas por pulg, N	Área de esfuerzo de tensión, A_t (pulg ²)
0	0.0600	No aplica	No aplica	80	0.00180
1	0.0730	64	0.00263	72	0.00278
2	0.0860	56	0.00370	64	0.00394
3	0.0990	48	0.00487	56	0.00523
4	0.1120	40	0.00604	48	0.00661
5	0.1250	40	0.00796	44	0.00830
6	0.1380	32	0.00909	40	0.01015
8	0.1640	32	0.0140	36	0.1474
10	0.1900	24	0.0175	32	0.0200
12	0.2160	24	0.0242	28	0.0258

Cuadro 11: Roscas estándar americano 1 [40].

Tamaño	Diámetro mayor nominal (pulg)	Rosca gruesa: UNC		Rosca fina: UNF	
		Roscas por pulg, N	Área de esfuerzo de tensión, A_t (pulg ²)	Roscas por pulg, N	Área de esfuerzo de tensión, A_t (pulg ²)
1/4	0.2500	20	0.0318	28	0.0364
5/16	0.3125	18	0.0524	24	0.0580
3/8	0.3750	16	0.0775	24	0.0878
7/16	0.4375	14	0.1063	20	0.1187
1/2	0.5000	13	0.1419	20	0.1599
9/16	0.5625	12	0.182	18	0.203
5/8	0.6250	11	0.226	18	0.256
3/4	0.7500	10	0.334	16	0.373
7/8	0.8750	9	0.462	14	0.509
1	1	8	0.606	12	0.663
1 1/8	1.125	7	0.763	12	0.856
1 1/4	1.250	7	0.969	12	1.073
1 3/8	1.375	6	1.155	12	1.315
1 1/2	1.500	6	1.405	12	1.581
1 3/4	1.750	5	1.90	No aplica	No aplica
2	2.000	4 1/2	2.50	No aplica	No aplica

Cuadro 12: Roscas estándar americano 2 [40].

Diámetro mayor nominal, d (mm)	Rosca gruesa		Rosca fina	
	Paso, p (mm)	Área de esfuerzo de tensión, A_t (mm ²)	Paso, p (mm)	Área de esfuerzo de tensión, A_t (mm ²)
1	0.25	0.460	No aplica	No aplica
1.6	0.36	1.27	0.20	1.57
2	0.4	2.07	0.25	2.45
2.5	0.45	3.39	0.35	3.70
3	0.5	5.03	0.36	5.61
4	0.7	8.78	0.5	9.79
5	0.8	14.2	0.5	16.1
6	1	20.1	0.75	22.0
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
16	2	157	1.5	167
20	2.5	245	1.5	272
24	3	353	2	384
30	3.5	561	2	621
36	4	817	3	865
42	4.5	1121	No aplica	No aplica
48	5	1473	No aplica	No aplica

Cuadro 13: Roscas estándar métrico [40].

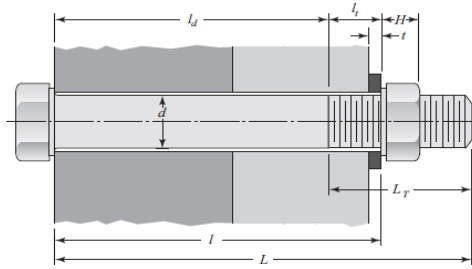
Rigidez del sujetador

Al aplicar torque sobre la tuerca, el perno o tornillo aprieta las piezas que se están uniendo, por lo que este sufre un estiramiento, este efecto es llamado precarga. El agarre de la unión consiste en la suma de los espesores de todas las piezas a unir y las arandelas, si aplican [31].

Para el cálculo de la rigidez del sujetador existen dos tipos de casos [31]:

- Sujetador pasado con tuerca: como se muestra en la Figura 24, este caso la longitud de agarre y la longitud del sujetador se calculan según las ecuaciones 19 y 20 o 21 y 22, correspondientemente.

Figura 24: Sujetador pasado con tuerca [31].

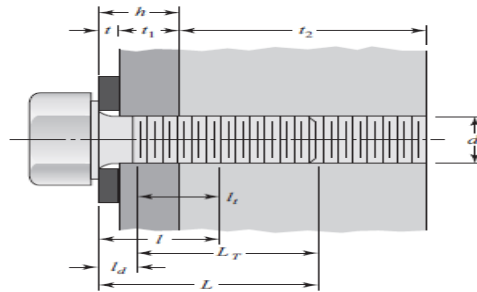


$$l = \text{espesor de todos los materiales a sujetar y la tuerca.} \quad (19)$$

$$L > l + H \quad (20)$$

- Sujetador no pasado.

Figura 25: Sujetador no pasado [31].



$$l = \begin{cases} h + \frac{t_2}{2}, & t_2 < d \\ h + \frac{d}{2}, & t_2 \geq d \end{cases} \quad (21)$$

$$L > h + 1.5d \quad (22)$$

Para ambos casos, aplican las siguientes ecuaciones de longitud roscada 23 o 24 (dependiendo del sistema de dimensionales utilizado), longitud sin rosca de agarre 25, longitud de rosca de agarre 26, área no roscada 27 y área roscada 28.

$$L_T = \begin{cases} 2d + \frac{1}{4}pulg, L \leq 6pulg \\ 2d + \frac{1}{2}pulg, L > 6pulg \end{cases} \quad (23)$$

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6mm, L \leq 125mm, d \leq 48mm \\ 2d + 12mm, 125 < L \leq 200mm \\ 2d + 25mm, L > 200mm \end{cases} \quad (24)$$

$$l_d = L - L_T \quad (25)$$

$$l_t = l - l_d \quad (26)$$

$$A_d = \pi \frac{d^2}{4} \quad (27)$$

$$A_t = \text{se encuentra en los Cuadros 11, 12 y 13, según sea el caso.} \quad (28)$$

Una vez se obtuvieron los datos de las ecuaciones anteriores, se procede a calcular la rigidez efectiva estimada del sujetador, la cual se expresa según la ecuación 29, donde E es el módulo de Young del sujetador [31].

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (29)$$

Rigidez del elemento

Se determina para conocer que sucede con las piezas o elementos que se sujetarán y se someterán a tensión al momento de ser unidas. Se debe obtener la relación de rigidez de cada uno de los elementos a unir, según la ecuación 31, en donde t es el espesor del elemento, E el modulo de Young y d el diámetro del sujetador, que luego se unen para poder obtener la rigidez del elemento según la ecuación 30[31].

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_i} \quad (30)$$

$$k = \frac{0.5774\pi Ed}{\ln \frac{(1.15t+D-d)(D+d)}{(1.15t+D+d)(D-d)}} \quad (31)$$

Si se diera el caso en que los elementos son del mismo material, o poseen el mismo módulo de Young, se calcula directamente como la ecuación 32 [31].

$$k_m = \frac{0.5774\pi Ed}{2 \ln \left(5 \frac{(0.5774t+0.5d)}{(0.5774t+2.5d)} \right)} \quad (32)$$

Uniones en tensión

Debido a que un esfuerzo de tensión sobre el sujetador puede causar que este falle por fractura, se calcula un factor contra la fluencia por esfuerzo estático, calculado por medio de la ecuación 35, en donde C se calcula con la ecuación 34, P es la carga aplicada sobre el sujetador y S_p es la resistencia de prueba mínima y se aproxima según la ecuación 33 o se puede obtener de las Figuras 209, 210 y 211, que se encuentran en la sección de anexos, y F_i es la precarga del sujetador [31].

$$S_p = 0.85S_y \quad (33)$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (34)$$

$$n_p = \frac{S_p A_t}{CP + F_i} \quad (35)$$

Para asegurar una junta segura, en otras palabras que no exista separación de elementos como se observa en la Figura 26, se utiliza la ecuación 36, en donde P es la carga que crea la tendencia a separar la unión [31].

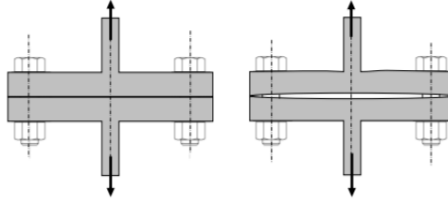


Figura 26: Separación entre elementos causada por una fuerza que produce tensión [37].

$$n_0 = \frac{F_i}{P(1 - C)} \quad (36)$$

La carga de prueba que se calcula según la ecuación 37, la cual servirá para el cálculo de la precarga [52].

$$F_p = A_t S_p \quad (37)$$

De acuerdo con lo mencionado con anterioridad, la precarga juega un papel fundamental en el buen desempeño de un tornillo o perno, debido a esto se recomienda realizar una precarga de acuerdo al resultado de la ecuación 38, en donde F_p es [31].

$$F_i = \begin{cases} 0.75F_p = \text{Para conexiones no permanentes, sujetadores reutilizados.} \\ 0.90F_p = \text{Para conexiones permanentes.} \end{cases} \quad (38)$$

Uniones en cortante

Las uniones sujetas a un esfuerzo cortante son de las más comunes, así como se observa en la Figura 27. El cálculo de estas uniones y su capacidad para resistir los esfuerzos cortantes de las diferentes aplicaciones se basan en la ecuación de esfuerzo 39 [31].

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (39)$$

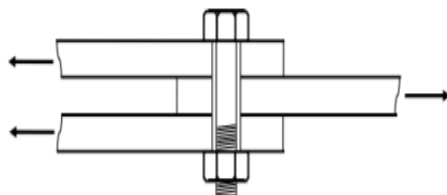


Figura 27: Perno sujeto a esfuerzo cortante en la unión de tres elementos [37].

Se aplican una serie de análisis para comprobar que tanto el sujetador como el elemento no fallarán, utilizando modificaciones de la ecuación 39 [37]:

- Aplastamiento del perno (se incluyen todos los pernos): se calcula por medio de la ecuación 40, en donde t es el espesor del elemento

$$F = \frac{2tdS_p}{n_d} \quad (40)$$

- Aplastamiento de los elementos (se incluyen todos los agujeros): se calcula por medio de la ecuación 41, en donde S_y es la resistencia a la fluencia del elemento.

$$F = \frac{2tdS_y}{n_d} \quad (41)$$

- Cortante de un perno: se calcula por medio de la ecuación 42 si la rosca no se extiende luego del elemento, de lo contrario, utilizar 43.

$$F = 0.577\pi d^2 \frac{S_p}{n_d} \quad (42)$$

$$F = 0.577\pi \#_{suj} A r \frac{S_p}{n_d} \quad (43)$$

- Cortante del borde y desgarramiento del elemento (participan todos los pernos del borde): se calcula por medio de la ecuación 44, donde $\#_{suj}$ es el número de pernos en la aplicación y a es la distancia que podría desplazarse el perno hacia el borde del elemento (se ejemplifica en la Figura 28)

$$F = \#_{suj} a t \frac{0.577S_y}{n_d} \quad (44)$$

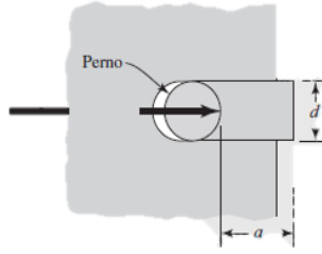


Figura 28: Desplazamiento del perno en el caso que exista cortante del borde [31].

- Fluencia por tensión de los elementos a lo largo de los agujeros: se calcula por medio de la ecuación 45, en donde n_{\perp} es el número de agujeros perpendiculares a la carga estática, S_y es la resistencia a la fluencia del elemento y n_{ag} es la cantidad de agujero que posee el elemento.

$$F = \frac{(w - n_{pernos en linea} d) t S_y}{n_d} \quad (45)$$

- Fluencia de elementos : se calcula por medio de la ecuación 46, donde S_y es la resistencia a la fluencia del elemento y w la cantidad de agujeros presentes en el elemento.

$$F = \frac{w t S_y}{n_d} \quad (46)$$

Luego de haber realizado el análisis se selecciona el valor limitante de la fuerza para que el diseño no falle y este debe de ser mayor a la carga estática a la que estará sujeto el perno o tornillo, de lo contrario es pertinente cambiar el tipo de sujetador seleccionado o determinar una mejor configuración de los agujeros, si aplicase [31].

5. Uniones permanentes

La soldadura consiste en fundir y colocar sobre el espacio deseado un material de aporte el cual unirá los elementos deseados. Los tipos de soldadura mas comunes en elementos para máquinas es de filete, como se muestra en la Figura 29 y a tope, como se muestra en la Figura 30 [44].

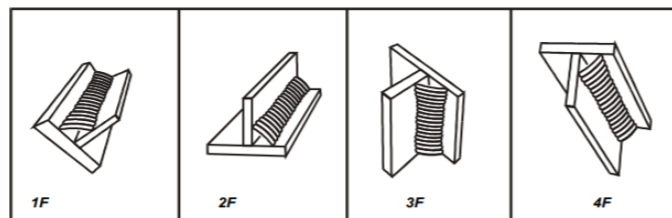


Figura 29: Diferentes vistas de una soldadura de tope [44].

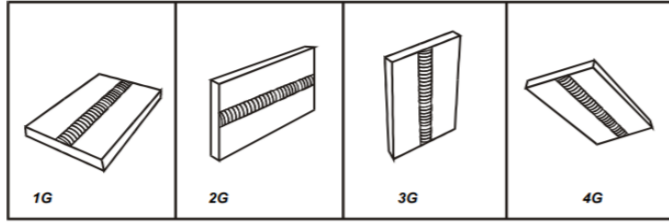


Figura 30: Diferentes vistas de una soldadura a tope [44].

Cálculos

Para una soldadura a tope, sometida a esfuerzos de tensión o compresión se calcula mediante la ecuación 47, en donde h es la garganta de la soldadura y l es la longitud. Las dimensiones mencionadas con anterioridad se pueden observar en la Figura 31[61].

$$\sigma = \frac{F}{hl} \quad (47)$$

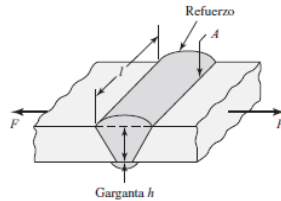


Figura 31: Dimensiones de una soldadura a tope sujeta a una carga de tensión [31].

Si existe carga cortante en la soldadura, como lo muestra la Figura 32, el esfuerzo promedio se calcula por la ecuación 48 [61].

$$\tau = \frac{F}{hl} \quad (48)$$

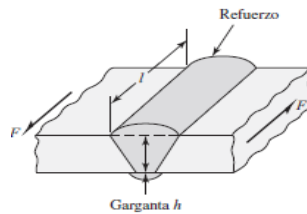


Figura 32: Dimensiones de una soldadura a tope sujeta a una carga cortante [31].

Para una soldadura de filete transversal, como se muestra en la Figura 33, se parte de una modificación de la ecuación 48 determinada por un modelo conservador, debido a la naturaleza compleja del tipo de soldadura con la ecuación 49[31].

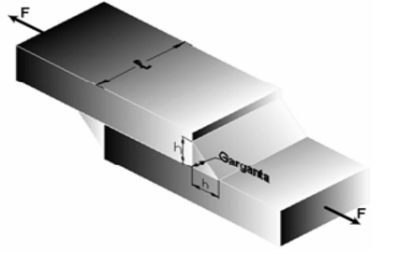


Figura 33: Soldadura de filete transversal [61].

$$\tau = \frac{1.414F}{hl} \quad (49)$$

Para una soldadura de filete paralelo, como se muestra en la Figura 34, debido a que existen dos líneas de soldadura (en la mayoría de los casos), se parte de la misma modificación de la ecuación 48, mencionada con anterioridad y se utiliza la ecuación 50 [61].

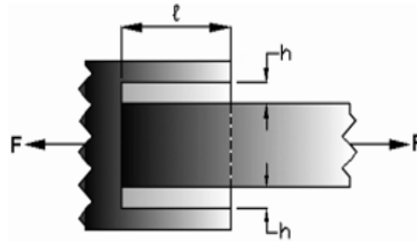


Figura 34: Soldadura de filete paralelo [61].

$$\tau = \frac{0.707F}{hl} \quad (50)$$

Procedimiento para diseñar unión

- Determinar si la resistencia del material de aporte es satisfactoria: primero se calcula la fuerza permisible del electrodo con la ecuación 51, en donde $F_{perm\ por\ long.\ unitaria}$ se determina según el Cuadro 15 y el material de aporte a utilizar, seleccionando sus características del Cuadro 14. Luego se utiliza la ecuación 52, en donde l es la longitud total del cordón de soldadura. Para determinar si el material de aporte es el requerido para la unión, se utiliza la relación 53, en donde F_{un} es la carga estática a la que está sometida la unión [31].

$$F_{perm} = 0.707hF_{perm\ por\ long.\ unitaria} \quad (51)$$

$$F_{aporte} = F_{perm}l \quad (52)$$

$$F_{aporte} > F_{un} \quad (53)$$

Número de electrodo AWS	Resistencia a la tensión ksi (MPa)	Resistencia a la fluencia ksi (MPa)	Elongación porcentual
E30	80 (551)	60 (551)	42-50
E60	60 (427)	50 (345)	17-25
E70	70 (482)	57 (393)	22
E80	80 (551)	67 (462)	19
E90	90 (620)	77 (531)	14-17
E100	100 (689)	87 (600)	13-16

Cuadro 14: Cargas permisibles según el material de aporte (modificado de [31]).

- Determinar si la resistencia de la unión es satisfactoria: se debe cumplir con las relaciones cargas 54 y de cortante 55 (según sea el caso), en donde S_y y S_{ut} se obtienen de las características del elemento a unir, σ_{perm} y τ_{perm} se obtienen del Cuadro 15 [31]. Los esfuerzos teóricos se pueden obtener utilizando las ecuaciones 47, y 49 y 50 para esfuerzos cortantes.

$$\sigma_{perm} \leq \sigma \quad (54)$$

$$\tau_{perm} \geq \tau \quad (55)$$

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o filete	$0.30-0.40S_{ut}$	

Cuadro 15: Esfuerzos permisibles para metal de aporte, según el tipo de carga [31].

- Verificación del filete: en los cálculos anteriores, se propuso un valor de filete para el material de aporte, sin embargo hay que tomar en cuenta que existe un mínimo para este valor, según el espesor del material en la unión mas gruesa, se puede visualizar este dato en el Cuadro 16

Espesor de elemento (pulg)		Tamaño mínimo
Mayor que	Menor que	de garganta (pulg)
	1/4	1/8
1/4	1/2	3/16
1/2	3/4	1/4
3/4	1 1/2	5/16
1 1/2	2 1/4	3/8
2 1/4	6	1/2
6		5/8

Cuadro 16: Tamaño del cordón según el grosor del material en la unión (modificado de [40] y [31])

6. Rodamientos

Elemento mecánico al cual se le transfiere la carga de un eje, usualmente, y los elementos montados sobre el mismo, permitiendo una rotación lo mas fluida posible, con un factor de fricción mínima [31]. Estos están estandarizados internacionalmente, por lo que se pueden obtener en una diversidad de marcas. Además, poseen la ventaja de que su coeficiente de fricción dinámica difiere del estático por una diferencia casi despreciable [42].

Rodamientos de bolas

Son los mas comunes en cualquier tipo de aplicación, su contacto por medio de bolas a unas pistas genera una baja resistencia al movimiento [51]. Posee una capacidad de carga baja, comparada con otras familias de rodamientos, sin embargo puede soportar tanto cargas radiales como axiales, las últimas en menor cantidad [42]. En la Figura 35 se aprecia un rodamiento de bolas.



Figura 35: Rodamiento de bolas con tapas en sus paredes [42].

Cálculos

- Carga radial dinámica equivalente: el rodamiento de bolas soporta cargas tanto radiales como axiales, estas se combinan en los cálculos, para formar una carga equivalente y así poder seleccionar el rodamiento adecuado para la aplicación deseada. Esta carga se calcula por medio de la ecuación 56, en donde X es el factor de carga radial, Y es el factor de carga axial, F_r es la fuerza radial aplicada y F_a es la fuerza axial aplicada [31]. Para determinar los valores de Y y X utilizar el Cuadro 17.

$$P_r = XF_r + YF_a \quad (56)$$

Fuerza axial	Factor de carga
$F_a = 0$	X 1.0
	Y 0.0
$F_a > 0$	X 0.56
	Y 1.45

Cuadro 17: Selección de factores de carga [31]

- Capacidad de vida: la vida útil del rodamiento de bolas está definida la velocidad y cargas a las que estará expuesto. Si el rodamiento trabaja a una velocidad constante, se puede calcular la vida nominal básica según la ecuación 57 con un 90 % de confiabilidad, en donde C_r es la capacidad de carga dinámica y n la velocidad de rotación [42].

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 \quad (57)$$

Lo comúnmente aplicado es proponer una capacidad de vida y en base a eso obtener la capacidad de carga dinámica (con la ecuación 57) y luego seleccionar el rodamiento que se adapte a la carga.

Procedimiento de selección

Una vez determinada la capacidad de carga dinámica, se procede a tomar un catálogo de rodamientos de bola para seleccionar el adecuado para la aplicación [42].

1. Identificación de cargas en el rodamiento.
2. Determinar la capacidad de carga dinámica.
3. Buscar en catálogo las opciones de rodamientos que cumplan con las especificaciones.
4. Identificar el diámetro del eje que será montado sobre el rodamiento.
5. Seleccionar los rodamientos que cumplan con diámetro de cavidad igual o mayor que el del eje. En caso la cavidad sea mayor, el eje deberá ser diseñado con un diámetro mayor.
6. Determinar el ancho que debe poseer el rodamiento, según el espacio donde deba ser insertado.
7. Seleccionar el rodamiento que cumpla con el ancho especificado.

7. Bandas transportadoras

Bandas tradicionales

Pasos para el diseño de una banda transportadora, con datos específicos para bandas de marca Forbo [19]. En la Figura 36 se observa algunos de los elementos mecánicos que se deben de tomar en cuenta para el diseño de una banda transportadora.

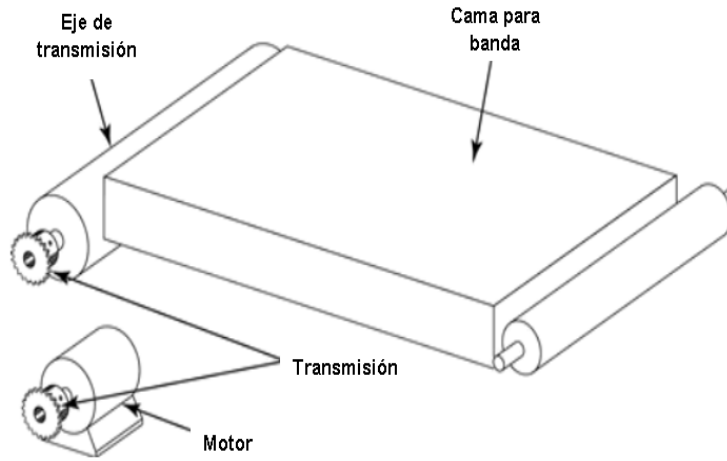


Figura 36: Algunos de los componentes básicos de una banda transportadora (modificado de [26]).

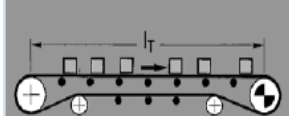
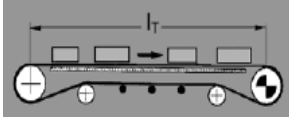
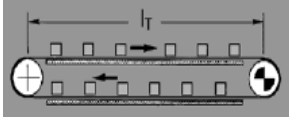
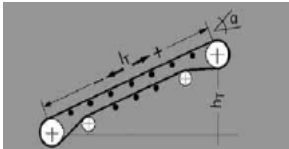
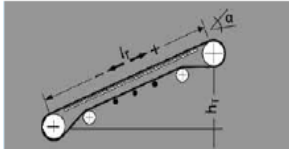
1. Seleccionar de un catálogo la banda adecuada para la aplicación, que cumpla con requisitos del proceso y con las dimensiones como el ancho y largo requerido [19].
2. Calcular el coeficiente de fricción estático: según el tipo de recubrimiento que posea la banda, se seleccionará del siguiente Cuadro 18 (el cual solo aplica para bandas de marca Forbo)[19].

	0, A0, E0, T0, U0, P	NOVO	U1, V1, VH	UH, V2H, U2H, V5H, V10H
μ_T (mesa)	0.33	0.33	0.5	0.5
μ_R (rodillo)	0.033	0.033	0.033	0.033
μ_{ST} (acumulación)	0.33	0.33	0.5	0.5

Cuadro 18: Coeficientes de fricción aproximados [19]

3. Calcular la fuerza tangencial máxima, según sea la configuración deseada de la banda. Se utiliza una de las ecuaciones presentes en el Cuadro 19 según sea el caso, en donde la masa de los materiales que se transportan en la longitud de la banda (m) se calcula con la ecuación 58, la masa de los materiales transportados en la parte superior de la banda (M_1) y parte inferior (M_2), se obtienen experimentalmente según el tipo de aplicación, el ángulo de inclinación de instalación (α) el cual se define según la altura deseada y M_{prod} es el peso por metro de la mercancía transportada [19].

$$m = l_t M_{prod} \quad (58)$$

Fuerza tangencial máxima	Información extra	Caso
1. $F_u = \mu_R g(m+m_B+m_R)$		
2. $F_u = \mu_T g(m + \frac{m_B}{2}) + \mu_R g(\frac{m_B}{2} + m_R)$		
3. $F_u = \mu_T g(m_1+m_2+m_B)$		
4. $F_{u_a} = \mu_R g(m+m_B+m_R) + g \sin \alpha$	Si el sentido de la banda es descendente, variar el signo de $g \sin \alpha$ a - (negativo)	
5. $F_{u_a} = \mu_T g(m + \frac{m_B}{2}) + \dots$		
$\dots \mu_R g(\frac{m_B}{2} + m_R) - g \sin \alpha$	Si el sentido de la banda es descendente, variar el signo de $g \sin \alpha$ a - (negativo)	

Cuadro 19: Ecuaciones para calcular fuerza tangencial máxima (modificado de [19])

4. Calcular factor C_1 del eje de transmisión: utilizar el Cuadro 20 para seleccionar el factor según el tipo de recubrimiento de la cara inferior que posea la banda y el ángulo de contacto entre la banda y el eje de transmisión [19].

Recubrimientos	V3,V5, U2, A5, E3			V1, U1, UH, U2H, V2H, V5H		
	180°	210°	240°	180°	210°	240°
Ángulo de contacto β	180°	210°	240°	180°	210°	240°
Tambor de acero listo						
Seco	1.5	1.4	1.3	1.8	1.6	1.5
Mojado	3.7	3.2	2.9	5.0	4.0	3.0
Tambor con forro de fricción						
Seco	1.4	1.3	1.2	1.6	1.5	1.4
Mojado	1.8	1.6	1.5	3.7	3.2	2.9

Cuadro 20: Factor C_1 , según el ángulo de contacto entre la banda y el eje [19]

5. Calcular la fuerza de tracción máxima: se calcula F_u con la ecuación 59. [19].

$$F_1 = F_U C_1 \quad (59)$$

6. Calcular factor C_2 : provee de la elongación de servicio máxima permitida por la banda, se calcula por medio de la ecuación 60, en donde los valores de ε_{MAX} y $K_1\%$ son características que provee el fabricante de la banda seleccionada [19].

$$C_2 = \varepsilon_{MAX} K_1\% \quad (60)$$

7. Validar la banda para la aplicación propuesta: si se cumple la relación 61 la banda es apta para la aplicación propuesta, si esta no se cumple, es necesario elegir otra banda con un $K_1\%$ mayor [19].

$$\frac{F_1}{b_0} \leq C_2 \quad (61)$$

8. Calcular diámetro del eje de transmisión: se utiliza la ecuación 62 para obtener el diámetro mínimo necesario para soportar las cargas que produce el material a transportar y generar una tracción correcta de la banda [19].

$$d_A = \frac{F_U C_3 180}{b_0 \beta} \quad (62)$$

Se debe considerar el diámetro mínimo ($d_{min-banda}$) que permite la banda, ya que se debe cumplir la relación 63, de lo contrario se puede provocar una ruptura temprana de la banda, se recomienda sobredimensionar el eje hasta cumplir con el $d_{min-banda}$ [19].

$$d_A \geq d_{min-banda} \quad (63)$$

9. Calcular factor C_3 : utilizar el Cuadro 21 para seleccionar el factor según el tipo de recubrimiento de la cara inferior que posea la banda [19].

Recubrimientos	V3, V5, U2, A5, E3	V1, U1, UH	0, U0, NOVO, T, P
Tambor de acero listo			
Seco	25	30	40
Mojado	50	No recomendable	No recomendable
Tambor con forro de fricción			
Seco	25	25	30
Mojado	30	40	40

Cuadro 21: Factor C_3 , según el recubrimiento de la cara inferior de la banda [19]

10. Calcular la potencia mecánica en el eje de transmisión: se calcula mediante la ecuación 64 [19].

$$P_A = \frac{F_U v}{1000} (kW) \quad (64)$$

11. Calcular la potencia mecánica necesaria: se utiliza la ecuación 65 para obtener la potencia que debe poseer el motor para poder movilizar la banda a la velocidad requerida. [19].

$$P_M = \frac{P_A}{\eta} (kW) \quad (65)$$

12. Seleccionar el motor con el valor de potencia o mayor a P_M [19].
13. Calcular la elongación de montaje mínima (%): si se posee accionamiento de cabeza, como se observa en la Figura 37, se utiliza la ecuación 66, por otra parte si se posee accionamiento de cola, como se observa en la Figura 38, se utiliza la ecuación 68, en donde F_2 se calcula con la ecuación 67 [19].

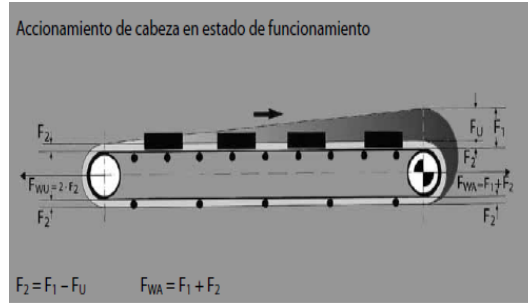


Figura 37: Banda con un accionamiento de cabeza [19].

$$\varepsilon = \frac{F_U}{2} + 2F_2 \quad (66)$$

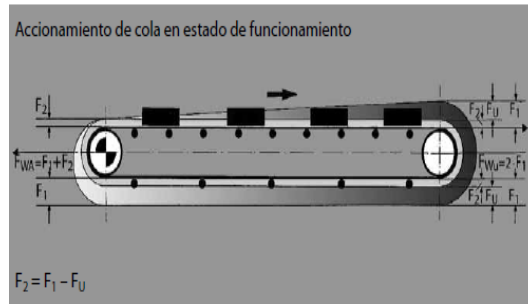


Figura 38: Banda con un accionamiento de cola [19].

$$F_2 = F_1 - F_U \quad (67)$$

$$\varepsilon = \frac{F_U}{2} + 2F_2 + F_U \quad (68)$$

Bandas con perfiles transversales

Pasos para el diseño de una banda transportadora constituida por perfiles transversales, con datos específicos para bandas de marca Intralox [30].

1. Seleccionar de un catálogo la serie de bandas adecuada para la aplicación, que cumpla con requisitos del proceso y con las dimensiones como el ancho y largo requerido [19].

2. Seleccionar las dimensiones adecuadas, como se muestra en el Cuadro 22 [19].

Altura del perfil		
Tamaño (pulg)	Tamaño (mm)	Material
1	25	Polipropileno, Poliuretano,
2	51	Acetal, Nylon,
3	76	Polipropileno
4	102	detectable
6	152	

Cuadro 22: Dimensiones de perfiles transversales Intralox (modificado de [30])

3. Calcular la carga de tensión de la banda: se obtiene por la ecuación 69, en donde M es la carga del producto, W es el peso de la banda, L la longitud de la banda, H es el cambio de elevación de la banda, F_w es el desgaste debido a la fricción y M_p es la carga debido al producto .

$$BP = [(M + 2W)F_w + M_p]L + (MH) \quad (69)$$

4. Calcular la carga de tensión modificada de la banda : debido a las diversas aplicaciones de la banda transportadora, se modifica la carga con los factores mostrados en el siguiente Cuadro 23, luego se determina utilizando la ecuación 70 o 71 si la banda es bi direccional o empuja producto. [30]

Factor de servicio	
Arranque sin carga, con carga agregada gradualmente	1.0
Arranques frecuentes con carga (más de una vez por hora)	Agregar +0.2
Velocidad mas alta que 30m/min	Agregar +0.2
Banda elevada	Agregar +0.4
Banda empujadora	Agregar +0.2

Cuadro 23: Cálculo de factor de servicio (modificado de [30])

$$ABP = BP(SF) \quad (70)$$

$$ABP = 2.2BP(SF) \quad (71)$$

5. Calculas la fuerza permisible de la banda: se utiliza para validar la banda para la aplicación propuesta [30]. Se utiliza la ecuación 72 en donde BS es la resistencia de la banda, T es el factor de temperatura y S es el factor de fuerza. Los parámetros mencionados con anterioridad, se encuentran en el catálogo de la banda.

$$ABS = BS * T * S \quad (72)$$

6. Validación de la banda para la aplicación propuesta: si se cumple la relación 73, con los datos previamente calculados, la banda posee la resistencia suficiente para desempeñarse correctamente en la aplicación propuesta, de lo contrario se recomienda seleccionar otro tipo de banda. [30].

$$ABS > ABP \quad (73)$$

7. Seleccionar el tipo de sprocket y la cantidad mínima de estos por eje: el tipo de sprocket se selecciona según el tipo de aplicación deseada y la cantidad mínima de estos por eje se determina según el ancho de la banda y el Cuadro 24.

Ancho de la banda		Número mínimo de sprockets por eje
Tamaño (pulg)	Tamaño (mm)	
2	51	1
4	102	1
6	152	2
8	203	2
10	254	2
12	305	3
14	356	3
16	406	3

Cuadro 24: Número mínimo de sprockets por eje (modificado de [30])

8. Determinar el espaciamiento máximo entre sprockets: se calcula el porcentaje utilizado de la resistencia permisible de la banda seleccionada con la ecuación 74 y luego este valor se utiliza para poder determinar el espaciamiento máximo entre sprockets, utilizando la Figura 39 y este nunca debe exceder el valor de 6 pulg (152 mm).

$$ABSU = \frac{ABP}{ABS} * 100 \quad (74)$$

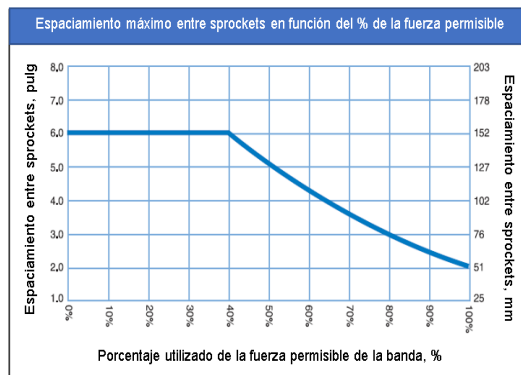


Figura 39: Espaciamiento entre sprockets (modificado de [30]).

9. Verificar la resistencia del eje: para que el eje no falle por deflexión se calcula su resistencia. Se calcula la carga total del eje con la ecuación 75, en donde Q es el peso

del eje y B es el ancho de la banda .Si el eje está montado sobre dos rodamientos, se calcula la deflexión por medio de la ecuación 76, en donde L_s es la longitud del eje, E es el modulo de elasticidad del material del eje, I es el momento de inercia del eje. Para validar que el eje no fallará por deflexión, se utiliza la relación 77 o 78 si la banda es bidireccional [30].

$$w = (ABP + Q)B \quad (75)$$

$$D = \frac{5}{384} \frac{wL_s^3}{EI} \quad (76)$$

$$D < 2.5mm \quad (77)$$

$$D < 5.6mm \quad (78)$$

10. Calcular el torque a ser transmitido por el eje motriz: se utiliza la ecuación 79 en donde PD es el diámetro de paso del sprocket seleccionado.

$$T_0 = ABP * B * \frac{PD}{2} \quad (79)$$

11. Determinar la potencia requerida por la banda: se utiliza la ecuación 80 para determinar la potencia en HP y 81 para obtenerla en Watts, en donde V es la velocidad de la banda.

$$HP = \frac{ABP * B * V}{33000} \quad (80)$$

$$Watts = \frac{ABP * B * V}{6.12} \quad (81)$$

C. Neumática

La neumática es la tecnología que estudio cómo usar la energía acumulada en el aire comprimido. Generalmente esta energía se transforma en energía mecánica a través de los actuadores. En la automatización de los distintos campos de fabricación es útil para los procesos de ensamblado y empaquetado de productos. El circuito neumático incluye grupos funcionales, los cuales son: el grupo compresor, red de distribución, unidad de mantenimiento, válvulas, y actuadores [47].

1. Actuadores

Estos transforman la energía contenida en el aire comprimido en trabajo mecánico[13].

■ Cilindro neumático de doble efecto

Puede moverse en dos direcciones sobre el mismo eje, gracias a que posee dos orificios de entrada de aire comprimido, como se puede apreciar en la Figura 40, que permiten el acceso a su cámara de avance y retroceso [13].

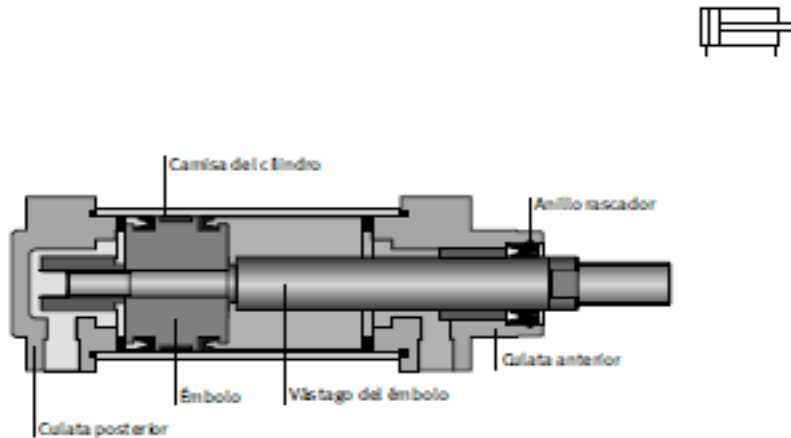


Figura 40: Corte de un cilindro neumático de doble efecto y su simbología para diagramas [40].

Cálculos de los cilindros

1. Fuerza del cilindro: esta es calculada en su forma más básica como en la ecuación 82, donde A_{embolo} es el área del émbolo del cilindro y P es la presión de trabajo [13].

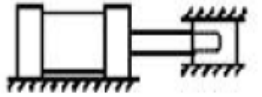
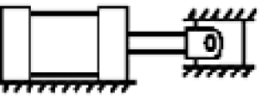
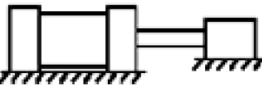
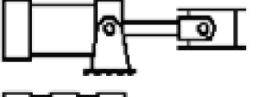

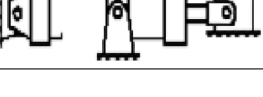
$$F_{te} = A_{embolo}P \quad (82)$$

Sin embargo en un cilindro de doble efecto, es posible calcular la fuerza en ambos sentidos de la carrera completa [13]. La fuerza de avance 83 es la que posee desde que el émbolo empieza a salir del cilindro, hasta que llega a su máxima extensión. En la ecuaciones anterior A_{embolo} es el área del émbolo y F_{fr} es la fuerza de fricción, la cual se puede aproximar al 10 % de la fuerza de avance o retroceso [17].

$$F_{avance} = A_{embolo}P - F_{fr} \quad (83)$$

2. Calculo de longitud básica: La longitud básica de un cilindro es el largo de su carrera total que puede desempeñar sin que exista pandeo. Este se calcula por la expresión 84, seleccionando el factor de pandeo según el tipo de instalación en el Cuadro 25 [13].

$$L_b = Factordepandeo * CarreraTotal \quad (84)$$

Conexión del extremo del vástago	Tipo de conexión	Factor de pandeo
Fijo y guiado rígido		0.5
Pivote y guiado rígido		0.7
Soporte sin guiado rígido		2
Pivote y guiado rígido		1
Pivote y guiado rígido		1.5
Pivote y guiado rígido		2

Cuadro 25: Factores de pandeo según el tipo de instalación (modificado de [13])

Tomando en cuenta la longitud básica y la fuerza a desempeñar por el cilindro neumático, se puede seleccionar el diámetro mínimo de vástago recomendado, en la Figura 41 para que el mismo esté protegido contra pandeo.

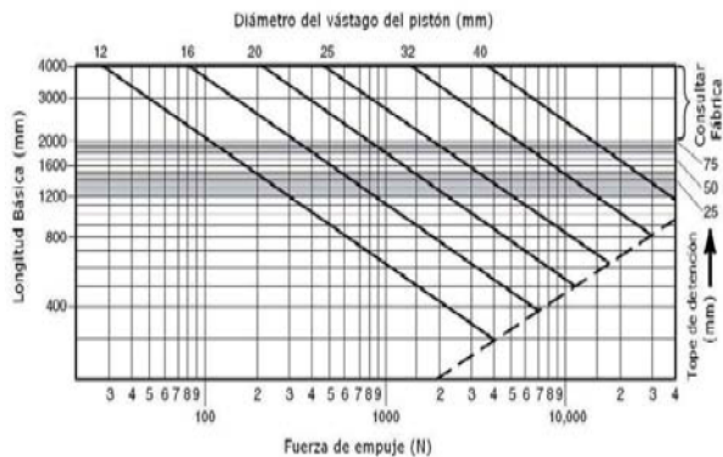


Figura 41: Recomendación para el diámetro del vástago [13].

- Consumo de aire para un cilindro de doble efecto Este es calculado para saber que suministro de aire es necesario para realizar la instalación pertinente. Este es calculado mediante 87, donde P es la presión, L es la carrera, n la cantidad de

ciclos por minuto, $R_{compresion}$ 86 la relación de compresión con referencia al nivel del mar y V el volumen de aire requerido (se calcula según la ecuación 85) [13].

$$V = \frac{(\pi)D^2L}{4000000} \quad (85)$$

$$R_{compresion} = \frac{0.987 + P}{0.987} \quad (86)$$

$$Consumo = 2 * R_{compresion} * V * n \quad (87)$$

4. Velocidad del pistón En la mayoría de aplicaciones es pertinente obtener la velocidad del cilindro esta depende de la presión del aire que se le suministra y las características propias del cilindro a utilizar, la velocidad se calcula según la ecuación 88, donde Q es el caudal de la instalación de aire comprimido y A es el área del vástago. [13].

$$Velocidad = \frac{Q}{A} \quad (88)$$

2. Válvulas

Sirven poder accionar un actuador neumático, como lo es un cilindro. Estas se clasifican según su función, configuración, accionamiento y cantidad de vías que poseen[13].

- Clasificación según su accionamiento: manual, mecánico, eléctrico, hidráulico o neumático, algunos tipos de accionamiento se muestran en la Figura 42. [13]



Figura 42: Tipos de accionamiento de una válvula (modificado de [10]).

- Clasificación según su función: direccionales, control de flujo y control de presión [2].
- Clasificación según su cantidad de vías y posiciones: 2/2, 3/2, 4/2 y 4/3, en donde primero se muestra el número de vías y luego el número de posiciones que posee la válvula [45]. Las anteriores se aprecian en la Figura 43, en donde se encuentra asociado su simbología dentro de un diagrama neumático.

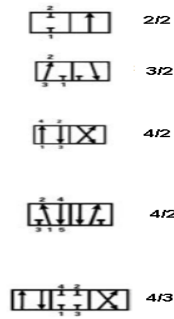


Figura 43: Combinación de las diferentes vías y posiciones (modificado de [10]).

- Clasificación según su configuración: normalmente abierta (N.O.), como se aprecia en la Figura 44 y normalmente cerrada (N.C.), como se aprecia en la Figura 45 [13].



Figura 44: Válvula normalmente abierta en un diagrama neumático [45].



Figura 45: Válvula normalmente cerrada en un diagrama neumático [45].

3. Generadores de vacío

Funciona bajo el principio de venturi. Este consta de un fluido en movimiento por un conducto, el cual disminuye su presión si se cambia drásticamente el tamaño del conducto. La presión del fluido puede disminuir a tal nivel que puede estar por debajo de la presión atmosférica, entonces se denomina una presión de vacío [57]. En la Figura 46 se observa un generador de vacío con un solenoide, con este cual es controlado.



Figura 46: Generador de vacío [49].

Asociado a este dispositivo se encuentran los siguientes términos [49]:

- Tiempo de evacuación: es el tiempo que requiere para generar el efecto de vacío. Este dato se puede encontrar en la hoja de datos del dispositivo.
- Consumo de aire: consumo para generar el efecto de vacío. Este dato se puede encontrar en la hoja de datos del dispositivo.
- Eficiencia de la función de vacío: se utiliza la ecuación 89, en donde t es el tiempo de evacuación en segundos, Q es el consumo de aire en (l/mm) y V es el volumen a ser evacuado (l)

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{tQ}{V(60)}} \quad (89)$$

- Tasa de flujo de succión: cuanto volumen de aire puede tomar el dispositivo. Este dato se puede encontrar en la hoja de datos del dispositivo.

Cuando se utiliza un generador de vacío, se debe adquirir una ventosa de succión, la cual va sujeta a este. En otras palabras la ventosa será la que hará contacto con la pieza de trabajo y una vez el generador de vacío sea encendido, la pieza de trabajo se sujetará a la ventosa[16]. Así como se aprecia en la Figura 47, la ventosa sujeta la pieza de trabajo y luego la levanta de la superficie donde esta se encontraba.

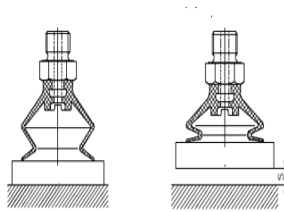


Figura 47: Pieza de trabajo sujeta a una ventosa [16].

La ventosa será elegida según la aplicación ya que existen diversos materiales como poliuretano, silicona, entre otros, también existen diversas formas (Figura 48) y características específicas según el tipo de industria.

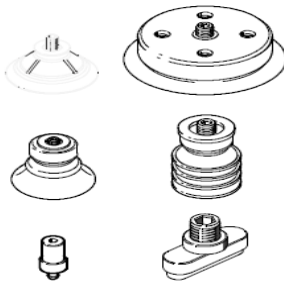


Figura 48: Diferentes formas de ventosas de succión [16].

En la Figura 49 se observa un sistema de generador de vacío y ventosa en una instalación real.

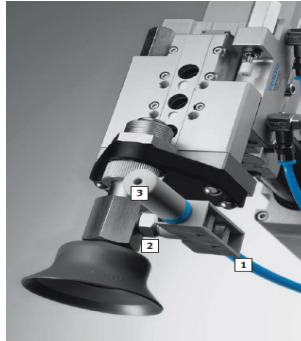


Figura 49: Sistema de vacío [16].

4. Montajes para cilindros neumáticos

El tipo de montaje que llevará un cilindro neumático dependerá de la aplicación, y de las posibles cargas a las que el cilindro debe reaccionar [2]. Se clasifican principalmente por el tipo de movimiento que permite la montura, al cilindro neumático [12]. En la Figura 50 se observan los diferentes tipos de montajes de un cilindro neumático y las diferentes combinaciones.

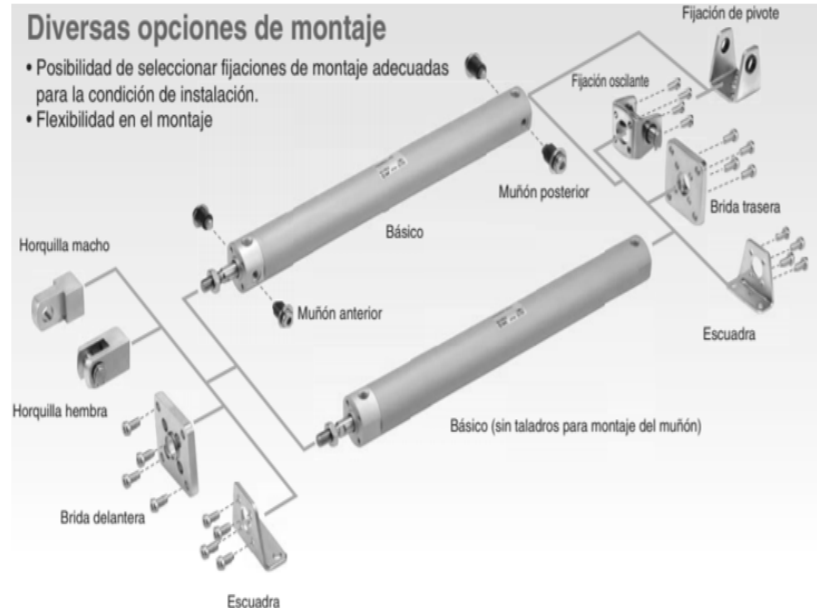


Figura 50: Diferentes tipos de montajes de un cilindro neumático [12].

- Rígida: brinda un soporte robusto al cilindro, sin embargo si existe desalineamiento del cilindro, este no se puede compensar y se convierte en un esfuerzo de flexión para el

vástago. Si la aplicación es de carga ligera, puede utilizarse una montura sencilla, uno de los tres tipos de la Figura 51, de lo contrario una se utiliza una doble, que consiste en dos bridas o dos escuadras [2].

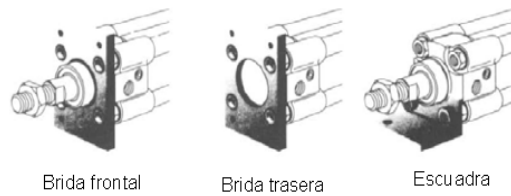


Figura 51: Tipos de montajes rígidos (modificado de [2]).

Las bridas pueden soportar la fuerza que produce el cilindro en su carrera de retorno y los tornillos a utilizar son las únicas piezas que se encuentran a tensión en el sistema de montaje. Sin embargo las escuadras no son recomendadas para aplicaciones pesadas, ya que no son aptas para soportar la fuerza del vástago en su carrera de retorno, de cilindros grandes.

- Pivotada: Los montajes con muñón en un punto del cilindro son los más comunes debido a que si existe desalineamiento del cilindro, puede compensarse automáticamente para que el vástago del cilindro no sufra algún esfuerzo extra. El doble montaje pivotado únicamente es recomendable para cilindros pequeños [2]. En la Figura 52 se observa los diferentes tipos de montajes pivotados.

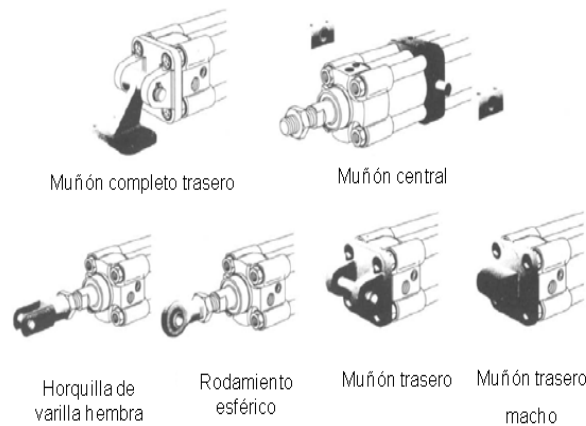


Figura 52: Tipos de montajes pivotados (modificado de [2]).

Si se pretende instalar en un cilindro que posea una carrera considerablemente larga, es pertinente incorporar guías (como el cilindro de la Figura 53) o un cilindro de doble pistón [10].



Figura 53: Cilindro neumático con guías para evitar flexión [48].

D. Motores

Motor eléctrico trifásico

Utiliza un estátor y un rotor, el primero induce un campo magnético, sobre el segundo y este crea un movimiento rotacional. Los motores trifásicos, son los mas utilizados en las industrias, debido a su tipo de instalación eléctrica, que no requiere volver a conectarse a la red de alimentación, a diferencia de la instalación monofásica [22]. Existe una relación inversamente proporcional entre la velocidad que desempeña el motor y el torque que este puede entregar, este comportamiento se observa en la Figura 54. La relación anterior es un factor determinante para la selección correcta para la aplicación en la que se utilizará un motor de este tipo.

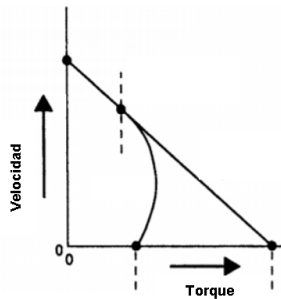


Figura 54: Relación de la velocidad y el torque en un motor eléctrico (modificado de [22]).

El torque de un motor se puede obtener de la relación 90, donde P es la potencia requerida y V es la velocidad angular de la aplicación.

$$T = \frac{P}{V} \quad (90)$$

Motor de paso

Este tipo de motor recibe una señal de entrada, que está compuesta por un tren de pulsos a cierta frecuencia, y la convierte en un movimiento de rotación en su eje de salida. Una revolución completa, la realiza en cierto número de pasos. El número de pasos depende de

la frecuencia a la que se le son enviados los pulsos. Un motor sencillo, sin etapa de control puede asegurar pasos de 1.8° [14].

Este tipo de motores poseen un error típico de 0.05° , y una de sus características mas remarcables es que el error no es acumulativo. Posee una inercia del rotor baja, por lo que puede acelerar con facilidad y responder rápido con respecto a la señal de entrada [11]. En la Figura 55 se puede apreciar un motor de paso.



Figura 55: Motor de paso [11].

Existen diferentes tipos de motores de paso, sin embargo existe una característica que determina si es adecuado para la aplicación que se desea y es la configuración del paso que poseen [14].

- Paso completo: son los mas comunes y económicos en comparación con los de medio y pequeño paso. Estos poseen 200 pasos en una rotación completa, por lo que 360° se dividen en 200 para obtener una resolución de 1.8° por paso.
- Medio paso: poseen 400 pasos por revolución, obteniendo una resolución de 0.9° . Sin embargo, mientras mas pasos existan, el torque se verá disminuido. En este caso, el motor puede brindar aproximadamente un 30 % menor que los motores de paso completo.
- Paso pequeño: posee un controlador que realizar la división de un paso común de 1.8° en 256 pequeños pasos, resultando en 51,200 pasos por revolución, con una resolución de 0.007° por paso. Este tipo de motores también se ven afectados en su capacidad para entregar torque, debido a la cantidad de pasos. En este caso, el motor puede brindar aproximadamente un 30 % menor que los motores de paso completo. Este tipo de motores suelen ser los mas caros, en comparación con los otros dos mencionados con anterioridad, debido a que se debe disponer de un sistema de control y el propio motor.

Al momento de seleccionar un motor de este tipo es necesario comprender que existe una relación entre la velocidad y el torque, la cual posee un tendencia como se aprecia en la Figura 56. [11].

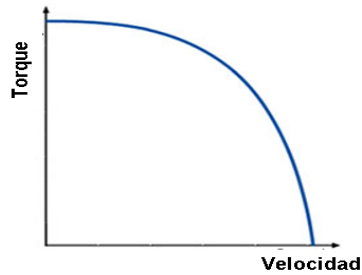


Figura 56: Relación de velocidad y torque de un motor eléctrico [11].

El torque depende directamente de la corriente, por lo que hay que tener en cuenta la instalación eléctrica del lugar donde se instalará el motor y verificar si se cumplirán los requerimientos de torque [11]. El procedimiento de selección del motor y su controlador (dependiendo de la aplicación) es sencillo y se detalla a continuación[14]:

1. Determinar la velocidad de rotación y torque requeridos por la aplicación.
2. Determinar qué tipo de configuración de paso es requerida.
3. Identificar características propias de la aplicación (por ej. requerimiento de un motor silencioso)
4. Buscar en el catálogo de la marca deseada, las diferentes posibilidades que cumplan con los tres puntos anteriores.
5. Observar las curvas de velocidad y torque, analizar los comportamientos de los diferentes motores y seleccionar el que convenga.

Una vez teniendo el motor seleccionado es pertinente tomar en cuenta la preparación de la señales de control (tren de pulsos), alimentación, piezas para su instalación, entre otros [14].

E. Instrumentación electrónica

1. Sensores de posición para cilindros neumáticos

Cuando se implementa un sistema con actuadores neumáticos y es necesario poseer el control del proceso (ocurre en la mayoría de procesos), es necesario la implementación de sensores que puedan detectar la posición del vástago del actuador. La aplicación típica es para detectar el inicio y fin de la carrera del vástago [13]. Existen diferentes tipos de tecnologías de sensores, estas son útiles para diferentes tipos de aplicaciones y se mencionan a continuación [28]:

- Magneto-resistivo (AMR): varía su valor resistivo cuando un campo magnético está presente. Posee un circuito que detecta un cambio en la corriente y cambia el estado de la salida del sensor. Se ilustra en la Figura 57 el sensor y el imán requerido

en el cilindro neumático. Entre sus características principales están: su velocidad de respuesta rápida, soporta vibraciones, sensores de tamaño pequeño, protección contra sobre cargas o cortos circuitos [28].

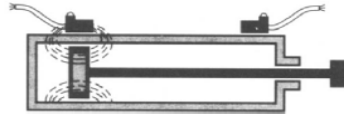


Figura 57: Sensor magneto-resistivo [2].

- Magneto-resistivo gigante (GMR): a diferencia de la tecnología AMR, esta posee una sensibilidad a la detección de campos magnéticos de al menos el 10% mayor. Posee características similares a la tecnología AMR [28].
- Mecánico: posee un gatillo el cual por medio de un microruptor detecta un final de carrera [13]. En la Figura 58 se observa la instalación de un sensor mecánico con respecto a un cilindro. A pesar de ser mecánicos aún son muy utilizados y viables para casi cualquier aplicación, actualmente es un tipo de sensor económico [2].

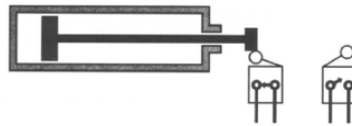


Figura 58: Sensor mecánico de microruptor [2].

- Interruptor de lengüeta: es un tubo en donde hay materiales ferromagnéticos y cuando un elemento magnético se aproxima al sensor, este crea una fuerza magnética que cierra un circuito, el cual da la señal de voltaje de salida [34]. Su funcionamiento se puede ver representado en la Figura 59. Entre sus características principales están: bajo costo, posibilidad de trabajar con corriente alterna o directa. Entre sus desventajas se encuentra: su respuesta se ve afectada por vibraciones, respuesta lenta (comparada con AMR o GMR) [28]. A pesar de ser un sensor de tipo mecánico, posee una mayor vida comparado con el sensor mecánico de microruptor [27].

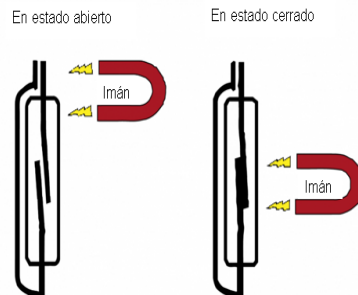


Figura 59: Sensor de lengüeta y su comportamiento (modificado de [34]).

- Efecto hall: cuando un imán se acerca al imán, este genera un micro voltaje es cual es proporcional a la fuerza del campo magnético. El voltaje pasa por un comparador de voltaje y cuando este es mayor a cero, la salida del sensor es habilitada. Su funcionamiento se puede apreciar en la Figura 60 Entre sus desventajas se encuentra: posee una respuesta rápida y posee robustez ante vibraciones. Entre sus desventajas se encuentra: se requiere un campo magnético fuerte para que el sensor lo pueda detectar y no posee ningún tipo de protección eléctrica por lo que puede fallar en cualquier momento [28].

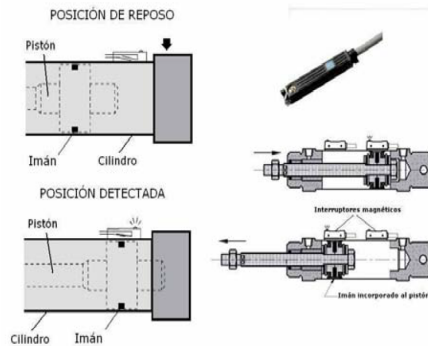


Figura 60: Funcionamiento de un sensor de efecto hall[13].

- Neumático: posee un pistón magnético que cambia la posición de una válvula 3/2 y esta otorga la señal de salida, este se puede visualizar en la Figura 61. Utilizado cuando no se tiene ningún tipo de circuito eléctrico o sistema de control para el comportamiento entre sistemas. Su aplicación típica es que al momento que la válvula 3/2 se abra, automáticamente otro cilindro o actuador neumático empezará desempeñar su actividad [13].



Figura 61: Sensor neumático con válvula 3/2 [13].

En el Cuadro 26 se realiza una comparación sencilla pero concisa de algunas tecnologías de sensores.

	Lengüeta	Efecto hall	AMR	GMR
Tamaño	Grande	Pequeño	Mediano	Pequeño
Construcción	Mecánica	Estado sólido	Estado sólido	Estado sólido
Fuerza del imán requerida	Media	Alta	Baja	Baja
Sensibilidad	Media	Baja	Alta	Alta
Estabilidad ante la temperatura	Media	Baja	Media	Alta
Consumo de energía	Ninguna	Baja	Alta	Baja
Resistencia al ruido	Alta	Baja	Alta	Alta
Velocidad de respuesta	Baja	Alta	Alta	Alta
Robustez mecánica	Baja	Media	Alta	Alta
Robustez eléctrica	Baja	Baja	Alta	Alta

Cuadro 26: Comparación de diferentes tecnologías de sensores[39].

La investigación se realizó en Alimentos S.A, empresa localizada en el kilómetro 15 de Carretera a El Salvador, Santa Catarina Pinula, Guatemala; específicamente en el área de empaquetado de diversas frutas. La duración del proyecto fue de 7 meses empezando en el mes de abril de 2018 y finalizando en octubre del mismo año. El procedimiento para llegar a una solución para el proceso de empaquetado de frituras, inició desde un proceso de investigación y finalizó con la validación del sistema propuesto, el mismo se detalla en la Figura 62

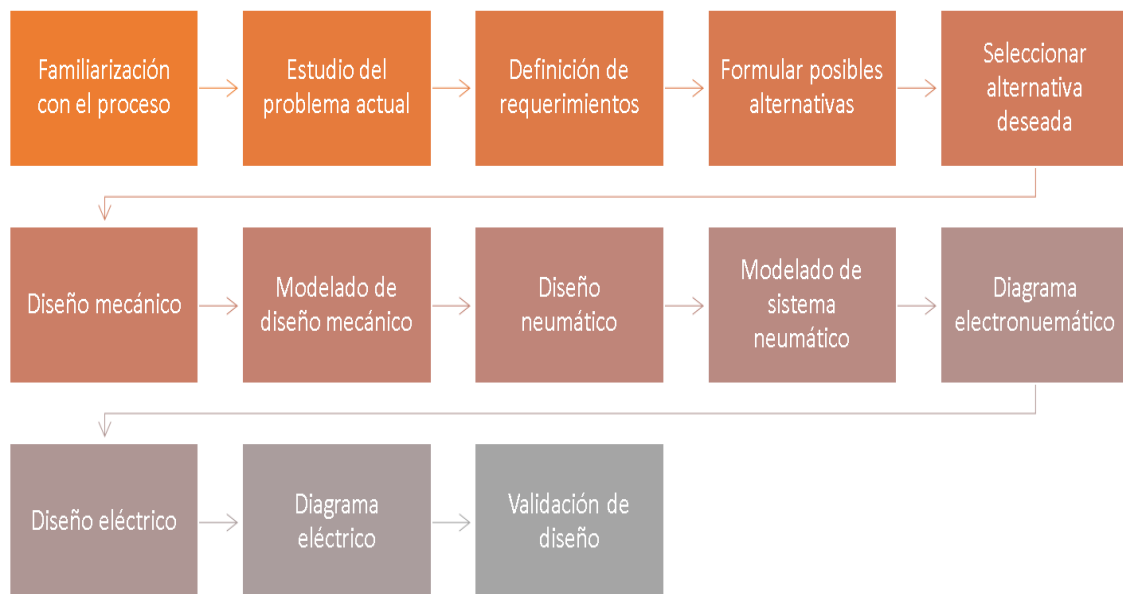


Figura 62: Procedimiento que se llevó a cabo durante el diseño de la máquina empacadora

A. Familiarización con el proceso a automatizar

Como punto de partida de este trabajo, se adquirió conocimiento sobre el proceso que llevan las frituras, desde su estado crudo hasta su embalaje. De esta manera, se podía realizar un diseño que considerara los cuidados de cada proceso. Posteriormente se realizaron observaciones sobre el proceso de empaquetado secundario de las frituras, el cual se realizaba de forma manual, en la sección de anexos se pueden observar fotografías de lo mencionado. Se conversó con el médico de la empresa, quien explicó las complicaciones que poseen los empleados debido a los movimientos repetitivos que deben de realizar en el proceso del empaquetado.

A través de constantes conversaciones con personal de la empresa encargada del área de empaquetado, se logró identificar la necesidad de una automatización del proceso; tanto por motivos de salud para el personal como deseos de incrementar la productividad de la planta de alimentos. Luego se empezaron a definir los lineamientos por los que se debía regir el proyecto, lo cual se describe a continuación.

B. Requerimientos de diseño

Para diseñar la máquina de empaquetado de frituras, fue necesario establecer los requerimientos que delimitaran el funcionamiento, operación y dimensiones de la misma. Se debía considerar las necesidades de la empresa, conversar sobre las expectativas y definir con claridad el proceso a mejorar.

Para determinar los requerimientos de dimensión se utilizaron planos brindados por la empresa los cuales, por medio del software AutoCAD, se interpretaron para obtener datos útiles para el diseño. Finalmente, se observaron e interpretaron algunos requerimientos de funcionamiento y operación implementados en la línea 2 de la planta de producción de frituras; de este modo se obtuvieron datos técnicos de las máquinas empacadoras. Los requerimientos elegidos para el diseño están descritos en la sección de resultados.

C. Diseño experimental

Se plantearon dos alternativas que cumplieran con el objetivo y los requerimientos de diseño. Lo anterior con el propósito de comparar el funcionamiento y efectividad para poder llevar a cabo el diseño de la alternativa más adecuada. Para cada alternativa se realizó un modelo CAD con el software de Autodesk Inventor 2017 y un diagrama electroneumático con el software Fluidsim de Festo. Se analizó con prioridad que el diseño facilitara un proceso continuo, que se acoplara a la velocidad de las empacadoras de la línea de producción y que hiciera que las bolsas de frituras perdieran su orientación. Para el modelo CAD, se determinaron puntos de error por medio de prototipos físicos realizados en el taller de la planta de alimentos. El diseño electroneumático, se construyó parcialmente, utilizando un sistema manual de válvulas, simulando, a una velocidad mas baja de la requerida, el funcionamiento del sistema . Además, se utilizaron diagramas de movimientos para determinar el

comportamiento del sistema a la velocidad requerida.

Los modelos CAD de cada alternativa se muestran en la sección de resultados. Una vez se contaba con los diseños, se realizó una matriz de selección como se muestra a continuación.

D. Análisis de posibilidades

Para seleccionar la posibilidad mas conveniente, se utilizó la matriz de selección 27 brindando una ponderación de 0 a 5 a cada aspecto, el diseño con mayor puntaje supone que es una mejor alternativa. Es válido mencionar que la matriz utilizada es subjetiva y que fue definida por las observaciones y conocimientos previos. Cabe mencionar que se realizó un análisis sobre la complejidad de la manufactura, ensamblaje y disponibilidad de las piezas a utilizar en el diseño de cada alternativa. Asimismo se buscó la alternativa que permitiera un fácil acceso a rutinas de limpieza y mantenimiento. Se evaluó la posibilidad de mantener un proceso continuo desde la salida de la máquina empacadora, hasta la finalización del empaque secundario del producto para conservar una velocidad determinada en el mismo. Además, se evaluó la posibilidad de aumentar la velocidad de empaque secundario hasta la máxima velocidad de empaque primario instaladas en la línea de producción 2 de la planta de alimentos.

E. Diseño de alternativa seleccionada

Una vez seleccionada la alternativa que se adecúa más a los requerimientos dados, los cuales se muestran en la sección de resultados, y a los demás parámetros mostrados en la matriz de selección; se desarrolló un diseño detallado de la estructura, elementos mecánicos, sistema electroneumático y sistema eléctrico de la misma.

1. Diseño mecánico

Selección de banda de marca Forbo

Tomando en cuenta las dimensiones del empaque primario de las frituras, masa del producto, la velocidad de salida de las empacadoras modelo Woodman G3, la longitud total de la banda y los estándares de materiales a utilizar en la industria de alimentos; se procedió a seleccionar una banda que cumpliera con lo anterior, del catálogo de Forbo. A partir de dicho catálogo y la banda seleccionada, se obtuvieron las características físicas y mecánicas de la misma, las cuales fueron utilizadas para validar la banda.

La validación de la banda consistió en seleccionar el coeficiente de fricción estático del recubrimiento de la banda según el Cuadro 18. Luego se calculó la fuerza tangencial máxima a la que se expone la banda, utilizando el Cuadro 19, la cual también toma en cuenta la masa que se transportará en la banda 58; es importante mencionar que esta varía según el caso de banda transportadora a utilizar. Para continuar, se seleccionaron tres constantes que dependen del recubrimiento de la cara inferior de la banda , del tipo de eje a utilizar, la

Criterios	A1	A2	
Consideraciones mecánicas			
Cantidad de piezas	-	-	0 <10 piezas
			5 >50 piezas
Partes móviles	-	-	0 Existe mov. lineal y rotacional
			5 Únicamente mov. lineal
Tamaño de la estructura vertical	-	-	0 Altura >a 2m
			5 Altura <a 0,5m
Tamaño de la estructura horizontal	-	-	0 Ancho >a 2 m
			5 Ancho >a 0.5 m
Velocidad máxima de empaque	-	-	0 Velocidad <150 ppm
			5 Velocidad >220 ppm
Costo aproximado	-	-	0 Relativamente costoso
			5 Relativamente económico
Mantenimiento preventivo	-	-	0 Mantenimiento complicado, difícil acceso
			5 Mantenimiento fácil, fácil acceso
Mantenimiento correctivo	-	-	0 Piezas con vida útil corta
			5 Piezas con vida útil larga
Tiempo de fabricación aprox.	-	-	0 T >30 días
			5 T <5 días
Tiempo de instalación aprox.	-	-	0 T >30 días
			5 T <5 días
Probabilidad de desajustes	-	-	0 Necesita ajuste semanal
			5 Necesita ajuste semestral
Consideraciones sobre el personal			
Personal necesario para operar	-	-	0 3 operadores + 1 supervisor de línea
			5 0 operadores + 1 supervisor de línea
Riesgo de accidentes leves (en marcha)	-	-	0 Fractura de extremidad
			5 Quemadura y/o raspadura
Riesgo de accidentes graves (en marcha)	-	-	0 Riesgo de muerte
			5 Pérdida de miembros de la mano
Consideraciones del proceso			
Optimización del espacio en planta según futuras necesidades	-	-	0 Utiliza 100 % espacio disponible
			5 Utiliza <50 % espacio disponible
Manipulación de la bolsa	-	-	0 Fabrica y manipula
			5 No manipula
Necesidad de modificar la movilidad actual de los snacks	-	-	0 Modifica la dinámica y movimiento
			5 Se adapta al proceso actual
TOTAL			Este es el resultado de una ponderación dada por el diseñador, no representa una calificación absoluta.

Cuadro 27: Matiz de selección para máquina de empaque secundario para bolsas de frituras

elongación máxima de la banda y el ángulo de contacto de la banda con el eje: C_1 , utilizando el Cuadro 20, C_2 , la ecuación 60 y C_3 , y el Cuadro 21.

La fuerza de tracción máxima de la banda se calculó con la ecuación 59. Esta se calculó tomando en cuenta la cantidad de bolsas de frituras que puede estar sobre la banda en simultaneo y se tomaron en cuenta los valores del producto crítico.

Finalmente, para determinar si la banda seleccionada era válida para la aplicación; se calculó la elongación máxima de la banda provocada por la carga que esta transporta, y se utilizó la relación 61 descrita en el marco teórico.

Al momento de la instalación de la banda, se debe cumplir con cierta elongación mínima, la cual se calculó con la ecuación 66 o 68, según el tipo de accionamiento.

Selección de banda con perfiles transversales de marca Intralox

Se tomaron en cuenta los mismos datos que se utilizaron para la selección de la banda marca Forbo, tomando en cuenta que esta banda tendría que poseer mayor resistencia a la carga del producto por la cantidad del mismo que puede alojarse en la banda.

Se seleccionó una serie de bandas de Intralox, la cual determina las dimensiones de la banda. Luego, se procedió a seleccionar la altura del perfil según el tamaño del producto, utilizando el Cuadro 22. Se calculó la carga de tensión de la banda con la ecuación 69 y la modificación de esta, debido a circunstancias propias de la aplicación con la ecuación 71.

Para validar que la serie de banda seleccionada, posee las características para poder ser utilizada en la aplicación propuesta, se calculó la fuerza permisible de la banda con la ecuación 72 y validándola con la relación 73.

Debido a la geometría de la banda esta necesita la instalación de sprockets sobre los ejes que le proveen el movimiento a la misma. Se seleccionó un tipo de sprocket, asociándolo con la resolución del motor de paso, procedimiento el cual se menciona posteriormente. De igual manera se determinó el número mínimo de sprockets sobre cada eje, utilizando el Cuadro 24 y el distanciamiento entre estos sobre el mismo, utilizando la ecuación 74 y la Figura 39.

Diseño de ejes para bandas

En el catálogo de Forbo se encuentra descrito el procedimiento para la determinación del diámetro mínimo para el eje de transmisión y el eje secundario. Se utilizó la ecuación 62 que toma en cuenta la fuerza tangencial máxima, calculada con anterioridad y el ángulo de contacto entre el eje y la banda. Luego se procedió a validar el diámetro de los ejes con respecto al diámetro mínimo que permite la banda, obtenido del mismo catálogo, utilizando la relación 63. Debido a la falta de robustez para el cálculo del diámetro mínimo del eje de la banda transportadora descrito en el catálogo de Forbo; se procedió a utilizar otro procedimiento el cual provee una mejor protección ante distintos tipos de fallas.

En el catálogo de Intralox, únicamente se validó que el eje no fallara por deflexión, utilizando la ecuación 76 y las dimensiones del eje propuesto.

Considerando las propiedades del material a utilizar para el eje y las condiciones de trabajo en la aplicación, se calculó el esfuerzo de diseño del eje utilizando la ecuación 14. Para la ecuación anterior se determinó el S'_e según el Cuadro 5 y los factores de corrección:

- Factor de superficie: se utilizó la ecuación 15 y el Cuadro 6.
- Factor de modificación de un eje rotativo: se seleccionó de el Cuadro 7.
- Factor de carga: se seleccionado del Cuadro 8.
- Factor de temperatura: se utilizó la ecuación 17 y el Cuadro 9.
- Factor de confiabilidad: se seleccionó del Cuadro 10.
- Factor de efectos varios: se asignó según criterio propio.

Se procedió a obtener el momento flexionante y el par torsor, por medio de el generador de diseño de ejes del software Autodesk Inventor 2017.

Por último se propuso un factor de seguridad y se utilizaron los criterios de falla: Goodman 8, Soderberg 13, Gerber 11 y ASME Elíptica 12. Si ambos cálculos coincidían con el valor del diámetro mínimo, se procedía a establecerlo y seguir el procedimiento de diseño. Sin embargo, si estos no coincidían se seleccionaría un valor de los diámetros dados por los criterios de falla.

Como último punto de comparación, se utilizó el generador de diseño de ejes del software Autodesk Inventor 2017 para validar la sección donde se montaría la banda con el diámetro establecido. La longitud de la sección que posee el diámetro calculado con anterioridad, poseía el mismo ancho que la banda. De modo que se agregaron a los extremos dos secciones, con diámetros reducidos para permitir la instalación y alojamiento de los rodamientos.

Selección de rodamientos

Una vez diseñados los ejes para la banda transportadora, por medio del software Autodesk Inventor 2017, se obtuvo la masa de cada eje y por medio de su catálogo la masa de la banda.

La fuerza radial a la que se someten el rodamiento se calculó sumando la masa de los ejes, los elementos montados sobre este, la banda, los elementos transportados por la banda y cualquier otro elemento que resulte en una carga radial. Se debe considerar que la fuerza axial a la que se someten los rodamientos es toda aquella fuerza que se encuentre paralela a su eje de giro, la cual en el caso de bandas transportadoras es nula o despreciable.

Una vez obtenidos los datos de fuerza radial y axial a la cual se someterán los rodamientos, se procedió a calcular la carga radial dinámica del rodamiento con la ecuación 56, utilizando los factores Y y X del Cuadro 17.

Finalmente, se propuso una capacidad de vida, en horas, para calcular la carga dinámica, despejando la ecuación 57.

Luego se procedió a utilizar el catálogo de rodamientos NTN, la cual es una de las marcas más reconocidas en el campo de los rodamientos, y se seleccionó el rodamiento que tuviera igual o mayor la capacidad de carga dinámica, un ancho determinado (según el espesor del material en donde se montó) y el diámetro menor del mismo tamaño de la sección del eje destinada para montar el rodamiento.

El rodamiento también se validó por medio del software Autodesk Inventor 2017 y se modeló para incluirlo en el ensamblaje CAD para el cual fue diseñado.

El proceso mencionado con anterioridad se repitió por cada uno de los rodamientos incluidos en el diseño.

Selección de motor

La velocidad que requería la banda transportadora, es regida por la velocidad de salida de las empacadoras modelo Woodman G3. En este caso, se asoció la velocidad de salida con el tamaño de las bolsas de frituras y el diámetro del eje utilizado.

La potencia mecánica mínima se calculó por la ecuación 65 y el torque con la ecuación 90; esta sirvió para poder seleccionar el motor adecuado en el catalogo de la marca WEG, la cual se distribuye en Guatemala. Al momento de seleccionar el motor, si las potencias requeridas son parecidas, se seleccionará un solo modelo de este, por facilidad de compra y disminuir la cantidad de elementos mecánicos distintos.

En el caso del motor de paso, para la banda con perfiles transversales se utilizaron los datos del sprocket propuesto, y se buscaron los diferentes tipos de controladores que existen para este tipo de motores. En base a esto, se realizó un proceso iterativo de comparación, en una tabla del software Microsoft Excel, en donde se buscó la mejor combinación de sprocket y resolución del controlador para poseer el menor porcentaje de error en el movimiento de la banda. La potencia mecánica requerida, se obtuvo por medio de la ecuación 80.

Diseño de estructura

Cuando se desea diseñar una estructura para diferentes elementos mecánicos, es de suma importancia tomar en cuenta la variedad de materiales a utilizar, el tipo de aplicación, y los diferentes esfuerzos a las que pueden estar expuestas.

Considerando requerimientos de espacio, los diferentes pesos de elementos mecánicos y otras piezas (las cuales la estructura debe de sujetar) y proponiendo dimensiones apropiadas para la aplicación; se procedió a generar estructuras por medio del generador de marcos, por asistencia del generador de marcos del software Autodesk Inventor 2017. Además de otras piezas, para completar el diseño, las cuales fueron unidas por medio de soldadura o pernos.

El último parámetro que se tomó en consideración fue que la estructura fuera estable y, en algunos casos, desarmable para ofrecer la ventaja de realizar rutinas de mantenimiento o limpieza con mayor facilidad y poder intercambiar piezas según el tipo de producto a empacar durante el proceso.

Diseño de pernos

Para el diseño de uniones por medio de pernos, se buscó que estos soportaran los esfuerzos cortantes o de tensión para mantener la unión firme y sin separación.

Se definió el estándar de perno a utilizar, ya sea métrico o inglés y se estableció el tipo de rosca, gruesa o fina, y un diámetro nominal preferido, según los Cuadros: 11 y 12 para rosca estándar americano, y 13 para estándar métrico. Además, se extrajeron, de los Cuadros mencionados anteriormente, otras características propias del perno, que fueron útiles para los cálculos posteriores.

Se definieron que todas las uniones serían pasadas con tuerca, sin ninguna excepción. Como primer punto se define la longitud necesaria del perno, según el espacio disponible y el espesor de los elementos a unir y procedió a calcular la longitud de agarre con la ecuación 19 y 20.

Luego se determinó la rigidez tanto del sujetador como del elemento a sujetar, porque eran factores importantes para poder determinar que la unión era factible. Por lo tanto, se calculó la rigidez del sujetador K_b con la ecuación 29, utilizando la longitud roscada del perno 24, la longitud no roscada 25 y sus respectivas áreas, roscada 13 y no roscada 27.

Se calculó la rigidez de cada uno de los elementos a unir K_m , considerando que en las uniones no permanentes del diseño son de elementos del mismo material, se utilizó la ecuación 32. Se identificó por medio de diagramas de de cuerpo libre, si el perno se encontraba expuesto a esfuerzos de cortante o tensión.

Para encontrar el valor de la precarga adecuada para el perno, fue necesario calcular la carga de prueba con la ecuación 37 y luego se determinó la precarga con la ecuación 38. Si el perno se encontraba a tensión, se le calculó su resistencia de prueba mínima (S_p), utilizando la resistencia a la fluencia (S_y). Para poder asegurar que el perno no fuese a fallar por fluencia, se asignó un factor de seguridad para determinar la precarga necesaria en la instalación del perno, la cual se obtuvo despejando la ecuación 35, la cual requirió el cálculo previo de la resistencia de prueba 33 y la constante de relación de rigidez 34. También se determinó el factor de seguridad, con el que se asegura que la unión no se fuese a separar, utilizando la ecuación 36.

Si el perno se encontraba en cortante, primero se determinaron los valores de la resistencia a la fluencia (S_y), la resistencia última a la tensión (S_{ut}), la distancia del filo del material hacia el agujero donde se posiciona el sujetador y la cantidad de pernos expuestos a este esfuerzo. Luego se utilizaron los siguientes criterios para asegurar que, tanto el sujetador como el elemento, pueden asegurar una unión sin separación o falla: aplastamiento del perno 40, aplastamiento de los elementos 41, cortante de un perno 42, cortante del borde y desgarramiento del elemento 44, fluencia por tensión 45 y fluencia del elemento 46.

Diseño de soldadura

Se realizó la selección de un material de aporte apto para el tipo de material a unir y en base a esto, se seleccionó el esfuerzo cortante permisible del Cuadro 14; se propuso un

valor de garganta de la soldadura y la longitud del cordón según lo requerido en la unión. Lo anterior para poder validar que la resistencia del material de aporte es satisfactoria utilizando la relación 53, la cual utiliza la ecuación de la fuerza del material de aporte 52.

Se determinó el esfuerzo permisible, seleccionando el tipo de carga a la que está expuesta la unión en el Cuadro 15. Para determinar que la unión es satisfactoria, que el material de aporte y el valor de la garganta es el adecuado, se utilizaron las relaciones de esfuerzos permisibles y de esfuerzo normal 54 y cortante 55 presentes en la unión. Las fuerzas que producen los esfuerzos en la unión se determinaron por medio de análisis gráfico, identificando la dirección de las mismas y calculando su magnitud de forma manual.

Una vez validado el valor de garganta de la soldadura, se procedió a verificar si cumple con el tamaño mínimo de esta, según el grosor del elemento a unir, el cual se expuso en el Cuadro 16. Por último los cordones de soldadura se modelaron en el diseño CAD.

Diseño de mecanismo de apertura de bolsa

Según el requerimiento del tamaño de la bolsa plástica a utilizar, se diseñó un mecanismo para poder realizar la apertura de la boquilla de la misma y así poder introducir el producto. Se tomó en cuenta que la bolsa plástica debe conservar su geometría y debe estar bien dispuesta para que el producto a ingresar no pierda su orientación.

Modelado CAD de los sistemas mecánicos

Como se ha mencionado con anterioridad, se utilizó el software Autodesk Inventor 2017 para realizar un modelado del ensamblaje del sistema de empacado secundario de frituras. En este se detallaron dimensiones y materiales de las diferentes piezas que conforman el ensamblaje.

2. Diseño electroneumático

Selección de actuadores

Se identificó y determinó la longitud adecuada para el actuador. Para continuar, se determinó la fuerza necesaria que el cilindro necesitaba proporcionar para realizar la acción para la que fue diseñado. La fuerza se determinó realizando un diagrama de cuerpo libre, para visualizar claramente las fuerzas, y se calculó la fuerza mínima requerida, que en este caso debe de ser mayor a la fuerza de fricción estática.

También se investigó la presión de aire que circula por la instalación de aire comprimido de la planta de alimentos.

Para obtener el diámetro mínimo ideal del émbolo del cilindro, se despejó de la ecuación 82, el valor del diámetro. Debido a que un cilindro neumático no está exento de la fuerza de fricción de sus componentes internos, se utilizó la ecuación 83, para determinar un valor

de diámetro mínimo necesario, tomando en cuenta un 10 % de la fuerza teórica del cilindro, como la fuerza de fricción.

Utilizando el catálogo de cilindros neumáticos de Festo, se seleccionaron los accesorios de montaje para el cilindro. Para disminuir la probabilidad de desalineamiento y pandeo del vástago del cilindro, se calcula la longitud básica 84, tomando en cuenta el factor de pandeo que se encuentra en el Cuadro 25, se determinó el diámetro mínimo requerido por el cilindro. Se verificó que este era mayor que el mínimo ideal, por lo que se procedió a utilizar este como el mínimo para la selección.

Para seleccionar el cilindro que cumpliera con el diámetro y longitud del vástago requerido, se procedió a utilizar el catálogo anteriormente mencionado. Del mismo, también se extrajo información importante como la masa y dimensiones del cilindro seleccionado, datos que son de importancia para cálculos posteriores.

Como parte de la información que se brindó a la empresa, se calculó el consumo de aire del cilindro, por medio de la ecuación 87, la cual necesita el cálculo previo del volumen de aire a utilizar 85 y la relación de compresión 86.

En esta aplicación, es necesario conocer la velocidad de todos los actuadores involucrados, por lo que se calculó la velocidad del cilindro utilizando la ecuación 88.

Se utilizaron modelos CAD de cada uno de los cilindros seleccionados, proporcionados por la página web de la marca de los mismos. Luego se agregaron al modelo CAD de la máquina para la que este fue diseñado.

Selección de válvulas

Debido a que se deseaba un funcionamiento específico para el sistema de actuadores neumáticos, se realizó la selección de válvulas considerando el tipo de accionamiento a utilizar y la cantidad de vías y posiciones que eran requeridas. Estas fueron seleccionadas del catálogo de Festo, del cual también se extrajo información importante como el rango de presión de aire para el que está diseñada la válvula y se asegura un correcto funcionamiento.

Selección de generador de vacío

Como primer paso se seleccionó un generador de vacío, de los recomendados en el catálogo de Festo. Se definió el tiempo conveniente de evacuación del aire y el volumen a ser evacuado. Para obtener este último, se seleccionó un modelo de ventosa, del mismo catálogo y se obtuvo el volumen de aire que puede contener. Para términos de poseer la eficiencia de los procesos llevados a cabo en el diseño de la máquina, se utilizó la ecuación 89 para calcular la misma.

Diagrama de sistema electroneumático

Se utilizó el software FluidSim de Festo para modelar el sistema electroneumático que se adapta al modelo CAD realizado. En este modelado, se incluyeron los cilindros neumáticos,

generador de vacío, válvulas y sensores de carrera, los cuales se mencionan posteriormente en esta metodología. Y aunque no fuesen seleccionados o diseñados, se modeló una instalación de un compresor y sus respectivos filtros, los cuales ya existen en la planta de alimentos, sin embargo se colocaron por fines de modelado.

Acoplado a esto, se realizó un análisis de movimientos por medio de una tabla con el software mencionado con anterioridad, para poder visualizar claramente el funcionamiento y poder detectar cualquier punto posible de error.

Diseño de accesorios para actuadores

Partiendo de los diámetros de los cilindros neumáticos seleccionados con anterioridad, se pudo iniciar el diseño de los accesorios para estos mismos. Se tomaron medidas por medio del software Autodesk Inventor 2017, para que los accesorios tuvieran el desempeño correcto al momento de estar funcionando todo el sistema.

Los accesorios se validaron por medio de un análisis de esfuerzos con el software mencionado con anterioridad, para asegurar el correcto funcionamiento del mismo y que este no provoque cualquier tipo de falla al momento de realizar su respectiva acción.

Diseño de estructura para actuadores

De las dimensiones obtenidas del modelos CAD del cilindro neumático y sus soportes, se diseñó una estructura la cual pudiera soportar el peso del cilindro y sus accesorios. Otro parámetro a tomar en cuenta para el desarrollo de una geometría para la estructura fue que esta pudiera soportar las reacciones producidas por la fuerza de empuje y retracción que produce un cilindro neumático, y también intentar disminuir la cantidad de vibraciones que esta podría inducir hacia cualquier otra estructura.

La estructura fue modelada en el software Autodesk Inventor 2017 y validada por medio de un análisis de esfuerzos en el mismo.

3. Diseño eléctrico

Selección de instrumentación

Para poseer control sobre el sistema electroneumático, fue necesario la selección de sensores para poseer control y determinar la posición de los cilindros neumáticos. Además, poseer un sensor para tener el control sobre el proceso de succión que lleva a cabo el generador de vacío. Estos sensores fueron seleccionados del catálogo de instrumentación de Festo, para mantener un mismo proveedor de todo el sistema.

Para las bandas transportadoras, se seleccionaron sensores que determinan la velocidad de giro de los motores y el ángulo de paso para el motor de paso.

En la etapa final, se requiere conocer el estado de llenado de la bolsa plástica, por lo que

se seleccionó un sensor que identifique esta acción.

Diagrama eléctrico

Se realizó un diagrama en donde se visualizan las conexiones de los diferentes sensores, motores y cilindros hacia la alimentación de voltaje y las señales de un controlador. Para esto se utilizó el software QElectroTech.

F. Validación del sistemas

Para las alternativas, se creó un prototipo básico, en el taller de la planta de alimentos. Se utilizaron los materiales seleccionados y disponibles, que también se utilizarían para la construcción del diseño final. En la sección de anexos se pueden observar fotografías de lo mencionado con anterioridad. En cuanto al diseño del sistema de empaclado, se realizaron análisis por medio de la herramienta de análisis de elementos finitos (FEA) de Autodesk Inventor y una extensión de Nastram InCad, en donde se buscó obtener el desplazamiento que se genera debido a las cargas externas y el factor de seguridad que las piezas poseen.

A. Detalles del proceso

1. Características del proceso de empaqueo secundario

Se obtuvieron las dimensiones de las diferentes bolsas de frituras que pueden ser producidas por la línea de producción de frituras, resumiéndolas en el Cuadro 28. Cada una de estas bolsas, se visualizan según su nombre en el Cuadro 132 y se encuentran dimensionadas en las Figuras 214, 215, 216, 217, 218, 219, 220 y 221 de la sección de anexos.

Descripción	Masa (g)	Largo (mm)	Ancho (mm)	Espesor (mm)
Bolsa #1	12	150	95	35
Bolsa #2	13	180	135	40
Bolsa #3	18	205	135	40
Bolsa #4	20	150	125	40
Bolsa #5	24	155	125	35
Bolsa #6	25	200	135	45
Bolsa #7	26	165	125	45
Bolsa #8	35	190	130	45

Cuadro 28: Dimensiones de las bolsas de empaque primario de frituras

Se obtuvieron las dimensiones de la máquina de empaqueo primario, específicamente del espacio que concierne a la salida de las bolsas de frituras. En la Figura 63 se observan las dimensiones de la parte frontal de esta, las cuales se modelaron en el software Autodesk Inventor 2017 para poseer una referencia en el diseño. En las Figuras 64 y 65 se observa la distancia desde donde termina el proceso de empaqueo hacia el filo de la pared interior de

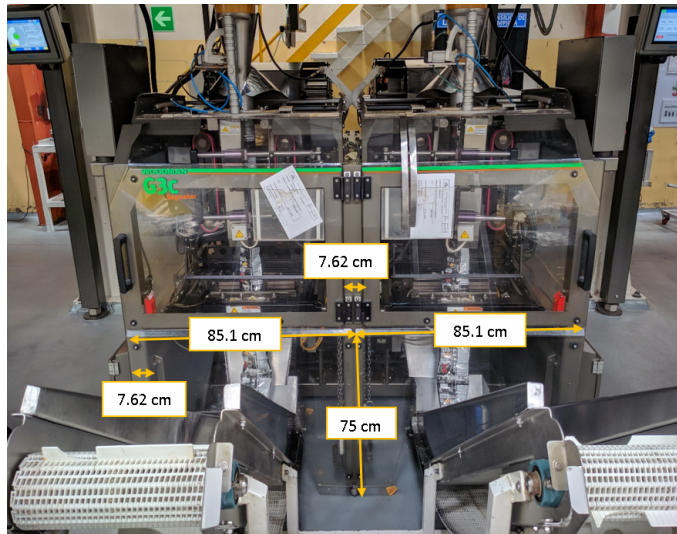


Figura 63: Dimensiones del espacio de salida de la máquina empacadora Woodman G3c.

la máquina y el suelo, respectivamente.

En la Figura 66, se especifican las partes importantes que delimitan el espacio, del proceso previo a la automatización, desde la vista superior.

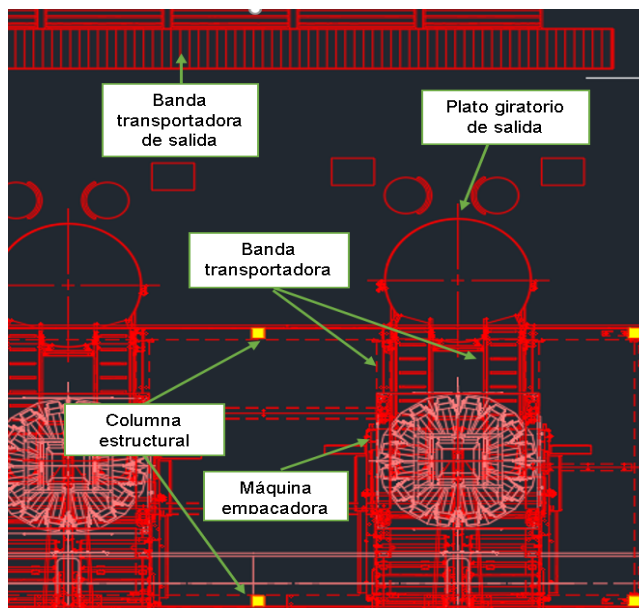


Figura 66: Descripción de los elementos presentes en la vista superior de la línea de empaque.

En las Figuras 67 y 68, se especifican las dimensiones del espacio disponible para realizar la automatización del proceso de empaque secundario. El mismo espacio indicado en las Figuras anteriores, existe entre cada máquina empacadora Woodman G3c de la línea de producción de frituras.

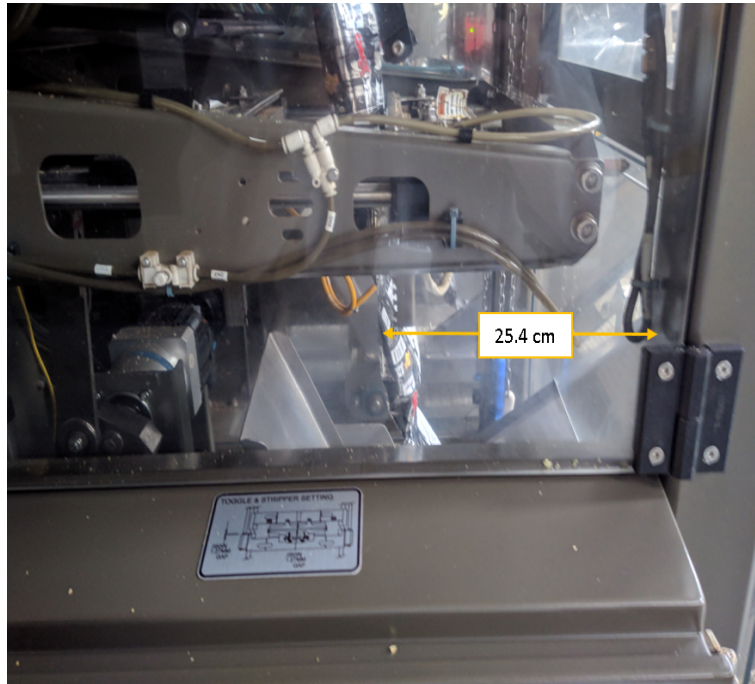


Figura 64: Distancia entre la estructura de la empacadora y la salida de las bolsas de frituras



Figura 65: Distancia entre el filo del mecanismo de sello final y el suelo

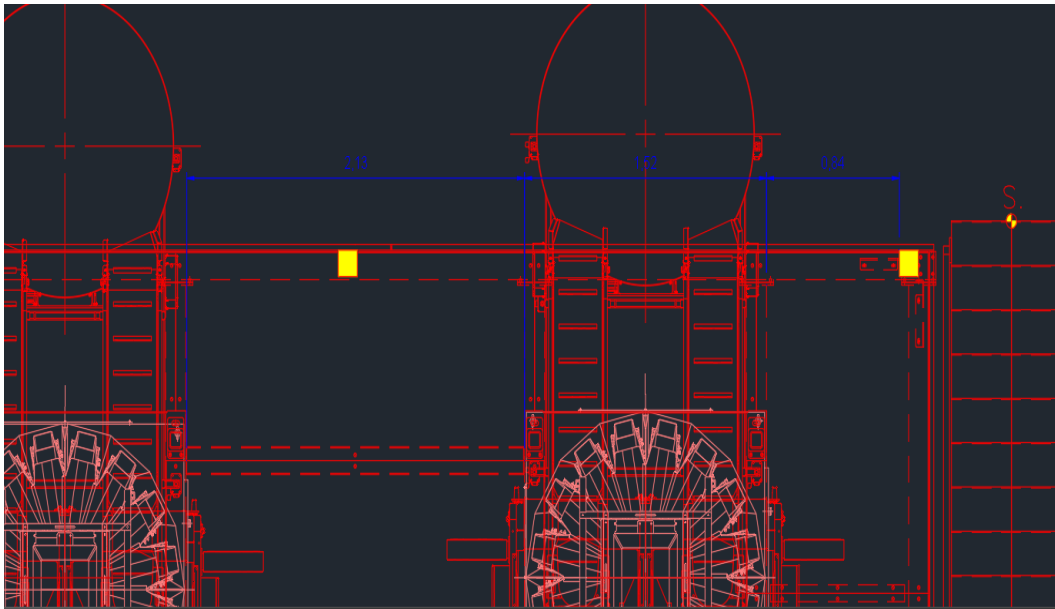


Figura 67: Dimensiones con respecto a la máquina empacadora.

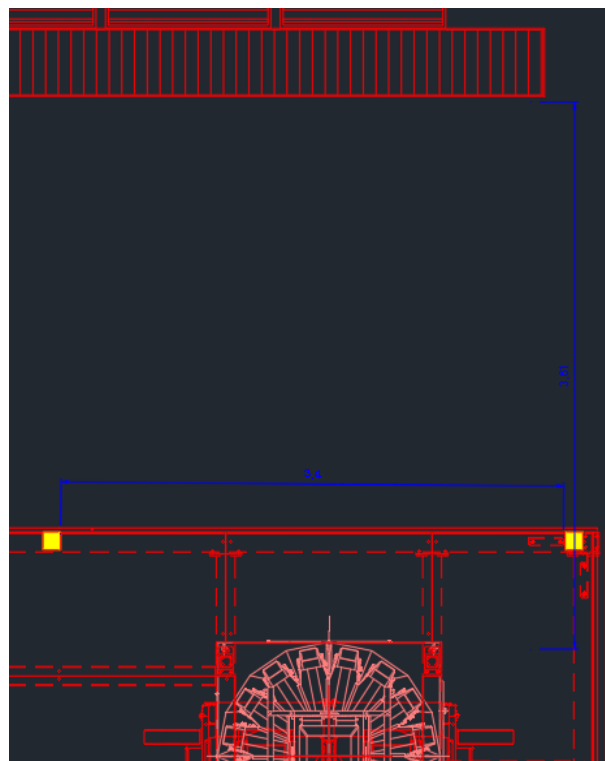


Figura 68: Espacio disponible para automatizar el proceso de empaclado secundario.

En la Figura 212 de la sección de anexos, se observa desde otra vista, el proceso. Luego de que las bolsas de frituras salen de la máquina empacadora, estas suben hacia una mesa circular giratoria, por medio de una banda transportadora. Una vez en la mesa giratoria, el

personal toma dos o tres ristras, dependiendo del tipo de empaque producido, se le coloca un trozo, de longitud irregular, de cinta adhesiva y un trozo de cartón de soporte.

B. Requerimientos de diseño

En el Cuadro 29 se observan los requerimientos de dimensión, de funcionamiento y propuestos en conjunto con la empresa. En la segunda columna del Cuadro, se colocó el proceso por el cual se validará que se cumplieron los requerimientos al final del diseño.

Descripción	Método de comprobación
Poseer una altura máxima de 2 m.	Dimensionamiento de modelo CAD.
Poseer un ancho máximo de 3 m.	Dimensionamiento de modelo CAD.
Poseer una profundidad máxima de 3 m. a partir de la empacadora principal.	Dimensionamiento de modelo CAD.
Reservar espacio para que una persona pueda desplazarse entre máquinas empacadoras.	Dimensionamiento de modelo CAD.
Utilizar materiales disponibles en la empresa.	Selección de materiales posee mas del 70 % de los materiales que adquiere la empresa.
Velocidad mínima de funcionamiento de 180 bolsas de frituras por minuto.	Selección de actuadores y elementos mecánicos capaces de soportar la velocidad deseada.
Velocidad máxima de funcionamiento de 220 bolsas de frituras por minuto.	
La máquina debe poseer la flexibilidad de poder manipular diferentes tamaños de bolsas de frituras.	Diseño de piezas adaptables a diferentes medidas y dimensionamiento en modelo CAD.
La máquina debe poder introducir el producto en una bolsa plástica sin que este se desordene o cambie de orientación.	Pruebas con prototipos del diseño para introducir el producto a la bolsa plástica.
Reducir la cantidad de recurso humano actual (3 personas por máquina)	Análisis del funcionamiento automático de la máquina para determinar la cantidad de recurso humano requerido para operar.

Cuadro 29: Requerimientos para la automatización del proceso de empaclado secundario de frituras.

C. Diseño de alternativas

Se diseñó un modelo CAD para demostrar el funcionamiento básico del método para crear una fila de 24 bolsas de frituras y luego que estas fuesen introducidas en una bolsa plástica.

1. Alternativa 1: Apilado vertical

En la Figura 69, se observa el modelo de la máquina que apila las frituras.

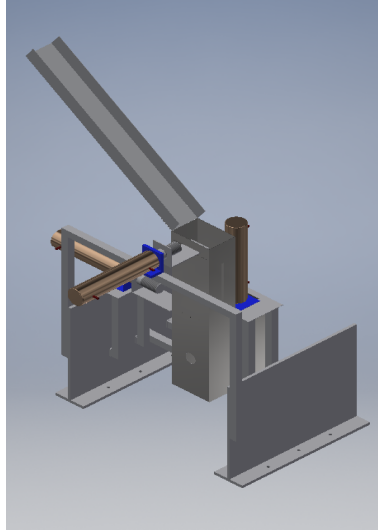


Figura 69: Vista general de alternativa 1

El flujo de las bolsas de frituras por la máquina se muestra en la Figura 70. En este caso se pretende que las bolsas se apilen de forma vertical por lo que, cada cara de la bolsa de frituras, tendrá contacto con la cara de la bolsa que se encuentra contigua a ella.

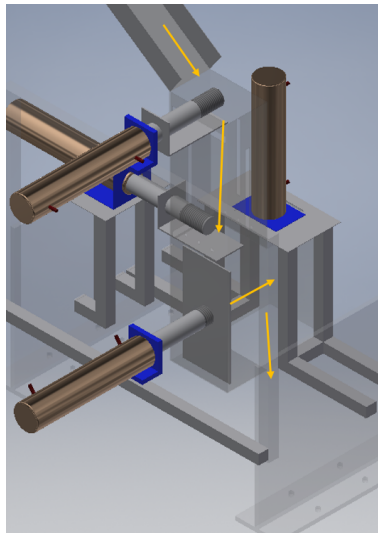


Figura 70: Indicación del flujo que poseen las bolsas de frituras en esta alternativa.

En la Figura 71, se observa la fase inicial del proceso, en esta el cilindro superior realiza una carrera completa por cada bolsa de frituras que se aproxima por la rampa inclinada. La función principal de este cilindro es brindar un soporte por un lapso corto de tiempo a la bolsa de fritura y, que cuando el cilindro se retraiga, esta pueda caer de forma uniforme. El cilindro que se encuentra ortogonal y por debajo del anterior, se mantiene con el vástago completamente salido (media carrera completa) hasta que se hayan apilado 12 unidades de bolsas. Luego este se retrae y se espera a que se apilen otras 12 unidades mas. En la siguiente fase, mostrada en la Figura 72, el cilindro que se encuentra montado de forma horizontal,

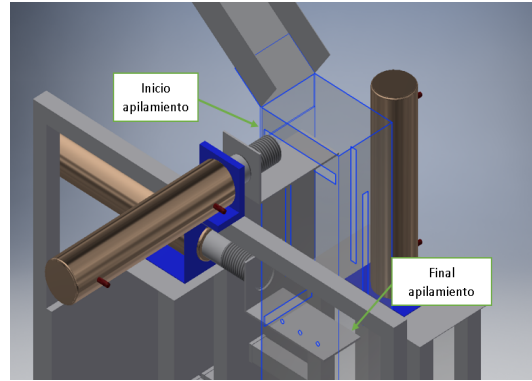


Figura 71: Primera fase de la alternativa 1: Formación de una pila de bolsas de frituras.

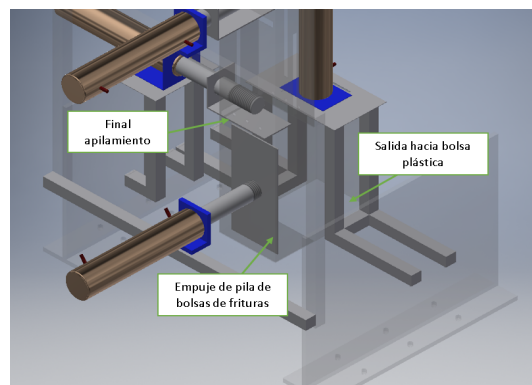


Figura 72: Segunda fase de la alternativa 1: Impulso de la pila hacia la bolsa plástica.

empuja la pila de 24 unidades y las coloca por debajo del cilindro que se encuentra montado de forma vertical. Este último empuja la pila de bolsas hacia la bolsa plástica dispuesta en la parte de abajo de la máquina. Se realizó un análisis de movimientos de los cilindros neumáticos para determinar posibles fallas en el proceso, este se puede observar en la Figura 74 La denominación de los cilindros utilizada en el diagrama de movimientos, se observa en la Figura 73.

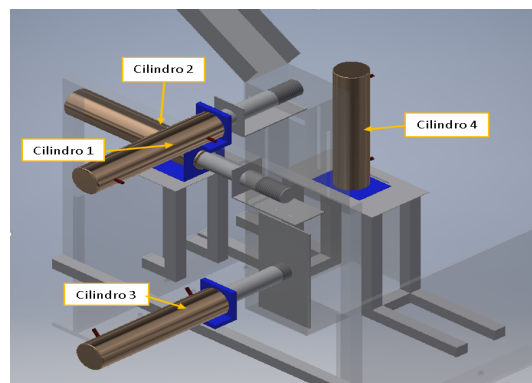


Figura 73: Denominación de los cilindros neumáticos de la alternativa 1.

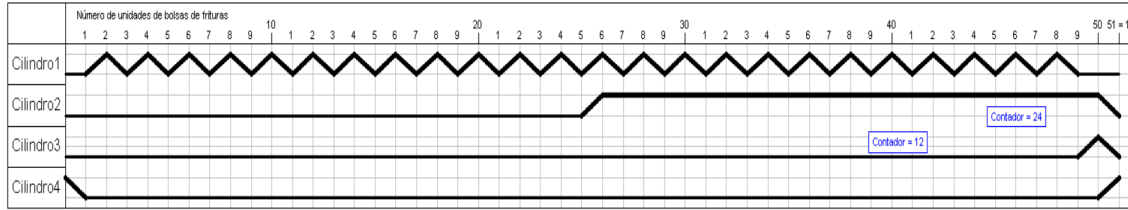


Figura 74: Diagrama de movimientos de los actuadores neumáticos de la alternativa 1.

2. Alternativa 2

En la Figura 75, se observa el modelo de la máquina que agrupa las bolsas de frituras de manera horizontal.

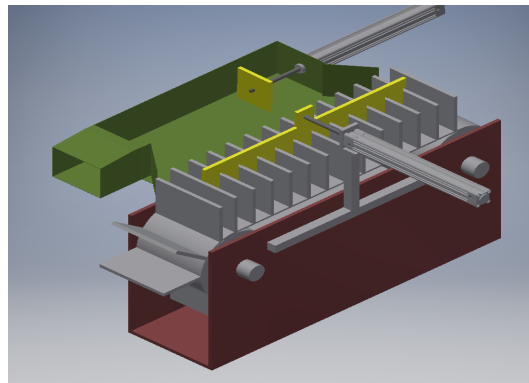


Figura 75: Vista general de alternativa 2

El flujo de las bolsas de frituras por la máquina, se muestra en la Figura 76. En esta segunda alternativa se pretende que las bolsas se acomoden de forma horizontal. En este caso,

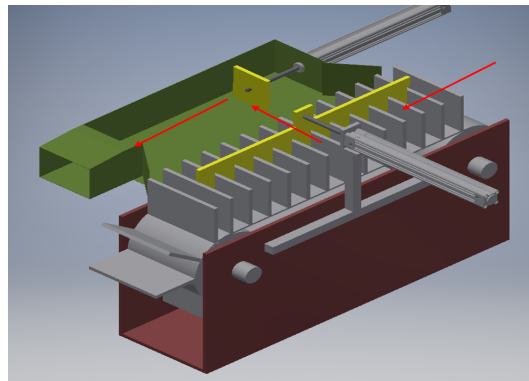


Figura 76: Indicación del flujo que poseen las bolsas de frituras en esta alternativa.

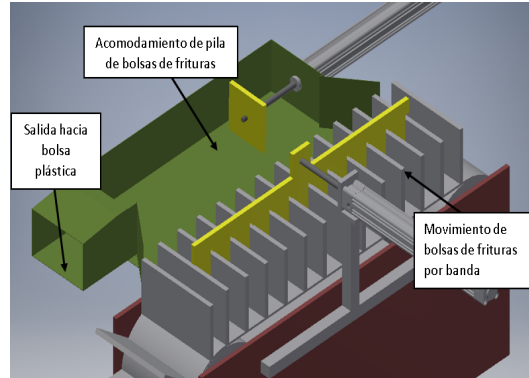


Figura 77: Fases del acomodamiento de las bolsas de frituras de la alternativa 2.

Se realizó un análisis de movimientos de los cilindros neumáticos para determinar posibles fallas en el proceso, este se puede observar en la Figura 79. La denominación de los cilindros utilizada en el diagrama de movimientos, se observa en la Figura 78.

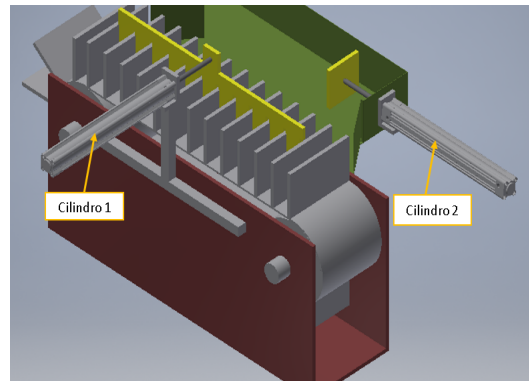


Figura 78: Denominación de los cilindros neumáticos de la alternativa 2.

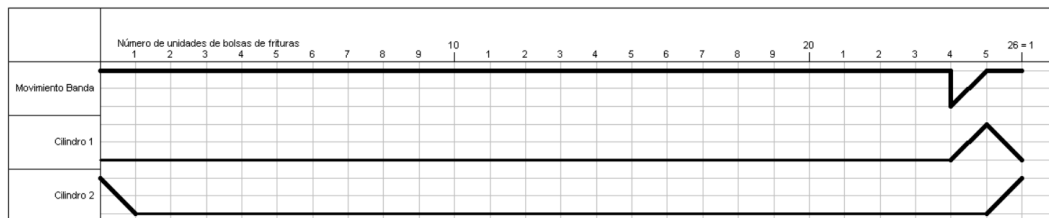


Figura 79: Diagrama de movimientos de los actuadores neumáticos de la alternativa 2.

D. Selección de alternativa

Se evaluó cada una de las alternativas y se completó la matriz de selección que se aprecia en el Cuadro 30. Esta se ponderó según el criterio propio, por lo que el resultado para inclinarse sobre una alternativa no es imperativa.

Crterios	A1	A2	
Consideraciones mecánicas			
Cantidad de piezas	1	4	0 <10 piezas 5 >50 piezas
Partes móviles	0	5	0 Existe mov. lineal y rotacional 5 Únicamente mov. lineal
Tamaño de la estructura vertical	0	2	0 Altura >a 2m 5 Altura <a 0,5m
Tamaño de la estructura horizontal	3	4	0 Ancho >a 2 m 5 Ancho >a 0.5 m
Velocidad máxima de empaque	5	5	0 Velocidad <150 ppm 5 Velocidad >220 ppm
Costo aproximado	1	3	0 Relativamente costoso 5 Relativamente económico
Mantenimiento preventivo	5	1	0 Mantenimiento complicado, difícil acceso 5 Mantenimiento fácil, fácil acceso
Mantenimiento correctivo	3	5	0 Piezas con vida útil corta 5 Piezas con vida útil larga
Tiempo de fabricación aprox.	3	4	0 T >30 días 5 T <5 días
Tiempo de instalación aprox.	5	5	0 T >30 días 5 T <5 días
Probabilidad de desajustes	3	4	0 Necesita ajuste semanal 5 Necesita ajuste semestral
Consideraciones sobre el personal			
Personal necesario para operar	4	5	0 3 operadores + 1 supervisor de línea 5 0 operadores + 1 supervisor de línea
Riesgo de accidentes leves (en marcha)	5	5	0 Fractura de extremidad 5 Quemadura y/o raspadura
Riesgo de accidentes graves (en marcha)	5	5	0 Riesgo de muerte 5 Pérdida de miembros de la mano
Consideraciones del proceso			
Optimización del espacio en planta según futuras necesidades	5	4	0 Utiliza 100 % espacio disponible 5 Utiliza <50 % espacio disponible
Manipulación de la bolsa	3	4	0 Fabrica y manipula 5 No manipula
Necesidad de modificar la movilidad actual de los snacks	0	5	0 Modifica la dinámica y movimiento 5 Se adapta al proceso actual
TOTAL			Este es el resultado de una ponderación dada por el diseñador, no representa una calificación absoluta.

Cuadro 30: Matiz de selección para máquina de empaque secundario para bolsas de frituras

E. Diseño mecánico

1. Selección de bandas

Del catálogo de bandas de Forbo, se realizó la selección de la banda de código 904696 de Poliuretano, sus características se muestran en la Figura 31

Detalle	Valor	Dimensional
Código	904696	Poliuretano
Recubrimientos	U2/U2	
Color	Blanca	
Grosor	1.3	mm
Masa	1.4	kg/m ²
Fuerza de tracción relajada de la banda con una elongación del 1 % por unidad de anchura	4	N/mm
Diámetro mínimo	30	mm
Temperatura de servicio admisible	.-30/100	°C
Dureza del recubrimiento	95	
Ancho estándar	1400	mm
Apto para el uso de alimentos	E/F/-/M	
Sellado de los bordes de la banda	S	
Rigidez transversal	Si	
Cierres mecánicos	Si	
Buena conductividad térmica	Si	

Cuadro 31: Características de la banda seleccionada.

2. Banda pequeña 1 y 2

Cálculos y diseño de banda transportadora y ejes

Se realizó el cálculo de la velocidad lineal, como se observa en la Figura 32 , para poder obtener la velocidad rotacional requerida 91, utilizando como primer paso un diámetro de eje propuesto y luego se iteró para colocar el valor correcto.

Detalle	Valor	Dimensional
Unidades por segundo (a 240 BPM)	2.0	
Altura prom. por unidad	20	cm
Diámetro del eje	3	cm
Velocidad lineal	24	m/s

Cuadro 32: Cálculo de la velocidad lineal requerida en las bandas transportadoras.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Ancho del rodillo	B	330.0	mm
Ancho de banda	B_0	250.0	mm
Diámetro de rodillo	D	25.40	mm
Longitud geométrica de la banda	L_g	1700	mm
Carga sobre ejes en reposo en el tambor motriz	F_wa	1.373	N
Valor inmediato de la carga sobre ejes	Fw_inst	1.3731	N
Aceleración de la gravedad	g	9.810	m/s ²
Diferencia entre los radios de los tambores	h	0.000	mm
Altura de transporte	h_t	570.0	m
Longitud de transporte	L_t	0.825	m
Masa de la mercancía transportada en toda la longitud de transporte (carga total)	M	0.140	kg
Masa de la mercancía transportada en la parte superior (carga total)	M1	0.140	kg
Masa de la mercancía transportada en la parte inferior (carga total)	M2	0.000	kg
Masa de todos los tambores, excepto el motriz	M_r	1.551	kg
Velocidad de la banda	v_b	0.410	m/s
Ángulo de inclinación de la instalación	α	0.000	grados
Ángulo de abertura en el tambor motriz	β	180.0	grados
Ángulo de abertura en el tambor tensor	γ	180.0	grados
Eficiencia accionamiento	η	0.850	

Cuadro 33: Datos obtenidos según la aplicación de la banda pequeña.

$$w = \frac{V_t}{r} = \frac{24m/s}{0.03m} = 800RPM \quad (91)$$

Se utilizó la banda de la Figura 31. Previo a realizar los cálculos de la banda transportadora, se determinaron datos propios de la aplicación en la que sería utilizada la banda transportadora, estos se observan en la Figura 33. Se seleccionaron los coeficientes de fricción estática, los factores C1, C2 y C3, se determinó la masa total de la banda, tomando en cuenta su longitud y ancho, estos datos se observan en el Cuadro 34.

La cantidad de bolsas de frituras se calculó tomando en cuenta la longitud de transporte de la banda y las dimensiones del producto crítico, estos valores se encuentran expresados en el Cuadro 35

Descripción	Id.	Valor	Dimensional
Cantidad de bolsas de frituras sobre la banda	#	4.00	No aplica
Masa por unidad	m	35.0	g
Masa de producto total sobre la banda	m_{tot}	0.14	Kg

Cuadro 35: Cálculo del producto, en simultaneo, sobre la banda transportadora pequeña.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Factores de cálculo	C_1	1.50	
	C_2	8.00	
	C_3	25.0	
Fuerza de tracción relajada de la banda con una elongación del 1 % por unidad de anchura	k_1 %	4.00	N/mm
Masa de la banda	M_b	0.59	kg
		5.84	N
Elongación máxima de la banda	$\varepsilon_{\{max\}}$	2.00	%
Coefficiente de fricción para marcha sobre rodillo	μ_r	0.03	
Coefficiente de fricción para acumulación	μ_{st}	0.50	
Coefficiente de fricción para marcha sobre mesa	μ_t	0.50	

Cuadro 34: Selección de datos a partir del catálogo de la banda.

Luego se procedió a obtener la fuerza tangencial máxima y la fuerza de tracción máxima, los cuales se aprecian en el Cuadro 36.

Descripción	Id	Valor	Dimensional
Fuerza tangencial máxima	F_u	3.44	N
Fuerza de tracción máxima	F_1	5.16	N

Cuadro 36: Fuerza tangencial y de tracción máxima de la banda pequeña.

Para validar la banda, se utilizó la relación entre la fuerza de tracción máxima y el coeficiente (C2), seleccionado con anterioridad. El resultado de la relación se muestra en la ecuación 92

$$\frac{F_1}{b_0} = 0.021 \quad (92)$$

Debido a que el valor de la relación $\frac{F_1}{b_0}$ es \leq a C_2 , la banda queda totalmente validada para la carga a soportar.

Una vez validada la banda transportadora, se procedió a realizar el cálculo del diámetro mínimo para el eje de transmisión, y la potencia mínima requerida por parte del motor a utilizar, estos valores se visualizan en el Cuadro 37.

Descripción	Id.	Valor	Dimensional
Diámetro mínimo	d_{min}	1.03	mm
Potencia mecánica en el eje	P_a	1.400	W
Potencia mecánica mínima del motor	P_m	1.700	W
		0.002	HP

Cuadro 37: Diámetro mínimo del eje y potencia mínima del motor de la banda pequeña.

Se diseñó la siguiente configuración del eje, la cual se observa en la Figura 80, esta da espacio de alojamiento a dos rodamientos y soporte para la banda transportadora.



Figura 80: Configuración del eje para la banda pequeña.

Se colocaron chanfers a 45° (como se observa en la Figura 81) en las secciones donde se deben insertar los rodamientos y filetes de 3 milímetros (como se observa en la Figura 82), en todos los cambios de sección transversal del eje.

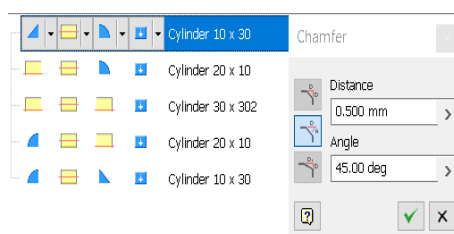


Figura 81: Valor de los chanfers en el eje de la banda pequeña.

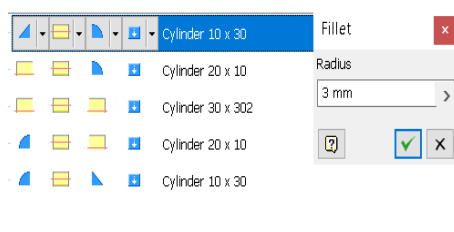


Figura 82: Valor de los filetes en el eje de la banda pequeña.

Se realizó un cálculo alternativo para determinar el diámetro mínimo del eje, esta vez tomando en cuenta las características del material y de la aplicación propia. Se determinó la resistencia a la fatiga teórica, según las características del material a utilizar para la fabricación del eje. Esto se puede visualizar en la Figura 38. La velocidad rotacional de la Figura anterior, se propuso un radio del eje aproximado y luego se iteró el cálculo con el radio final.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Velocidad angular	v	800	rpm
Torque	T	0.020	Nm
Acero inoxidable 304			
Esfuerzo ult. A la tensión	S_{ut}	74695	psi
Límite de fluencia	S_y	29700	psi
Límite de resistencia a la fatiga teórica	S'_e	37347.5	psi

Cuadro 38: Cálculo de la resistencia de la fatiga teórica del material del eje para la banda pequeña.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Factor de superficie	a	2.700	
	b	-0.265	
Factor de superficie	ka	0.8609	
Factor de tamaño	kb	0.8790	(d < 2 pulg)
Factor de carga	kc	1.0000	(Flexión)
Factor de temperatura	kd	1.0000	(T = 20°C)
Factor de confiabilidad	ke	0.8140	(C = 0.99)
Factor de efectos varios	kf	1.0000	
Límite de resistencia a la fatiga estimada	Se	23004.7	psi

Cuadro 39: Cálculo de la resistencia de la fatiga estimada del material del eje para la banda pequeña.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Radio de la muesca	r	3.00	mm
Sensibilidad a la muesca	q	0.75	
Sensibilidad de la muesca cortante	q_shear	0.80	
Factor de concentración de esfuerzos nominal	Kt	1.50	
	Kts	1.90	
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga	Kf	1.38	
	Kfs	1.72	

Cuadro 40: Factores de concentración de esfuerzos para la banda pequeña.

Para poder obtener la resistencia a la fatiga real estimada, se seleccionaron y calcularon factores de corrección para este valor, como se observa en la Figura 64.

Según la configuración del eje, este posee cambios de geometrías que generan concentración de esfuerzos. Tomando en cuenta lo anterior, se calcularon factores para la concentración de esfuerzos, como se observa en la Figura 40.

Se modeló el eje en el software Autodesk Inventor 2017, proponiendo un valor de diámetro y configuración, el cual luego se modificó a las dimensiones finales y se iteró el procedimiento. A partir del modelo, se obtuvo el valor de la masa aproximada del eje, como se observa en la Figura 83. Luego se identificaron y calcularon las cargas a las que el eje será sometido, las cuales se observan en la Figura 41.

Detalle	Valor	Dimensional
4 bolsitas	0.298	kg/mm
Banda		
Total	2.921	N/mm

Cuadro 41: Carga que soporta el eje en la aplicación.

También se requirió obtener la fuerza cortante y el momento flexionante a las que el eje está expuesto. Para obtener estos datos se realizó un análisis de esfuerzos, en el software ya mencionado, los resultados de este observan en las Figuras 84 y 85.

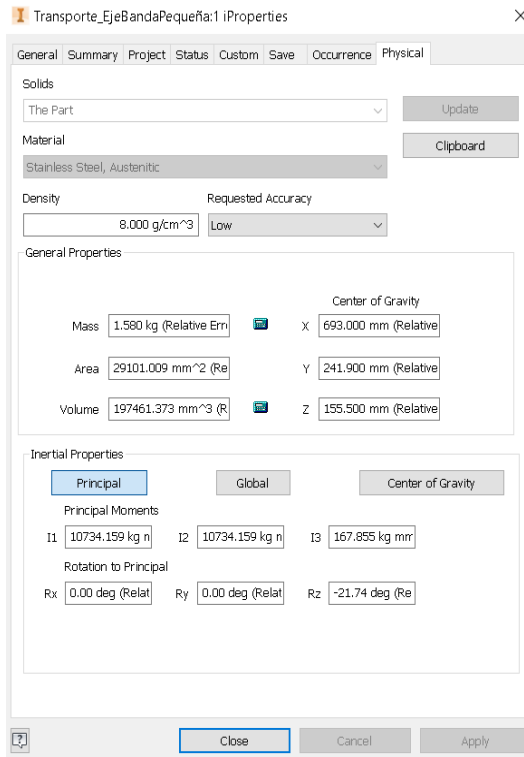


Figura 83: Características del eje de la banda pequeña.

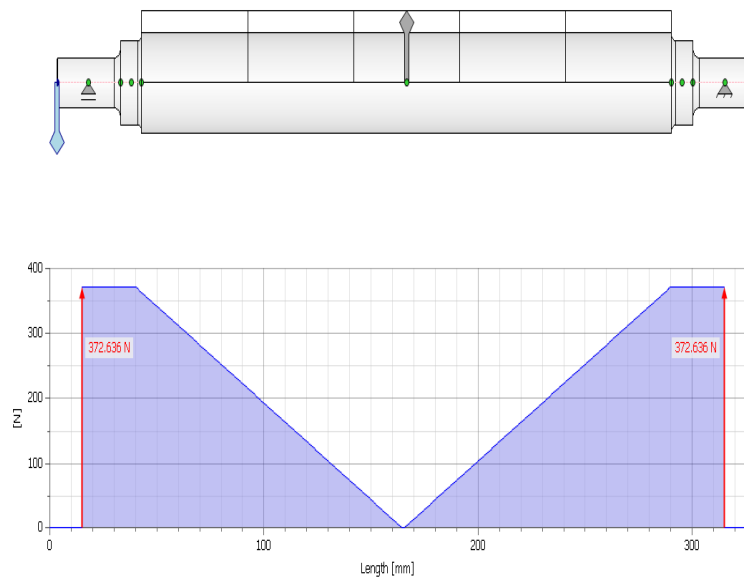


Figura 84: Fuerza cortante a la que está expuesto el eje de la banda pequeña.

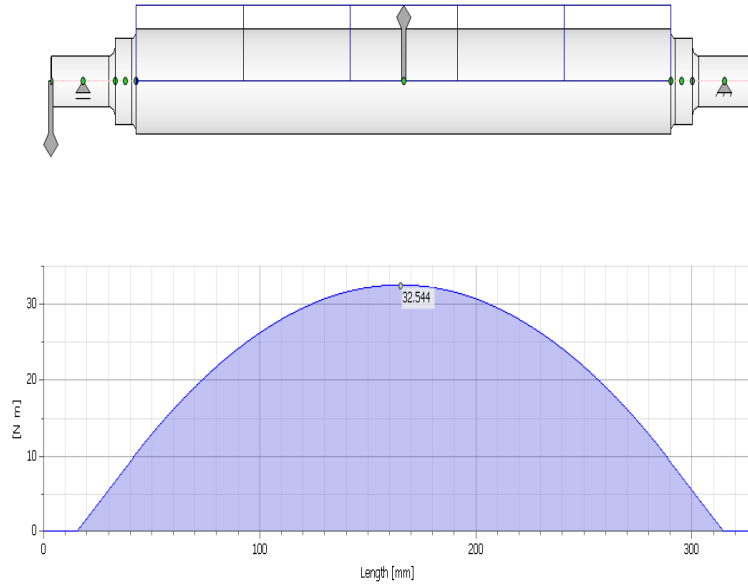


Figura 85: Momento flexionante al que está expuesto el eje de la banda pequeña.

Se aplicaron los criterios de falla para determinar el diámetro mínimo del eje, esta vez, tomando en cuenta las propiedades del material y las cargas a las que está sometido el mismo. Se utilizaron los datos del Cuadro 42; los resultados de los criterios se observan en la Figura 43

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Esfuerzo cortante	V	372.6	N
Momento flexionante alternante	Ma	32.54	Nmm
Momento flexionante medio	Mm	0.000	Nmm
Par de torsión alternante	Ta	0.000	Nmm
Par de torsión medio	Tm	0.02	Nmm
Factor de seguridad	n	3.000	

Cuadro 42: Datos a utilizar para los criterios de falla

Criterios de falla	Valor	Dimensional
Goodman	9.91	mm
ASME Elíptica	9.91	mm
Gerber	9.91	mm
Soderberg	9.91	mm

Cuadro 43: Criterios de falla.

Según los cálculos realizados con anterioridad, se utilizaron las dimensiones que se observan en la Figura 44.

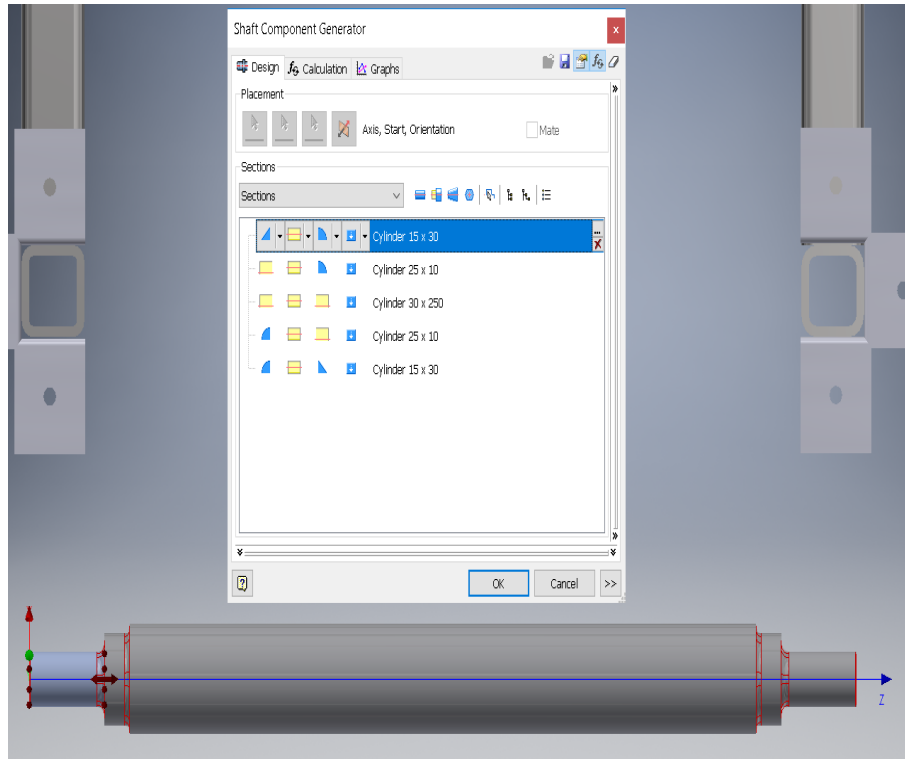


Figura 86: Configuración final del eje para la banda pequeña.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Diámetro	d_actual	30.00	mm
		1.181	pulg
Masa	m_actual	1.580	kg
Largo	l_actual	266.2	mm

Cuadro 44: Resumen de dimensiones a utilizar en el eje de la banda pequeña.

La geometría final del eje, como se observa en la Figura 86, permaneció como se mostró con anterioridad; únicamente fueron modificados los diámetros. En el recuadro que se encuentra arriba del eje, se denomina la geometría de la sección del eje, seguido por el valor del diámetro de la sección y por último el valor de la longitud de la misma, ambos valores en milímetros. Los triángulos representan un chamfer y las geometrías redondeadas, representan un filete en el eje. Para validar la configuración y dimensiones del eje, se utilizaron otros resultados paralelos del análisis de esfuerzos, el diámetro ideal y la deflexión máxima del eje. El diámetro ideal brinda, según el cálculo del software, el diámetro requerido a lo largo de todo el eje; el cual se visualiza en la Figura 87. La deflexión máxima, indica la deflexión del eje en micrómetros a lo largo de todo el eje, la cual se observa en la Figura 88.

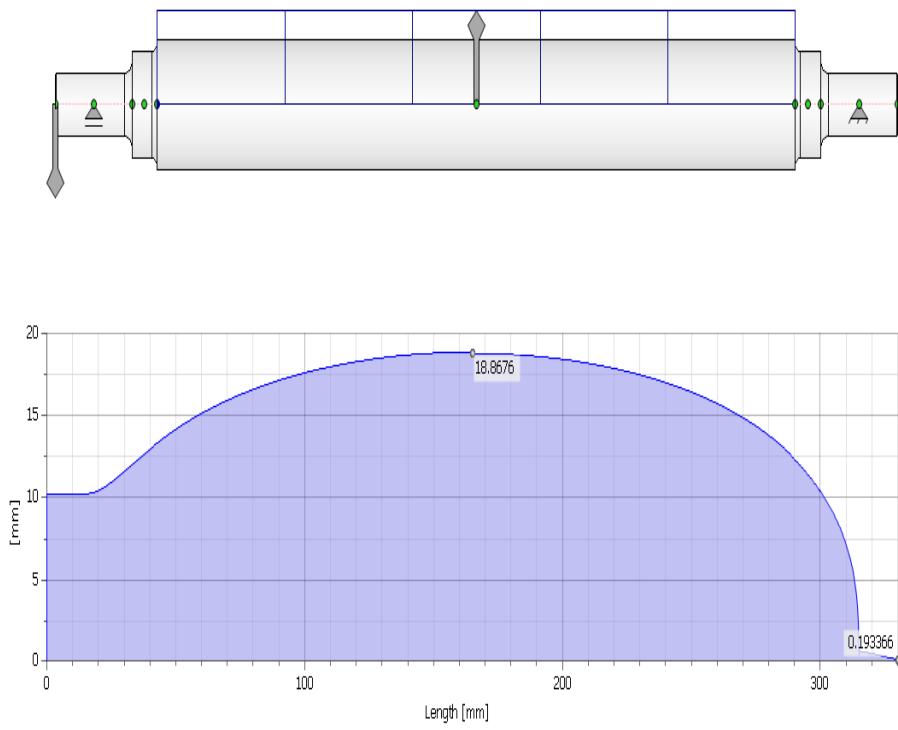


Figura 87: Diámetro ideal del eje en la banda inclinada.

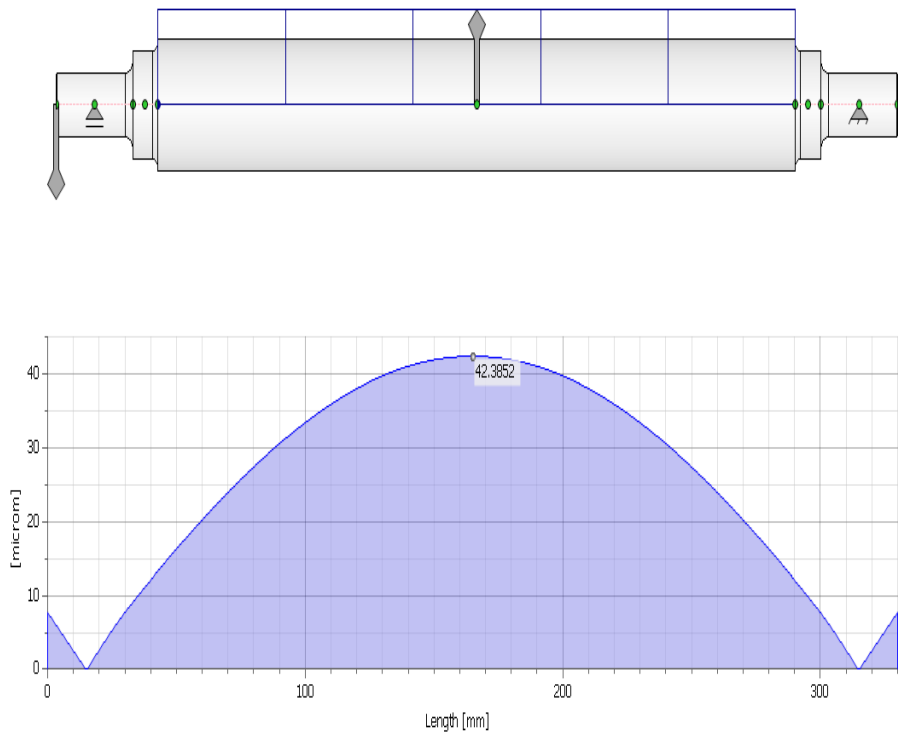


Figura 88: Deflexión máxima del eje en la banda inclinada.

Cálculo y selección de rodamientos

Se determinó la carga radial, como se observa en la Figura 45, que soporta el rodamiento, la cual se compone del peso del eje, banda y cantidad de producto que puede estar sobre la banda en simultaneo.

Detalle	Valor	Dimensional
Peso de producto	0.47	N
Peso de banda	5.84	N
Peso de eje	15.5	N
Total	21.8	N

Cuadro 45: Cálculo de la carga que soporta un rodamiento en la banda pequeña.

El cálculo de la carga dinámica del rodamiento se observa en la Figura 46.

Descripción	Variable	Valor	Dimensional
Cargas aplicadas al rodamiento	Fr	0.02	kN
	Fa	0	kN
Factor X	X	1	
Factor Y	Y	0	
Carga dinámica	Pr	0.02	kN

Cuadro 46: Cálculo de la carga dinámica de un rodamiento en la banda pequeña.

Como último punto, se calculó la carga radial equivalente, la cual sirve como parámetro para seleccionar el rodamiento, esta se observa en la Figura 47.

Descripción	Variable	Valor	Dimensional
Vida útil esperada	L_{10h}	10000	h
Velocidad de rotación	n	800	RPM
Diámetro del eje	d	15.00	mm
Carga radial dinámica eq.	Cr	0.171	kN

Cuadro 47: Cálculo de la carga radial equivalente del un rodamiento en la banda pequeña.

Con base en los cálculos anteriores, se seleccionó un rodamiento que cumpliera con las cargas, la vida, el diámetro del eje y el espesor de la lámina sobre la que va montado este elemento. En este caso, fue un rodamiento marca NTN de código 16002, el cual posee las características que se observan en la Figura 48. El mismo rodamiento se utilizó para ambos extremos del eje y ambos ejes de la banda.

Descripción	Variable	Valor	Dimensión
Carga radial dinámica eq.	Cr	5.6	kN
Capacidad básica de carga estática	Cor	2.83	kN
Factor	fo	13.9	
Diámetro del eje	d	15	mm
Diámetro del anillo exterior	D	32	mm
Ancho del anillo	B	8	mm

Cuadro 48: Características del rodamiento seleccionado para la banda pequeña.

Selección de motor

Tomando en cuenta los datos obtenidos de potencia y torque, se seleccionó un motor eléctrico, del catálogo de la marca WEG. Los detalles técnicos del motor WEG modelo 00118ET3E143T-S se muestran en el Cuadro 49. Este motor requiere de un variador de frecuencia para poder definir la velocidad requerida, del cual se hará una recomendación al final de este trabajo.

Detalle	Valor	Dimensional
Potencia	0.75	Kw
Velocidad	1800	RPM
Voltaje	220/440	VAC
Torque con carga	4.52	Nm

Cuadro 49: Motor seleccionado para la banda inclinada.

Diseño de estructura

Se tomó como referencia la estructura común de bandas transportadoras, con laterales y columnas hacia el suelo. Siguiendo este patrón, se diseñaron las columnas, acomodándolas para que la banda pequeña horizontal fuera estable y cumpliera con las dimensiones propuestas para la misma. Se utilizaron perfiles cuadrados de acero inoxidable austenítico de dimensiones 25x25x3 milímetros. Las columnas de la estructura se observan en la Figura 89.

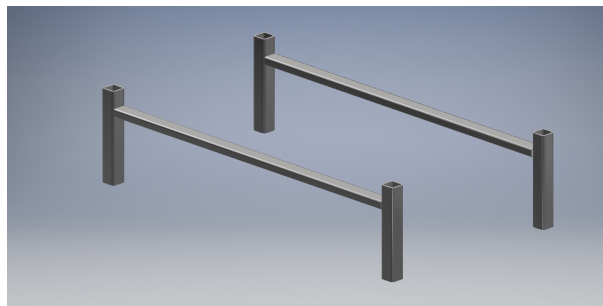


Figura 89: Modelo CAD columnas para la banda transportadora pequeña.

Los laterales de la banda poseen perforaciones para los rodamientos, ejes (ya calculados) y pernos (los cuales se calcularán a continuación), así como se puede visualizar en la Figura 90. Ambos laterales son totalmente idénticos, como se aprecia en la Figura 91.

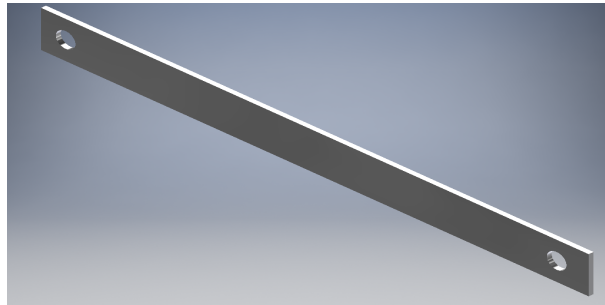


Figura 90: Modelo CAD de un lateral de la banda transportadora pequeña.

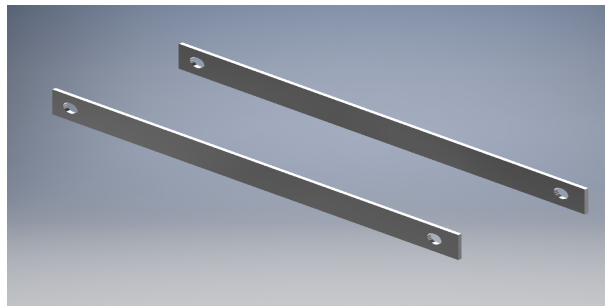


Figura 91: Modelo CAD de los laterales de la banda transportadora pequeña.

Diseño de accesorios

Para la parte más alta de la banda transportadora, se diseñó una rampa que funciona como conexión entre esta y la banda transportadora pequeña la cual se observa en la Figura 92. Se utilizó lámina de acero inoxidable 304 de 1.5mm de espesor para este accesorio.

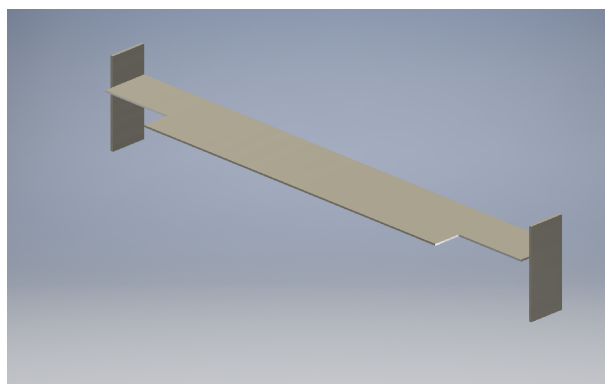


Figura 92: Modelo CAD de la rampa de salida de la banda pequeña.

El fabricante de la banda recomienda la utilización de un soporte para la banda, el cual

se coloca por debajo de esta. Para esto se diseñó con una lámina de acero inoxidable de 3 mm de espesor, este se puede observar en la Figura 93.

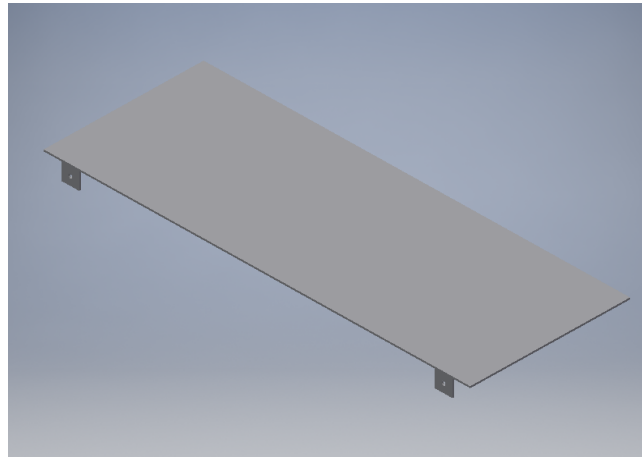


Figura 93: Modelo CAD del soporte de la banda.

Se diseñó un limitador para cada lado de la banda, el cual limita el movimiento de las bolsas de frituras a uno en línea recta, para evitar que se desordenen. Para este accesorio se utilizó lámina de acero inoxidable de 1.5 mm de espesor el cual se observa en la Figura 94.

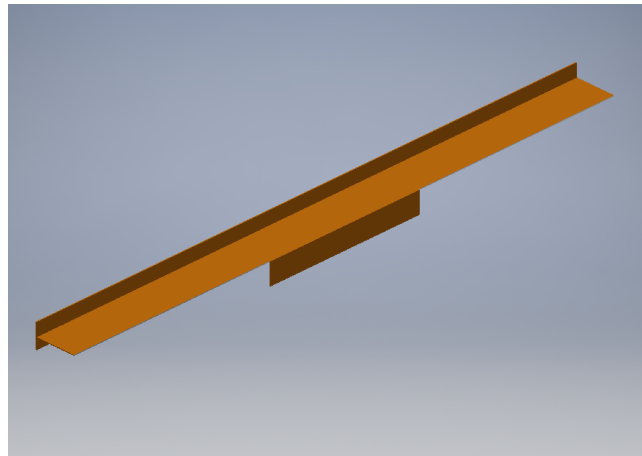


Figura 94: Modelo CAD del limitador de la banda pequeña.

El ensamble consta de dos bandas transportadoras pequeñas, idénticas, una montada sobre la otra, como se observa en la Figura 103.

La banda pequeña superior posee una conexión con una banda inclinada, la cual se describe luego, por lo que el limitador debió ser modificado para permitir la unión entre ambas bandas transportadoras. El limitador fue una modificación en longitud del mencionado con anterioridad, este se observa en la Figura 95.

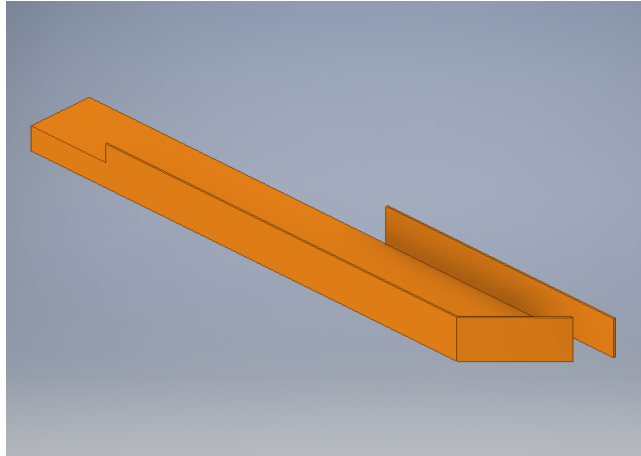


Figura 95: Modelo CAD del limitador modificado de la banda pequeña superior.

Se diseñó un elemento de sujeción por medio de pernos para que la bandas fuese desmontables una de la otra. Para este accesorio se utilizó lámina de acero inoxidable de 3 mm de espesor; este se puede observar en la Figura 103

Cálculo de uniones

Para el soporte de la banda, los pernos se encuentran a cortante y la fuerza que provoca este esfuerzo es el peso de la lámina y el peso crítico sobre el mismo, que es 0.14kg. El análisis de lo mencionado con anterioridad se observa en la Figura 96.

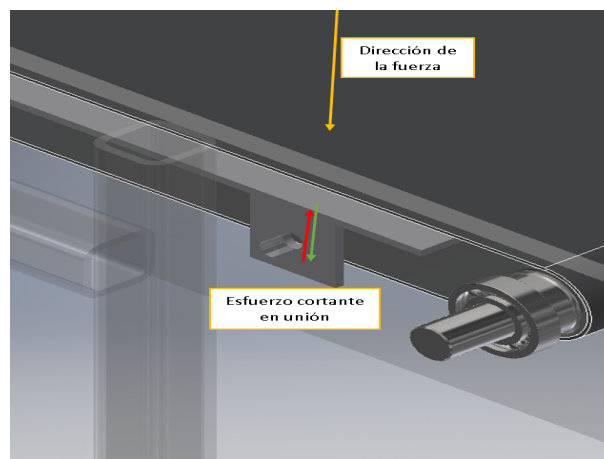


Figura 96: Esfuerzo cortante en unión del soporte de la banda pequeña.

Se utilizó la Figura 96 para realizar el análisis de la unión no permanente y se propuso un tornillo M5 de propiedad 4.8, detallado en el Cuadro 50, para la utilización en todas las uniones no permanentes que posee esta banda transportadora.

Descripción		Valor	Dimensional
Área de esfuerzo de tensión	A_t	14.2	mm ²
Área del diámetro menor	A_r	12.7	mm ²
Diámetro nominal propuesta	d	5	mm
Longitud propuesta	l	20	mm
Resistencia de prueba mínima	S_p	310	Mpa
Resistencia última a la tensión del elemento	S_{ut}	420	Mpa

Cuadro 50: Características del tornillo seleccionado

La unión no permanente se llevó a cabo entre dos elementos de acero inoxidable, sus características y las pertinentes de los elementos a unir se encuentran en el Cuadro 51.

Descripción		Valor	Dimensional
Resistencia a la tensión	S_y	215	Mpa
Resistencia última a la tensión del elemento	S_{ut}	505	Mpa
Espesor elemento mas delgado	t	1.50	mm
Ancho del elemento donde se encuentra el agujero	w	30.0	mm
Distancia del agujero hacia filo del elemento	a	16.5	mm

Cuadro 51: Características de los elementos a unir

Debido a que la unión se encuentra en cortante, se tomaron en cuenta los análisis contra falla del elemento y del tornillo, los cuales se calcularon y sus resultados se observan en el Cuadro 52. La F_u utilizada fue dividida en 4, debido a que este es el número de tornillos que soportan esta.

Descripción		Valor	Dimensional
Fuerza en la unión	F_u	24.623	N
Factor de seguridad	n_d	2.0000	
Aplastamiento del perno		2325.0	N
Aplastamiento de los elementos		1612.5	N
Cortante del perno		4543.3	N
Cortante del borde del elemento		6140.7	N
Fluencia por tensión de los elementos a lo largo de los agujeros		3225.0	N
Fluencia del elemento		4837.5	N

Cuadro 52: Análisis contra la falla del elemento a unir y tornillo.

De los análisis del Cuadro mencionado con anterioridad, se tomó la fuerza limitante (menor). Esta fuerza representa el valor máximo de carga al que se debe exponer la unión

para que el sujetador o el material no fallen, siendo esta de 1612.5 N. Debido a que la F_u es menor que la fuerza limitante, se concluyó que la unión es satisfactoria y la utilización el tornillo propuesto es factible.

En el caso de la rampa de salida, la fuerza que provoca un esfuerzo cortante es el propio peso del material del accesorio y el peso de una bolsa individual de frituras. El análisis se observa en la Figura 97

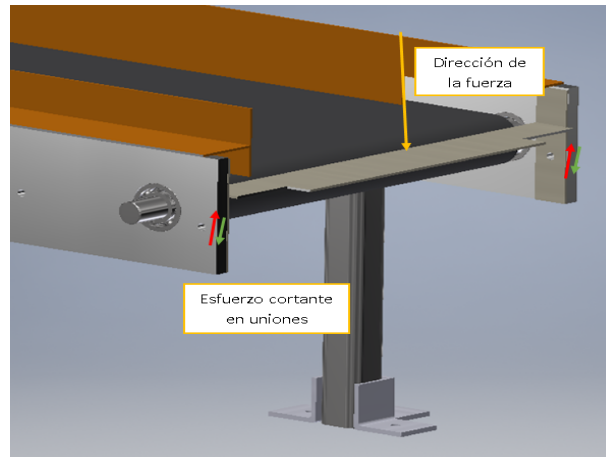


Figura 97: Esfuerzo cortante en unión de la rampa de salida de la banda pequeña.

Se utilizó la Figura 97 para realizar el análisis de la unión no permanente, esta se llevó a cabo entre dos elementos de acero inoxidable, sus características y las pertinentes de los elementos a unir se encuentran en el Cuadro 53.

Descripción		Valor	Dimensional
Resistencia a la tensión	S_y	215	Mpa
Resistencia última a la tensión del elemento	S_{ut}	505	Mpa
Espesor elemento mas delgado	t	1.50	mm
Ancho del elemento donde se encuentra el agujero	w	20.0	mm
Distancia del agujero hacia filo del elemento	a	17.0	mm

Cuadro 53: Características de los elementos a unir

Debido a que la unión se encuentra en cortante, se tomaron en cuenta los análisis contra falla del elemento y del tornillo, los cuales se calcularon y sus resultados se observan en el Cuadro 54. La F_u utilizada fue dividida en 2, debido a que este es el número de tornillos que soportan esta.

Descripción	Valor	Dimensional
Fuerza en la unión	F_u 1.462	N
Factor de seguridad	n_d 2.000	
Aplastamiento del perno	1162.5	N
Aplastamiento de los elementos	806.3	N
Cortante del perno	2271.6	N
Cortante del borde del elemento	3163.4	N
Fluencia por tensión de los elementos a lo largo de los agujeros	2418.8	N
Fluencia del elemento	3225.0	N

Cuadro 54: Análisis contra la falla de la rampa de salida y tornillo.

De los análisis del Cuadro mencionado con anterioridad, se tomó la fuerza limitante (menor). Esta fuerza representa el valor máximo de carga al que se debe exponer la unión para que el sujetador o el material no fallen, siendo esta de 806.3 N. Debido a que la F_u es menor que la fuerza limitante, se concluyó que la unión es satisfactoria y la utilización el tornillo propuesto es factible.

Los limitadores poseen un único perno, el cual está sujeto a un esfuerzo de tensión, debido a que el propio peso de la lámina genera un momento; en la Figura 98 se puede apreciar lo mencionado con anterioridad.

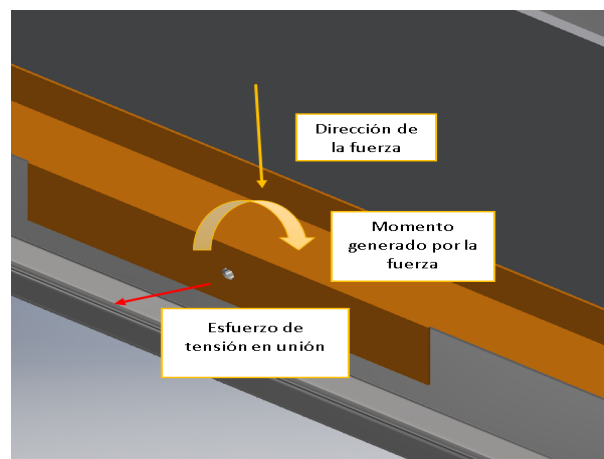


Figura 98: Esfuerzo de tensión en unión del accesorio limitador.

Los pernos utilizados para unir ambas bandas, no poseen alguna carga, siempre y cuando se instalen correctamente y no exista alguna fuerza externa que perturbe la estructura. Por lo que únicamente sirven como método de sujeción, como se observa en la Figura 99. Se utilizó un tornillo con las características del Cuadro 50 con dos arandelas y una tuerca hexagonal M5.

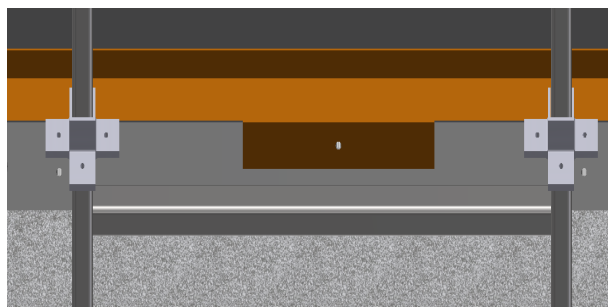


Figura 99: Unión entre bandas pernada.

Las uniones que fueron sometidas a un proceso de unión permanente por medio de soldadura, en la estructura, se encuentran en cortante, así como se muestra en la Figura 100. La fuerza que realiza el esfuerzo de cortante es el peso de todos los elementos montados sobre la estructura (accesorios, banda, ejes, pernos y rodamientos) partido en la cantidad de columnas que existen.

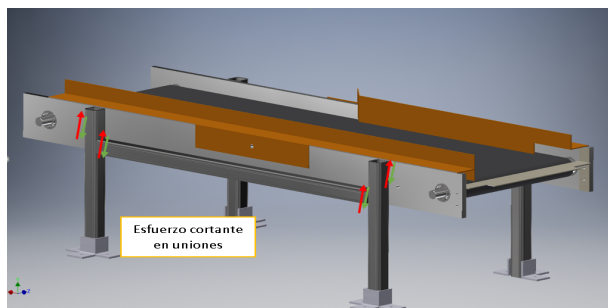


Figura 100: Esfuerzo cortante en uniones de la estructura de la banda pequeña.

Para la soldadura de esta banda se seleccionó el electrodo E308L, el cual es recomendado para soldar aceros inoxidable 304, las características requeridas para el cálculo de la soldadura se encuentran en la Figura 55.

Descripción	Valor	Dimensional
Esfuerzo permisible a tensión	585	MPa
Elongación	46	%

Cuadro 55: Propiedades mecánicas del electrodo E308L

La unión permanente se llevó a cabo entre dos elementos de acero inoxidable, las características mostradas en la Figura 56, son las necesarias para determinar si el material es favorable para realizar la unión.

Descripción	Valor	Dimensional
Resistencia a la tensión	215	MPa
Resistencia última a la tensión	505	MPa

Cuadro 56: Propiedades mecánicas del acero inoxidable 304 utilizado en el sistema.

Se realizó el análisis de la Figura 100 y mediciones en el diseño para obtener la longitud del cordón de soldadura, además, se propuso un valor de garganta, estos datos se observan en la Figura 57

Descripción		Valor	Dimensional
Fuerza unión	F_u	168.3	N
Longitud unión	l	550.0	mm
Garganta propuesta	h	1.000	mm

Cuadro 57: Características de la unión soldada.

Se determinó la fuerza permisible que posee el material de aporte, observada en la ecuación 93 y luego se obtuvo la resistencia del cordón y se obtuvo el resultado expuesto en la ecuación 94.

$$F_{perm} = 124.1 \quad (N/mm) \quad (93)$$

$$F_{aporte} = 68243.2 \quad (N) \quad (94)$$

La F_{aporte} es mayor que F_{un} por lo que el material de aporte y las dimensiones dadas de la unión son satisfactorias.

Se determinó el esfuerzo cortante en la unión, el cual se observa en la ecuación 95 y el esfuerzo cortante permisible, según el electrodo, determinado en la ecuación 96.

$$\tau = 0.306 \quad (MPa) \quad (95)$$

$$\tau_{perm} = 86.00 \quad (MPa) \quad (96)$$

Ya que el esfuerzo τ_{perm} es mayor que τ , se concluye que los elementos expuestos a la unión son satisfactorios y se encuentran en la capacidad para poder llevar a cabo el proceso de soldado.

Según el Cuadro 16, y teniendo en cuenta que el elemento mas grueso a unir son los laterales de la banda, con un espesor de 8mm, se determinó que el tamaño mínimo de la garganta que se debe utilizar es de 4.763mm (3/16"). Por lo que el valor mínimo a utilizar al momento de realizar el procedimiento de soldadura es de 4.8 mm aproximadamente.

Modelado CAD

En la Figura 101, se observa el modelo CAD del ensamble de la banda transportadora pequeña inferior.

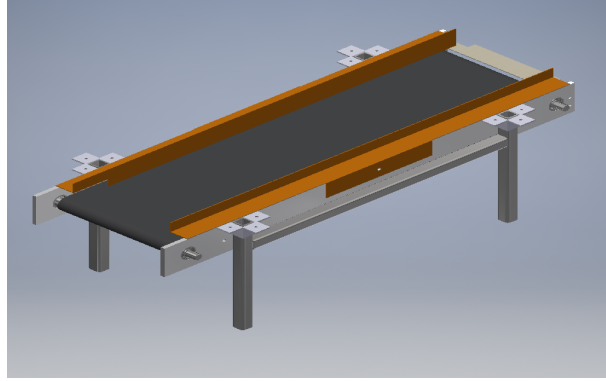


Figura 101: Modelo CAD de ensamblaje de la banda pequeña superior.

En la Figura 102, se observa el modelo CAD del ensamblaje de la banda transportadora pequeña superior.

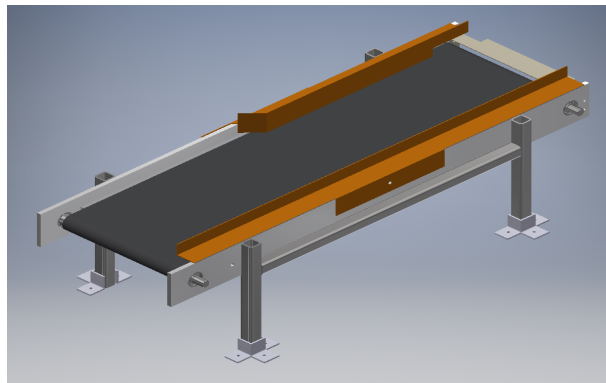


Figura 102: Modelo CAD de ensamblaje de la banda transportadora pequeña superior.

En la Figura 103, se observa el modelo CAD de ambas bandas transportadoras ensambladas una encima de la otra.

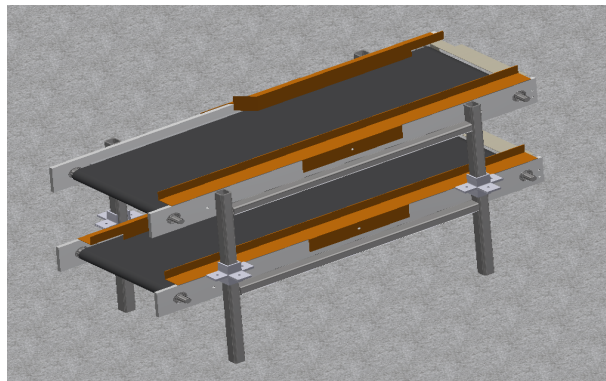


Figura 103: Modelo CAD de ensamblaje de ambas bandas transportadoras pequeñas.

3. Banda transportadora inclinada

Cálculos y diseño de banda transportadora y ejes

Se utilizó la misma banda de la Figura 31. Previo a realizar los cálculos de la banda transportadora, se determinaron datos propios de la aplicación en la que sería utilizada la banda transportadora, estos se observan en la Figura 58. Se seleccionaron los coeficientes de fricción estática, los factores C1, C2 y C3, se determinó la masa total de la banda, tomando en cuenta su longitud y ancho, estos datos se observan en el Cuadro 60.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Ancho del rodillo	B	382.0	mm
Ancho de banda	B ₀	300.0	mm
Longitud geométrica de la banda	L _g	1889	mm
Carga sobre ejes en reposo en el tambor motriz	F _{wa}	1.373	N
Valor inmediato de la carga sobre ejes	Fw _{inst}	1.373	N
Aceleración de la gravedad	g	9.810	m/s ²
Altura de transporte	h _t	0.359	m
Longitud de transporte	L _t	0.850	m
Masa de la mercancía transportada en toda la longitud de transporte (carga total)	M	0.140	kg
Masa de la mercancía transportada en la parte superior (carga total)	M1	0.140	kg
Masa de todos los tambores, excepto el motriz	M _r	1.810	kg
Velocidad de la banda	v _b	0.4200	m/s
Ángulo de inclinación de la instalación	α	25.000	grados
Ángulo de abertura en el tambor motriz	β	180.00	grados
Ángulo de abertura en el tambor tensor	γ	180.00	grados
Eficiencia accionamiento	η	0.8500	

Cuadro 58: Datos obtenidos según la aplicación de la banda.

Descripción	Id.	Valor	Dimensional
Cantidad de bolsas de frituras sobre la banda	#	4.00	No aplica
Masa por unidad	m	35.0	g
Masa de producto total sobre la banda	m_{tot}	0.14	Kg

Cuadro 59: Cálculo del producto, en simultáneo, sobre la banda transportadora.

La cantidad de bolsas de frituras se calculó tomando en cuenta la longitud de transporte de la banda y las dimensiones del producto crítico, estos valores se encuentran expresados en el Cuadro 59

Luego se procedió a obtener la fuerza tangencial máxima y la fuerza de tracción máxima,

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Factores de cálculo	C_1	1.50	
	C_2	8.00	
	C_3	25.0	
Fuerza de tracción relajada de la banda con una elongación del 1% por unidad de anchura	k_1 %	4.00	N/mm
Masa de la banda	M_b	0.38	kg
		3.70	N
Elongación máxima de la banda	ε_{max}	2.00	%
Coefficiente de fricción para marcha sobre rodillo	μ_r	0.03	
Coefficiente de fricción para acumulación	μ_{st}	0.50	
Coefficiente de fricción para marcha sobre mesa	μ_t	0.50	

Cuadro 60: Selección de datos a partir del catálogo de la banda.

los cuales se aprecian en el Cuadro 61, tomando en cuenta que es una banda de transporte con un ángulo de elevación y de sentido ascendente.

Descripción	Id	Valor	Dimensional
Fuerza tangencial máxima	F_u	3.93	N
Fuerza de tracción máxima	F_1	5.89	N

Cuadro 61: Fuerza tangencial y de tracción máxima de la banda inclinada.

Para validar la banda, se utilizó la relación entre la fuerza de tracción máxima y el coeficiente (C_2), seleccionado con anterioridad. El resultado de la relación se muestra en la ecuación 97

$$\frac{F_1}{b_0} = 0.019 \quad (97)$$

Debido a que el valor de la relación $\frac{F_1}{b_0}$ es \leq a C_2 , la banda queda totalmente validada para la carga a soportar.

Una vez validada la banda transportadora, se procedió a realizar el cálculo del diámetro mínimo para el eje de transmisión, y la potencia mínima requerida por parte del motor a utilizar, estos valores se visualizar en el Cuadro 62.

Descripción	Id.	Valor	Dimensional
Factor de seguridad	n	3	
Diámetro mínimo	d_{min}	0.982	mm
Potencia mecánica en el eje	P_a	1.610	W
Potencia mecánica mínima del motor	P_m	1.890	W
		0.003	HP

Cuadro 62: Diámetro mínimo del eje y potencia mínima del motor.

Se diseñó la siguiente configuración del eje, la cual se observa en la Figura 104, esta da

espacio de alojamiento a dos rodamientos y soporte para la banda transportadora.

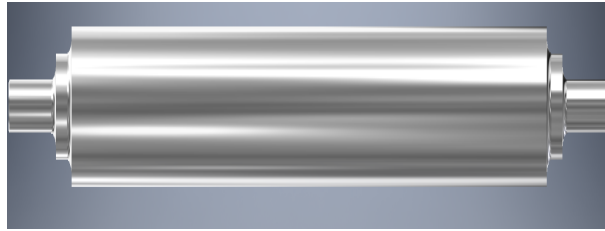


Figura 104: Configuración del eje para la banda inclinada.

Se colocaron chanfers a 45° (como se observa en la Figura 105) en las secciones donde se deben insertar los rodamientos y filetes de 3 milímetros (como se observa en la Figura 106), en todos los cambios de sección transversal del eje.

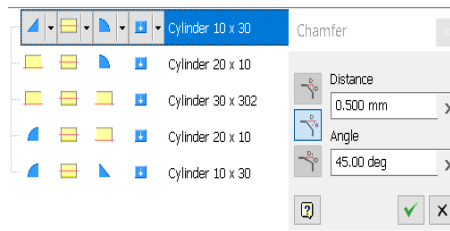


Figura 105: Valor de los chanfers en el eje de la banda inclinada.

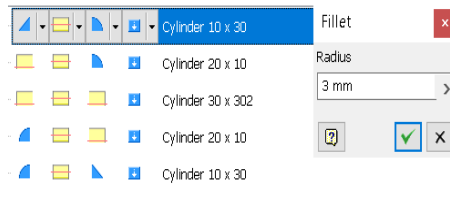


Figura 106: Valor de los filetes en el eje de la banda inclinada.

Se realizó un cálculo alternativo para determinar el diámetro mínimo del eje, esta vez tomando en cuenta las características del material y de la aplicación propia. Se determinó la resistencia a la fatiga teórica, según las características del material a utilizar para la fabricación del eje, esto se puede visualizar en la Figura 63. La velocidad rotacional de la figura anterior, se propuso un radio del eje aproximado y luego se iteró el cálculo con el radio final.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Velocidad angular	v	800	rpm
Torque	T	0.02	Nm
Acero inoxidable 304			
Esfuerzo ult. A la tensión	Sut	74695	psi
Límite de fluencia	Sy	29700	psi

Cuadro 63: Cálculo de la resistencia de la fatiga teórica.

Para poder obtener la resistencia a la fatiga real estimada, se seleccionaron y calcularon factores de corrección para este valor, como se observa en la Figura 64.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Factor de superficie	a	2.7	
	b	-0.265	
Factor de superficie	ka	0.861	
Factor de tamaño	kb	0.879	(d < 2 pulg)
Factor de carga	kc	1	(Flexión)
Factor de temperatura	kd	1	(T = 20°C)
Factor de confiabilidad	ke	0.814	(C = 0.99)
Factor de efectos varios	kf	1	
Límite de resistencia a la fatiga estimada	Se	23004.68676	psi

Cuadro 64: Cálculo de límite de resistencia a la fatiga estimada.

Según la configuración del eje, este posee cambios de geometrías que generan concentración de esfuerzos. Tomando en cuenta lo anterior, se calcularon factores para la concentración de esfuerzos, como se observa en la Figura 65.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Radio de la muesca	r	3.00	mm
Sensibilidad a la muesca	q	0.75	
Sensibilidad de la muesca cortante	q_shear	0.80	
Factor de concentración de esfuerzos nominal	Kt	1.50	
	Kts	1.90	
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga	Kf	1.37	
	Kfs	1.72	

Cuadro 65: Factores de concentración de esfuerzos.

Se modeló el eje en el software Autodesk Inventor 2017, proponiendo un valor de diámetro y configuración, el cual luego se modificó a las dimensiones finales y se iteró el procedimiento. A partir del modelo se obtuvo el valor de la masa aproximada del eje, como se observa en la Figura 107. Luego se identificaron y calcularon las cargas a las que el eje será sometido, las cuales se observan en la Figura 66.

Detalle	Valor	Dimensional
4 bolsitas	0.39	kg/mm
Banda		
Total	3.89	N/mm

Cuadro 66: Carga que soporta el eje en la aplicación.

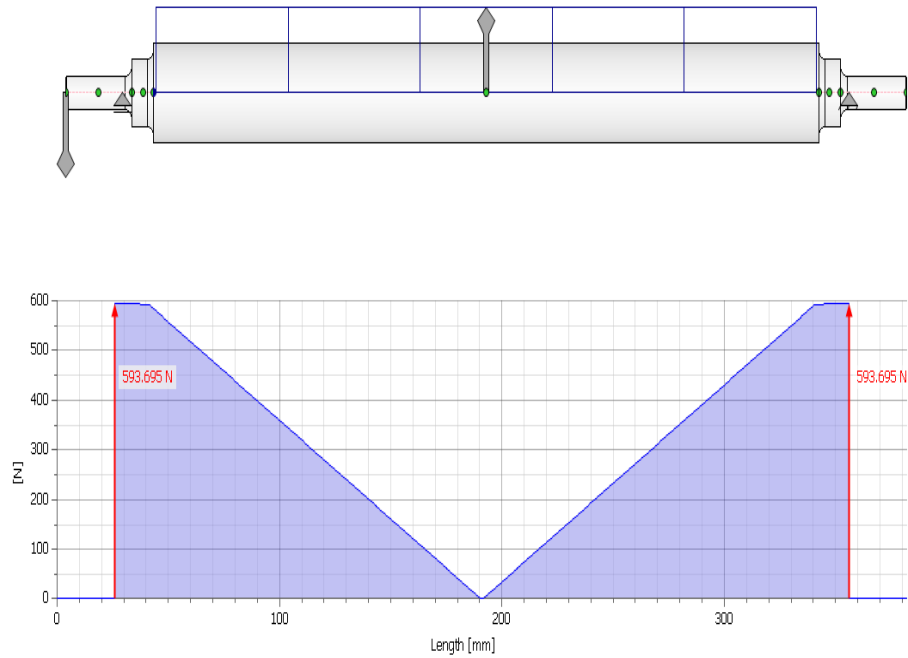


Figura 108: Fuerza cortante a la que está expuesto el eje.

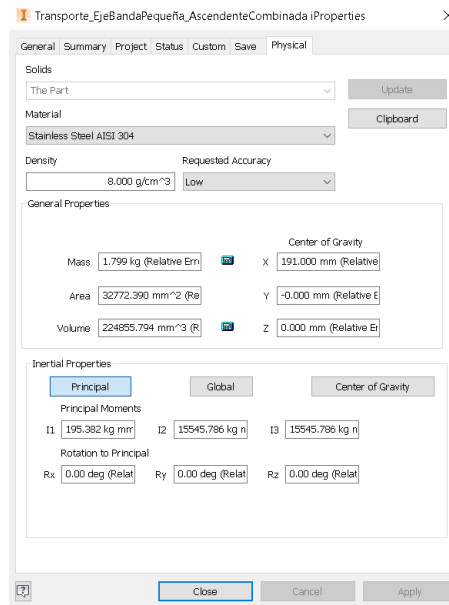


Figura 107: Características del eje.

También fue necesario obtener la fuerza cortante y el momento flexionante a las que el eje está expuesto. Para obtener estos datos se realizó un análisis de esfuerzos, en el software ya mencionado, los resultados de este observan en las Figuras 108 y 109.

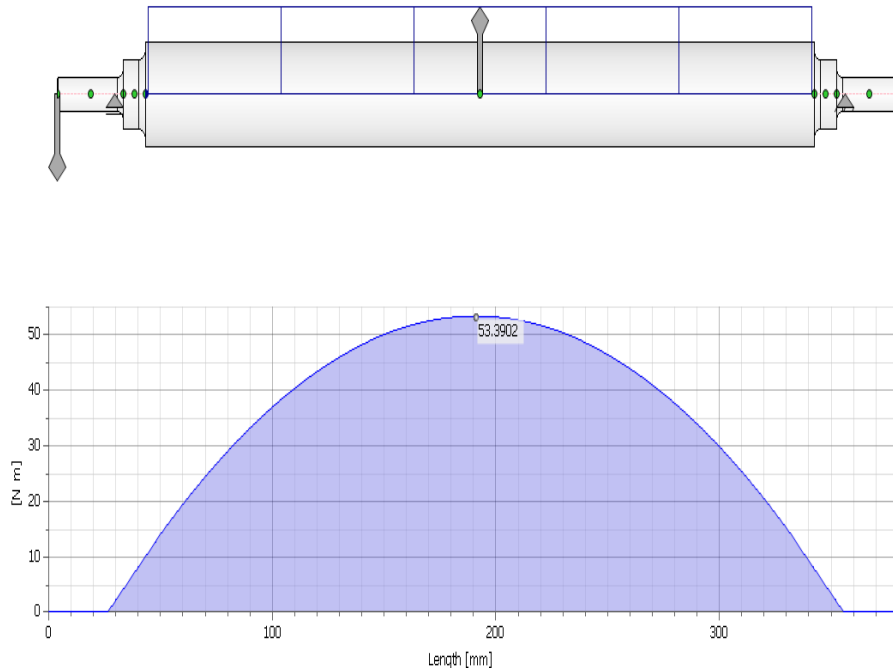


Figura 109: Momento flexionante al que está expuesto el eje.

Se aplicaron los criterios de falla para determinar el diámetro mínimo del eje, esta vez, tomando en cuenta las propiedades del material y las cargas a las que está sometido el mismo. Se utilizaron los datos mostrados en el Cuadro 67 y los resultados de los criterios se observan en la Figura 68.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Esfuerzo cortante	V	286.2	N
Momento flexionante alternante	Ma	25.72	Nm
Momento flexionante medio	Mm	0.000	Nm
Par de torsión alternante	Ta	0.000	Nm
Par de torsión medio	Tm	0.02	Nm
Factor de seguridad	n	3.000	

Cuadro 67: Datos útiles para los criterios de falla.

Criterio de falla	Valor	Dimensional
Goodman	11.7	mm
ASME Elíptica	11.7	mm
Gerber	11.7	mm
Soderberg	11.7	mm

Cuadro 68: Criterios de falla.

Según los cálculos realizados con anterioridad, se utilizaron las dimensiones que se observan en la Figura 69 para ambos ejes de la banda transportadora inclinada.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Diámetro	d_actual	30	mm
		1.18	pulg
Masa	m_actual	1.765	kg
Largo	l_actual	382	mm

Cuadro 69: Resumen de dimensiones a utilizar en el eje.

La geometría final del eje, como se observa en la Figura 110, permaneció como se mostró con anterioridad; únicamente fueron modificados los diámetros. En el recuadro que se encuentra arriba del eje, se denomina la geometría de la sección del eje, seguido por el valor del diámetro del diámetro de la sección y por último el valor de la longitud de la misma, ambos valores en milímetros. Los triángulos representan un bisel y las geometrías redondeadas, representan un filete en el eje.

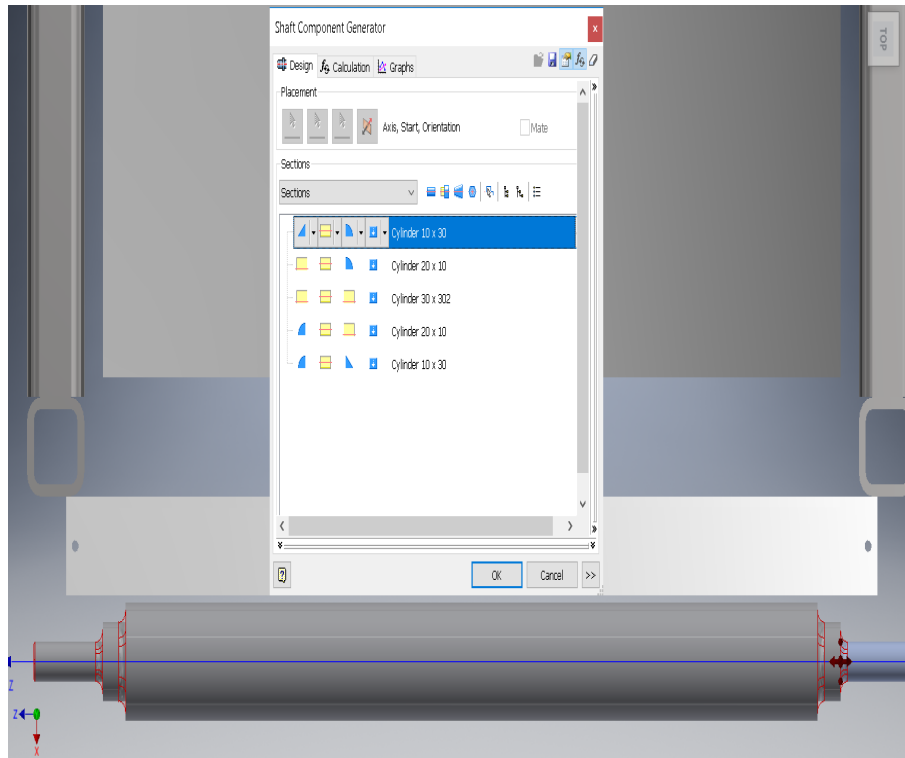


Figura 110: Configuración final del eje para la banda inclinada.

Para validar la configuración y dimensiones del eje, se utilizaron otros resultados paralelos del análisis de esfuerzos, el diámetro ideal y la deflexión máxima del eje. El diámetro ideal, brinda, según el cálculo del software el diámetro requerido a lo largo de todo el eje, el cual se visualiza en la Figura 111.

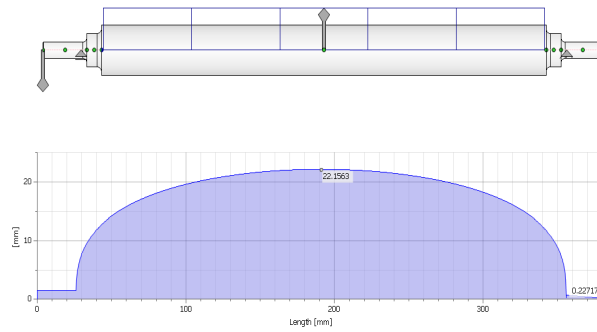


Figura 111: Diámetro ideal del eje en la banda inclinada.

La deflexión máxima, indica la deflexión del eje en micrómetros a lo largo de todo el eje, la cual se observa en la Figura 112.

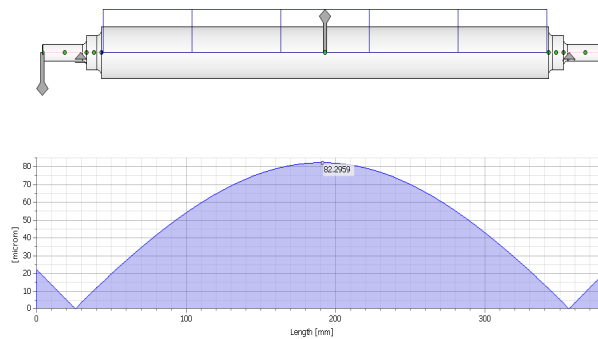


Figura 112: Deflexión máxima del eje en la banda inclinada.

Cálculo y selección de rodamientos

Se determinó la carga radial, como se observa en la Figura 70, que soporta el rodamiento, la cual se compone del peso del eje, banda y cantidad de producto que puede estar sobre la banda en simultaneo.

Detalle	Valor	Dimensional
Peso del producto sobre la banda	1.37	N
Peso de la banda seleccionada	7.78	N
Peso del eje	17.3	N
Carga total sobre rodamiento	13.2	N

Cuadro 70: Cálculo de la carga que soporta un rodamiento en la banda inclinada.

El cálculo de la carga dinámica del rodamiento se observa en la Figura 71.

Descripción	Variable	Valor	Dimensional
Cargas aplicadas al rodamiento	Fr	0.013	kN
	Fa	0	kN
Factor	Y	0	
Factor	X	1	
Carga dinámica	Pr	0.013	kN

Cuadro 71: Cálculo de la carga dinámica de un rodamiento en la banda inclinada.

Como último punto, se calculó la carga radial equivalente, la cual sirve como parámetro para seleccionar el rodamiento, esta se observa en la Figura 72.

Descripción	Variable	Valor	Dimensional
Vida útil esperada	L_10h	10000	h
Velocidad de rotación	n	800	RPM
Diámetro del eje	d	10.0	mm
Carga radial dinámica eq.	Cr	0.10	kN

Cuadro 72: Cálculo de la carga radial equivalente del rodamiento en la banda inclinada.

En base a los cálculos anteriores, se seleccionó un rodamiento que cumpliera con las cargas, la vida, el diámetro del eje y el espesor de la lámina sobre la que va montado este elemento. En este caso, fue un rodamiento marca NTN de código 6000, el cual posee las características que se observan en la Figura 73

Descripción	Variable	Valor	Dimensión
Carga radial dinámica eq.	Cr	4.55	kN
Capacidad básica de carga estática	Cor	1.96	kN
Factor	fo	12.4	
Diámetro del eje	d	10	mm
Diámetro del anillo exterior	D	26	mm
Ancho del anillo	B	8	mm

Cuadro 73: Características del rodamiento seleccionado para la banda inclinada.

El mismo rodamiento se utilizó para ambos extremos del eje y ambos ejes de la banda.

Selección de motor

Tomando en cuenta los datos obtenidos de potencia y torque, se seleccionó un motor eléctrico, del catálogo de la marca WEG. Los detalles técnicos del motor WEG modelo 00118ET3E143T-S se muestran en el Cuadro 49. Este motor requiere de un vareador de frecuencia para poder definir la velocidad requerida, del cual se hará una recomendación al final de este trabajo.

Diseño de estructura

Se tomó como referencia, la estructura común de bandas transportadoras, con laterales y columnas hacia el suelo. Siguiendo este patrón, se diseñaron las columnas, acomodándolas para que la banda inclinada (con un ángulo de 25° con respecto a la superficie del suelo) fuera estable y cumpliera con las dimensiones propuestas para la misma. Se utilizaron perfiles cuadrados de acero inoxidable austenítico de dimensiones 25x25x3 milímetros. Las columnas de la estructura se observan en la Figura 113.

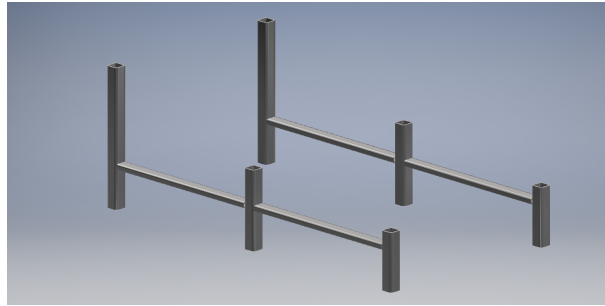


Figura 113: Modelo CAD columnas para la banda transportadora inclinada.

Los laterales de la banda, poseen perforaciones para los rodamientos, ejes (ya calculados) y pernos (los cuales se calcularán a continuación), así como se puede visualizar en la Figura 114. Ambos laterales, son totalmente idénticos, como se aprecia en la Figura 115. Estos fueron diseñados para ser construidos con acero inoxidable 304 de 8 milímetros de espesor.

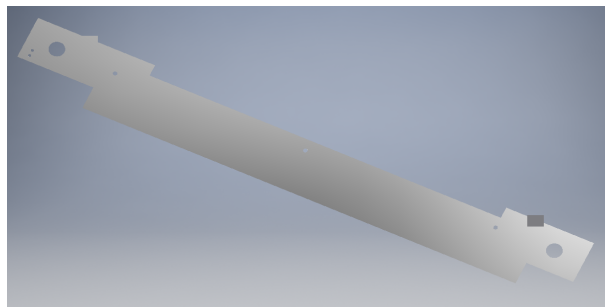


Figura 114: Modelo CAD de un lateral de la banda transportadora inclinada.

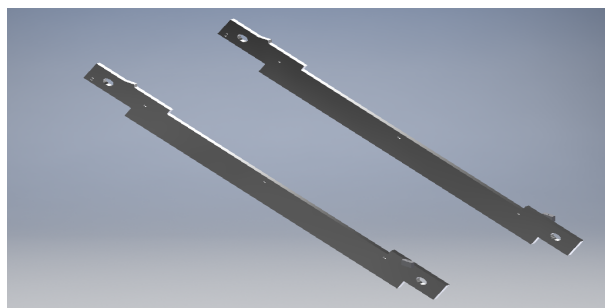


Figura 115: Modelo CAD de los laterales de la banda transportadora inclinada.

Diseño de accesorios

Se diseñó un accesorio retenedor en para la parte mas baja de la banda transportadora, se puede observar en la Figura 116, el cual se sujeta por medio de dos tornillos a los laterales de la estructura de la banda transportadora. Se utilizó lámina de acero inoxidable 304 de 3mm de espesor, para este accesorio.

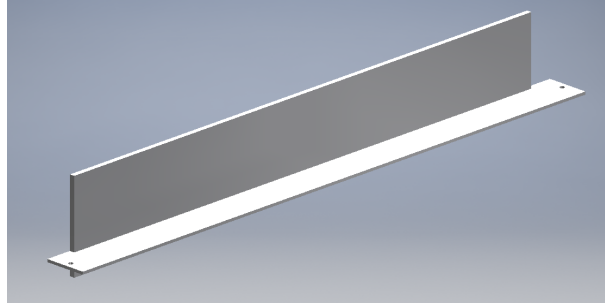


Figura 116: Modelo CAD del retenedor de la banda inclinada.

Para la parte mas alta de la banda transportadora, se diseñó una rampa que funciona como conexión entre esta y la banda transportadora pequeña, la cual se observa en la Figura 117. Se utilizó lámina de acero inoxidable 304 de 1.5mm de espesor, para este accesorio.

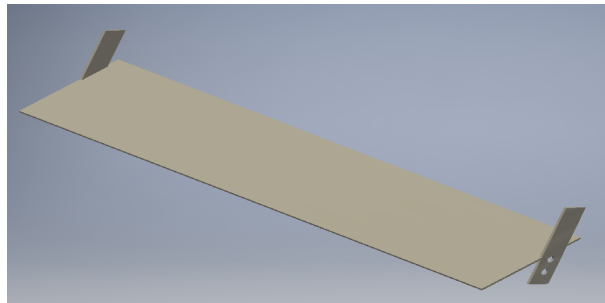


Figura 117: Modelo CAD de la rampa de salida de la banda inclinada.

El fabricante de la banda, recomienda la utilización de un soporte para la banda, el cual se coloca por debajo de esta, este se observa en la Figura 118. Para esto se diseñó con una lámina de acero inoxidable de 3 mm de espesor

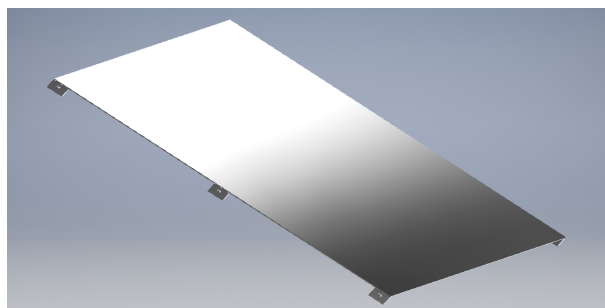


Figura 118: Modelo CAD del soporte de la banda.

Cálculo de uniones

Los pernos a utilizar para el retenedor, están sujetos a cortante. La fuerza que provoca el esfuerzo es una componente del peso del producto que tenga contacto con el accesorio, de lo contrario el perno únicamente sirve para sujeción.

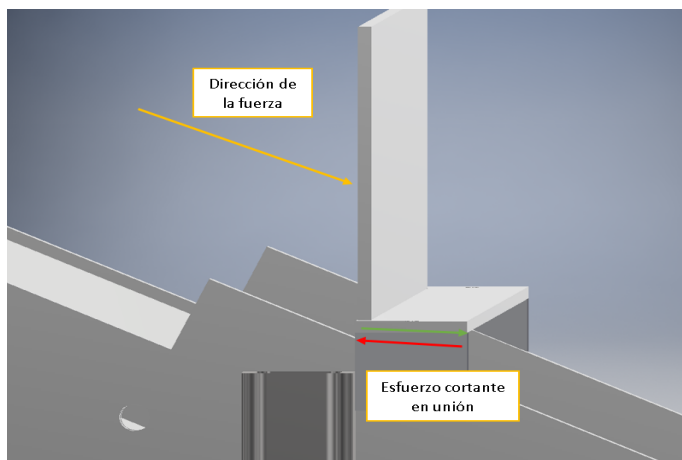


Figura 119: Esfuerzo cortante en unión de retenedor a lateral de banda transportadora.

Se utilizó la Figura 119 para realizar el análisis de la unión no permanente y se propuso un tornillo M5 de propiedad 4.8, detallado en el Cuadro 50, para la utilización en todas las uniones no permanentes que posee esta banda transportadora. La unión se llevó a cabo entre dos elementos de acero inoxidable, sus características y las pertinentes de los elementos a unir se encuentran en el Cuadro 74.

Descripción		Valor	Dimensional
Resistencia a la tensión	S_y	215	Mpa
Resistencia última a la tensión del elemento	S_{ut}	505	Mpa
Espesor elemento mas delgado	t	3.00	mm
Ancho del elemento donde se encuentra el agujero	w	25.0	mm
Distancia del agujero hacia filo del elemento	a	12.5	mm

Cuadro 74: Características de los elementos a unir

Debido a que la unión se encuentra en cortante, se tomaron en cuenta los análisis contra falla del elemento y del tornillo, los cuales se calcularon y sus resultados se observan en el Cuadro 75. La F_u utilizada fue dividida en 2, debido a que este es el número de tornillos que soportan esta.

Descripción	Valor	Dimensional
Fuerza en la unión	F_u 0.3433	N
Factor de seguridad	n_d 2.000	
Aplastamiento del perno	4650.0	N
Aplastamiento de los elementos	3225.0	N
Cortante del perno	7024.2	N
Cortante del borde del elemento	4652.1	N
Fluencia por tensión de los elementos a lo largo de los agujeros	4837.5	N
Fluencia del elemento	8062.5	N

Cuadro 75: Análisis contra la falla de la rampa de salida y tornillo.

De los análisis del Cuadro mencionado con anterioridad, se tomó la fuerza limitante (menor). Esta fuerza representa el valor máximo de carga al que se debe exponer la unión para que el sujetador o el material no fallen, siendo esta de 3225.0 N. Debido a que la F_u es menor que la fuerza limitante, se concluyó que la unión es satisfactoria y la utilización el tornillo propuesto es factible.

Para el soporte de la banda, los pernos se encuentran a cortante y la fuerza que provoca este esfuerzo es el peso, de la lámina y el peso crítico sobre el mismo, que son 1.19kg.

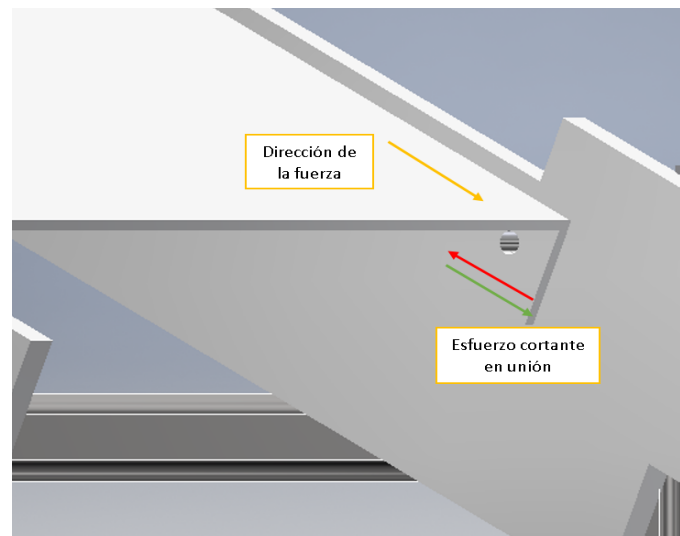


Figura 120: Esfuerzo cortante en unión del soporte de la banda inclinada.

Se utilizó la Figura 120 para realizar el análisis de la unión no permanente y se propuso un tornillo M5 de propiedad 4.8, detallado en el Cuadro 50, para la utilización en todas las uniones no permanentes que posee esta banda transportadora. La unión se llevó a cabo entre dos elementos de acero inoxidable, sus características y las pertinentes de los elementos a unir se encuentran en el Cuadro 76.

Debido a que la unión se encuentra en cortante, se tomaron en cuenta los análisis contra falla del elemento y del tornillo, los cuales se calcularon y sus resultados se observan en el

Descripción	Valor	Dimensional
Resistencia a la tensión	S_y	215 Mpa
Resistencia última a la tensión del elemento	S_{ut}	505 Mpa
Espesor elemento mas delgado	t	1.50 mm
Ancho del elemento donde se encuentra el agujero	w	30.0 mm
Distancia del agujero hacia filo del elemento	a	16.5 mm

Cuadro 76: Características de los elementos a unir

Descripción	Valor	Dimensional
Fuerza en la unión	F_u	41.739 N
Factor de seguridad	n_d	2.000
Aplastamiento del perno		2325.0 N
Aplastamiento de los elementos		1612.5 N
Cortante del perno		4543.3 N
Cortante del borde del elemento		6140.7 N
Fluencia por tensión de los elementos a lo largo de los agujeros		3225.0 N
Fluencia del elemento		4837.5 N

Cuadro 77: Análisis contra la falla de la rampa de salida y tornillo.

Cuadro 77. La F_u utilizada fue dividida en 2, debido a que este es el número de tornillos que soportan esta.

De los análisis del Cuadro mencionado con anterioridad, se tomó la fuerza limitante (menor). Esta fuerza representa el valor máximo de carga al que se debe exponer la unión para que el sujetador o el material no fallen, siendo esta de 1612.5 N. Debido a que la F_u es menor que la fuerza limitante, se concluyó que la unión es satisfactoria y la utilización el tornillo propuesto es factible.

En el caso de la rampa de salida, la fuerza que provoca un esfuerzo cortante es el propio peso del material del accesorio y el peso de una bolsa individual de frituras.

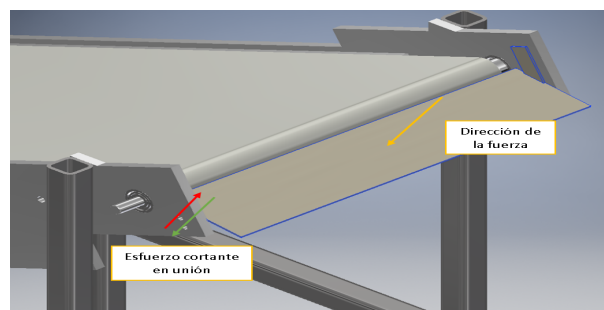


Figura 121: Esfuerzo cortante en unión del soporte de la banda inclinada.

Se utilizó la Figura 121 para realizar el análisis de la unión no permanente y se propuso un tornillo M5 de propiedad 4.8, detallado en el Cuadro 50, para la utilización en todas las uniones no permanentes que posee esta banda transportadora. La unión se llevó a cabo entre dos elementos de acero inoxidable, sus características y las pertinentes de los elementos a unir se encuentran en el Cuadro 78.

Descripción		Valor	Dimensional
Resistencia a la tensión	S_y	215	Mpa
Resistencia última a la tensión del elemento	S_{ut}	505	Mpa
Espesor elemento mas delgado	t	1.50	mm
Ancho del elemento donde se encuentra el agujero	w	30.0	mm
Distancia del agujero hacia filo del elemento	a	16.5	mm

Cuadro 78: Características de los elementos a unir

Debido a que la unión se encuentra en cortante, se tomaron en cuenta los análisis contra falla del elemento y del tornillo, los cuales se calcularon y sus resultados se observan en el Cuadro 77. La F_u utilizada fue dividida en 2, debido a que este es el número de tornillos que soportan esta.

Descripción		Valor	Dimensional
Fuerza en la unión	F_u	0.3532	N
Factor de seguridad	n_d	2.000	
Aplastamiento del perno		2325.0	N
Aplastamiento de los elementos		1612.5	N
Cortante del perno		2271.6	N
Cortante del borde del elemento		1860.8	N
Fluencia por tensión de los elementos a lo largo de los agujeros		806.3	N
Fluencia del elemento		2418.8	N

Cuadro 79: Análisis contra la falla de la rampa de salida y tornillo.

De los análisis del Cuadro mencionado con anterioridad, se tomó la fuerza limitante (menor). Esta fuerza representa el valor máximo de carga al que se debe exponer la unión para que el sujetador o el material no fallen, siendo esta de 806.3 N. Debido a que la F_u es menor que la fuerza limitante, se concluyó que la unión es satisfactoria y la utilización el tornillo propuesto es factible.

Las uniones que fueron sometidas a un proceso de unión permanente por medio de soldadura, en la estructura, se encuentran en cortante, así como se muestra en la Figura 122. La fuerza que realiza el esfuerzo de cortante es el peso de todos los elementos montados sobre la estructura (accesorios, banda, ejes, pernos y rodamientos) partido en la cantidad de columnas que existen.

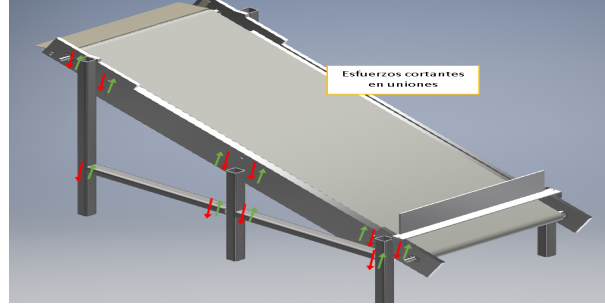


Figura 122: Esfuerzo cortante en unión del soporte de la banda inclinada.

Para la soldadura de esta banda se seleccionó utilizó el mismo electrodo utilizado en este trabajo, el E308L, sus características se encuentran en la Figura 55. La unión permanente se llevó a cabo entre dos elementos de acero inoxidable, las características mostradas en la Figura 56, son las necesarias para determinar si el material es favorable para realizar la unión.

Se realizó el análisis de la Figura 122 y mediciones en el diseño para obtener la longitud del cordón de soldadura, además, se propuso un valor de garganta, estos datos se observan en la Figura 80

Descripción	Valor	Dimensional
Fuerza unión	F_u 182.5	N
Longitud unión	l 76.20	mm
Garganta propuesta	h 1.000	mm

Cuadro 80: Características de la unión soldada de los laterales de la banda ascendente.

Se determinó la fuerza permisible que posee el material de aporte, observada en la ecuación 98 y luego se obtuvo la resistencia del cordón y se obtuvo el resultado expuesto en la ecuación 99.

$$F_{perm} = 124.1 \quad (N/mm) \quad (98)$$

$$F_{aporte} = 9455 \quad (N) \quad (99)$$

La F_{aporte} es mayor que F_{un} por lo que el material de aporte y las dimensiones dadas de la unión son satisfactorias.

Se determinó el esfuerzo cortante en la unión, el cual se observa en la ecuación 100 y el esfuerzo cortante permisible, según el electrodo, determinado en la ecuación 101.

$$\tau = 0.599 \quad (MPa) \quad (100)$$

$$\tau_{perm} = 86.00 \quad (MPa) \quad (101)$$

Ya que el esfuerzo τ_{perm} es mayor que τ , se concluye que los elementos expuestos a la unión son satisfactorios y se encuentran en la capacidad para poder llevar a cabo el proceso de soldado.

Según el Cuadro 16, y teniendo en cuenta que el elemento mas grueso a unir son los laterales de la banda, con un espesor de 8mm, se determinó que el tamaño mínimo de la garganta que se debe utilizar es de 4.763mm (3/16"). Por lo que el valor mínimo a utilizar al momento de realizar el procedimiento de soldadura es de 4.8 mm aproximadamente.

Modelado CAD

En la Figura 123, se observa el modelo CAD de la banda transportadora inclinada.

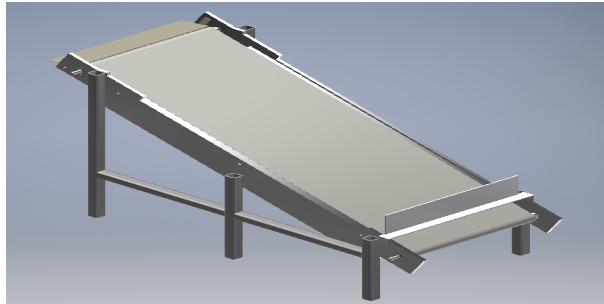


Figura 123: Modelo CAD de ensamble de la banda inclinada.

4. Banda de perfiles transversales

Esta banda se conformó de perfiles transversales los cuales se seleccionaron de la serie 800 de la marca Intralox, los cuales se observan en la Figura 124. El material de los perfiles es polioximetileno (POM) y poseen 152 mm de altura .

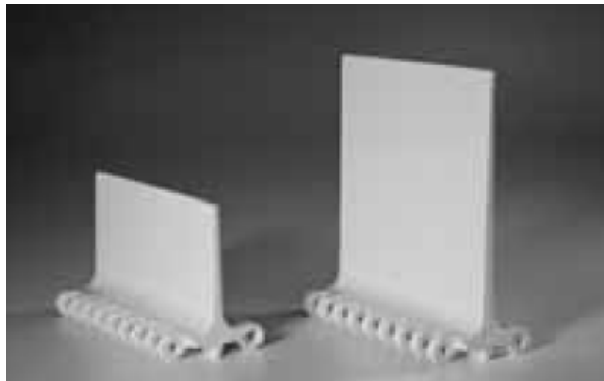


Figura 124: Perfiles transversales serie 800.

Cálculos de banda transportadora y ejes

El cálculo de la banda transportadora, como lo indica su catálogo, inicia por el cálculo de la tensión de carga, la cual se observa en la Figura 81.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Cantidad de perfiles	n	77.00	
Área del perfil	A_perfil	0.014	m ²
Masa de producto	m_bols	0.025	kg
Área del producto	A_bols	0.008	m ²
Longitud de banda	L	4.470	m
Δlevación de la banda	H	1.268	m
Coficiente de fricción debido al uso	F_w	0.080	(HDPE)
Coef. De fricción entre producto y material	Fp	0.32	(Plastic)
Carga del producto	M	3.086	kg/m ²
Peso de la banda	W	23.43	kg/m ²
Carga debido a el producto respaldado	M_p	0.988	kg/m ²
Tensión de carga	BP	26.20	kg/m

Cuadro 81: Tensión de carga de banda serie 800.

La tensión calculada con anterioridad se ve modificada por factores que la adecúan a la aplicación real, como se observa en la Figura 82.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Factor de servicio s/carga	Sf	1.0	
Frecuentes arranques bajo carga (+1 p/hora)	+	0.2	
Velocidad mayores de 30m/min	+	0.2	
Banda elevadora	+	0.4	
Banda empujadora	+	0.2	
Factor de servicio mod.	Sf_mod	1.6	
Tensión de carga mod.	ABP	41.91	kg/m

Cuadro 82: Tensión de carga modificada de banda serie 800.

Se valida la banda transportadora, para la aplicación propuesta, con el cálculo de la fuerza permisible, como se observa en la Figura 83.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Fuerza de la banda	Bs	1340	kg/m
Factor de temperatura	Tf	1.00	(@ 30°C)
Velocidad banda	Vb	5.08	m/min
Núm. de dientes de sprocket	n	10.0	
Longitud del eje	L	0.25	m
Factor de fuerza	S	1.00	
Fuerza permisible de la banda	ABS	1340	kg/m

Cuadro 83: Fuerza permisible de la banda.

Debido a que ABS es mayor que ABP, la banda seleccionada es la correcta para la aplicación propuesta.

Esta banda utiliza sprockets propios, que van montados sobre el eje, su geometría se puede observar en la Figura 125. Se seleccionó el sprocket según la dimensión del eje. En este caso, la selección fue un sprocket con las características que se observan en la Figura 84.

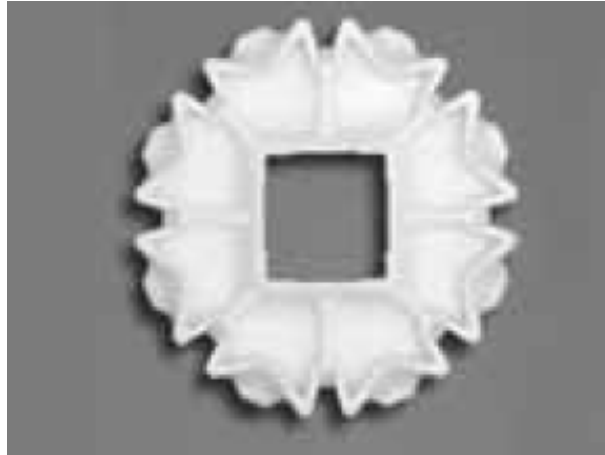


Figura 125: Sprocket para bandas serie 800.

Detalle	Valor	Dimensional
Número de dientes	10	
Diámetro de paso	165	mm
Diámetro mayor	157	mm
Ancho	38	mm
Tamaño del eje cuadrado	40.0	mm

Cuadro 84: Información sobre el sprocket seleccionado.

Según el tipo de sprocket, el catálogo entrega un distanciamiento máximo, entre los mismos, en un eje. El espaciamento utilizado en el diseño, se puede observar en la Figura 85 y la distancia en el modelo CAD, en la Figura 126.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Distanciamiento máx.	d_{max}	6	pulg
Distanciamiento utilizado	d_{use}	2	pulg

Cuadro 85: Información de espaciamento entre sprockets utilizados.

Por la utilización de sprockets la geometría diseñada para esta banda se observa en la Figura 127.

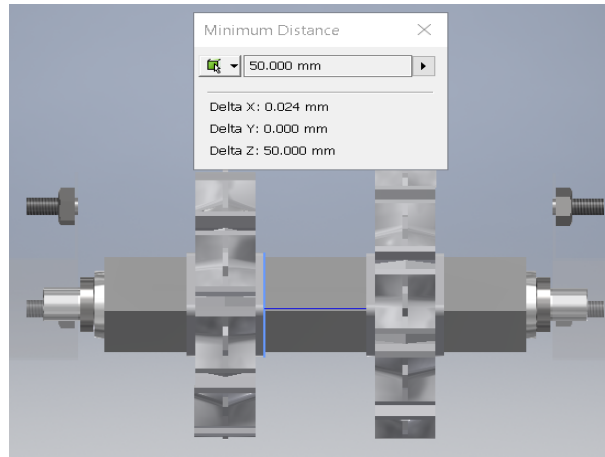


Figura 126: Espaciamiento entre sprockets utilizado en el diseño.

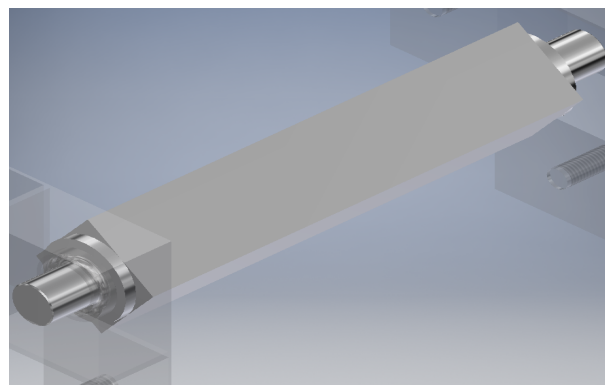


Figura 127: Geometría del eje de la banda de perfiles transversales.

Se determinó el torque requerido para la aplicación propuesta, el cual se observa en el Cuadro 86.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Peso del eje	Q	24.86	kg/m
Ancho de la banda	B	0.202	m
Carga total en eje	w	13.50	kg
Largo de eje, entre cojinetes	Ls	206.2	mm
Modulo de elasticidad	E	19700	kg/mm ²
Momento de inercia	I	382825321	mm ⁴
Diámetro pitch del sprocket	Pd	0.165	m
Deflexión	D	2.044E-07	mm
Torque	T0	0.700	Kg m
		6.860	Nm

Cuadro 86: Cálculo del torque de la banda de perfiles transversales.

Luego la potencia mínima requerida para movilizar la banda transportadora y hacer

girar los ejes de forma correcta se calculó como se observa en la Figura 102

$$Potencia = 0.0094HP = 7.03W \quad (102)$$

Por último, el catálogo brinda un distanciamiento máxima entre ejes, el distanciamiento utilizado en el diseño se observa en la Figura 87

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Distancia máx.	dist_max	3000	mm
Distancia utilizada	dist_ejes	1324	mm

Cuadro 87: Distancia máxima entre ejes de la banda transportadora.

Se realizó un cálculo alternativo para determinar el diámetro mínimo del eje, esta vez tomando en cuenta las características del material y de la aplicación propia. Se determinó la resistencia a la fatiga teórica, según las características del material a utilizar para la fabricación del eje, esto se puede visualizar en la Figura 88. La velocidad rotacional de la Figura anterior, se propuso un radio del eje aproximado y luego se iteró el cálculo con el radio final.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Velocidad angular	v	30.0	rpm
Torque	T	6.86	Nm
Acero inoxidable 304			
Esfuerzo ult. A la tensión	Sut	74695	psi
Límite de fluencia	Sy	29700	psi
Límite de resistencia a la fatiga teórica	S'e	37347.5	psi

Cuadro 88: Cálculo de la resistencia de la fatiga teórica.

Para poder obtener la resistencia a la fatiga real estimada, se seleccionaron y calcularon factores de corrección para este valor, como se observa en la Figura 89.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Factor de superficie	a	2.700	
	b	-0.265	
Factor de superficie	ka	0.861	
Factor de tamaño	kb	0.858	(d < 2 pulg)
Factor de carga	kc	1.000	
Factor de temperatura	kd	1.000	
Factor de confiabilidad	ke	0.814	
Factor de efectos varios	kf	1.000	
Límite de resistencia a la fatiga estimada	Se	22461.9	psi

Cuadro 89: Cálculo de límite de resistencia a la fatiga estimada.

Según la configuración del eje, este posee cambios de geometrías que generan concentra-

ción de esfuerzos. Tomando en cuenta lo anterior, se calcularon factores para la concentración de esfuerzos, como se observa en la Figura 90.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Radio de la muesca	r	3.00	mm
Sensibilidad a la muesca	q	0.75	
Sensibilidad de la muesca cortante	q_shear	0.80	
Factor de concentración de esfuerzos nominal	Kt	1.50	
	Kts	1.90	
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga	Kf	1.375	
	Kfs	1.72	

Cuadro 90: Factores de concentración de esfuerzos.

Se modeló el eje en el software Autodesk Inventor 2017, proponiendo un valor de diámetro y configuración, el cual luego se modificó a las dimensiones finales y se iteró el procedimiento. A partir del modelo, se obtuvo el valor de la masa aproximada del eje, como se observa en la Figura 128. Luego se identificaron y calcularon las cargas a las que el eje será sometido, las cuales se observan en la Figura 91.

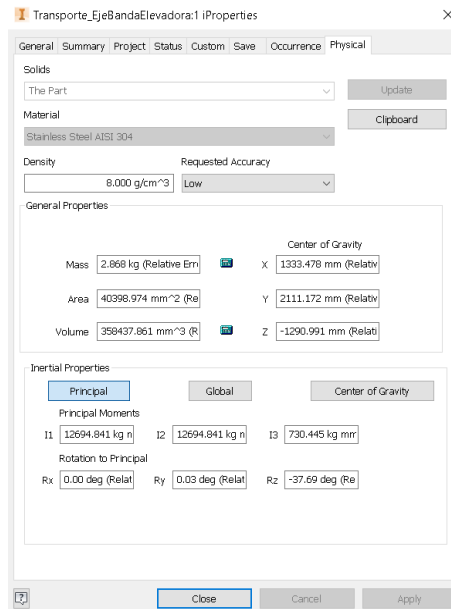


Figura 128: Características del eje.

Detalle	Valor	Dimensional
27 bolsas vertical + 24 bolsas horizontal	90.76	kg
39 perfiles con pin		
Total	890.4	N

Cuadro 91: Carga que soporta el eje en la aplicación.

También se requirió obtener la fuerza cortante y el momento flexionante a las que el eje está expuesto. Para obtener estos datos se realizó un análisis de esfuerzos, en el software ya mencionado, los resultados de este observan en las Figuras 129 y 130.

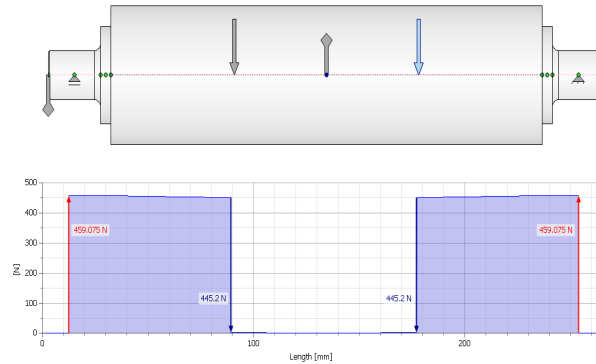


Figura 129: Fuerza cortante a la que está expuesto el eje.

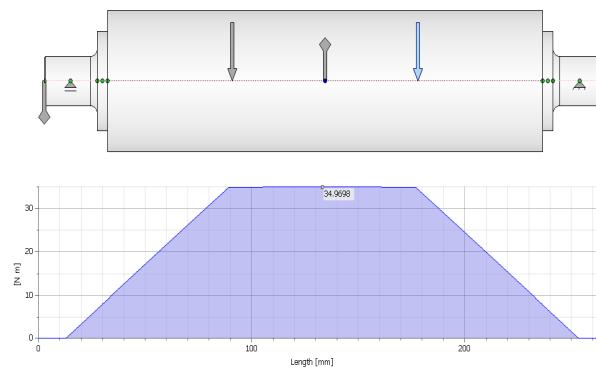


Figura 130: Momento flexionante al que está expuesto el eje.

Se aplicaron los criterios de falla para determinar el diámetro mínimo del eje, esta vez, tomando en cuenta las propiedades del material y las cargas a las que está sometido el mismo. Se utilizaron los datos del Cuadro 92 para obtener los resultados que se observan en el Cuadro 93

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Esfuerzo cortante	V	459.1	N
Momento flexionante alternante	Ma	34.97	Nmm
Momento flexionante medio	Mm	0.000	Nmm
Par de torsión alternante	Ta	0.000	Nmm
Par de torsión medio	Tm	6.860	Nmm
Factor de seguridad	n	3.000	

Cuadro 92: Datos para el cálculo de los criterios de falla.

Críterio de falla	Valor	Dimensional
Goodman	10.45	mm
ASME Elíptica	10.28	mm
Gerber	10.25	mm
Soderberg	10.76	mm

Cuadro 93: Criterios de falla.

Según los cálculos realizados con anterioridad, se utilizaron las dimensiones que se observan en la Figura 94 para ambos ejes de la banda transportadora inclinada.

Detalle	Variable	Valor	Dimensional
Diámetro interior	d_actual	40.0	mm
		1.57	pulg
Masa	m_actual	2.87	kg
Largo	l_actual	266	mm

Cuadro 94: Resumen de dimensiones a utilizar en el eje.

La geometría final del eje, como se observa en la Figura 131 permaneció como se mostró con anterioridad, únicamente fueron modificados los diámetros. En el recuadro que se encuentra arriba del eje, se denomina la geometría de la sección del eje, seguido por el valor del diámetro de la sección y por último el valor de la longitud de la misma, ambos valores en milímetros. Los triángulos representan un bisel y las geometrías redondeadas, representan un filete en el eje.

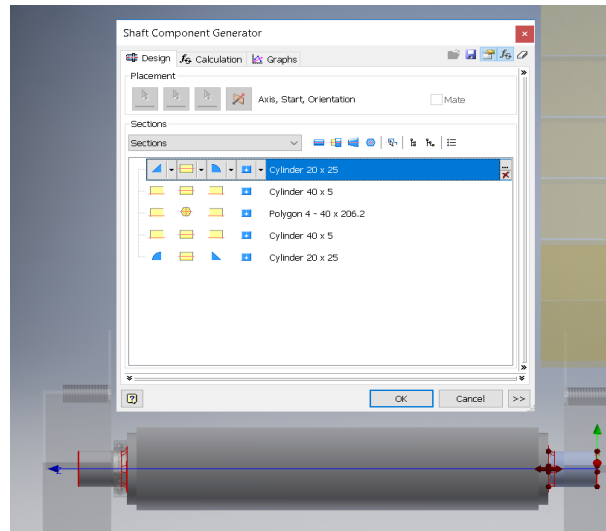


Figura 131: Configuración final del eje para la banda de perfiles transversales.

Para validar la configuración y dimensiones del eje, se utilizaron otros resultados paralelos del análisis de esfuerzos, el diámetro ideal y la deflexión máxima del eje. El diámetro ideal, brinda, según el cálculo del software el diámetro requerido a lo largo de todo el eje, el cual

se visualiza en la Figura 132.

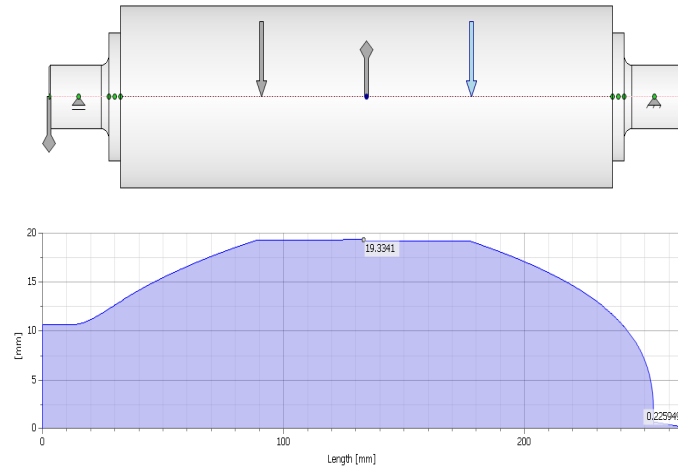


Figura 132: Diámetro ideal del eje en la banda de perfiles transversales.

La deflexión máxima, indica la deflexión del eje en micrómetros a lo largo de todo el eje, la cual se observa en la Figura 133.

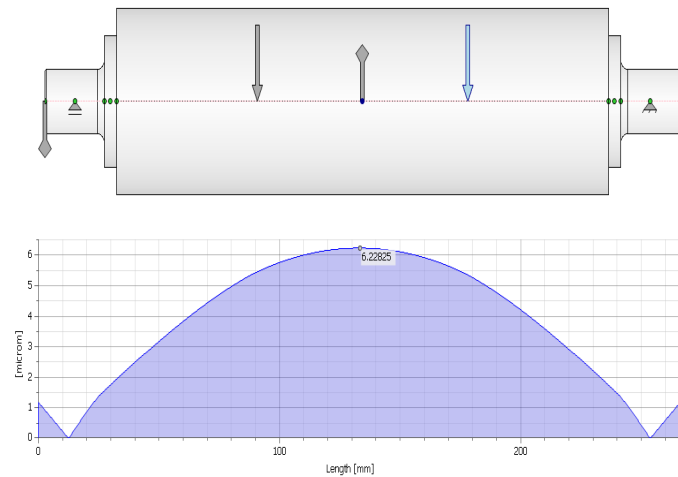


Figura 133: Deflexión máxima del eje en la banda de perfiles transversales.

Selección de motor

Se realizó la comparación entre tamaño de sprocket y resolución de un motor de paso para determinar la mejor combinación. Así como se visualiza en la Figura 96, se calculó el error acumulado aproximado que brindaría cierta selección de sprocket con la resolución del motor de paso, utilizando los datos de la Figura 95. Se utilizó la resolución de 6400 pasos por revolución, ya que esta y sus múltiplos superiores, fue la resolución que menor error brindaba en los cálculos.

Detalle	Valor	Dimensional
Pasos/rev propuestos	6400	
Resolución (grad por paso)	0.056	grados
Resolución (mm por paso)	0.077	mm
Período	1.000	min
Perfiles movilizados por periodo propuesto	120.0	

Cuadro 95: Datos utilizados para la comparación.

Datos de sprocket			Avance x perfil (cm)	Ángulo x perfil (grad)	Pasos x perfil	Pasos reales x perfil	Error x fracción de pasos no realizados (pasos)	Error acumulado x periodo propuesto (pasos)	Error total x periodo propuesto (°)	Error total x periodo propuesto (cm)
Dientes	Diametro (cm)	Radio (cm)								
10	15.700	7.8500	5.08	37.078	659.2	659.00	-0.1650	-19.80	-1.1140	-0.152
12	191.00	95.500	5.08	3.0478	54.18	54.00	-0.1827	-21.92	-1.2331	-2.055
16	257.00	128.50	5.08	2.2651	40.27	40.00	-0.2681	-32.17	-1.8094	-4.058

Cuadro 96: Comparación entre sprocket y motor de paso.

El movimiento de la banda, mantiene un margen de error, este se corregirá cada periodo propuesto, como se visualiza en la Figura 97. Sin embargo, no es posible corregir el error en su totalidad, ya que se depende de la resolución del motor. En la Figura 134 se observa el resultado de una rutina de corrección de error aplicada sobre el motor de paso, la cual compensa retrocediendo una determinada cantidad de pasos.

	Detalle	Valor	Dimensional
A corregir	Error total	-1.114	grad
	Error total	-0.153	cm
	Pasos requeridos	-19.80	
	Pasos posibles	-20.00	
Acumulado	Ángulo de error	0.011	grad
	Longitud de error	0.002	cm
		0.015	mm

Cuadro 97: Comportamiento del error con rutina de corrección cada minuto.



Figura 134: Comportamiento del error con rutina de corrección cada minuto.

La selección del motor, se basó en los requerimientos de torque y resolución requerida, en la Figura 98 se observa el resumen de los datos propios del motor que se acopló de mejor manera a lo mencionado con anterioridad.

Schneider MDM34 Plus S34C		
Detalle	Valor	Dimensional
Resolución	0.056	grad
Alimentación	240	VAC
Torque a baja velocidad	7.49	Nm
Peso	4.00	kg
Protocolo de comunicación	SPI	

Cuadro 98: Datos técnicos básicos del motor de paso seleccionado.

Cálculo y selección de rodamientos

Se determinó la carga radial, como se observa en la Figura 99, que soporta el rodamiento. Esta carga se compone del peso del eje, perfiles transversales y cantidad de producto que puede estar sobre la banda en simultaneo.

Detalle	Valor	Dimensional
Producto	17.51	N
Banda	872.8	N
Sprockets	0.505	N
Eje	28.14	N
Total carga	919.0	N

Cuadro 99: Cálculo de la carga que soporta un rodamiento en la banda de perfiles transversales.

El cálculo de la carga dinámica del rodamiento se observa en la Figura 100, se tomó en cuenta un factor X donde únicamente existe carga radial (sin carga axial) sobre los rodamientos.

Descripción	Valor	Dimensional
Cargas aplicadas al rodamiento	Fr	0.919 kN
	Fa	0 kN
Factor	Y	0
Factor	X	1
Carga dinámica	Pr	0.919 kN

Cuadro 100: Cálculo de la carga dinámica de un rodamiento en la banda de perfiles transversales.

Como último punto, se calculó la carga radial equivalente, la cual sirve como parámetro para seleccionar el rodamiento, esta se observa en la Figura 101.

Descripción	Variable	Valor	Dimensional
Vida útil esperada	L_10h	10000	h
Velocidad de rotación	n	30.0	RPM
Diámetro del eje	d	20.0	mm
Carga radial dinámica eq.	Cr	2.10	kN

Cuadro 101: Carga radial equivalente del un rodamiento en la banda de perfiles transversales.

En base a los cálculos anteriores, se seleccionó un rodamiento que cumpliera con las cargas, la vida, el diámetro del eje y el espesor de la lámina sobre la que va montado este elemento. En este caso, fue un rodamiento marca NTN de código 6804, el cual posee las características que se observan en la Figura 102

Descripción	Variable	Valor	Dimensión
Carga radial dinámica eq.	Cr	4.00	kN
Capacidad básica de carga estática	Cor	2.47	kN
Factor	fo	15.5	
Diámetro del eje	d	20.0	mm
Diámetro del anillo exterior	D	32.0	mm
Ancho del anillo	B	7.00	mm

Cuadro 102: Características del rodamiento seleccionado para la banda de perfiles transversales.

El mismo rodamiento se utilizó para ambos extremos del eje y ambos ejes de la banda.

Diseño de estructura

Se diseñaron las columnas, acomodándolas para que la banda transportadora de perfiles transversales fuera estable y cumpliera con las dimensiones propuestas para la misma. Se utilizaron perfiles cuadrados de acero inoxidable austenítico de dimensiones 25x25x3 milímetros. Las columnas de la estructura se observan en la Figura 113.

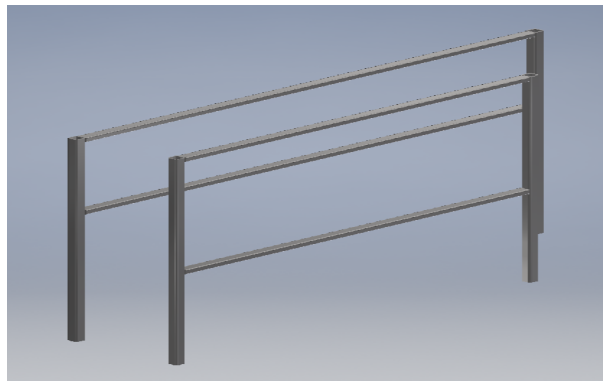


Figura 135: Modelo CAD de columnas de la banda transportadora de perfiles transversales.

Los laterales de la banda, poseen perforaciones para los rodamientos, ejes (ya calculados) y pernos (los cuales se calcularán a continuación), así como se puede visualizar en la Figura 114. Estos fueron diseñados para ser construidos con acero inoxidable 304 de 8 milímetros de espesor.

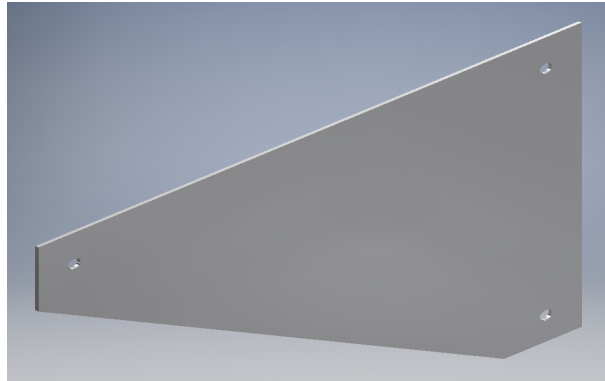


Figura 136: Modelo CAD de un lateral de la banda transportadora de perfiles transversales.

Diseño de accesorios

Para la salida de la banda hacia la siguiente fase del proceso, se diseñó una rampa que funcionaba como conexión entre esta y la estructura de acomodamiento de la pila, previo a introducirlas a una bolsa plástica. Esta se observa en la Figura 137 y posee láminas de separación entre las bolsas de frituras. Se utilizó lámina de acero inoxidable 304 de 1.5mm de espesor, para este accesorio.

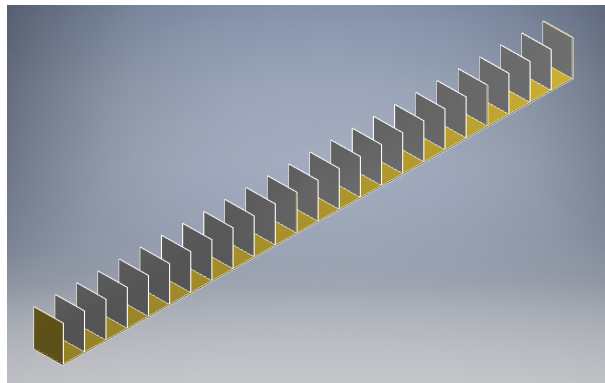


Figura 137: Modelo CAD de la rampa de conexión entre la banda transportadora y la estructura de ordenamiento.

Se diseñó una pieza que limitara el acceso hacia la banda transportadora, en su etapa ascendente y que fuese una barrera para que las bolsas de frituras que se encuentren en la banda, no se salgan de la misma. Este accesorio se observa en la Figura 138, está diseñada para ser construida con acero inoxidable 304 de 3 milímetros de espesor.

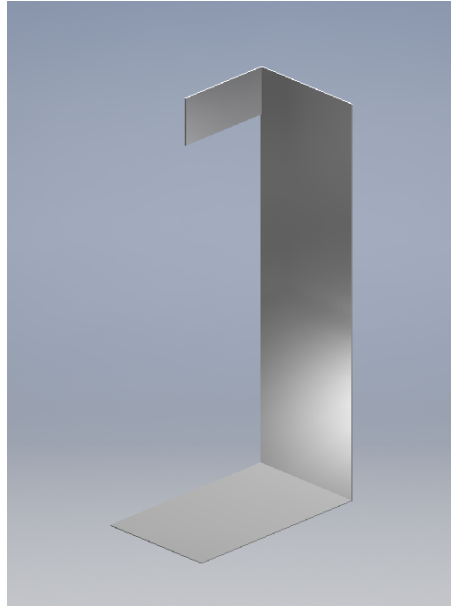


Figura 138: Modelo CAD del limitador vertical de la banda transportadora con perfiles transversales.

Por seguridad industrial, se diseñaron guardas para los ejes, los cuales se colocaron en cada extremo de los mismos. La geometría de la guarda se aprecia en la Figura 139, estas fueron diseñadas para ser fabricadas con acero inoxidable 304 de 1.5 milímetros de espesor.

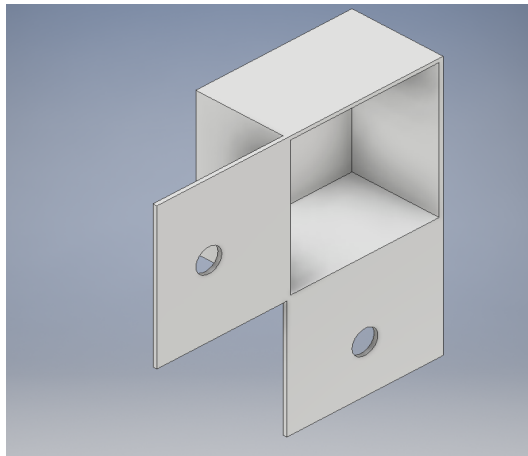


Figura 139: Modelo CAD de guardas para ejes.

Cálculo de uniones

Para la sujeción de las guardas de la banda, se diseñó una unión por medio de una varilla de acero inoxidable roscada, como se observa en la Figura 140 la cual se encuentra expuesta a un esfuerzo cortante. Se aseguró la guarda por medio de una tuerca y la varilla roscada M5 de propiedad 4.8, al lateral de la banda, con las características mostradas en el Cuadro 50.

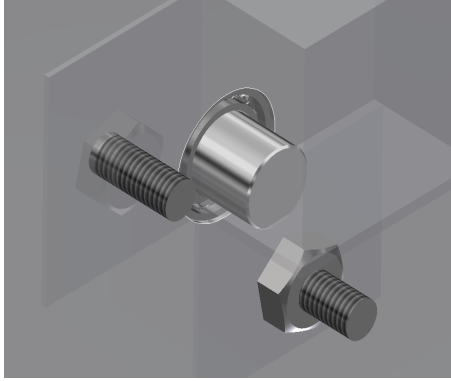


Figura 140: Sujeción de guarda al lateral de la banda transportadora de perfiles transversales.

La unión se llevó a cabo entre dos elementos de acero inoxidable, sus características y las pertinentes de los elementos a unir se encuentran en el Cuadro 103.

Descripción	Valor	Dimensional
Resistencia a la tensión	S_y 215	Mpa
Resistencia última a la tensión del elemento	S_{ut} 505	Mpa
Espesor elemento mas delgado	t 1.50	mm
Ancho del elemento donde se encuentra el agujero	w 30.0	mm
Distancia del agujero hacia filo del elemento	a 20.0	mm

Cuadro 103: Características de los elementos a unir

Debido a que la unión se encuentra en cortante, se tomaron en cuenta los análisis contra falla del elemento y del tornillo, los cuales se calcularon y sus resultados se observan en el Cuadro 104. La F_u utilizada fue dividida en 2, debido a que este es el número de tornillos que soportan esta.

Descripción	Valor	Dimensional
Fuerza en la unión	F_u 2.0310	N
Factor de seguridad	n_d 2.0000	
Aplastamiento del perno	2325.0	N
Aplastamiento de los elementos	1612.5	N
Cortante del perno	2271.6	N
Cortante del borde del elemento	3721.7	N
Fluencia por tensión de los elementos a lo largo de los agujeros	3225.0	N
Fluencia del elemento	4837.5	N

Cuadro 104: Análisis contra la falla de la guarda y tornillo.

De los análisis del Cuadro mencionado con anterioridad, se tomó la fuerza limitante (menor). Esta fuerza representa el valor máximo de carga al que se debe exponer la unión para que el sujetador o el material no fallen, siendo esta de 1612.5 N. Debido a que la F_u es menor que la fuerza limitante, se concluyó que la unión es satisfactoria y la utilización el tornillo propuesto es factible.

En las columnas de la estructura de la banda, las uniones soldadas, se encuentran en cortante, así como se aprecia en la Figura 141. La fuerza que realiza el esfuerzo de cortante es el peso de todos los elementos montados sobre la estructura (accesorios, banda, ejes, pernos y rodamientos) partido en la cantidad de columnas que existen.

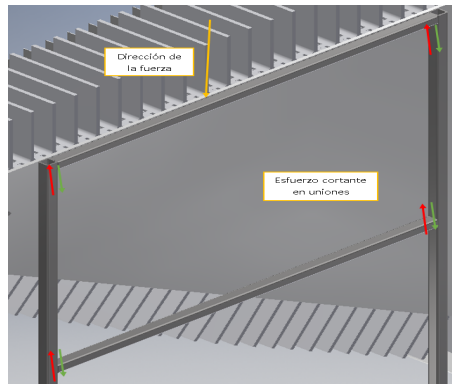


Figura 141: Esfuerzo cortante en unión de columnas con laterales de banda transportadora de perfiles transversales.

Para la soldadura de esta banda se seleccionó utilizó el mismo electrodo utilizado en este trabajo, el E308L, sus características se encuentran en la Figura 55. La unión permanente se llevó a cabo entre dos elementos de acero inoxidable, las características mostradas en la Figura 56, son las necesarias para determinar si el material es favorable para realizar la unión.

Se realizó el análisis de la Figura 141 y mediciones en el diseño para obtener la longitud del cordón de soldadura, además, se propuso un valor de garganta, estos datos se observan en la Figura 105

Descripción	Valor	Dimensional
Fuerza unión	F_u 1924.5	N
Longitud unión	l 200	mm
Garganta propuesta	h 1.000	mm

Cuadro 105: Características de la unión soldada de los laterales de la banda transportadora con perfiles transversales.

Se determinó la fuerza permisible que posee el material de aporte, observada en la ecuación 103 y luego se obtuvo la resistencia del cordón y se obtuvo el resultado expuesto en la ecuación 104.

$$F_{perm} = 124.1 \quad (N/mm) \quad (103)$$

$$F_{aporte} = 24816 \quad (N) \quad (104)$$

La F_{aporte} es mayor que F_{un} por lo que el material de aporte y las dimensiones dadas de la unión son satisfactorias.

Se determinó el esfuerzo cortante en la unión, el cual se observa en la ecuación 105 y el esfuerzo cortante permisible, según el electrodo, determinado en la ecuación 106.

$$\tau = 2.406 \quad (MPa) \quad (105)$$

$$\tau_{perm} = 86.00 \quad (MPa) \quad (106)$$

Ya que el esfuerzo τ_{perm} es mayor que τ , se concluye que los elementos expuestos a la unión son satisfactorios y se encuentran en la capacidad para poder llevar a cabo el proceso de soldado.

Según el Cuadro 16, y teniendo en cuenta que el elemento mas grueso a unir son los laterales de la banda, con un espesor de 8mm, se determinó que el tamaño mínimo de la garganta que se debe utilizar es de 4.763mm (3/16"). Por lo que el valor mínimo a utilizar al momento de realizar el procedimiento de soldadura es de 4.8 mm aproximadamente.

El limitador vertical de la banda transportadora, posee dos líneas de unión por soldadura, una que la une con el lateral de la estructura y otra que soporta una platina paralela al suelo. En la primera línea de unión 142, se consideró que posee un esfuerzo cortante debido al peso del mismo material de construcción.

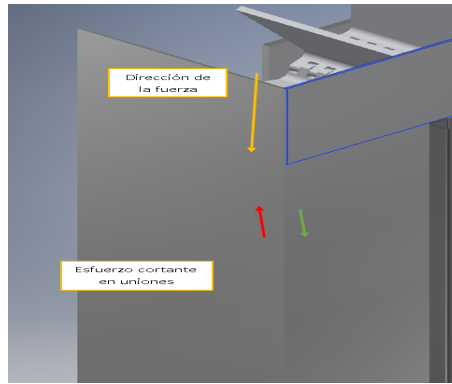


Figura 142: Esfuerzo cortante en limitador vertical de banda transportadora de perfiles transversales.

Se realizó el análisis de la Figura 142 y mediciones en el diseño para obtener la longitud del cordón de soldadura, además se propuso un valor de garganta, estos datos se observan en la Figura 106

Descripción	Valor	Dimensional
Fuerza unión	F_u	101.0 N
Longitud unión	l	100.0 mm
Garganta propuesta	h	1.00 mm

Cuadro 106: Características de la unión soldada de los laterales de la banda transportadora con perfiles transversales.

Se determinó la fuerza permisible que posee el material de aporte, observada en la ecuación 107 y luego se obtuvo la resistencia del cordón y se obtuvo el resultado expuesto en la ecuación 108.

$$F_{perm} = 124.1 \quad (N/mm) \quad (107)$$

$$F_{aporte} = 12408 \quad (N) \quad (108)$$

La F_{aporte} es mayor que F_{un} por lo que el material de aporte y las dimensiones dadas de la unión son satisfactorias.

Se determinó el esfuerzo cortante en la unión, el cual se observa en la ecuación 109 y el esfuerzo cortante permisible, según el electrodo, determinado en la ecuación 110.

$$\tau = 1.010 \quad (MPa) \quad (109)$$

$$\tau_{perm} = 303.0 \quad (MPa) \quad (110)$$

Ya que el esfuerzo τ_{perm} es mayor que τ , se concluye que los elementos expuestos a la unión son satisfactorios y se encuentran en la capacidad para poder llevar a cabo el proceso de soldado.

Según el Cuadro 16, y teniendo en cuenta que el elemento mas grueso a unir posee un espesor de 3mm, se determinó que el tamaño mínimo de la garganta que se debe utilizar es de 3.175mm (1/8") Por lo que el valor mínimo a utilizar al momento de realizar el procedimiento de soldadura es de 4.8 mm aproximadamente.

Las uniones de las platinas verticales, que posee la rampa de salida de esta banda transportadora, pueden estar expuestas a fuerzas en que ejercen las bolsas de frituras sobre estas, así como se observa en las Figuras 143 y 144. Esta fuerza, podría ejercer esfuerzos de flexión sobre las líneas de soldadura, sin embargo, la fuerza que produce el esfuerzo es pequeña.

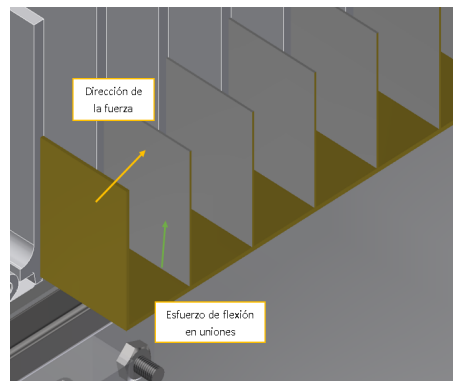


Figura 143: Esfuerzo de flexión en uniones de platinas de la rampa de salida de banda transportadora de perfiles transversales.

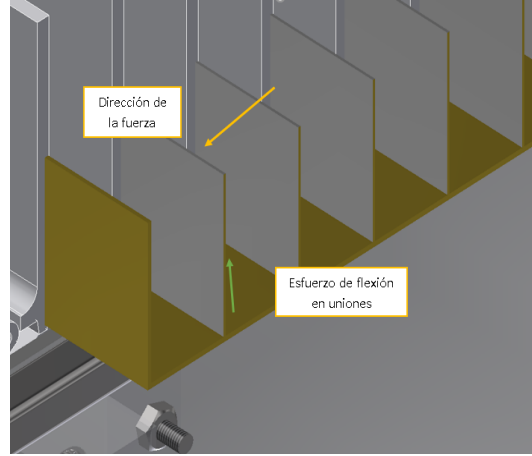


Figura 144: Esfuerzo de flexión, con carga contraria, en uniones de platinas de la rampa de salida.

Se realizó el análisis de fuerzas de las Figuras 143 y 144, y mediciones en el diseño para obtener la longitud del cordón de soldadura, además, se propuso un valor de garganta, estos datos se observan en la Figura 107

Descripción	Valor	Dimensional
Fuerza unión	F_u	0.30 N
Longitud unión	l	10.0 mm
Garganta propuesta	h	1.00 mm

Cuadro 107: Características de la unión soldada de los laterales de la banda transportadora con perfiles transversales.

Se determinó la fuerza permisible que posee el material de aporte, observada en la ecuación 111 y luego se obtuvo la resistencia del cordón y se obtuvo el resultado expuesto en la ecuación 112.

$$F_{perm} = 124.1 \quad (N/mm) \quad (111)$$

$$F_{aporte} = 1241 \quad (N) \quad (112)$$

La F_{aporte} es mayor que F_{un} por lo que el material de aporte y las dimensiones dadas de la unión son satisfactorias.

Se determinó el esfuerzo cortante en la unión, el cual se observa en la ecuación 113 y el esfuerzo cortante permisible, según el electrodo, determinado en la ecuación 114.

$$\tau = 0.034 \quad (MPa) \quad (113)$$

$$\tau_{perm} = 303.0 \quad (MPa) \quad (114)$$

Ya que el esfuerzo τ_{perm} es mayor que τ , se concluye que los elementos expuestos a la unión son satisfactorios y se encuentran en la capacidad para poder llevar a cabo el proceso de soldado.

Según el Cuadro 16, y teniendo en cuenta que el elemento mas grueso a unir posee un espesor de 1.5mm, se determinó que el tamaño mínimo de la garganta que se debe utilizar es de 3.175mm (1/8"). Por lo que el valor mínimo a utilizar al momento de realizar el procedimiento de soldadura es de 4.8 mm aproximadamente.

La unión entre la rampa de salida y el lateral de la banda transportadora, está sujeta a un esfuerzo de flexión, como se observa en la Figura 145, debido al propio peso de la rampa y de las bolsas de frituras que se encuentren sobre la misma.

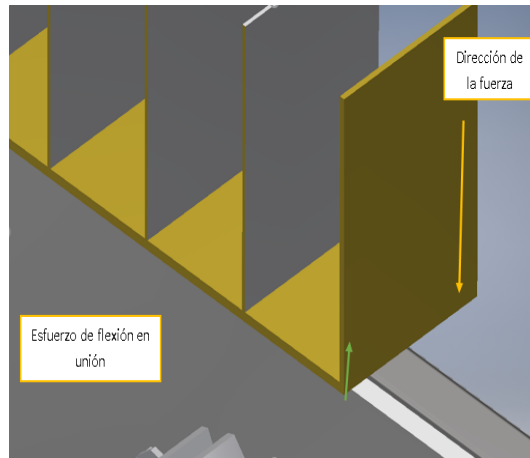


Figura 145: Esfuerzo de flexión en unión de rampa con lateral de la banda transportadora de perfiles transversales.

Se realizó el análisis de la Figura 145 y mediciones en el diseño para obtener la longitud del cordón de soldadura, además, se propuso un valor de garganta, estos datos se observan en la Figura 108

Descripción	Valor	Dimensional
Fuerza unión	F_u 46.7	N
Longitud unión	l 600	mm
Garganta propuesta	h 1.00	mm

Cuadro 108: Características de la unión soldada de los laterales de la banda transportadora con perfiles transversales.

Se determinó la fuerza permisible que posee el material de aporte, observada en la ecuación 115 y luego se obtuvo la resistencia del cordón y se obtuvo el resultado expuesto en la ecuación 116.

$$F_{perm} = 248.2 \quad (N/mm) \quad (115)$$

$$F_{aporte} = 148894 \quad (N) \quad (116)$$

La F_{aporte} es mayor que F_{un} por lo que el material de aporte y las dimensiones dadas de la unión son satisfactorias.

Se determinó el esfuerzo cortante en la unión, el cual se observa en la ecuación 117 y el esfuerzo cortante permisible, según el electrodo, determinado en la ecuación 118.

$$\sigma = 0.078 \quad (MPa) \quad (117)$$

$$\sigma_{perm} = 86.0 \quad (MPa) \quad (118)$$

Ya que el esfuerzo σ_{perm} es mayor que σ , se concluye que los elementos expuestos a la unión son satisfactorios y se encuentran en la capacidad para poder llevar a cabo el proceso de soldado.

Según el Cuadro 16, y teniendo en cuenta que el elemento mas grueso a unir son los laterales de la banda, con un espesor de 8mm, se determinó que el tamaño mínimo de la garganta que se debe utilizar es de 4.763mm (3/16"). Por lo que el valor mínimo a utilizar al momento de realizar el procedimiento de soldadura es de 4.8 mm aproximadamente.

Modelado CAD

Se modeló la banda transportadora con perfiles transversales, en la geometría requerida, así como se observa en la Figura 146 . Esta consta de 78 perfiles con sus respectivos pines, los que se pueden visualizar en la Figura 147, de acero inoxidable que distribuye la misma marca de la banda.

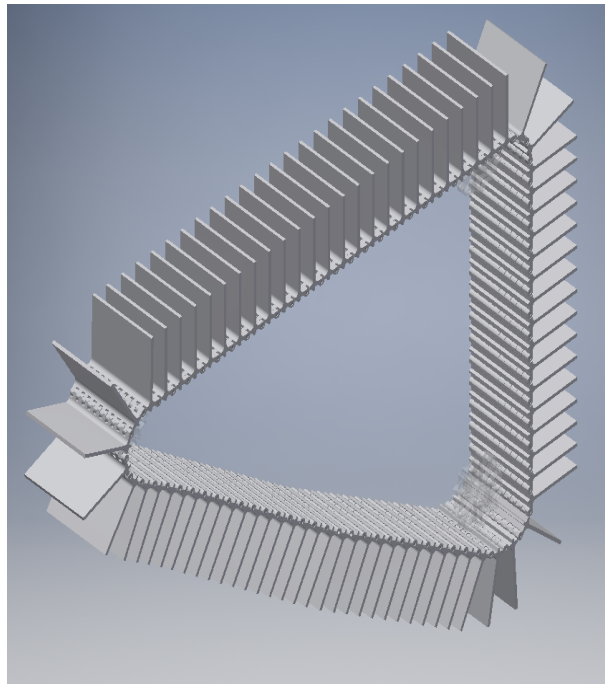


Figura 146: Modelo CAD de la banda transportadora con perfiles transversales.

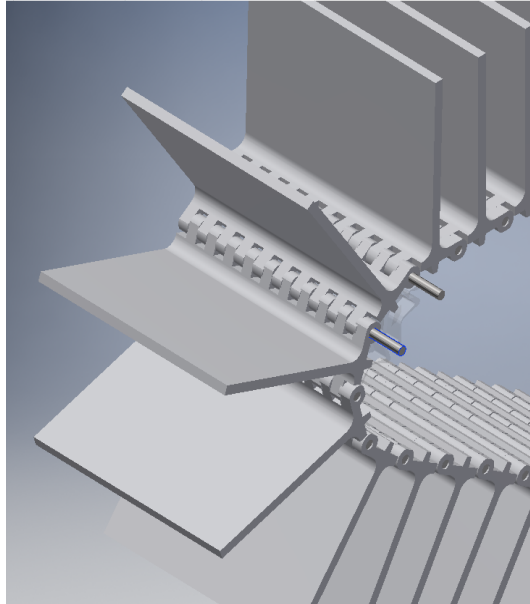


Figura 147: Pines utilizados para el ensamble de las secciones de la banda transportadora.

Por último se modeló y realizó el ensamble de toda la banda transportadora, como se visualiza en la Figura 148, la que incluye las columnas, laterales, ejes, rodamientos, sprockets, banda, guardas de ejes, platinas limitadoras y la rampa de salida.

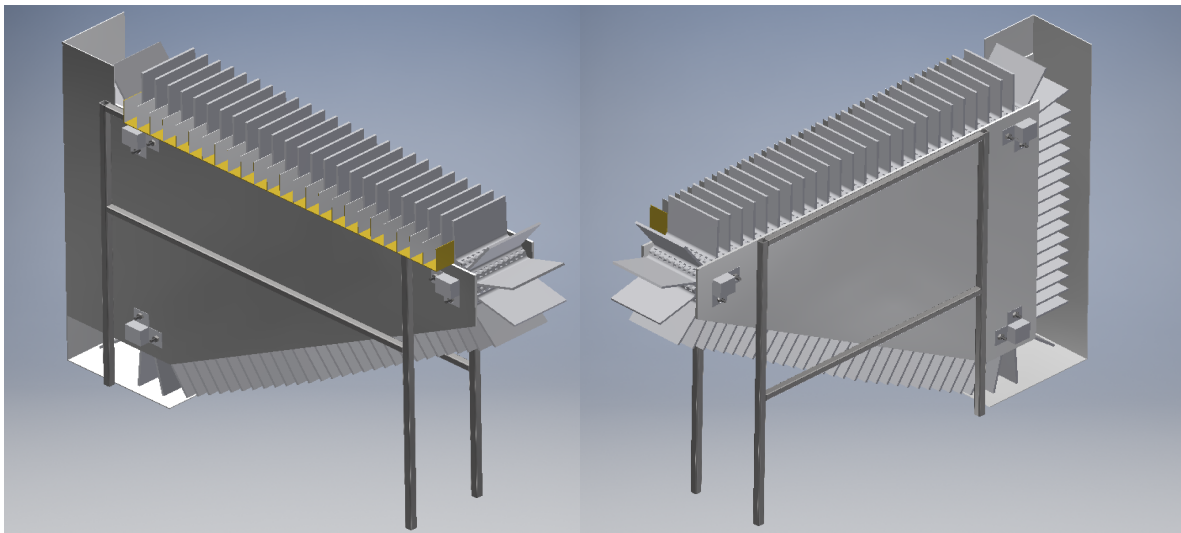


Figura 148: Modelo CAD de banda transportadora con perfiles transversales vista lateral 1.

5. Diseño de rampa de caída inicial

Para iniciar con el proceso de empaque secundario, se empezó por medio del diseño de una rampa de caída. Esta recibe el producto que sale de las máquinas empacadoras Woodman

G3c y lo dirige hacia las bandas transportadoras, en otras palabras esto une ambos procesos de empaclado. Se diseñó una rampa por cada salida de producto de la máquina, en este caso dos salidas.

Diseño estructura

Se diseñaron las columnas que sostienen la rampa y sus accesorios. Se utilizaron perfiles cuadrados de acero inoxidable austenítico de dimensiones 25x25x3 milímetros. Las columnas de la estructura se observan en la Figura 149.

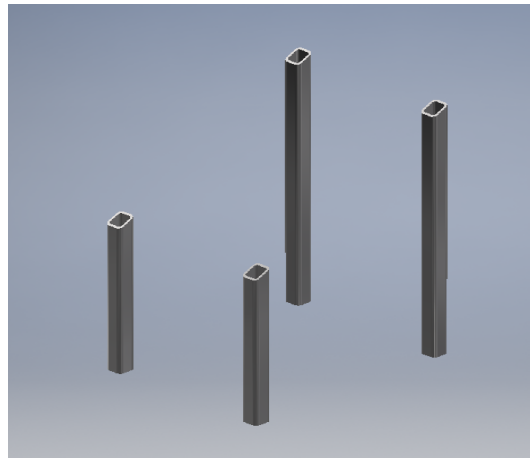


Figura 149: Modelo CAD columnas para rampa de caída inicial.

La rampa es una platina de lámina de acero inoxidable 304 de 3 milímetros de espesor, la cual se observa en la Figura 150, que se encuentra a 55° con respecto a las columnas mencionadas con anterioridad, como se visualiza en la Figura 151.

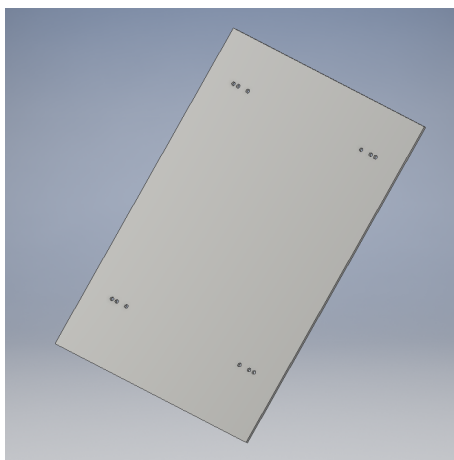


Figura 150: Modelo CAD de platina para rampa de caída inicial.

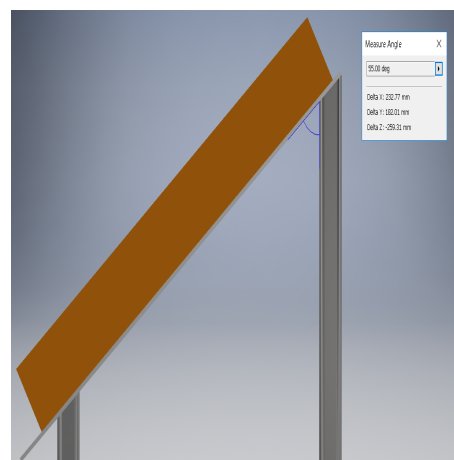


Figura 151: Ángulo de ensamble de platina con respecto a las columnas.

Diseño accesorios

Así como se diseñó para las bandas transportadoras, para la rampa se realizó un limitador para asegurar que la bolsa de frituras posea la trayectoria requerida en el proceso, este se observa en la Figura 152. Se utilizó una lámina de acero inoxidable 304 de 3 milímetros para su diseño.

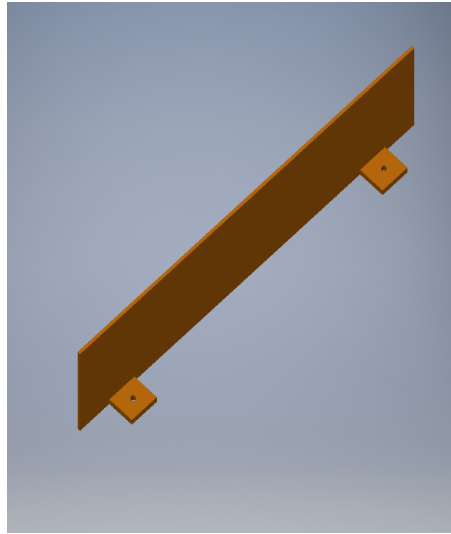


Figura 152: Limitador de rampa caída inicial.

En el caso de una de las dos rampas de caída, requiere que la bolsas de frituras posean cierto ángulo de salida hacia la banda transportadora, con respecto a la superficie de la base de la rampa. Se diseñó un limitador, como se observa en la Figura 153, utilizando una lámina de acero inoxidable 304 de 3 milímetros, con una pieza plana colocada a 71.45° con respecto a la pared del limitador, como se observa en la Figura 154.

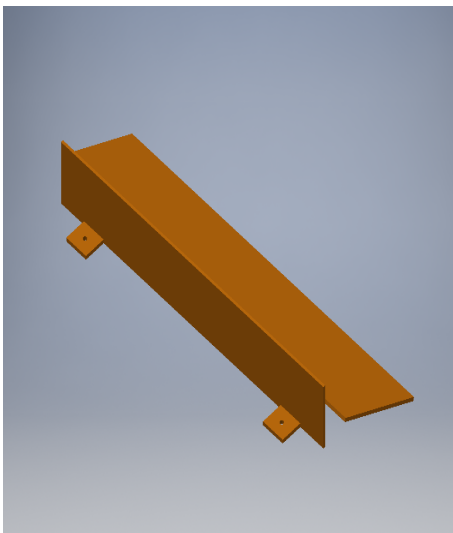


Figura 153: Limitador con desnivel de rampa caída inicial.

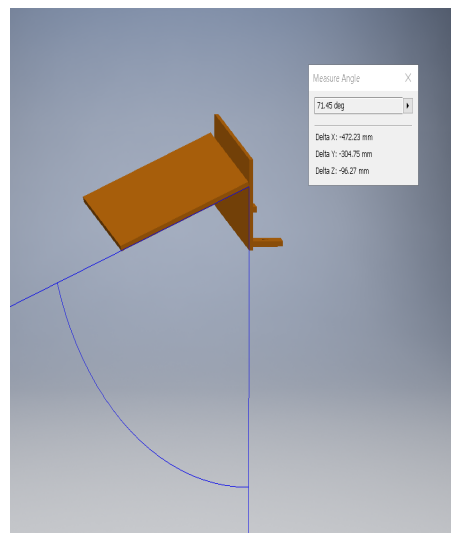


Figura 154: Ángulo de desnivel del limitador modificado.

Cálculo de uniones

Se diseñó una unión no permanente, utilizando pernos, para los limitadores y la base de la rampa. Esta unión está sujeta a un esfuerzo cortante, que es producido por el propio peso de la lámina del limitador, como se observa en la Figura 155.

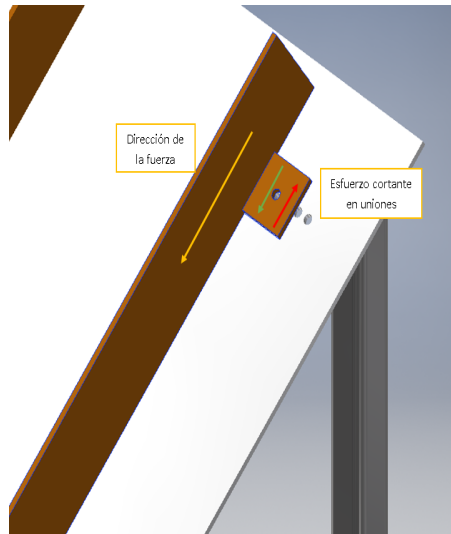


Figura 155: Esfuerzos cortantes en unión de limitador y platina.

La unión se llevó a cabo entre dos elementos de acero inoxidable, sus características y las pertinentes de los elementos a unir se encuentran en el Cuadro 109.

Descripción	Valor	Dimensional
Resistencia a la tensión	S_y	215 Mpa
Resistencia última a la tensión del elemento	S_{ut}	505 Mpa
Espesor elemento mas delgado	t	3.00 mm
Ancho del elemento donde se encuentra el agujero	w	27.0 mm
Distancia del agujero hacia filo del elemento	a	15.0 mm

Cuadro 109: Características de los elementos a unir

Se planteó utilizar un tornillo M5 clase 4.8, con las características del Cuadro 50.

Debido a que la unión se encuentra en cortante, se tomaron en cuenta los análisis contra falla del elemento y del tornillo, los cuales se calcularon y sus resultados se observan en el Cuadro 110. La F_u utilizada fue dividida en 2, debido a que este es el número de tornillos que soportan esta.

Descripción	Valor	Dimensional
Fuerza en la unión	F_u 6.9749	N
Factor de seguridad	n_d 2.0000	
Aplastamiento del perno	4650.0	N
Aplastamiento de los elementos	3225.0	N
Cortante del perno	2271.6	N
Cortante del borde del elemento	5582.5	N
Fluencia por tensión de los elementos a lo largo de los agujeros	5482.5	N
Fluencia del elemento	8707.5	N

Cuadro 110: Análisis contra la falla de la guarda y tornillo.

De los análisis del Cuadro mencionado con anterioridad, se tomó la fuerza limitante (menor). Esta fuerza representa el valor máximo de carga al que se debe exponer la unión para que el sujetador o el material no fallen, siendo esta de 2271.6 N. Debido a que la F_u es menor que la fuerza limitante, se concluyó que la unión es satisfactoria y la utilización del tornillo propuesto es factible.

La unión entre las columnas y la platina base, es de tipo permanente y está sujeta a un esfuerzo cortante, el cual está producido por el propio peso de la platina, los limitadores y las bolsas de frituras, que puedan estar en simultaneo sobre la rampa, el análisis se observa en la Figura 156.

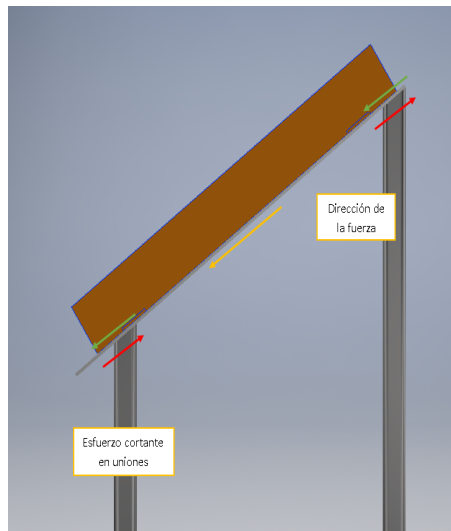


Figura 156: Esfuerzos cortantes en unión de columnas con platina.

Se propuso un valor de la longitud del cordón de soldadura y del valor de la garganta, estos datos se observan en la Figura 111

Descripción	Valor	Dimensional
Fuerza unión	F_u	45.7 N
Longitud unión	l	25.0 mm
Garganta propuesta	h	1.00 mm

Cuadro 111: Características de la unión soldada de la platina con la estructura de la rampa inicial.

Se determinó la fuerza permisible que posee el material de aporte, observada en la ecuación 119 y luego se obtuvo la resistencia del cordón y se obtuvo el resultado expuesto en la ecuación 120.

$$F_{perm} = 124.10 \quad (N/mm) \quad (119)$$

$$F_{aporte} = 3102.0 \quad (N) \quad (120)$$

La F_{aporte} es mayor que F_{un} por lo que el material de aporte y las dimensiones dadas de la unión son satisfactorias.

Se determinó el esfuerzo cortante en la unión, el cual se observa en la ecuación 121 y el esfuerzo cortante permisible, según el electrodo, determinado en la ecuación 122.

$$\sigma = 0.457 \quad (MPa) \quad (121)$$

$$\sigma_{perm} = 86.0 \quad (MPa) \quad (122)$$

Ya que el esfuerzo σ_{perm} es mayor que σ , se concluye que los elementos expuestos a la unión son satisfactorios y se encuentran en la capacidad para poder llevar a cabo el proceso de soldado.

Modelado CAD

En la Figura 157, se observa el modelo CAD del ensamble de la rampa de caída inicial.

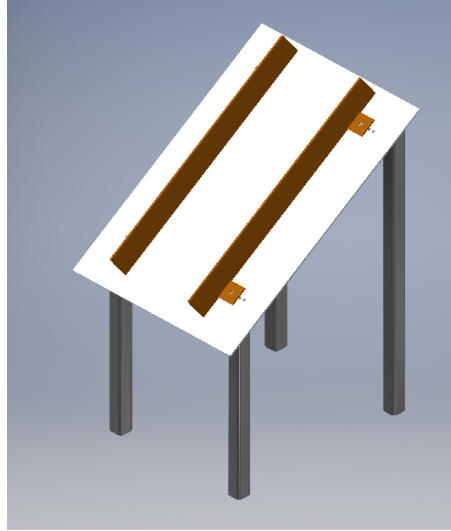


Figura 157: Modelo CAD de rampa inicial.

En la Figura 158, se observa el modelo CAD del ensamble de la rampa de caída inicial que posee la modificación, ya antes descrita, del limitador.

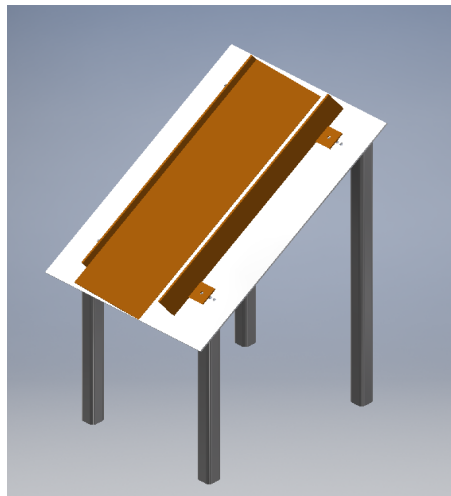


Figura 158: Modelo CAD de rampa inicial modificada.

F. Diseño y selección de actuadores

Para esta sección se definieron cuatro fases

- Primera fase: Movimiento de bolsas de frituras desde banda con perfiles transversales hasta la base acomodadora de la pila.
- Segunda fase: Movimiento de bolsas de frituras desde banda con perfiles transversales hasta la bolsa plástica.

- Tercera fase: Apertura vertical de la bolsa plástica.
- Cuarta fase: Apertura horizontal de la bolsa plástica.

1. Fase 1

Para obtener la fuerza mínima requerida por el actuador, se determinó la fuerza de fricción estática, la cual es necesaria para movilizar las bolsas de frituras. Para determinar la anterior, se realizó un diagrama de cuerpo libre, como se observa en la Figura 159, para poder obtener las fuerza de fricción, que se observa en la Figura 112.

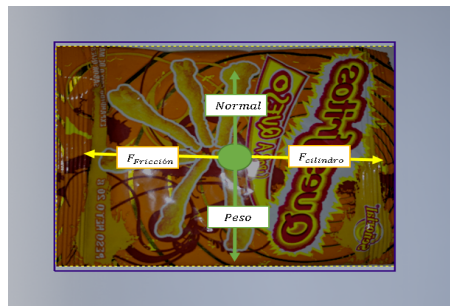


Figura 159: Diagrama de cuerpo libre de las bolsas de frituras.

Descripción	Valor	Dimensional
Masa unidad	M_1	0.035 kg
Aceleración de la gravedad	g	9.810 m/s ²
Coefficiente de fricción	μ	0.400
Cantidad de bolsitas	n	24.00
Fuerza normal	F_n	8.240 N
Fuerza de fricción	F_r	3.290 N

Cuadro 112: Cálculo de fuerza de fricción estática.

La longitud a recorrer por el cilindro neumático, se determinó utilizando el modelo CAD del ensamble, la cual se observa en la Figura 160.

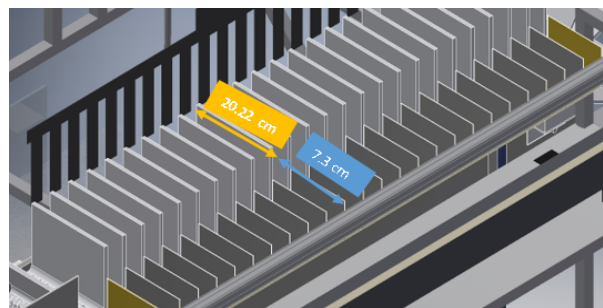


Figura 160: Distancia a recorrer por el actuador.

Selección de actuadores

Se seleccionó un tipo de montaje rígido, como el que se puede visualizar en la Figura 161, debido a que la aplicación no requiere montajes especiales y no posee cargas combinadas.

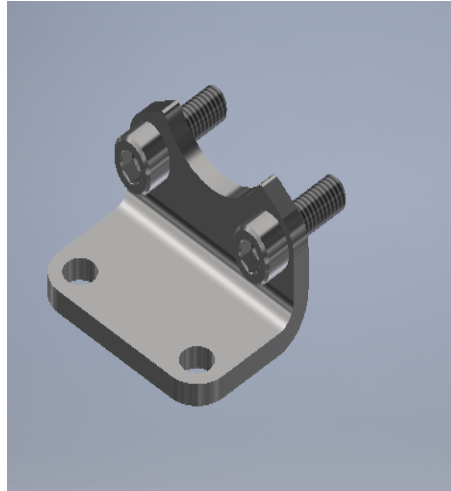


Figura 161: Montaje utilizado para el cilindro neumático.

Según el tipo de montaje, se calculó el factor de pandeo, el diámetro mínimo para que este no falle por pandeo, el consumo de aire y la velocidad del mismo, estos datos se observan en la Figura 113

Descripción		Valor	Dimensional
Presión	P	0.500	MPa
		5.200	Bar
Caudal	C	45.00	L/min
		750002	mm ³ /s
Fuerza requerida	F	3.600	N
Carrera	l	275.2	mm
Diámetro ideal	D	2.990	mm
Factor de pandeo	f	2.000	
Longitud básica	Lb	550.4	mm
Diámetro mínimo contra pandeo	D2	14.00	mm
Ciclos por minuto	n	5.000	

Cuadro 113: Datos para la selección del cilindro.

Tomando en cuenta la fuerza requerida y la longitud a extenderse, por parte del cilindro, se seleccionó el cilindro neumático (de la marca FESTO) adecuado del cual se observan sus características técnicas en la Figura 114

Descripción		Valor	Dimensional
Modelo: DSBC-32-300-PA-N3			
Diámetro	D	32.00	mm
Carrera	l	300.0	mm
Fuerza	F_cil	353.5	N
Masa	M_cil	0.5514	kg
Masa en mov	M_mov	0.297	kg
Consumo de aire	Q	15054	cm ³ /min
		0.015	m ³ /min
Velocidad de avance	V	932.6	mm/s

Cuadro 114: Datos técnicos del cilindro neumático seleccionado.

Selección de instrumentación

Según la recomendación de Festo, marca del cilindro neumático, se puede utilizar el sensor de posición modelo SMT-8M, el cual se muestra en la Figura 162 y sus datos en el Cuadro 115, el cual se dispuso al inicio y al final de la carrera del mismo.



Figura 162: Datos técnicos del sensor de carrera seleccionado.

Descripción	Valor	Dimensional
Modelo: SMT-8M-A-PS-24V-E-2,5-OE		
Longitud cable	2.5	m
Conexión eléctrica	3.0	cables
Alimentación	24	V
Tecnología	PNP	
Tipo de contacto	N/O	
Cambio de estado	≤ 1.4	ms
Masa	29	g

Cuadro 115: Datos técnicos del sensor de carrera seleccionado.

Diseño de accesorio

Para poder llevar a cabo la acción de movilizar las bolsas de frituras por medio del cilindro neumático, fue necesario diseñar un accesorio para el mismo, el cual se observa en

la Figura 163. Este, está diseñado para ser fabricado con lámina de acero inoxidable 304 de 3 milímetros de espesor.



Figura 163: Modelo CAD de accesorio para actuador de la fase 1.

Diseño de estructura

La estructura de este actuador, debe soportar las fuerzas ejercidas por el movimiento del vástago y el peso, del mismo. Debe proveer la altura y el posicionamiento correcto, por lo que se realizó la estructura que se observa en la Figura 164 la cual va unida a la estructura de la banda de perfiles transversales. Para su diseño se utilizaron perfiles cuadrados de acero inoxidable austenítico de dimensiones 25x25x3 milímetros.

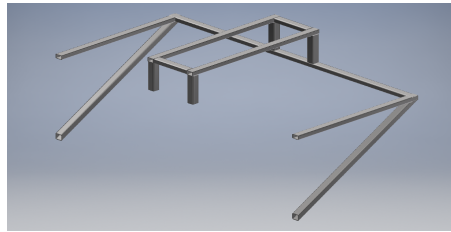


Figura 164: Modelo CAD de estructura de actuador de fase 1.

Modelo CAD de ensamblaje de estructura y actuador neumático.

En la Figura 165 se observa el modelo CAD del ensamblaje de la estructura y actuador neumático de la fase 1.

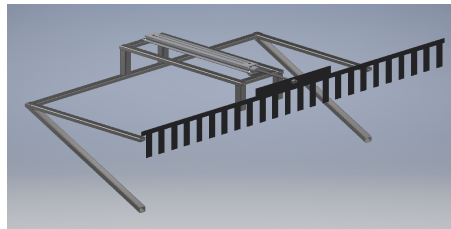


Figura 165: Modelo CAD de ensamblaje de estructura y actuador neumático.

2. Fase 2

Debido a que es la misma cantidad de bolsas de frituras, que en la fase 1, se utilizaron los cálculos anteriores para determinar la fuerza requerida por el actuador. La longitud a recorrer por el actuador neumático, se determinó utilizando el modelo CAD del ensamble, la cual se observa en la Figura 166.

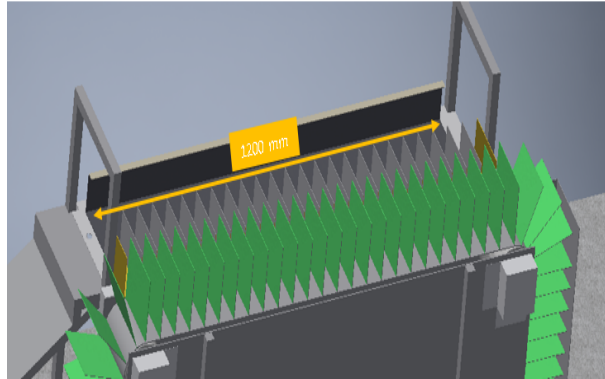


Figura 166: Distancia a recorrer por el actuador de la fase 2.

Selección de actuadores

Se seleccionó el tipo de montaje rígido, como el que se puede visualizar en la Figura 167, debido a que la aplicación no requiere montajes especiales.

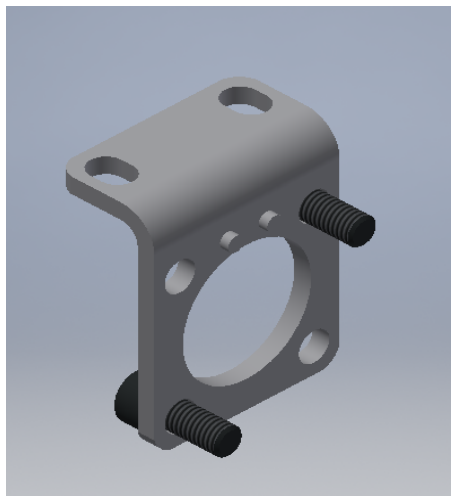


Figura 167: Montaje utilizado para el actuador neumático de la fase 2.

Se calculó el consumo de aire y la velocidad del actuador, estos datos se observan en el Cuadro 116

Descripción		Valor	Dimensional
Presión	P	0.50	MPa
		5.20	Bar
Caudal	C	45.0	L/min
		750002	mm ³ /s
Fuerza requerida	F	3.60	N
Carrera	l	1200	mm
Diámetro ideal	D	2.99	mm

Cuadro 116: Datos para la selección del cilindro.

Tomando en cuenta la fuerza requerida y la longitud a extenderse, por parte del cilindro. Se seleccionó el cilindro, del cual se observan sus características técnicas en el Cuadro 117

Descripción		Valor	Dimensional
Modelo: DSNU-18-1300-P-A			
Diámetro	D	18.00	mm
Carrera	l	1300	mm
Fuerza	F_cil	111.9	N
Masa	M_cil	0.370	kg
Masa en mov	M_mov	2.404	kg
Consumo de aire	Q	4953555	cm ³ /min
		4.954	m ³ /min
Velocidad de avance	V	2947	mm/s

Cuadro 117: Datos técnicos del cilindro neumático seleccionado.

Selección de instrumentación

Según la recomendación de Festo, marca del cilindro neumático, se puede utilizar el sensor de posición modelo SMT-8M, el mismo que el actuador de la fase 1, este se muestra en la Figura 162. Se utilizaron dos sensores los cuales se ubicaron al inicio y final de la longitud total del vástago, esto para poder determinar en cualquier momento, el estado de la posición del actuador.

Diseño de accesorio

Para poder llevar a cabo la acción de movilizar las bolsas de frituras por medio del cilindro neumático, fue necesario diseñar un accesorio para el mismo, el cual se observa en la Figura 168. Este, está diseñado para ser fabricado con lámina de acero inoxidable 304 de 3 milímetros de espesor.

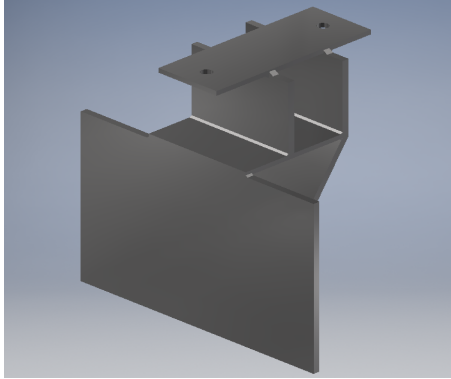


Figura 168: Modelo CAD de accesorio para actuador de la fase 2.

Diseño de estructura

La estructura de este actuador, debe soportar las fuerzas ejercidas por el movimiento del vástago y el peso, del mismo. Debe proveer la altura y el posicionamiento correcto, por lo que se realizó la estructura que se observa en la Figura 164 la cual se posiciona a 30 milímetros del lateral de la banda con perfiles transversales, como se observa en la Figura 170. Para su diseño se utilizaron perfiles cuadrados de acero inoxidable austenítico de dimensiones 25x25x3 milímetros.

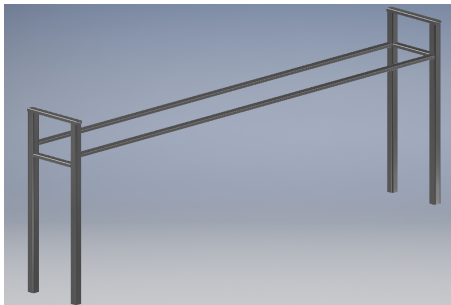


Figura 169: Modelo CAD de estructura de actuador de fase 2.

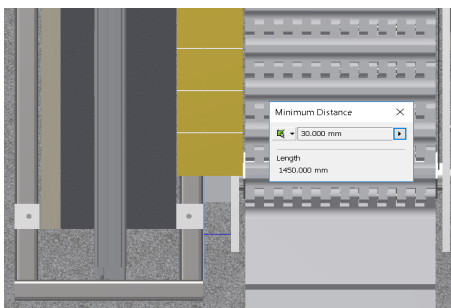


Figura 170: Distancia entre banda transportadora y estructura de fase 2.

Modelo CAD de ensamblaje de estructura y actuador neumático.

En la Figura 171 se observa el modelo CAD del ensamblaje que posee la estructura y, montado sobre la misma, el actuador neumático (cilindro) de la fase 2, descrita con anterioridad.

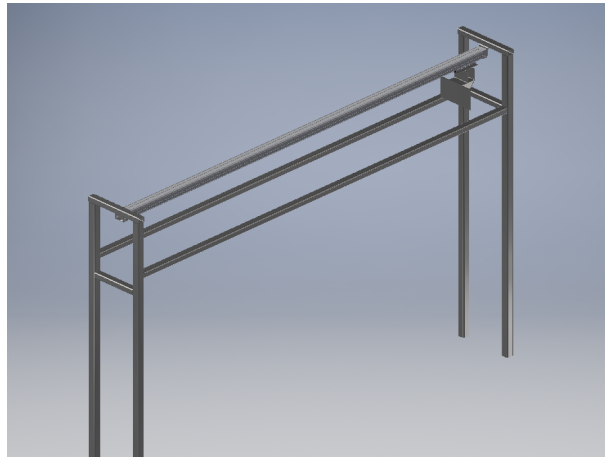


Figura 171: Modelo CAD de ensamblaje de estructura y actuador neumático.

3. Fase 3

Para el movimiento de las paletas, las cuales mas adelante se describirán, se requiere que un actuador lineal posea una carrera de 150 milímetros. Este dato se pudo obtener por una simulación realizada en el software Matlab. Como se observa en las Figuras 172 y 173, se requiere que el mecanismo únicamente haga girar el eje de salida 90° por lo que, en ese instante el actuador se debe detener y retornar. La corredera en este caso, se observa que se moviliza en la escala inferior desde 20 cm hasta 5cm, a partir de ello se determinó la carrera del cilindro.

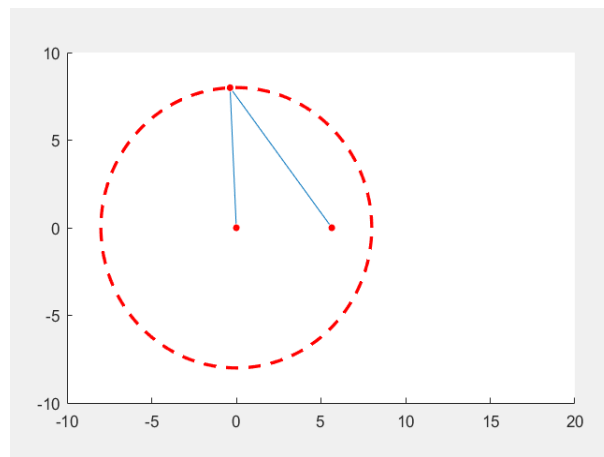


Figura 172: Simulación del mecanismo de corredera manivela.

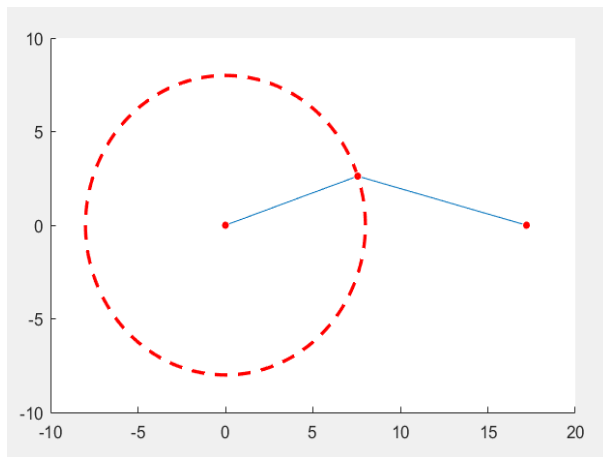


Figura 173: Simulación del mecanismo de corredera manivela.

Selección de actuadores

Se seleccionó el tipo de montaje rígido, como el que se puede visualizar en la Figura 174, debido a que la aplicación no requiere montajes especiales.

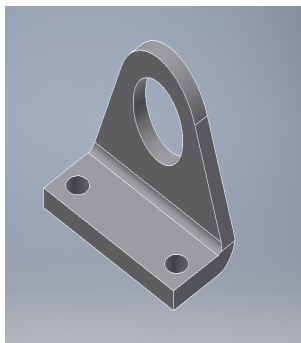


Figura 174: Montaje utilizado para el actuador neumático de la fase 3.

Se calculó el consumo de aire y la velocidad del actuador, estos datos se observan en la Figura 118

Descripción		Valor	Dimensional
Presión	P	0.50	MPa
		5.02	Bar
Caudal	C	45.0	L/min
		750002	mm ³ /s
Fuerza requerida	F	1.00	N
Carrera	l	150	mm
Diámetro ideal	D	1.57	mm

Cuadro 118: Datos para la selección del cilindro.

Se seleccionó el cilindro que cumpliera con con la carrera adecuada, ya que la única fuerza que este debe ejercer, es la fricción estática de los rodamientos utilizados en el mecanismo, siendo esta muy baja para tomarla en cuenta. Los datos del cilindro seleccionado se encuentran en el Cuadro 119.

Modelo: DSNU-12-150-P-A			
Descripción		Valor	Dimensional
Diámetro	D	12.00	mm
Carrera	l	150.0	mm
Fuerza	F_{cil}	49.71	N
Consumo de aire	Q	31754	cm ³ /min
		0.032	m ³ /min
Velocidad de avance	V	6631	mm/s

Cuadro 119: Datos técnicos del cilindro neumático seleccionado.

Diseño de estructura

La estructura de este actuador, debe soportar las fuerzas ejercidas por el movimiento del vástago y el peso, del mismo. Debe proveer la altura y el posicionamiento correcto, por lo que se realizó una modificación a la estructura de la fase 2, esta se observa en la Figura 175. Para su diseño se utilizaron perfiles cuadrados de acero inoxidable austenítico de dimensiones 25x25x3 milímetros.

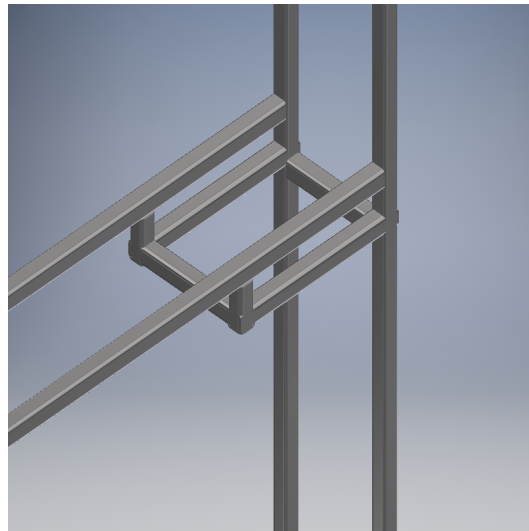


Figura 175: Modelo CAD de estructura de actuador de fase 3.

Modelo CAD de ensamblaje de estructura y actuador neumático.

En la Figura 176 se observa el modelo CAD del ensamblaje de la estructura y actuador neumático de la fase 3.

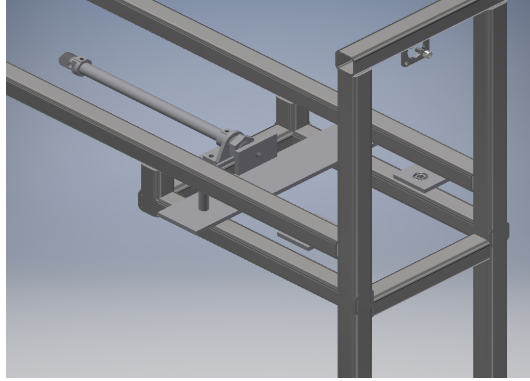


Figura 176: Modelo CAD de ensamblaje de estructura y actuador neumático.

4. Fase 4

El acercamiento perpendicular a las paredes de la bolsa plástica, lo tiene este mecanismo el cual se aproxima por medio de un cilindro neumático y se utiliza un generador de vacío para que la succione y la pueda levantar, al retraer el cilindro. Este debe poseer una carrera de 150 mm para poder sujetar cualquier medida de bolsa.

Selección de actuadores

Se seleccionó el tipo de montaje rígido, como el que se puede visualizar en la Figura 177, debido a que la aplicación no requiere montajes especiales.

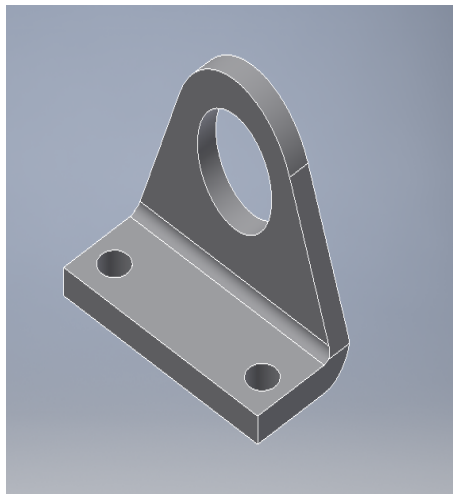


Figura 177: Montaje utilizado para el actuador neumático de la fase 3.

A la rosca del vástago del cilindro, se sujetó la ventosa con las características de la Figura 120. El generador de vacío con las características que se muestran en la Figura 121 se conectó a la ventosa y al suministro de aire comprimido.

Detalle	Valor	Dimensional
Modelo: ESG-10-SU-HB-PK		
Marca: Festo		
Forma: redonda plana		
Diámetro	10	mm
Radio mínimo de la pieza a succionar	30	mm

Cuadro 120: Características de la ventosa seleccionada.

Modelo: VN-10-L-T3-PQ2-VQ2-R01		
Marca: Festo		
Detalle	Valor	Dimensional
Succión con respecto a la atmósfera	40,5	l/min
Tiempo de actuación (a 6 bar)	0,67	s
Voltajes de operación	21.6 - 26.4	V

Cuadro 121: Características del generador de vacío seleccionado.

Para poder determinar si la ventosa succionó la bolsa plástica, es necesario medir el cambio de presión en la línea de conexión entre el generador de vacío y la ventosa, ya que en este segmento se producirá un diferencial de presión al momento de succionar la bolsa.

Para esto se seleccionó un sensor que cambia de estado al momento de que la diferencia de presión entre el ambiente y la línea de alimentación de aire comprimido de la ventosa, supera el valor previamente establecido. Los datos del sensor convertidor PE se observan en el Cuadro 122.

Modelo: PEN-M5		
Marca: Festo		
Detalle	Valor	Dimensional
Presión de trabajo	-1 a 8	bar
Voltaje de operación	12 a 30	V
Corriente de salida	350	mA

Cuadro 122: Características del convertidor PE.

Modelo CAD de ensamblaje.

Este mecanismo se sujetó únicamente por medio de tornillos a la estructura previamente diseñada de la fase 2. En la Figura 178 se observa el modelo CAD del ensamblaje del mecanismo de apertura de la bolsa, el cual se compone de un cilindro neumático y el sensor convertidor PE.

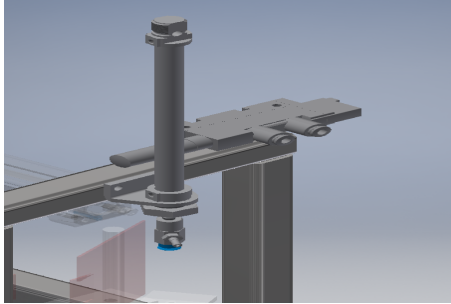


Figura 178: Modelo CAD de ensamblaje mecanismo de apertura, fase 4.

G. Simulación y programación del sistema de neumático

Se seleccionaron válvulas 5/2 monoestables, para controlar el paso del aire hacia los cilindros neumáticos y una válvula 3/2 monoestable para controlar el paso de aire comprimido hacia el generador de vacío. En la Figura 179 se muestra la simulación de las conexiones entre las válvulas y los diferentes actuadores, etiquetados según las fases mencionadas con anterioridad.

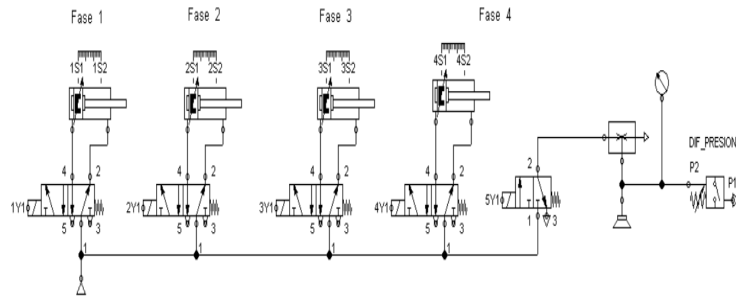


Figura 179: Modelo CAD de ensamblaje mecanismo de apertura, fase 4.

En la Figura 180 se muestra la lógica a utilizar en la programación del controlador del sistema. Esta lógica, requiere de las entradas descritas en el Cuadro 123.

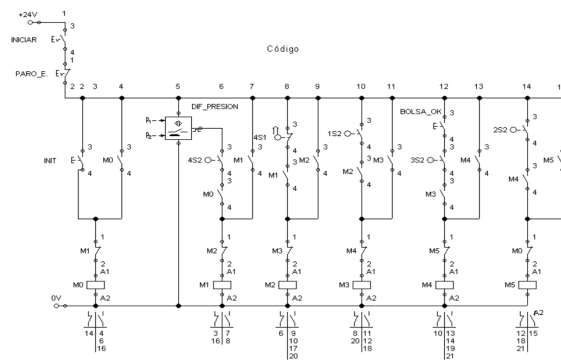


Figura 180: Modelo CAD de ensamblaje mecanismo de apertura, fase 4.

Entradas	Descripción	Salidas	Descripción
INICIAR	Señal del botón de inicio del proceso en general.	M0	Memoria del controlador
PARO_E	Señal del botón de paro de emergencia.	M1	Memoria del controlador
INIT	Señal para iniciar el ciclo.	M2	Memoria del controlador
DIF_PRESIÓN	Estado del sensor diferencial de presión, ubicado en la ventosa.	M3	Memoria del controlador
BOLSA_OK	Estado del sensor que determina si la bolsa fue abierta correctamente.	M4	Memoria del controlador
1S2	Señal del sensor de posición final de la fase 1.	M5	Memoria del controlador
2S2	Señal del sensor de posición final de la fase 2.		
3S2	Señal del sensor de posición final de la fase 3.		
4S1	Señal del sensor de posición inicial de la fase 4.		
4S2	Señal del sensor de posición final de la fase 4.		

Cuadro 123: Entradas y salidas de la lógica de control del proceso de empaclado.

En el diagrama, de la Figura 181, se realizó la segunda fase del código a implementar en el controlador para el sistema, en donde se relacionaron las memorias utilizadas con relés de salida del PLC a utilizar.

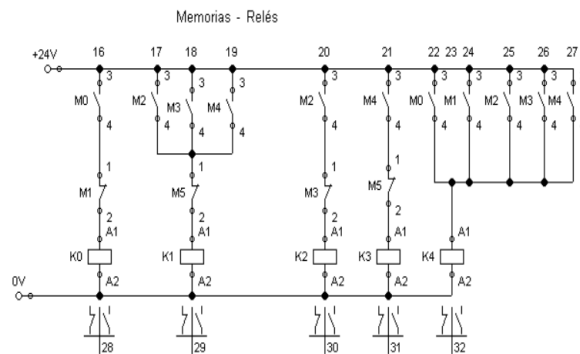


Figura 181: Modelo CAD de ensamblaje mecanismo de apertura, fase 4.

El diagrama eléctrico, de la Figura 182, se realizaron las conexiones entre los relés del PLC a utilizar con los solenoides incluidos en las válvulas neumáticas, las cuales poseen la denominación dada en la Figura 179.

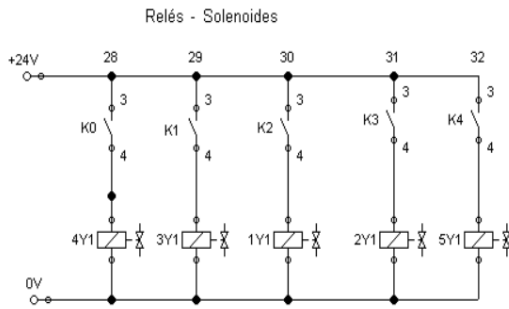


Figura 182: Conexión de relés y solenoides de válvulas neumáticas.

H. Diseño de estructura y mecanismo para empacado

1. Diseño de base

Después de que las bolsas de frituras pasan por la rampa de salida de la banda transportadora de perfiles transversales, estas se acomodan en una base que las guía hacia la bolsa plástica en donde serán insertadas. Esta base se diseñó para permitir el libre movimiento del actuador (de la fase 2) y que las bolsas de frituras tuvieran el espacio mínimo para movilizarse y desordenarse. La base mencionada, se observa en la Figura 183.

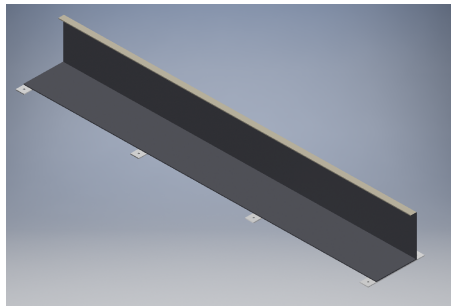


Figura 183: Base para acomodamiento de la pila de bolsas de frituras.

La base posee cuatro platinas por debajo, las cuales se diseñaron para la sujeción de la misma. Las platinas se unen por medio de soldadura a la base, sin embargo el cálculo de estas no se realizó porque no están sujetas a ninguna carga, por lo que la garganta del cordón de soldadura puede ser definida al momento del proceso de su manufactura. Las platinas se unen por medio de pernos a la estructura del actuador (de la fase 2), esto para poder modificarse o tener la posibilidad de removerla por rutinas mantenimiento y limpieza. Los pernos no están expuestos a ninguna carga durante el proceso de empacado, por lo que únicamente sirven para mantener una unión entre elementos. Todas las uniones mencionadas con anterioridad se pueden apreciar en la Figura 184.

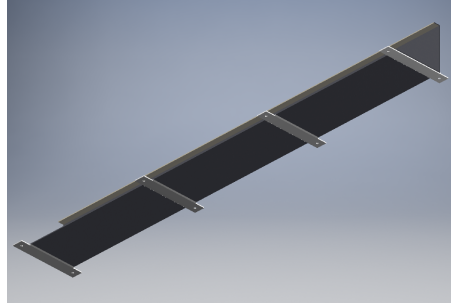


Figura 184: Método de sujeción de la base a la estructura.

2. Diseño de mecanismo de apertura horizontal de bolsa

Se diseñaron dos platinas, las cuales abren la bolsa la bolsa plástica de empaque. Estas rotan 90° con respecto al filo de la base. Estas se observan en la Figura 185.

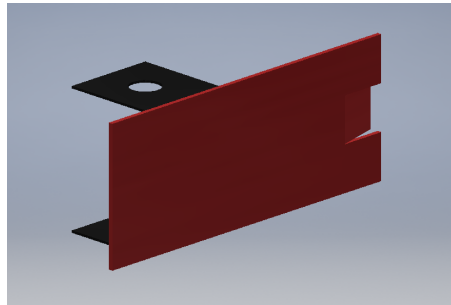


Figura 185: Paleta de apertura.

Para la rotación de las paletas, se diseñó un mecanismo de corredera manivela, como se observa en la Figura 186 , el cual es accionado por un cilindro neumático.

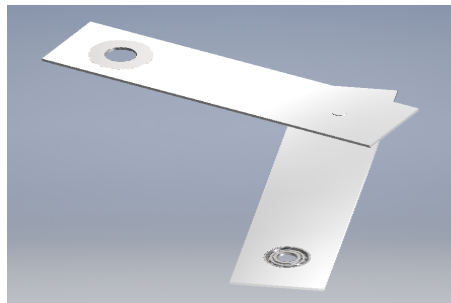


Figura 186: Mecanismo de corredera manivela.

Modelo CAD de ensamblaje mecanismo.

En la Figura 187 se observa el modelo CAD del ensamblaje del mecanismo de apertura de la bolsa.

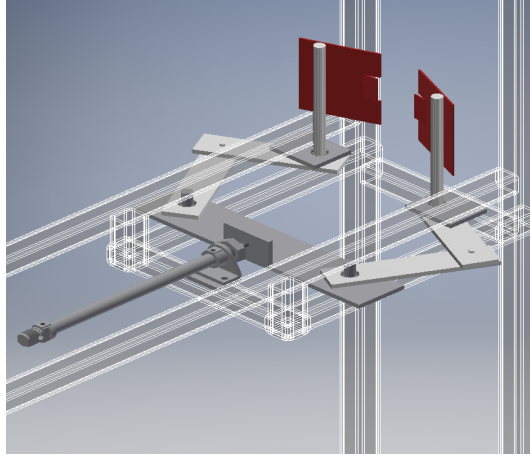


Figura 187: Modelo CAD de ensamblaje mecanismo de apertura.

I. Validación de las estructuras y piezas del sistema de empaclado

Anteriormente, en los resultados del diseño de ejes ya se mencionó que están protegidos con un factor de seguridad de 2. Sin embargo, debido a requerimientos de las bandas o sprockets, el diámetro de estos se incrementó y se concibió un factor de seguridad mayor a 2.

Las estructuras y laterales de las bandas transportadoras son piezas críticas en el diseño, debido a la cantidad de piezas que esta requiere y que generan cargas sobre estas.

La estructura de la banda transportadora ascendente posee un desplazamiento máximo de 0.028 mm como lo indica la Figura 188 y un factor de seguridad de 263.9 como se observa en la Figura 189.

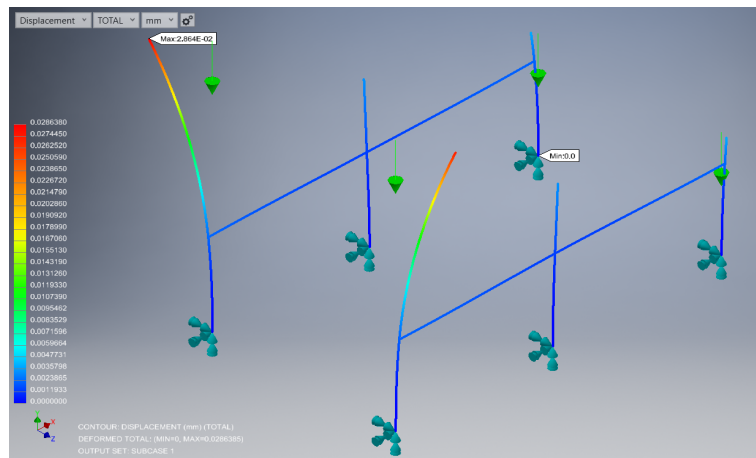


Figura 188: Desplazamiento de la estructura de la banda transportadora ascendente.

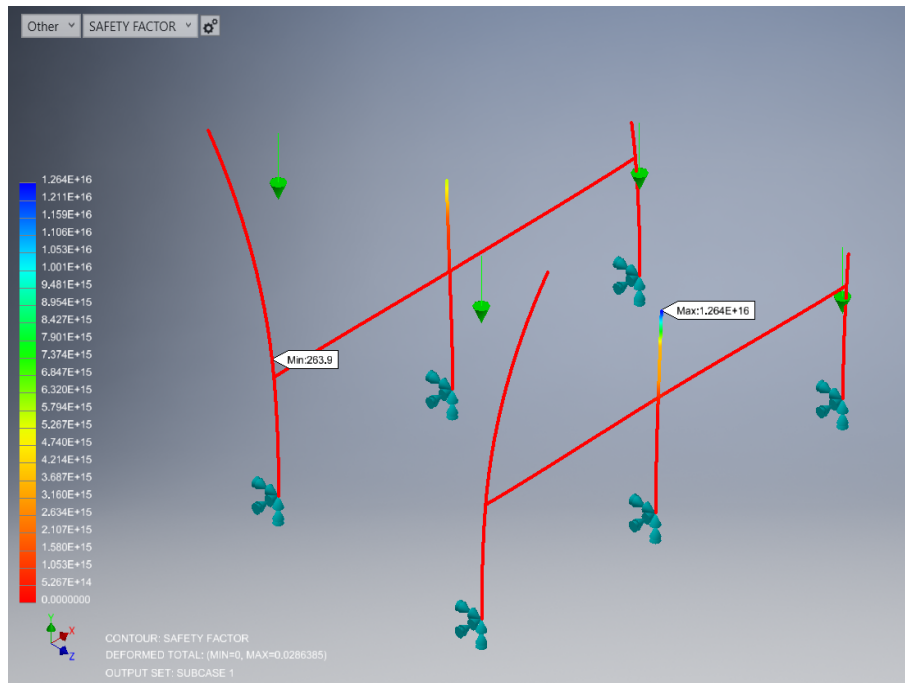


Figura 189: Factor de seguridad de la estructura de la banda transportadora ascendente.

Los laterales de esta banda transportadora poseen un desplazamiento máximo de $1.08E-05$ mm como lo indica la Figura 188 y un factor de seguridad de $1.2E06$ como se observa en la Figura 189.

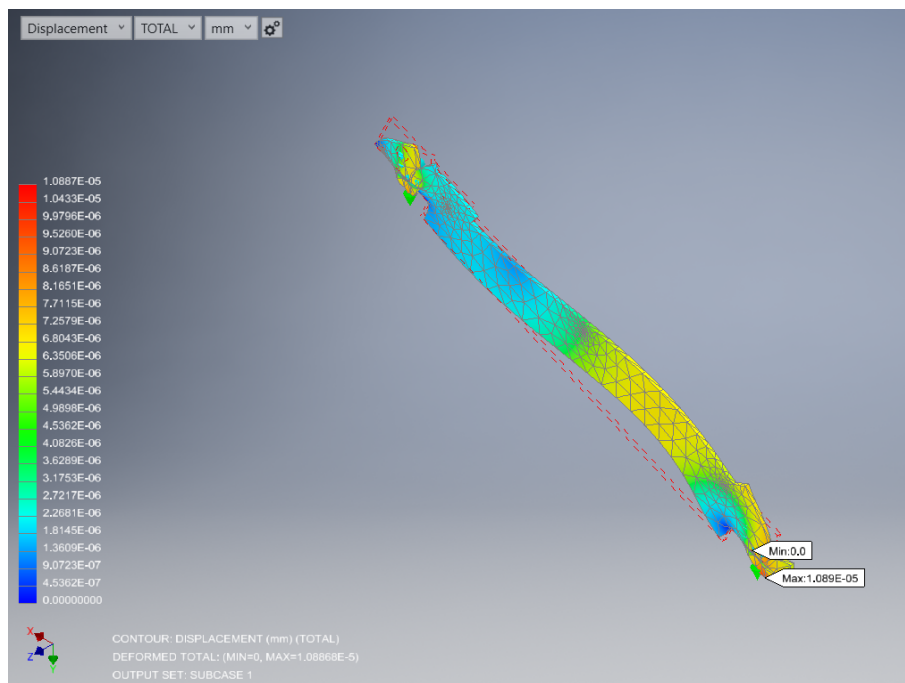


Figura 190: Desplazamiento de los laterales de la banda transportadora ascendente.

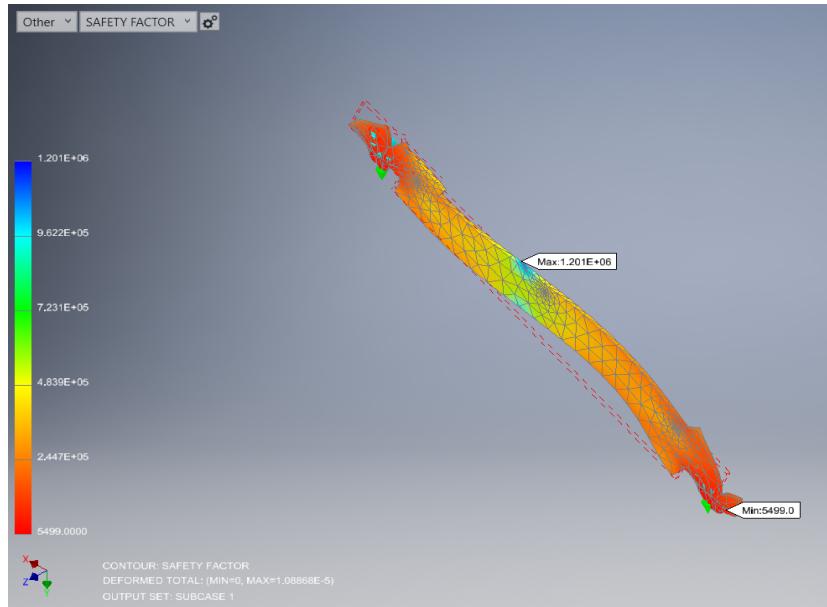


Figura 191: Factor de seguridad de los laterales de la banda transportadora ascendente.

Con los datos obtenidos con anterioridad, se determinó que la estructura de la banda transportadora es totalmente funcional y segura para la aplicación.

Las estructuras de las bandas transportadoras pequeñas, son similares, con la diferencia de poseer una altura distinta, por lo que es válido analizar una estructura y generalizar el resultado de la misma. Por medio de software se determinó que la estructura posee un desplazamiento máximo de 0.015 mm, como se observa en la Figura 192 y un factor de seguridad de 12 como se observa en la Figura 193, por lo que se determinó que la estructura es totalmente funcional y segura para la aplicación.

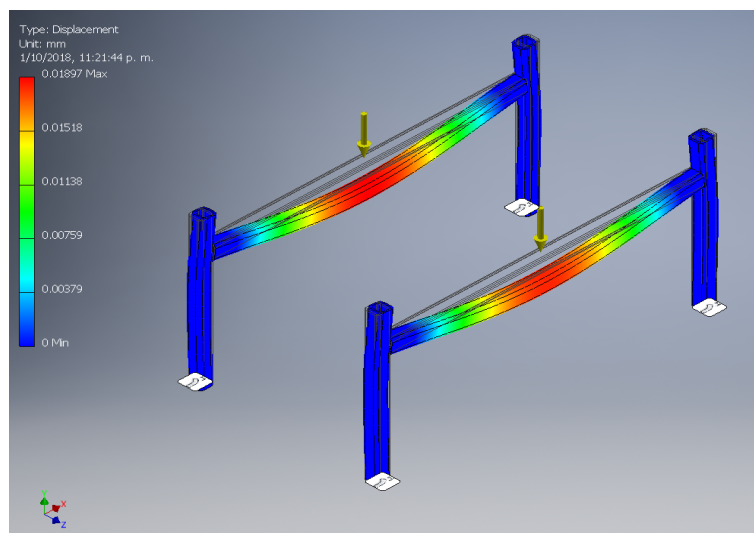


Figura 192: Desplazamiento de la estructura de la banda transportadora pequeña.

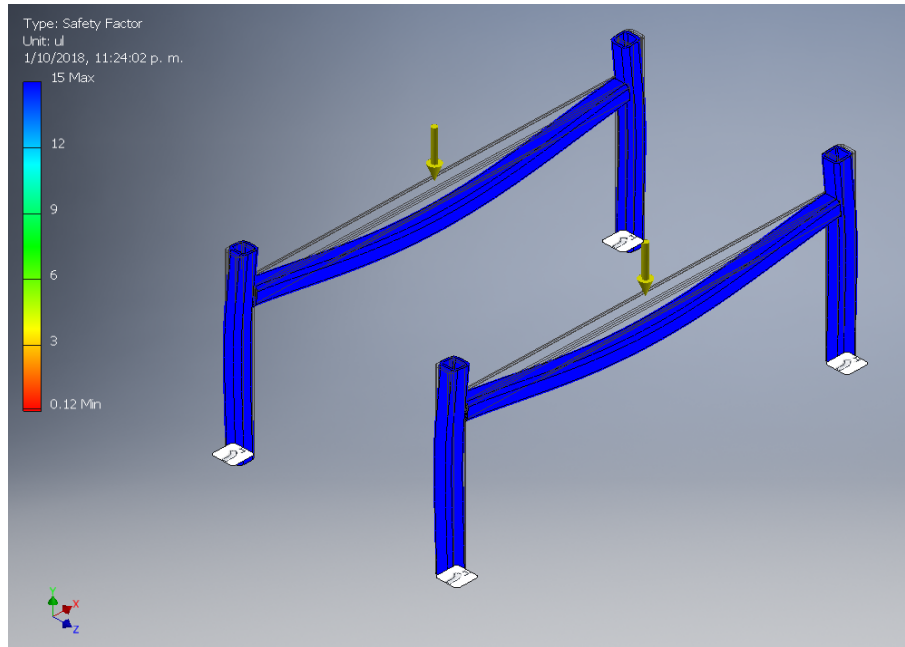


Figura 193: Factor de seguridad de la estructura de la banda transportadora pequeña.

Los laterales de esta banda transportadora poseen un desplazamiento máximo de $3.37E-06$ mm como lo indica la Figura 194 y un factor de seguridad de 15 como se observa en la Figura 195.

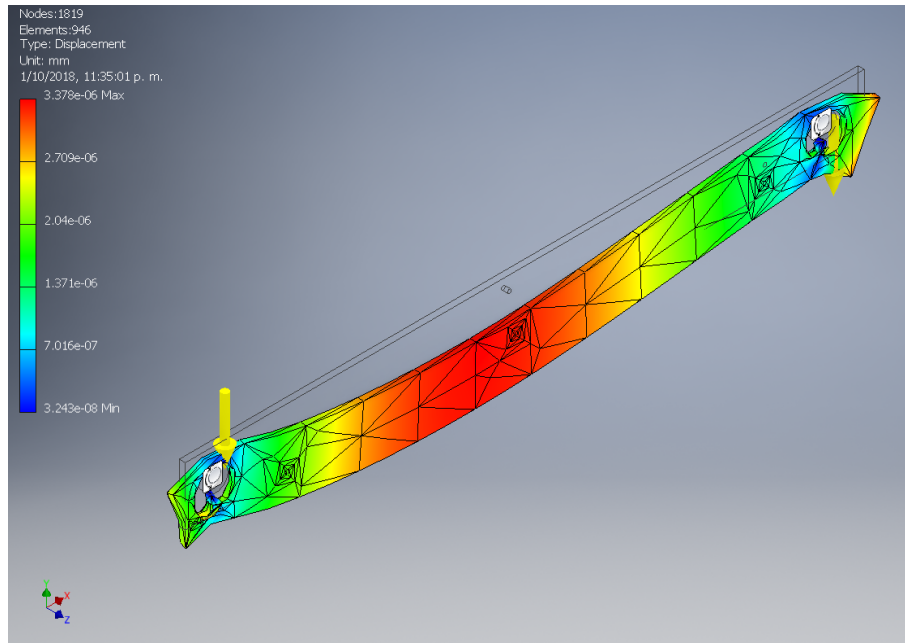


Figura 194: Desplazamiento de los laterales de las bandas transportadoras pequeñas.

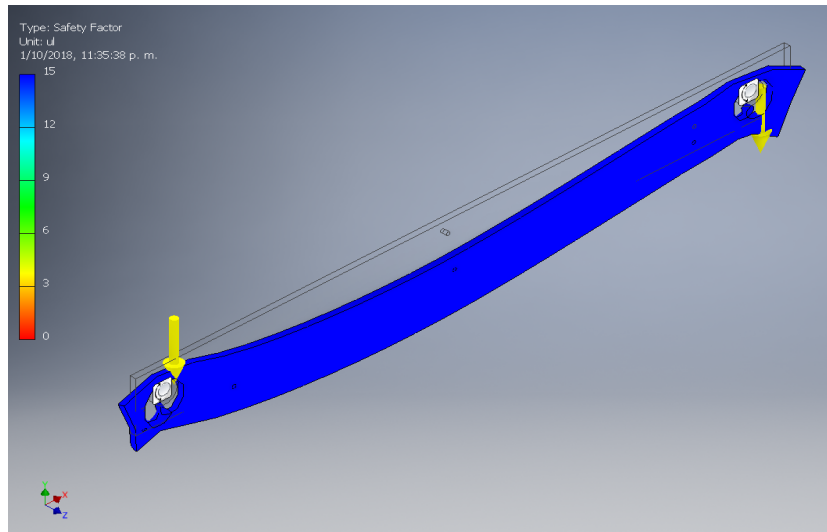


Figura 195: Factor de seguridad de los laterales de las bandas transportadoras pequeñas.

Con los datos obtenidos con anterioridad, se determinó que la estructura de la banda transportadora es totalmente funcional y segura para la aplicación.

La estructura de la banda transportadora con perfiles transversales posee un desplazamiento máximo de 0.005 mm como lo indica la Figura 196 y un factor de seguridad de 12 como se observa en la Figura 197, por lo que se determinó que la estructura es totalmente funcional y segura para la aplicación.

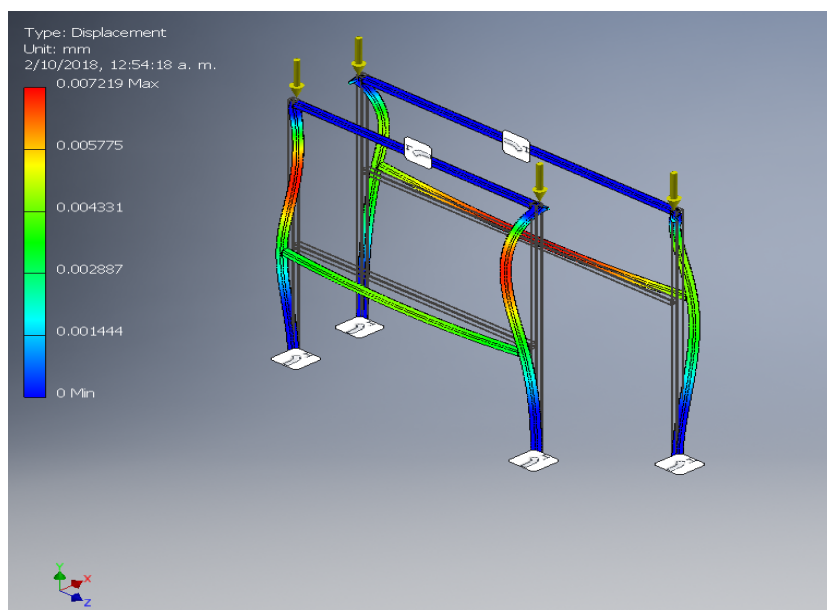


Figura 196: Desplazamiento de la estructura de la banda transportadora con perfiles transversales.

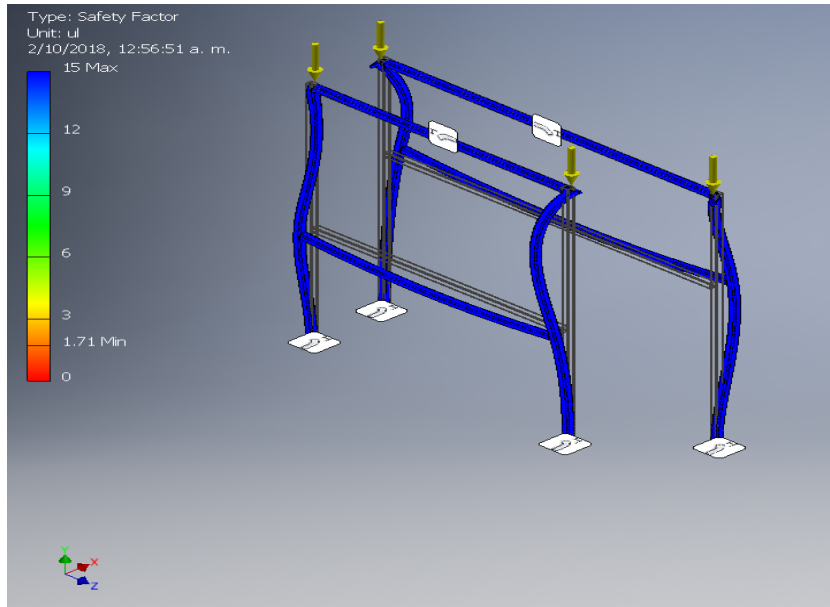


Figura 197: Factor de seguridad de la estructura de la banda transportadora con perfiles transversales.

Los laterales de esta banda transportadora poseen un desplazamiento máximo de 0.61 mm como lo indica la Figura 198 y un factor de seguridad de 15 como se observa en la Figura 199. Se utilizó el lateral que posee la carga de la estructura del actuador de la fase 1, tomándola como una carga puntual para exagerar la deformación y verificar que aún así la pieza sigue siendo válida.

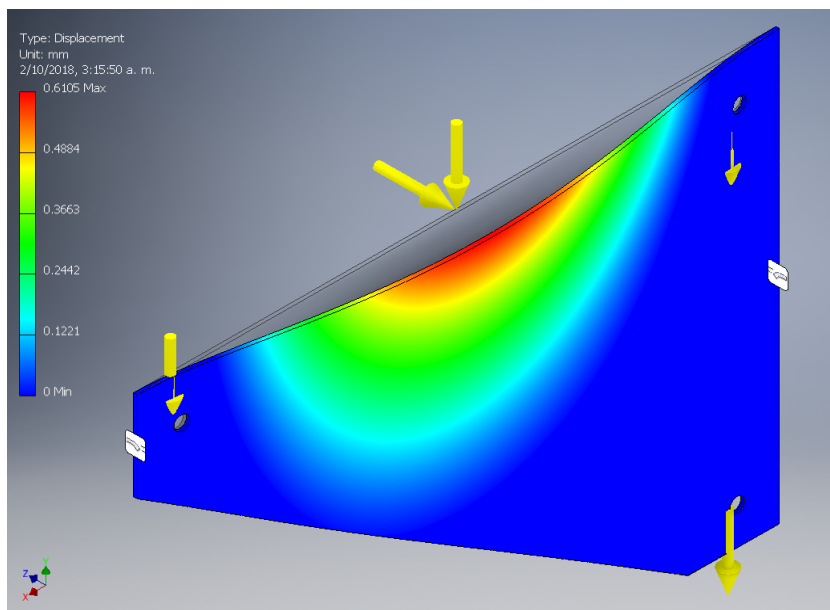


Figura 198: Desplazamiento de los laterales de la banda transportadora de perfiles transversales.

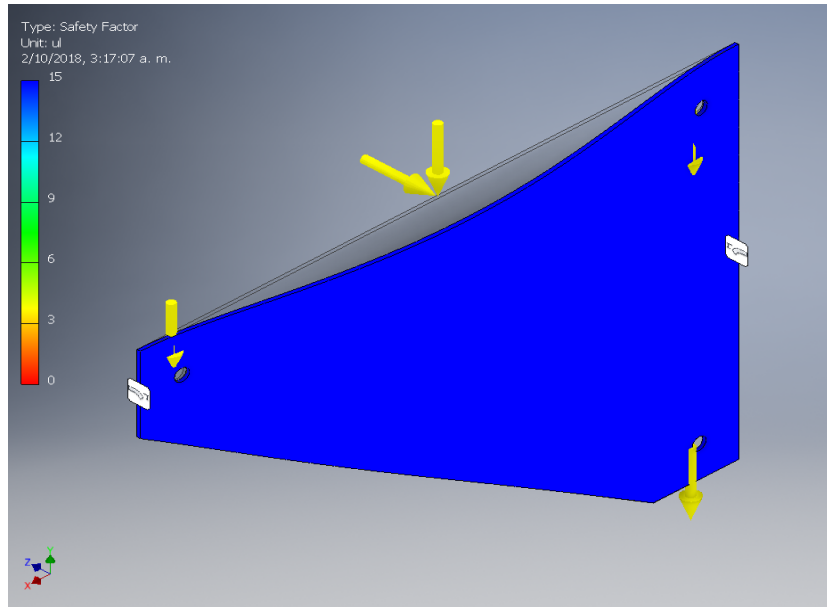


Figura 199: Factor de seguridad de los laterales de la banda transportadora de perfiles transversales.

Con los datos obtenidos con anterioridad, se determinó que la estructura de la banda transportadora es totalmente funcional y segura para la aplicación.

La estructura que brinda soporte al cilindro de la fase 1, posee un desplazamiento máximo de 0.044 mm como lo indica la Figura 200 y un factor de seguridad de 15 como se observa en la Figura 201, por lo que se determinó que la estructura es totalmente funcional y segura para la aplicación.

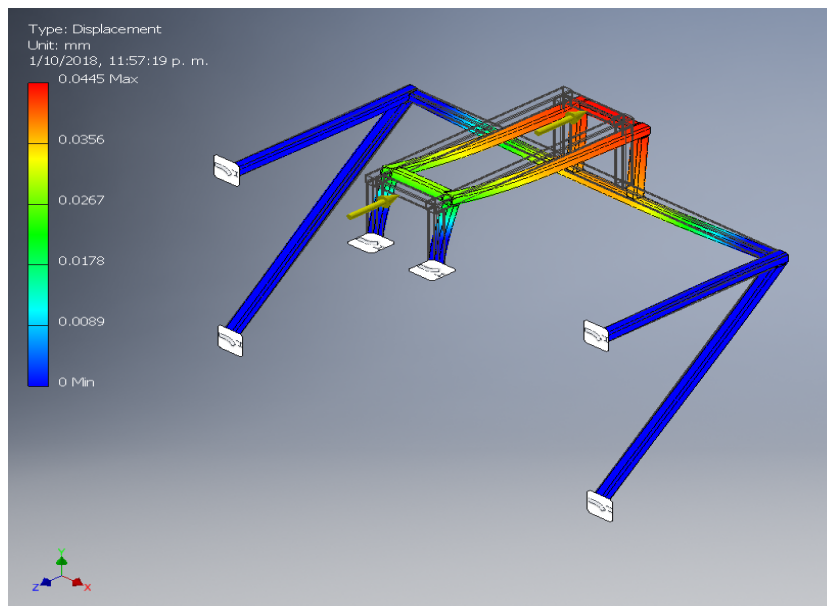


Figura 200: Desplazamiento de la estructura del actuador de la fase 1.

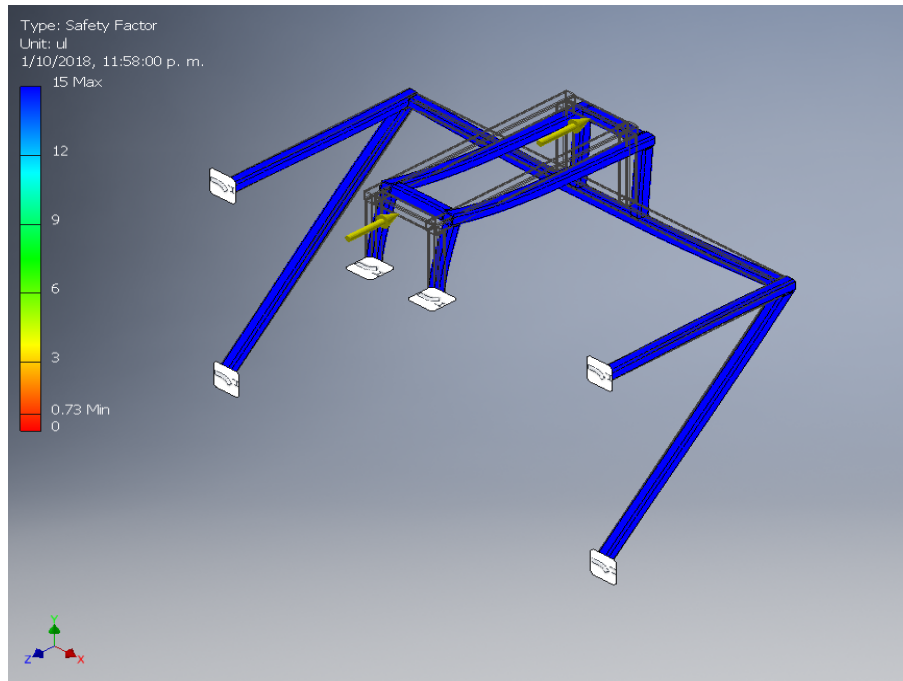


Figura 201: Factor de seguridad de la estructura del actuador de la fase 1.

J. Diagrama eléctrico del sistema

En la la Figura 276 en la sección de anexos, se muestra el diagrama eléctrico de conexión de los tres motores trifásicos utilizados para las bandas transportadoras.

K. Diagrama de flujo del funcionamiento del controlador del sistema

El controlador requiere de como mínimo la cantidad de puertos de salidas y entradas que se encuentran en el Cuadro 124

Descripción	Cantidad
Salidas digitales	10
Entradas digitales	5

Cuadro 124: Cantidad de entradas y salidas requeridas.

En la Figura 275, de la sección de anexos, se observa el procedimiento que debe seguir el controlador que sea utilizado para el sistema. En esta no se aprecia correctamente pero el conteo de pasos y el movimiento de los cuatro motores es continuo.

L. Análisis de aumento de productividad

En la Figura 127 se aprecia la velocidad a la que actualmente se utilizan las empacadoras G3c, las cuales controlan la velocidad máxima del proceso, además de la velocidad máxima a la que estas pueden llegar.

Implementando el diseño presentado en este trabajo, se podría llegar a realizar un incremento del 5.88 % aproximadamente en la producción diaria, así como se observa en la Figura 125, utilizando la misma franja horaria de trabajo y la velocidad actual.

Actualmente manual (velocidad actual)		
Turno diario	10	horas
Producto generado idealmente	90000	unidades
Efectividad de producción	80	%
Efectividad real	72000	unidades
Automatización (velocidad actual)		
Turno diario	10	horas
Producto generado idealmente	90000	unidades
Efectividad de producción	85	%
Efectividad real	76500	unidades
Incremento	5.88	%

Cuadro 125: Predicción sobre la producción, utilizando la velocidad actual de las máquinas empacadoras instaladas en la planta.

Actualmente manual (velocidad máxima)		
Turno diario	10	horas
Producto generado idealmente	144000	unidades
Efectividad de producción	65	%
Efectividad real	93600	unidades
Automatización (velocidad máxima)		
Turno diario	10	horas
Producto generado idealmente	144000	unidades
Efectividad de producción	85	%
Efectividad real	122400	unidades
Incremento en producción	30.77	%

Cuadro 126: Predicción sobre la producción, utilizando la velocidad máxima de las máquinas empacadoras instaladas en la planta.

Implementando el diseño presentado en este trabajo, se podría llegar a realizar un incremento del 30.77 % aproximadamente en la producción a alta velocidad, así como se observa en el Cuadro 126. Utilizando un 85 % en la efectividad, debido a problemas externos o cualquier problema presentado con las frituras.

Velocidad usual G3c	130	BPM
Velocidad máxima G3c	240	BPM
Diferencia	84.6	%

Cuadro 127: Velocidades de la máquina empacadora.

Sin embargo, debido a que el sistema puede estar encendido trabajando de forma autónoma en un período extendido, se realizó un análisis tomando en cuenta una jornada laboral de 10 horas para el recurso humano, y una de 12 horas para la máquina. En el Cuadro 128 se observa que existe un aumento en la producción del 56.92% .

Actualmente manual (velocidad máxima)		
Turno diario	10	horas
Producto generado idealmente	144000	unidades
Efectividad de producción	65	%
Efectividad real	93600	unidades
Automatización (velocidad máxima)		
Turno diario	12	horas
Producto generado idealmente	172800	unidades
Efectividad de producción	85	%
Efectividad real	146880	unidades
Incremento en producción	56.92	%

Cuadro 128: Predicción sobre la producción, utilizando la velocidad máxima de las máquinas empacadoras instaladas en la planta y una jornada extendida para las máquinas.

Asumiendo una ganancia neta sobre la unidad de Q0.15, se realizó una proyección del aumento de la posible ganancia neta diaria, la cual se observa en el Cuadro 129, implementando un sistema automático de empaque secundario.

	Manual	Automático
Velocidad actual	Q10,800.00	Q11,475.00
Velocidad máxima	Q14,040	Q18,360
Velocidad máxima + jornada extendida	Q14,040	Q22,032

Cuadro 129: Proyección del aumento de ganancias diarias

M. Análisis de costos

La costo aproximado de los materiales, elementos mecánicos y neumáticos se observan en el Cuadro 130, sin tomar en cuenta las horas de trabajo que representa manufacturar y ensamblar las piezas. Un rubro en el Cuadro mencionado anteriormente corresponde a .^otros.^{el} cual toma en cuenta costos de manguera, variador de frecuencia , entre otros elementos no tomados en cuenta en este trabajo.

Nombre	Cantidad	Valor total (Q)
Lámina de acero inoxidable 304 1/16"(1.5mm) 4x8 pies	1	948.47
Lámina de acero inoxidable 304 1/8"(3mm) 4x8 pies	1	1846.91
Lámina de acero inoxidable 304 (8mm) 4x8 pies	1	4988.85
Tubo cuadrado acero inoxidable 304 25x25x1.5mm 3m	12	2793.60
Barra acero inoxidable 304 35mm 0.5m	5	1830.87
Barra acero inoxidable 304 45mm 1m	1	968.45
Banda transportadora Forbo TR-904696-2	1	1140.72
Sprocket Intralox 6.5"	6	918.00
Perfil transversal 202x152x50.8mm Intralox	78	13425.75
Rodamiento NTN 6000	6	590.27
Rodamiento NTN 6804	4	673.20
Rodamiento NTN 16002	8	1462.07
Cilindro neumático DSBC-32-300-PA-N3	1	918.00
Cilindro neumático DGC-K-18-1300-PPV-A-GK	1	2448.00
Cilindro neumático DSNU-12-150-P-A	2	887.40
Sensor de carrera SMT-8M-A-PS-24V	6	2623.19
Montaje HNC-32	1	295.14
Montaje HBN-12	2	164.78
Montaje HP-18	1	211.8285
Válvula VSVA-B-M52-MZD-D1-1T1l monoestable	4	4176.90
Válvula MEH-3/2-1/8-P-B monoestable	1	1212.53
Generador de vacío VN-10-L-T3-PQ2-VQ2-R01	1	512.32
Ventosa ESG-10-SU-HB-PK	1	183.60
Sensor PEN-M5	1	2241.45
Motor trifásico	3	13930.65
Motor Schneider Electric MDM34AC	1	4153.95
Electrodo SS308\\1/8"libra	1	65.00
Tornillos M5	38	285.0
Tuerca M5	38	133.0
Arandela M5	80	180.0
Otros (Mangueras, cables, entre otros)		2000
Total	177	68209.89

Cuadro 130: Costos aproximados de los materiales a utilizar en el sistema.

En el Cuadro 131, se visualiza el periodo de retorno bruto del sistema, sin tomar en cuenta otras variables como el tiempo de manufactura y ensamble, el incremento de producción que resultaría a partir de la implementación y otros servicios dados al personal, el cual sería reducido. Se tomó en cuenta el salario mínimo del año 2018 como base para realizar el cálculo anterior, el cual es únicamente una aproximación al salario actual de los trabajadores de la planta de alimentos.

Nombre	Cantidad (Q)
Costo total (sin manufactura, ensamble y tablero eléctrico)	68209.89
Salario mínimo de 3 personas	8977.11
Periodo de retorno en meses	7.6

Cuadro 131: Resumen del análisis de costos.

N. Plan de mantenimiento preventivo

Se realizó el siguiente plan para poder establecer si algún elemento utilizado en este sistema, tiene posibilidad de fallar a corto plazo y además poder evitar que existan mantenimientos correctivos frecuentes. Para la banda transportadora pequeña se realizó un plan, el cual se observa en las Figuras 202 y 203, de arrojar algún resultado negativo es imperativo realizar el reemplazo del elemento o realizar la acción determinada por el encargado.

Revisión periódica de banda transportadora pequeña					
Encargado:		Fecha:		Hora:	
Revisado:		Fecha:		Hora:	
Nombre elemento	Detalle	Bueno	Malo	Comentario	
Rodamiento 1	Verificar visualmente si existe alguna rajadura				
	Verificar visualmente si existe grasa o aceite en las caras externas				
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave				
	Verificar manualmente que no posea juego en su espacio de instalación				
	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar				
Rodamiento 2	Verificar visualmente si existe alguna rajadura				
	Verificar visualmente si existe grasa o aceite en las caras externas				
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave				
	Verificar manualmente que no posea juego en su espacio de instalación				
	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar				
Rodamiento 3	Verificar visualmente si existe alguna rajadura				
	Verificar visualmente si existe grasa o aceite en las caras externas				
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave				
	Verificar manualmente que no posea juego en su espacio de instalación				
	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar				
Rodamiento 4	Verificar visualmente si existe alguna rajadura				
	Verificar visualmente si existe grasa o aceite en las caras externas				
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave				
	Verificar manualmente que no posea juego en su espacio de instalación				
	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar				
Banda	Verificar visualmente si posee alguna rajadura o uniformidad				
	Verificar visualmente que la instalación sea correcta y alineada al eje				
	Verificar visualmente el desgaste de la banda				
Eje 1	Verificar visualmente si existe alguna rajadura				
	Verificar visualmente si está pandeado				
	Verificar visualmente si existe desgaste en su geometría				

Figura 202: Forma a utilizar para la revisión de las bandas transportadoras pequeñas, hoja uno.

Eje 2	Verificar visualmente si existe alguna rajadura			
	Verificar visualmente si está pandeado			
	Verificar visualmente si existe desgaste en su geometría			
Soporte banda	Verificar visualmente si no está pandeado			
	Verificar visualmente si posee desgaste			
	Verificar visualmente si posee alguna rajadura o uniformidad			
Motor	Verificar manualmente la temperatura de los cables de alimentación			
	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar			
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave			
Tornillos	Verificar manualmente el apriete			
	Verificar visualmente que la tuerca se encuentre sin rajaduras o uniformidades			
	Verificar visualmente que la arandela se encuentren sin rajaduras o uniformidades			
Soldadura	Verificar visualmente que la unión sea correcta			
	Verificar visualmente que la unión sea correcta			
Estructura	Verificar visualmente que esta no posea rajaduras o uniformidades			

Comentario extra:

Figura 203: Forma a utilizar para la revisión de las bandas transportadoras pequeñas, hoja dos.

Para la banda transportadora ascendente se realizó un plan, el cual se observa en las Figuras 204 y 205, de arrojar algún resultado negativo es imperativo realizar el reemplazo del elemento o realizar la acción determinada por el encargado.

Revisión periódica de banda transportadora ascendente					
Encargado:		Fecha:		Hora:	
Revisado:		Fecha:		Hora:	
Nombre elemento	Detalle	Bueno	Malo	Comentario	
Rodamiento 1	Verificar visualmente si existe alguna rajadura				
	Verificar visualmente si existe grasa o aceite en las caras externas				
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave				
	Verificar manualmente que no posea juego en su espacio de instalación				
	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar				
Rodamiento 2	Verificar visualmente si existe alguna rajadura				
	Verificar visualmente si existe grasa o aceite en las caras externas				
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave				
	Verificar manualmente que no posea juego en su espacio de instalación				
	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar				
Rodamiento 3	Verificar visualmente si existe alguna rajadura				
	Verificar visualmente si existe grasa o aceite en las caras externas				
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave				
	Verificar manualmente que no posea juego en su espacio de instalación				
	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar				
Rodamiento 4	Verificar visualmente si existe alguna rajadura				
	Verificar visualmente si existe grasa o aceite en las caras externas				
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave				
	Verificar manualmente que no posea juego en su espacio de instalación				
	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar				
Banda	Verificar visualmente si posee alguna rajadura o uniformidad				
	Verificar visualmente que la instalación sea correcta y alineada al eje				
	Verificar visualmente el desgaste de la banda				
Eje 1	Verificar visualmente si existe alguna rajadura				
	Verificar visualmente si está pandeado				
	Verificar visualmente si existe desgaste en su geometría				

Figura 204: Forma a utilizar para la revisión de la banda transportadora ascendente, hoja uno.

Eje 2	Verificar visualmente si existe alguna rajadura			
	Verificar visualmente si está pandeado			
	Verificar visualmente si existe desgaste en su geometría			
Soporte banda	Verificar visualmente si no está pandeado			
	Verificar visualmente si posee desgaste			
	Verificar visualmente si posee alguna rajadura o uniformidad			
Motor	Verificar manualmente la temperatura de los cables de alimentación			
	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar			
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave			
Tornillos	Verificar manualmente el apriete			
	Verificar visualmente que la tuerca se encuentre sin rajaduras o uniformidades			
	Verificar visualmente que la arandela se encuentren sin rajaduras o uniformidad			
	Verificar visualmente que la unión sea correcta			
Soldadura	Verificar visualmente que se encuentre sin rajaduras o uniformidades			
	Verificar visualmente que la unión sea correcta			
Estructura	Verificar visualmente que esta no posea rajaduras o uniformidades			
Comentario extra:				

Figura 205: Forma a utilizar para la revisión de la banda transportadora ascendente, hoja dos.

Para la banda transportadora con perfiles transversales se realizó un plan, el cual se observa en las Figuras 206,207 y 208 el cual de arrojar algún resultado negativo es imperativo realizar el reemplazo del elemento o realizar la acción determinada por el encargado.

Revisión periódica de banda de perfiles transversales					
Encargado:		Fecha:		Hora:	
Revisado:		Fecha:		Hora:	
Nombre elemento	Detalle	Bueno	Malo	Comentario	
Rodamiento 1	Verificar visualmente si existe alguna rajadura				
	Verificar visualmente si existe grasa o aceite en las caras externas				
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave				
	Verificar manualmente que no posea juego en su espacio de instalación				
	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar				
Rodamiento 2	Verificar visualmente si existe alguna rajadura				
	Verificar visualmente si existe grasa o aceite en las caras externas				
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave				
	Verificar manualmente que no posea juego en su espacio de instalación				
	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar				
Rodamiento 3	Verificar visualmente si existe alguna rajadura				
	Verificar visualmente si existe grasa o aceite en las caras externas				
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave				
	Verificar manualmente que no posea juego en su espacio de instalación				
	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar				
Rodamiento 4	Verificar visualmente si existe alguna rajadura				
	Verificar visualmente si existe grasa o aceite en las caras externas				
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave				
	Verificar manualmente que no posea juego en su espacio de instalación				
	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar				
Rodamiento 5	Verificar visualmente si existe alguna rajadura				
	Verificar visualmente si existe grasa o aceite en las caras externas				
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave				
	Verificar manualmente que no posea juego en su espacio de instalación				
	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar				

Figura 206: Forma a utilizar para la revisión de la banda transportadora con perfiles transversales, hoja uno.

Rodamiento 6	Verificar visualmente si existe alguna rajadura			
	Verificar visualmente si existe grasa o aceite en las caras externas			
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave			
	Verificar manualmente que no posea juego en su espacio de instalación			
Banda	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar			
	Verificar visualmente si posee alguna rajadura o uniformidad			
	Verificar visualmente que la instalación sea correcta y alineada al sprocket			
Sprocket 1	Verificar visualmente el desgaste de la banda			
	Verificar manualmente el correcto ajuste de los pines de los perfiles			
	Verificar visualmente si posee alguna rajadura o uniformidad			
Sprocket 2	Verificar visualmente que la instalación sea correcta y alineada al eje			
	Verificar visualmente el desgaste del sprocket			
	Verificar visualmente si posee alguna rajadura o uniformidad			
Sprocket 3	Verificar visualmente que la instalación sea correcta y alineada al eje			
	Verificar visualmente el desgaste del sprocket			
	Verificar visualmente si posee alguna rajadura o uniformidad			
Sprocket 4	Verificar visualmente que la instalación sea correcta y alineada al eje			
	Verificar visualmente el desgaste del sprocket			
	Verificar visualmente si posee alguna rajadura o uniformidad			
Sprocket 5	Verificar visualmente que la instalación sea correcta y alineada al eje			
	Verificar visualmente el desgaste del sprocket			
	Verificar visualmente si posee alguna rajadura o uniformidad			
Sprocket 6	Verificar visualmente que la instalación sea correcta y alineada al eje			
	Verificar visualmente el desgaste del sprocket			
	Verificar visualmente si posee alguna rajadura o uniformidad			
Eje 1	Verificar visualmente si existe alguna rajadura			
	Verificar visualmente si está pandeado			
	Verificar visualmente si existe desgaste en su geometría			

Figura 207: Forma a utilizar para la revisión de la banda transportadora con perfiles transversales, hoja dos.

Eje 2	Verificar visualmente si existe alguna rajadura			
	Verificar visualmente si está pandeado			
	Verificar visualmente si existe desgaste en su geometría			
Eje 3	Verificar visualmente si existe alguna rajadura			
	Verificar visualmente si está pandeado			
	Verificar visualmente si existe desgaste en su geometría			
Motor de paso	Verificar manualmente la temperatura de los cables de alimentación			
	Verificar por medio auditivo si posee algún sonido extraño al girar			
	Verificar visualmente que el movimiento de rotación es suave			
Tornillos	Verificar manualmente el apriete			
	Verificar visualmente que la tuerca se encuentre sin rajaduras o uniformidades			
	Verificar visualmente que la arandela se encuentren sin rajaduras o uniformidad			
Soldadura	Verificar visualmente que la unión sea correcta			
	Verificar visualmente que se encuentre sin rajaduras o uniformidades			
Estructura	Verificar visualmente que esta no posea rajaduras o uniformidades			

Comentario extra:

Figura 208: Forma a utilizar para la revisión de la banda transportadora con perfiles transversales, hoja tres.

Discusión de resultados

En una industria alimentaria de creciente demanda, los procesos de empaquetado y/o embalaje deben ser eficientes para incrementar la producción y facilitar la venta y distribución de los productos. Es por ello que en este trabajo se presentó el diseño de una máquina empacadora capaz de automatizar el proceso de empaquetado de frituras.

De las alternativas propuestas, se seleccionó la número 2; esto porque el resultado de la matriz de selección dio un resultado positivo para esta. Durante aproximadamente 3 meses, en conjunto con el personal del taller de la empresa, se realizaron pruebas con las dos alternativas, se puede visualizar la alternativa uno en las Figuras 222, 223 y 224 y la alternativa dos en las Figuras 225 y 226. La alternativa seleccionada posee superioridad en cuanto al mantener la pila de bolsas de frituras de forma ordenada, además de que todas las estructuras son independientes y no se ven las vibraciones de motores y actuadores de otras fases del proceso de empacado; situación que ocurría con la alternativa 1. Sin embargo, la alternativa seleccionada es considerablemente mas costosa debido a la utilización de cilindros neumáticos mas largos y una banda transportadora especial.

En todo el diseño se utilizaron materiales permitidos para la industria de alimentos considerando las especificaciones de normas de higiene. En las piezas que deben ser manufacturadas por la empresa se utilizó acero inoxidable 304 de diferentes espesores, el cual es el que utilizan en el taller de mantenimiento. Las columnas de las bandas transportadoras son de tubería cuadrada de acero inoxidable 304. Por otra parte se aseguró que las bandas transportadoras tuvieran certificaciones para la utilización en esta industria.

En todos los cálculos de este diseño, se tomó en cuenta un tipo de bolsas de frituras, el cual se denominó como el producto crítico, debido a que es el de mayor masa producido en la planta de alimentos y el de mayor tamaño. Este producto crítico posee una masa de 35g y un tamaño de 190x130x45 milímetros, comparado con muchas otras presentaciones de 24g, 20g y 12g de menores dimensiones. En cuanto a la selección de la banda para las bandas

transportadoras pequeñas y la ascendente, se buscó la banda con menor ancho posible. Lo anterior debido a que ambas bandas poseen un ancho pequeño. Se debe considerar que la banda seleccionada requiere que sea cortada al momento de su instalación en la estructura.

Debido a que estas bandas son pequeñas, la cantidad de producto que estas transportan es mínimo; por eso el cálculo del diámetro del eje crítico, que es el que se encuentra conectado directamente al motor, muestra un resultado de 0.5 milímetros, como se muestra en el Cuadro 37. Sin embargo, este tipo de cálculo ofrecido por el catálogo de Forbo, no toma en cuenta el material del eje y la geometría del eje. Se calculó de nuevo el diámetro mínimo del eje, esta vez tomando en cuenta factores externos, la geometría y el material del eje, resultando en un valor de 0.43 milímetros, con el método conservador de ASME elíptica como lo muestra la Figura 43.

En el caso de la banda ascendente, se requería un diámetro mayor comparado con el de las pequeñas de 2.06 milímetros, como se muestra en el Cuadro 62. Y el segundo cálculo arrojó un resultado de 8.18 milímetros para el criterio de ASME elíptica, como lo muestra la Figura 68. Este resultado demostró que el cálculo del diámetro mínimo del eje, en el procedimiento de Forbo, es conservador para poder abarcar factores no tomados en cuenta.

La banda seleccionada, posee como requisito un diámetro mínimo de 30 milímetros, por lo que este fue el utilizado, aunque se sobredimensione por 60 veces el diámetro mínimo. El eje fue validado por medio de Autodesk Inventor, visualizando la deflexión máxima del eje, que se observa en la Figura 88, la cual muestra 42 micrómetros de deflexión y para el eje de la banda ascendente, se obtuvo una deflexión máxima de 2.18 micrómetros, como se muestra en la Figura 112, ambos con un valor menor a 1 décima de milímetro, lo cual para diferentes tipos de instrumentos de medición es complicado detectar. Debido a la poca deflexión que posee los ejes y a la poca carga que son expuestos, no debería de ser ningún problema exponerlos a jornadas largas de trabajo.

La geometría de los ejes posee espacio para montar la banda y los rodamientos, en el caso de la banda con perfiles transversales, posee una geometría cuadrada en la cual se montan los sprockets. Se diseñaron para poseer una geometría simple, únicamente posee filetes en los cambios de sección, esto para poder facilitar la manufactura de los mismos y no incrementar el costo de mano de obra en la manufactura.

El motor seleccionado para las bandas transportadoras pequeñas posee 0.75 Kw de potencia, como lo indica la Figura 49. A pesar de que la potencia requerida es de una fracción del valor anterior, como lo indica la Figura 37, no se encontraron motores de menor potencia. Esto representa una inflación del costo total, ya que existen tres bandas transportadoras que utilizan el mismo modelo de motor. Una mejor opción podría ser la utilización de un tren de potencia que distribuya la misma a las tres bandas, sin embargo, se vería comprometido el espacio que existe entre ellas y los demás elementos del proceso.

En las bandas transportadoras pequeñas, se diseñaron limitadores, como el que se muestra en la Figura 94, tomado como inspiración las bandas transportadoras que poseen rejillas o algún tipo de barandilla en los costados. Se utilizaron para este proceso, debido a la tendencia de las bolsas de frituras a cambiar su dirección de movimiento ante cualquier perturbación externa, esto debido a su bajo peso. Este comportamiento se observó desde las pruebas con los prototipos de las alternativas, incluso el flujo de aire que genera el movimiento de un

cilindro neumático, perturba el movimiento de las bolsas de frituras.

Las rampas, de salida, poseen el mismo propósito, proporcionar las suficientes superficies para el correcto movimiento de las bolsas de frituras, en este caso entre las diferentes bandas transportadoras y la base acomodadora. Poseen cierta inclinación con respecto a la horizontal para favorecer el movimiento del producto.

La velocidad mínima requerida para el motor se determinó a partir de la velocidad de las maquinas de empacado principal, sin embargo, un aumento de la velocidad en estos no afectaría el comportamiento del proceso. Podrían inducir movimientos por vibraciones en el producto, pero lo afectaría poco por las piezas diseñadas, para evitar que este se salga de su movimiento planeado. La utilización de un variador de frecuencia para el motor es indispensable a pesar de ello, no se tomó un espacio en este trabajo; porque el mismo es instalado en el tablero donde se encuentre el controlador y otros componentes eléctricos y electrónicos.

En el caso de la banda transportadora que se conforma de 78 perfiles transversales de polioximetileno, se posee la restricción de no poder utilizarla para productos que posean un espesor mayor a 45 milímetros. Lo anterior debido a que se corre el riesgo de que por el apriete que se puede dar entre ambas paredes de los perfiles, que contengan una bolsa de frituras, la explote y genere una interrupción en el proceso de empacado. Sin embargo, se podría colocar un segmento espaciador entre cada perfil, pero esto provocaría incompatibilidad con los productos mas pequeños, por ejemplo las bolsas de frituras de 12 g, las cuales se inclinarían. Un comportamiento no deseado, mientras el producto se encuentra en la banda transportadora de perfiles transversales hasta que se impulsa a la bolsa plástica, es que este se incline; debido a que induce al desordenamiento de la pila completa de bolsas de frituras. Este tipo de comportamiento de desordenamiento por inclinación, se pudo apreciar mientras se realizaban pruebas con la alternativa 1, previo a realizar este diseño.

Podría ser posible consultar con diferentes fábricas, si es factible personalizar un perfil transversal con aproximadamente 5 a 10 milímetros más en su longitud efectiva. La propuesta anterior podría generar compatibilidad con otras gamas de productos mas grandes y aún poder ser utilizado para bolsas mas pequeñas, por ejemplo las de 12 gramos.

Para la banda anterior se requiere un eje, el cual posee una geometría rectangular, para poder alojar los sprockets que utiliza. La banda posee tres de estos ejes, de las cuales, sus dimensiones fueron mayormente determinadas por los sprockets. Este tipo de geometría provoca un aumento en el costo de mano de obra en el proceso de manufactura, debido a que se requiere la utilización de otra máquina herramienta diferente al torno convencional.

El motor de paso, utilizado para la banda mencionada anteriormente, posee una resolución de 0.056° por paso, como se aprecia en la Figura 95, sin embargo para la aplicación se requería un que el motor girara 37.078° , el cual es el requerido para movilizar la banda la distancia total de un perfil transversal. El ángulo requerido no es alcanzable con la resolución del motor seleccionado y de cualquier otro motor común en el mercado, no se posee la resolución para crear el ángulo exacto. Debido al error creado en el movimiento de cada perfil transversal, es necesario crear una rutina de corrección de error, como se propone en la Figura 97. La rutina se llevará a cabo cada minuto de trabajo continuo que posea la banda transportadora, este valor se propuso en la Figura 96, acumulado el valor de error hasta que

transcurre 1 minuto y se calcula cuánto de este error puede ser corregido. Se hace retroceder y girar en sentido contrario al motor para eliminar el error acumulado en su mayor parte. Se tiene cierto porcentaje de error a pesar de esta corrección, sin embargo es lo suficientemente pequeño como para afectar el proceso. En la Figura 134 se observa el comportamiento del error de la posición en milímetros, en donde la línea anaranjada es el error que se acarrea a pesar de la rutina de corrección de error.

El accesorio del cilindro de la fase 1, fue el mas complejo de seleccionar debido a que este tenía que ser lo suficientemente rápido como para realizar una carrera completa; en el tiempo que la banda transportadora con perfiles transversales se encuentre estática, esto es 0.5 segundos. Por lo que el cilindro, debería poseer un diámetro relativamente pequeño para que tuviera la velocidad suficiente, debido a que el caudal de las instalaciones de aire comprimido de la empresa no es lo suficiente como para actuadores de alta velocidad.

El sistema neumático diseñado, utiliza un sistema de generación de presión de vacío esto para poder succionar la parte superior de la boquilla de entrada de la bolsa y poder empezar a extender la misma. Esto se realizó con el fin de poder asegurar la forma de la bolsa, debido a que según las pruebas realizadas con la alternativa 1, que se visualiza en la Figura 223, se observó que la forma que posee la bolsa es determinante para poder obtener un empaque uniforme y que las bolsas de frituras no se desordenen en la misma bolsa. Para poder medir si la ventosa seleccionada succionó la bolsa, se utilizó el sensor que se especifica en el Cuadro 122, ya que si la bolsa no fue succionada con éxito la misma no estará correctamente dispuesta para empaque.

El fin de este proyecto, es automatizar un proceso y poder aumentar la velocidad de las máquinas de empaque primario las cuales se ven limitadas por la velocidad que posee el personal para empaque el producto. Sin embargo, como se mencionó con anterioridad, el caudal del aire no es el suficiente como para aumentar la velocidad de las máquinas. En consecuencia, se requiere un mejoramiento de las capacidades de las instalaciones. Con esto, también se conseguiría una velocidad más alta de los mismos actuadores seleccionados en este proyecto. Por lo que, si se requiere aumentar la velocidad de las máquinas empaquadoras primarias, también es posible aumentar la velocidad de los componentes de este diseño.

El diseño de mecanismos para la apertura de la bolsa plástica, como la fase 4 mencionada en la selección de actuadores y el mecanismo de apertura horizontal de la bolsa; se debió a que en las pruebas realizadas en los prototipos de alternativas se pudo observar que uno de los factores críticos es la apertura de la bolsa. Si esta no se encuentra perfectamente abierta, el producto impulsado muestra comportamientos de cambio de dirección, lo que provoca que la pila de bolsas de frituras se desordene. Por lo mencionado con anterioridad, se toma la bolsa con la ventosa para empezarla a abrirla verticalmente y, por último, se le termina de dar la forma con las paletas que la abren horizontalmente; pero indirectamente terminan de abrirla verticalmente y tensiona todos los borde de la apertura para que esta posea una forma ideal. Es válido mencionar que la bolsa plástica requerida para esta aplicación debe poseer agujeros ya sea en la parte inferior o distribuidos a lo largo de la misma; ya que se desea expulsar el flujo de aire inducido por el movimiento de la pila de bolsas de frituras

Varias uniones, permanentes o no permanentes, no fueron calculadas con profundidad debido a que se diseñaron para poseer cargas de baja magnitud, como es el caso de las uniones entre las platinas verticales que posee la rampa de salida de la banda transportadora con

perfiles transversales. Como se aprecia en la Figura 143 únicamente que existiese una carga externa, la cual bajo ninguna circunstancia debería de existir en ese espacio, la unión se vería comprometida. Todas las uniones por medio de tornillo se diseñaron para ser instaladas con dos arandelas (una de cada lado del o los elementos a unir) y una tuerca hexagonal M5, esto para proveer un ajuste correcto de la unión y prevenir que esta se separe, además de distribuir la fuerza de apriete en toda la superficie.

La marca Festo, utilizada para la selección los componentes neumáticos, se debió por la preferencia de la empresa a adquirir productos de esta. Por lo que se posee la facilidad de obtención de repuestos con el mismo distribuidor.

El diseño mecánico y varios análisis fueron realizados a través del software Autodesk Inventor 2017, el ensamble es compatible con versiones mayores a esta, sin embargo si esta no se posee, se adjuntan en anexos los planos de todas las piezas para poder ser replicable.

La totalidad de piezas de acero inoxidable fueron diseñadas de tal forma que su manufactura, proceso que llevará a cabo el propio taller de la empresa, fuese sencilla. Una demostración de esto son las dimensiones de las piezas, usualmente son enteros o sencillas de interpretar para que el técnico de taller no tarde mucho tiempo interpretando planos previo a realizar la pieza.

Otro punto que se tomó en cuenta para su correcto y fácil ensamble fue el tamaño de los tornillos, a pesar de que en la mayoría de uniones se requería un sujetador pequeño, se seleccionaron tornillos M5 para que su instalación no fuese complicada.

El funcionamiento del sistema es totalmente fluido, se diseñó para no poseer ningún tipo de interrupción y conservar el flujo de producto proveniente de las máquinas de empacado principal. Se logró acoplar la velocidad de la empacadora principal con este sistema, sin embargo si la primera produce una bolsa defectuosa, el segundo sistema puede presentar problemas para realizar un paquete de 24 bolsas de frituras. A pesar de que este sistema de empacado no se detendrá, habrá una o varias bolsas que no posean un conteo exacto de bolsas de frituras, por lo que es importante que la máquina de empaque principal sea optimizada, para mejorar el proceso en general.

Se elaboró un plan de mantenimiento preventivo con el fin de disminuir el tiempo y costo de un mantenimiento correctivo repentino, de igual manera para asegurar, en medida de lo posible la vida útil de todos los elementos mecánicos. Es necesario que este se siga modificando a lo largo del tiempo, identificando, al momento de realizar un mantenimiento correctivo, medidas para evitar o prolongar el plazo de este tipo de mantenimiento.

Conclusiones

1. Se concluyó que al implementar este diseño de maquina empacadora, la planta de alimentos puede provocar un aumento en la producción de bolsas de frituras mayor a 30.77 % ; lo cuál representa una mejora significativa sobre la capacidad de distribución y venta de la empresa.
2. Se logró determinar que el costo de total del sistema es de Q68,209.89; lo cual representa en un ahorro mensual del salario de tres personas.
3. Se demostró que la inversión inicial posee un periodo de retorno de 7.6 meses.
4. Se pudo evaluar que, con la flexibilidad del diseño del sistema propuesto, se pueden empacar hasta ocho tipos de empaques primarios de frituras.
5. Se pudo determinar que el sistema para empacar puede operar una velocidad máxima de 240 bolsas de frituras por minuto.
6. El sistema para empacar frituras está protegido contra desviaciones de sus parámetros de funcionamiento en sus partes críticas, principalmente las estructuras del mismo, con un mínimo de factor de seguridad de 2.
7. Se evaluó el bajo nivel de dificultad para realizar una rutina de mantenimiento a los rodamientos, ejes, tornillos y actuadores, gracias al fácil acceso a los diferentes componentes que lo conforman.
8. El diseño del sistema cumple con los requerimientos sanitarios para poder instalarse en una planta productora de alimentos.
9. Las diferentes estructuras del sistema son de diseño sencillo, haciendo que la manufactura de las piezas sea factible en el taller de mantenimiento de la empresa.

Recomendaciones

1. Implementar un mecanismo por medio de visión computadora para detectar bolsas de frituras defectuosas y desviarlas del proceso.
2. Utilizar un sistema de transmisión de potencia para las tres bandas transportadoras pequeñas, el cual no comprometa los espacios libres, para disminuir la cantidad de motores eléctricos a utilizar.
3. Analizar y resolver puntos de error en las máquinas de empaque principal, para evitar tener problemas en el empaque secundario.

-
- [1] Nael Aly. “A survey on the use of computer-integrated manufacturing in food-processing companies”. En: *Food Technology* 43.3 (1989), pág. 82.
 - [2] Antony Barber. *Pneumatic Handbook*. Elsevier Advanced Technology, 1997.
 - [3] D.E. Berkowitz. *Industria alimentaria. Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo*. Chantal Dufresne, 1998.
 - [4] BSi. *Food processing machinery - Basic concepts - Part 2: Hygiene requirements*. European Committee For Standardization, 2009.
 - [5] Ángel E. Caballero. *Temas de higiene de los alimentos*. Ed. Ciencias Médicas, La Habana, Cuba., 2008.
 - [6] Darwin G Caldwell. *Robotics and automation in the food industry: Current and future technologies*. Elsevier, 2012.
 - [7] V. Capote. *Tipos de esfuerzos físicos*. url<https://www.feandalucia.ccoo.es/docuipdf.aspx?d=8567s=>. Accedido 24-08-2018. 2011.
 - [8] E. Castañeda. *Diseño higiénico del equipo de procesado de alimentos*. Madrid-España: Real Academia Nacional de Farmacia., 2010.
 - [9] R. T. Centroamericano. *Industria de alimentos y bebidas procesados, Buenas Prácticas de Manufactura, principios generales*. Centro América. RTCA, 2006.
 - [10] Bimba Manufacturing Company. *Pneumatic Application & Reference Handbook*. Bimba Manufacturing Company, 2011.
 - [11] Oriental Motor USA Corp. *Basics of Stepper Motors*. url<https://www.orientalmotor.com/stepper-motors/technology/stepper-motor-basics.html>. Accedido 09-9-2018.
 - [12] SMC CORPORATION. *Cilindro neumático*.
 - [13] A. Creus. *Neumática e hidráulica*. Marcombo, 2007.
 - [14] Omega Engineering. *Stepper Motors*. urlhttps://www.omega.com/prodinfo/stepper_motors.html. Accedido 08-9-2018.
 - [15] Valdeande Estella Domingo. *Técnicas administrativas básicas de oficina*. Ediciones Paraninfo, 2010.

- [16] G. Prede y D. Scholz F. Ebel S. Idler. *Basic principles of vacuum technology, brief overview*. Festo Didactic GmbH & Co, 2009.
- [17] G. Prede y D. Scholz F. Ebel S. Idler. *Neumática Electroneumática Fundamentos*. Festo Didactic GmbH & Co, 2009.
- [18] A. Fantoni. *Envase y embalaje:(la venta silenciosa)*. ESIC, 2003.
- [19] FORBO. *Siegling Transilon Bandas de Transporte y procesamiento: Cálculo de banda transportadora*.
- [20] F. N. García. *Estrategias de marketing ferial*. ESIC., 2001.
- [21] Jorge L. González. *Metalurgia mecánica*. Editorial Limusa, 1999.
- [22] I. Gottlieb. *Practical Electric Motor Handbook*. Newnes, 1997.
- [23] Festo Group. *Expert knowledge and solutions for the food and bevarage industry*. Festo, 2013.
- [24] Invest In Guatemala. *Industria Alimentaria*. url<http://www.investinguatemala.org>. Accedido 01-9-2018. 2012.
- [25] A. Hatzopoulos. *Sealing trouble shooting*. url<http://www.hatzopoulos.gr/news/view/en/36>. Accedido 10-9-2018. 2012.
- [26] INC Hytrol Conveyors Co. *The ABS Conveyor Book*. Hytrol Conveyors Co., INC, 2000.
- [27] G. Krejnin I. Krivts. *Pneumatic Actuating Systems for Automatic Equipment - Structure and Design*. Taylor & Francis Corp, LLC, 2006.
- [28] Balluff Inc. *BMF Sensors for Pneumatic Cylinders*. Balluff Inc, 2010.
- [29] NSF International. *ANSI/NSF 51-1997: Food Equipment Materials*. American National Standards Institute, 1997.
- [30] Intralox. *Conveyor Belting Engineering Manual*. 2014.
- [31] R Budynas y J. Nisbett. *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley*. Mc Graw Hill, 2012.
- [32] B. Bugusu K. Marsh. “Food Packaging - Roles, Materials and Environmental Issues”. En: *Journal of Food Science* 72.3 (2007), págs. 39-55.
- [33] R. Leonhard. *How do Automatic Pouch Filling and Sealing Machines Work?* url<https://vikingmasek.com/packaging-machine-resources/packaging-machine-blog/a-guide-to-automatic-pouch-filling-machines>. Accedido 10-9-2018. 2018.
- [34] Deeter Electronics Ltd. *Reed Switch – How it Works*. url<https://www.deeterelectronics.com/reed-switch-how-it-works/>. Accedido 06-9-2018. 2018.
- [35] Union Kehlibar Ltd. *Work principle of the flowpack packaging machine*. urlhttp://unionkehlibar.com/flow_moderator. Accedido 10-9-2018. 2017.
- [36] Union Kehlibar Ltd. *Work principle of the vertical packaging machines*. urlhttp://unionkehlibar.com/vffs_moderator. Accedido 10-9-2018. 2017.
- [37] E. Iriondo y J. Corral M. Abasolo S. Navalpotro. *OPC - Diseño de Máquinas*. Universidad del País Vasco.

- [38] S. Miller. *How do Vertical Form Fill Seal (VFFS) Machines Work?* [urlhttps://vikingmasek.com/packaging-machine-resources/packaging-machine-blog/a-guide-to-vertical-form-fill-seal-machines](https://vikingmasek.com/packaging-machine-resources/packaging-machine-blog/a-guide-to-vertical-form-fill-seal-machines). Accedido 10-9-2018. 2018.
- [39] J. Moermond. *Sensor Choices for Pneumatic Cylinder Positioning*. [urlhttps://www.hydraulicspneumatics.com/actuators/sensor-choices-pneumatic-cylinder-positioning](https://www.hydraulicspneumatics.com/actuators/sensor-choices-pneumatic-cylinder-positioning). Accedido 06-9-2018. 2016.
- [40] R. Mott. *Diseño de máquinas*. Pearson, 2006.
- [41] R. Norton. *Diseño de maquinaria*. Mc Graw Hill, 2013.
- [42] NTN. *Rodamientos de Bolas y de Rodillos*.
- [43] D. Ohl. *Pouch Filling Machines vs. VFFS Equipment: 5 Things to Consider*. [urlhttps://vikingmasek.com/packaging-machine-resources/packaging-machine-blog/premade-pouch-filling-machines-vs-form-fill-seal-packaging-equipment-5-things-to-consider](https://vikingmasek.com/packaging-machine-resources/packaging-machine-blog/premade-pouch-filling-machines-vs-form-fill-seal-packaging-equipment-5-things-to-consider). Accedido 10-9-2018. 2018.
- [44] OXGASA. *Manual del Soldador*.
- [45] Parker. *Pneumatic Valve Products*. Parker Hannifin Corporation, 2018.
- [46] Maite Pelayo. *Automatización de procesos alimenticios*. [urlhttp://www.consumer.es/seguridad-alimentaria/ciencia-y-tecnologia/2010/03/18/191803.php](http://www.consumer.es/seguridad-alimentaria/ciencia-y-tecnologia/2010/03/18/191803.php). Accedido 02-09-2018. 2010.
- [47] Miguel A. Pérez. *Circuitos fluidos Suspensión y dirección 2a Ed (NOVEDAD 2011)*. Editorial Paraninfo, 2011.
- [48] P. Philips. *Pneumatic Cylinder Design Factors*. [urlhttps://www.hydraulicspneumatics.com/cylinders-actuators/pneumatic-cylinder-design-factors](https://www.hydraulicspneumatics.com/cylinders-actuators/pneumatic-cylinder-design-factors). Accedido 07-9-2018. 2014.
- [49] Parker Pneumatic. *Vacuum Generators*. Parker Hannifin Corporation.
- [50] Procomer. *Prospección del mercado de alimentos en Guatemala*. [urlhttps://www.procomer.com/upload](https://www.procomer.com/upload). Accedido 01-9-2018. 2013.
- [51] A. J. Quijorna. *Elementos de máquinas*. 2007.
- [52] K. R. Ranjit. *Design and Behavior of Bolted Joints*. 2014.
- [53] BBC Research. *Innovation Key to Growth of Global Food Processing and Packaging Market*. [urlhttps://www.bccresearch.com/pressroom/fod/innovation-key-to-growth-of-global-food-processing-and-packaging-market](https://www.bccresearch.com/pressroom/fod/innovation-key-to-growth-of-global-food-processing-and-packaging-market). Accedido 16-9-2018. 2016.
- [54] WE Morgan Richard Caro. "Trends in process control and instrumentation". En: *Food technology (USA)* (1991).
- [55] I. Rodríguez. *Fichas técnicas de empaque, envase y embalaje*.
- [56] Rakesh Singh Sasha Ilyukhin Timothy Haley. "A survey of automation practices in the food industry". En: *Food Control* 12.5 (2001), págs. 285-296.
- [57] Fanel Dorel Scheaua. "Theoretical Approaches Regarding the Venturi Effect". En: *Magazine of Hydraulics, Pneumatics, Tribology, Ecology, Sensorics, Mechatronics* (2016).
- [58] H. Touzet. *Maquinaria de Embalaje Flexible*. [urlhttps://plaen.blogspot.com/2010/12/maquinaria-de-embalaje-flexible.html](https://plaen.blogspot.com/2010/12/maquinaria-de-embalaje-flexible.html). Accedido 10-9-2018. 2010.
- [59] Jorge Urbano. "Automatización en la industria alimentaria: Cómo la más moderna tecnología en ordenadores y "software" puede usarse en la automatización de la industria alimentaria". En: *Alimentación, equipos y tecnología* 16.8 (1997), págs. 115-124.
- [60] XTRAVAC. *RBF300 - Automatic Rotary Bag Filling And Sealing Machine*. [urlhttps://xtravac.com/](https://xtravac.com/) Accedido 10-9-2018.

- [61] J. Zapata. *Diseño de Elementos de Máquinas 1*. Fundación Universitaria Andaluza Inca Garcilaso, 2013.

A. Información requerida para cálculos de la metodología









Grado de SAE nom.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
		33	60	36		
4	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estrado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Figura 209: Especificaciones SAE para pernos de acero [31].

Designación ASTM núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima, [†] kpsi	Resistencia mínima a la tensión, [†] kpsi	Resistencia mínima a la fluencia, [†] kpsi	Material	Marca en la cabeza
A307	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo carbono	
A325, tipo 1	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero de medio carbono, T y R	
A325, tipo 2	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
A325, tipo 3	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero no temperizado, T y R	
A354, grado BC	$\frac{1}{4}$ - $2\frac{1}{2}$ $2\frac{3}{4}$ -4	105 95	125 115	109 99	Acero aleado, T y R	
A354, grado BD	$\frac{1}{4}$ -4	120	150	130	Acero aleado, T y R	
A449	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ $1\frac{3}{4}$ -3	85 74 55	120 105 90	92 81 58	Acero de medio carbono, T y R	
A490, tipo 1	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero aleado, T y R	
A490, tipo 3	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero no temperizado, T y R	

Figura 210: Especificaciones ASTM para pernos de acero [31].

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Figura 211: Especificaciones para pernos métricos de acero [31].

B. Proceso actual de empaque secundario de las frituras



Figura 212: Vista lateral del proceso manual de empackado secundario.

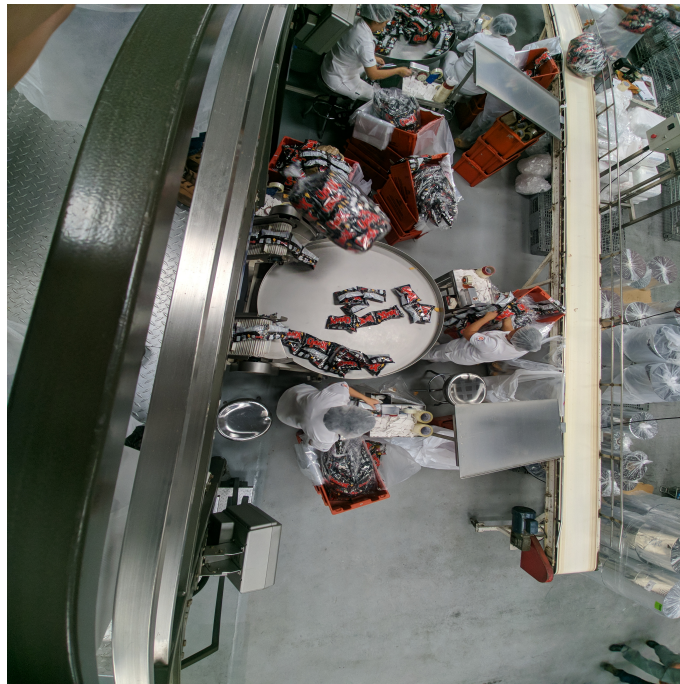


Figura 213: Vista superior del proceso manual de empackado secundario.

Nombre	Figura	Nombre	Figura
Bolsa #1		Bolsa #5	
Bolsa #2		Bolsa #6	
Bolsa #3		Bolsa #7	
Bolsa #4		Bolsa #8	

Cuadro 132: Fotografía de las diferentes bolsas de empaque primario de frituras.

C. Planos de bolsas de frituras

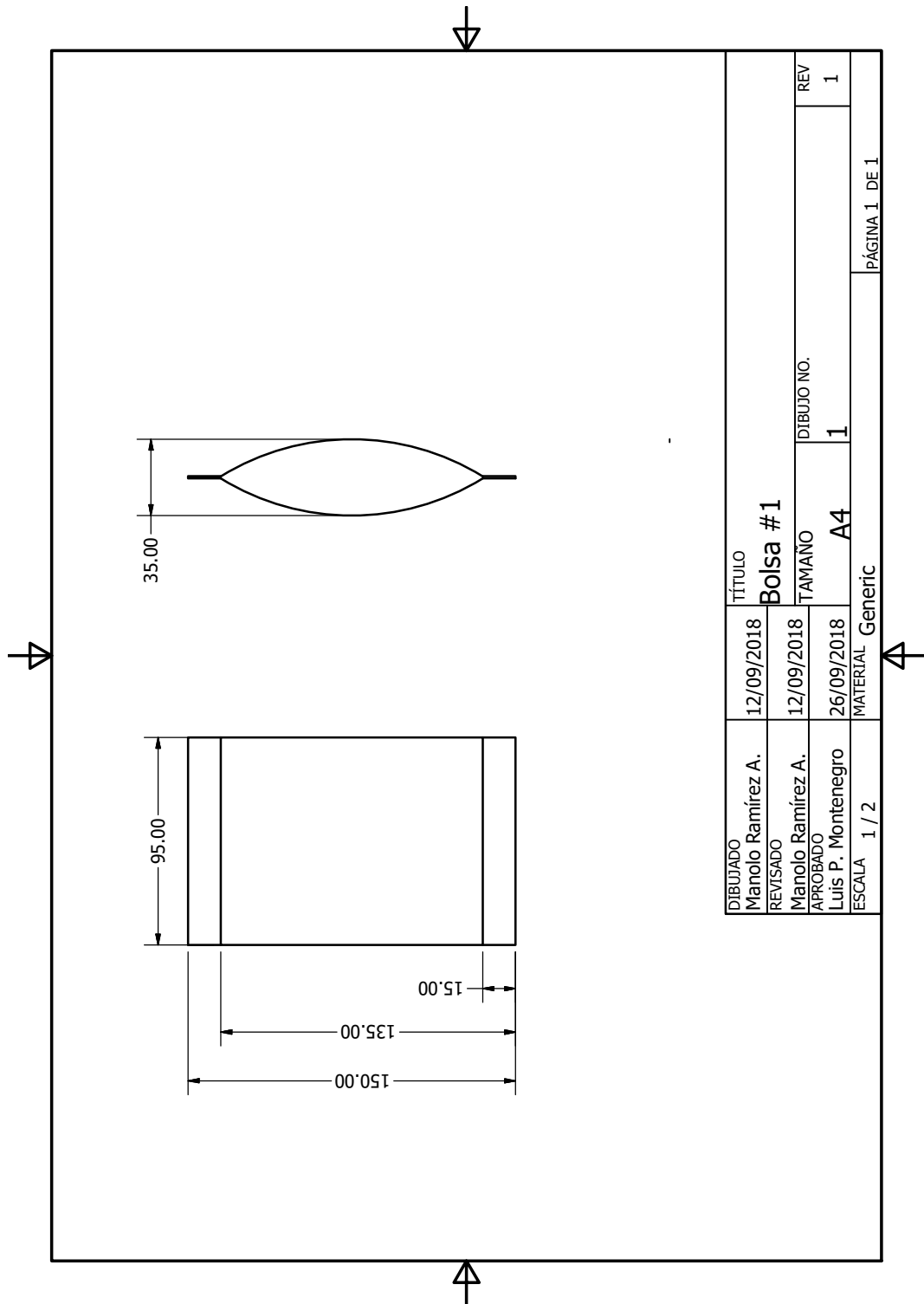


Figura 214: Bolsa #1.

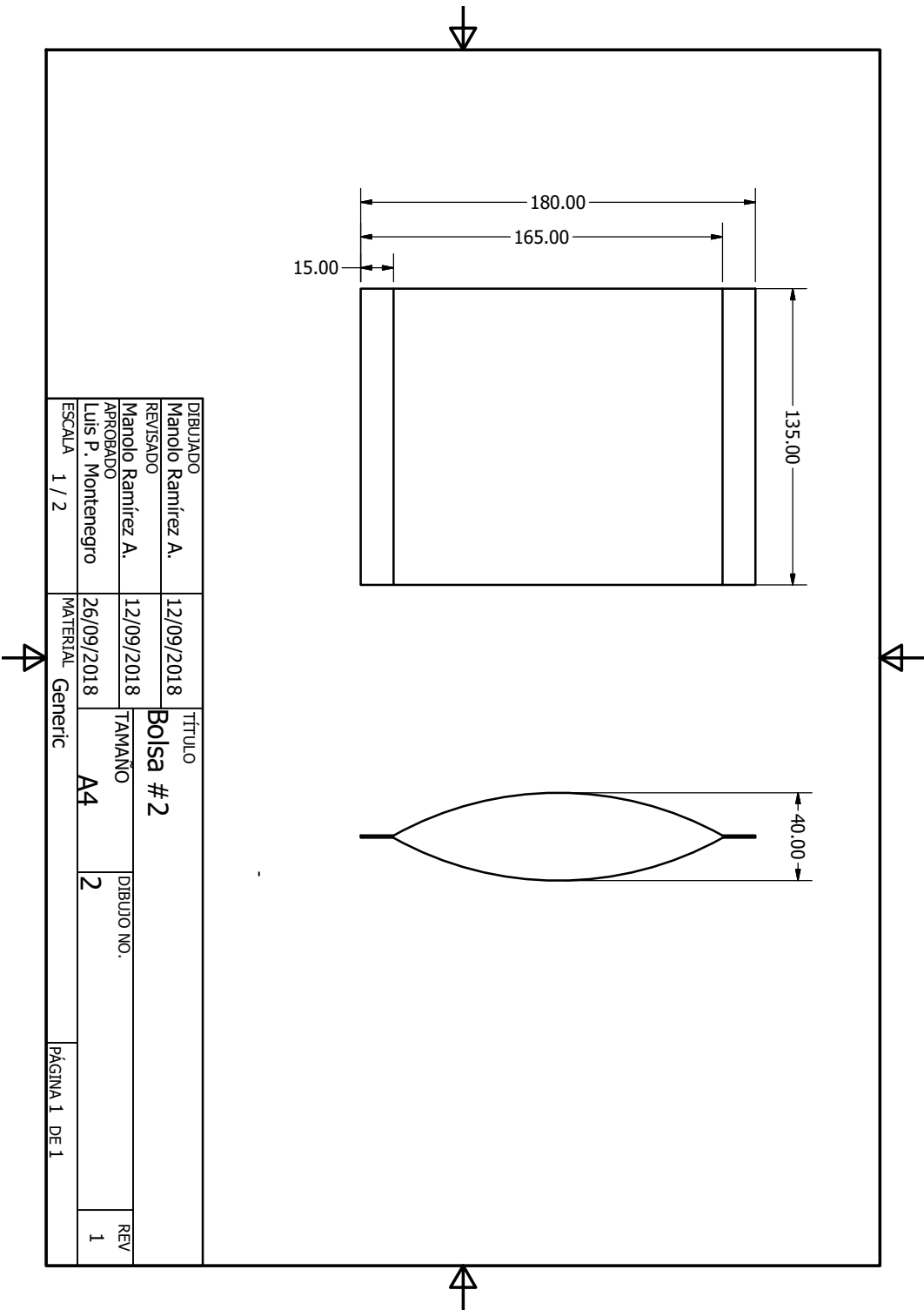


Figura 215: Bolsa #2.

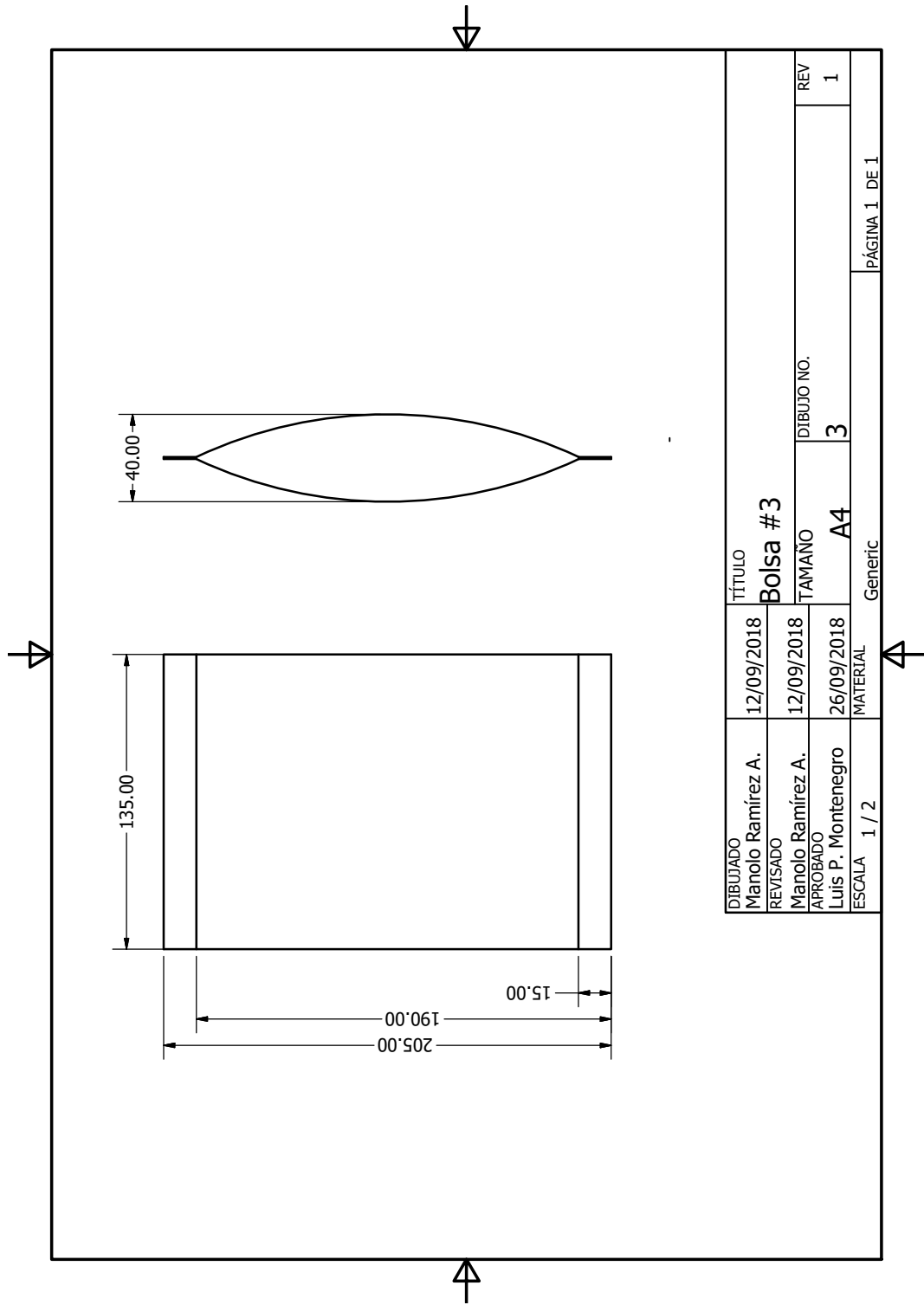


Figura 216: Bolsa #3.

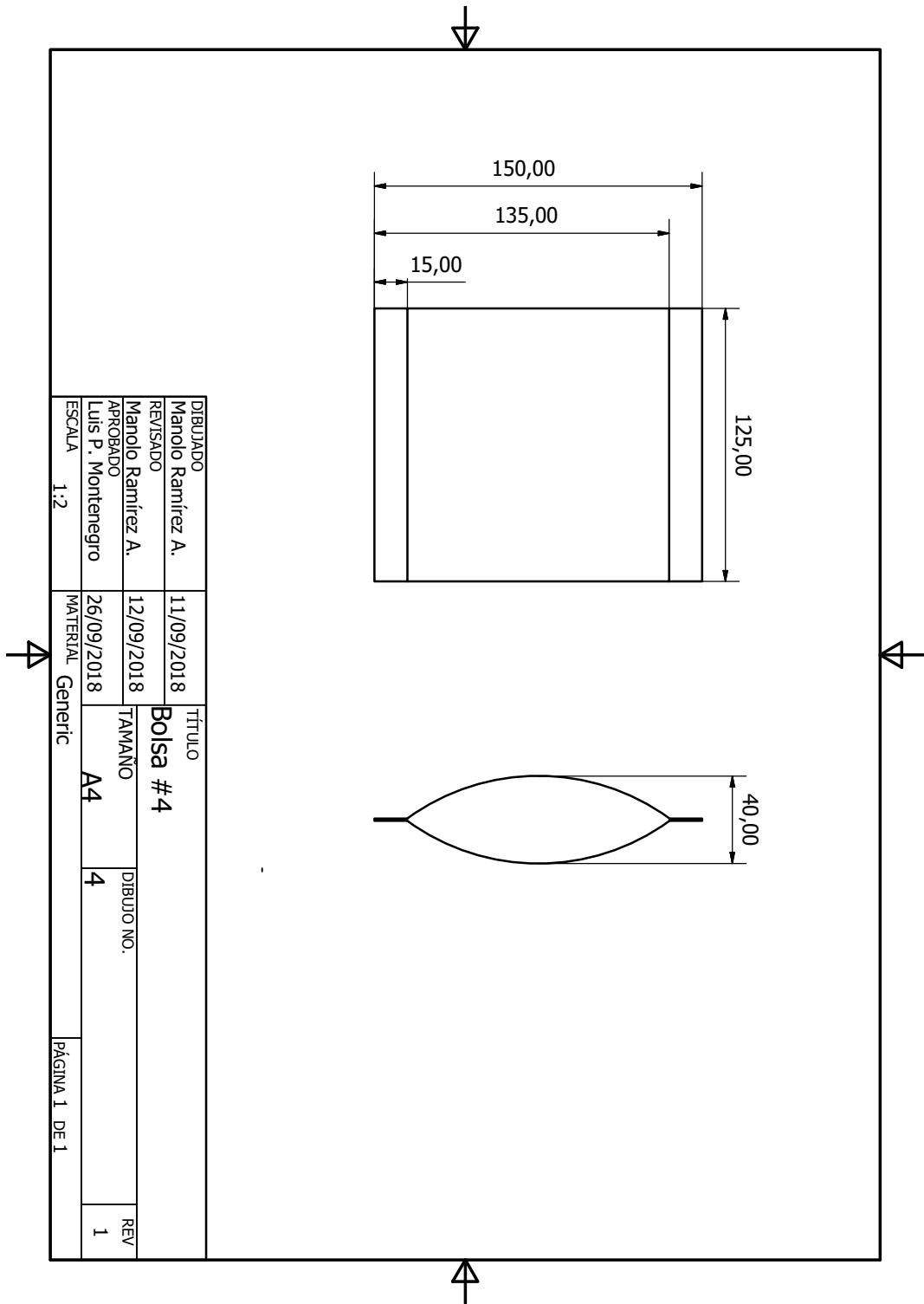


Figura 217: Bolsa #4.

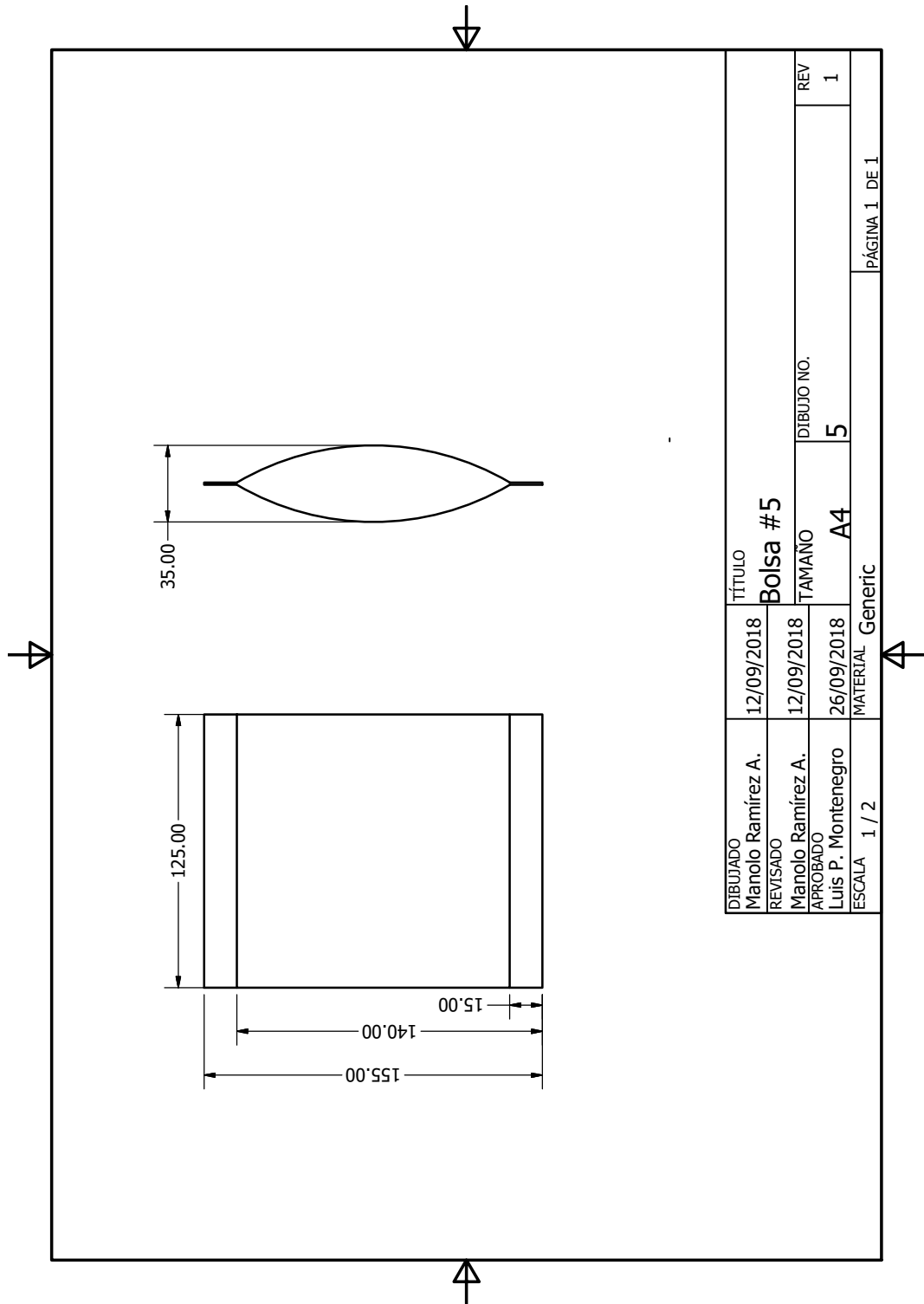


Figura 218: Bolsa #5.

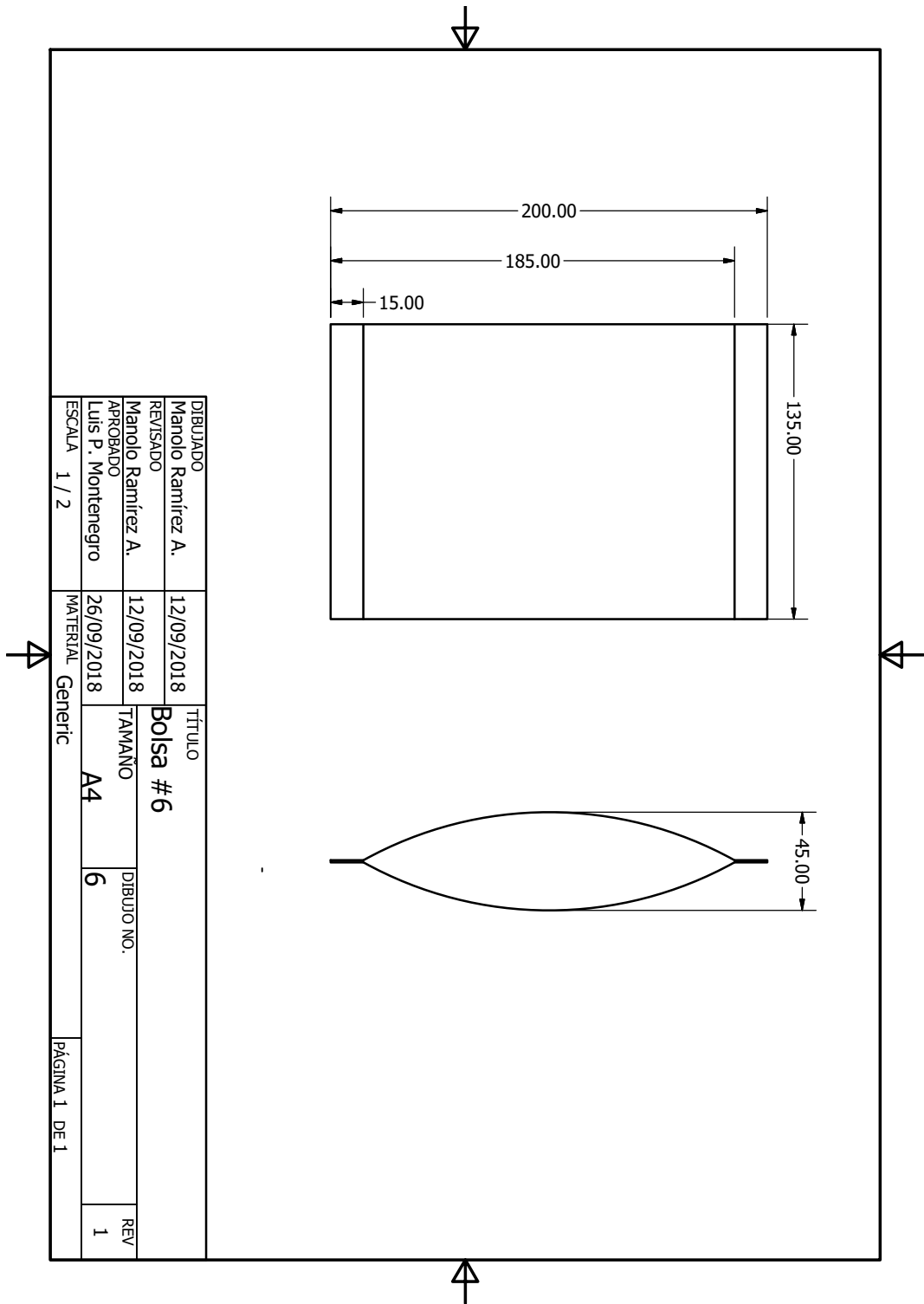


Figura 219: Bolsa #6.

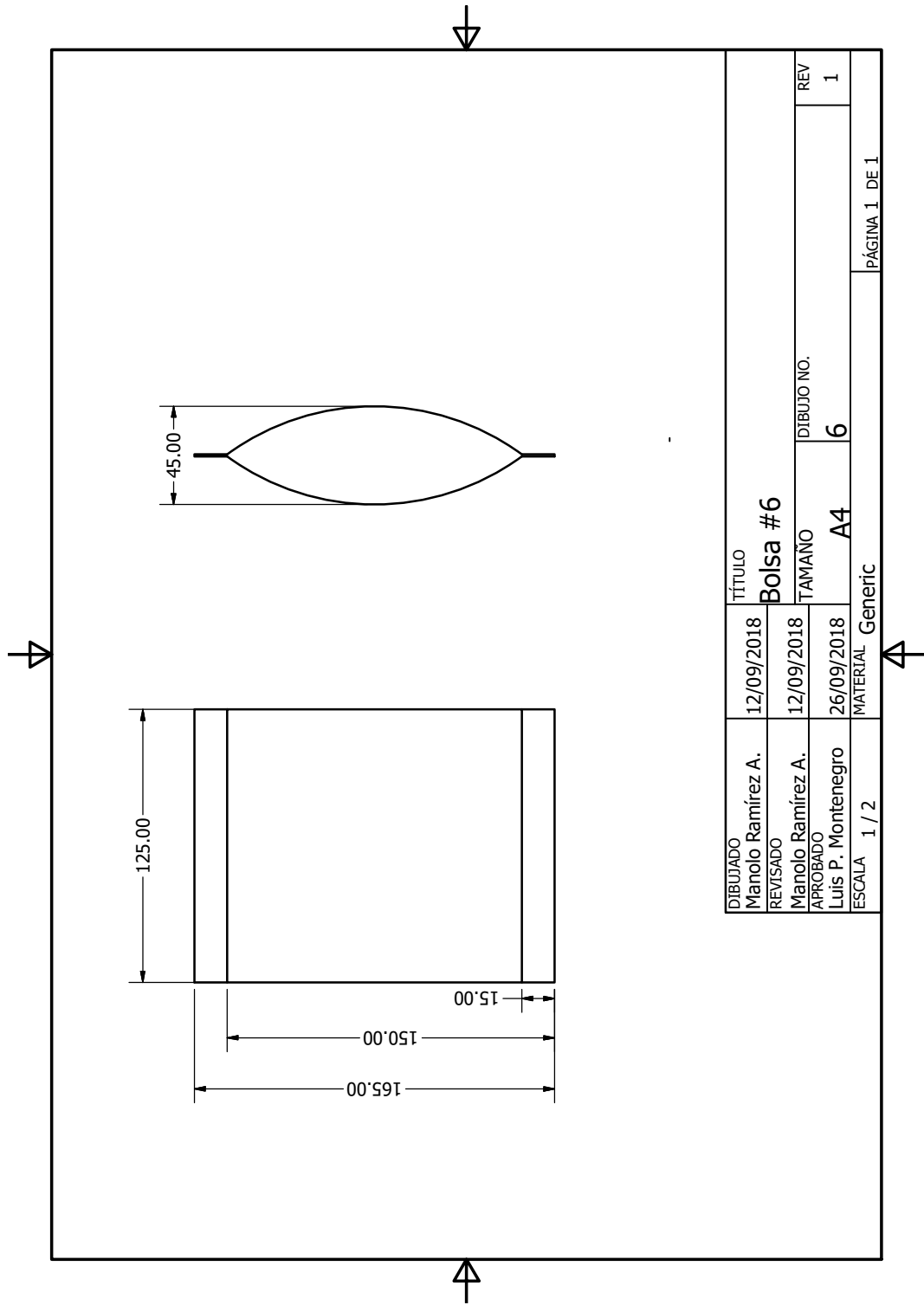


Figura 220: Bolsa #7.

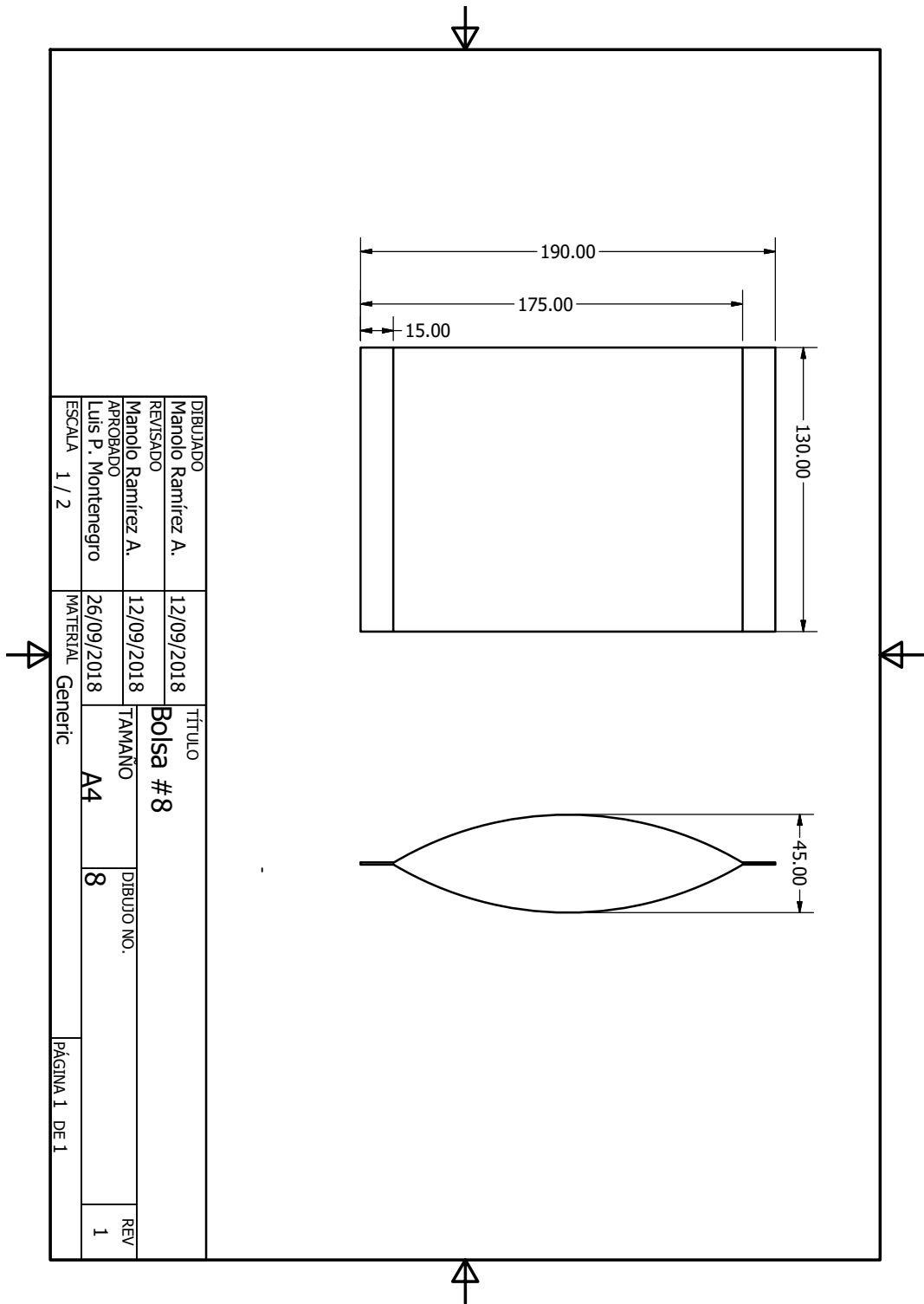


Figura 221: Bolsa #8.

D. Prototipo de alternativa 1



Figura 222: Vista lateral de la alternativa 1.



Figura 223: Vista de la pila de bolsas de frituras de la alternativa 1.



Figura 224: Vista superior de la alternativa 1.

E. Prototipo de alternativa 2



Figura 225: Vista del actuador movilizand las bolsas de frituras hacia la bolsa plástica en la alternativa 2.

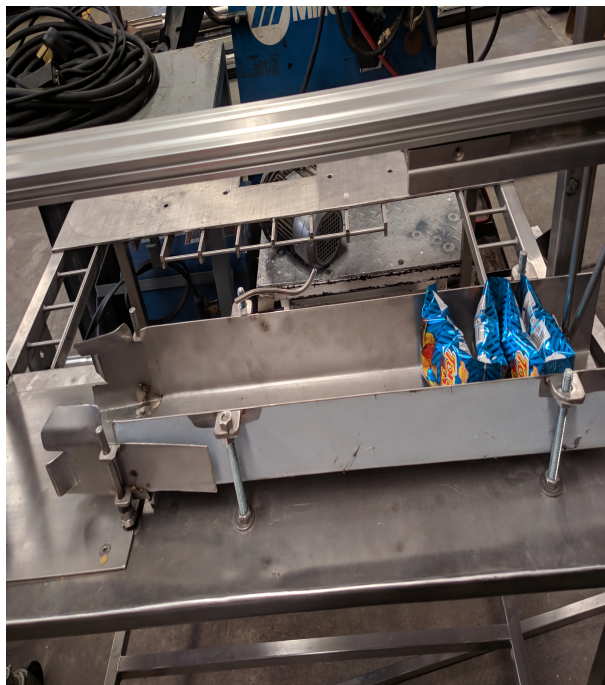


Figura 226: Vista superior de la alternativa 2.

F. Planos de rampa inicial

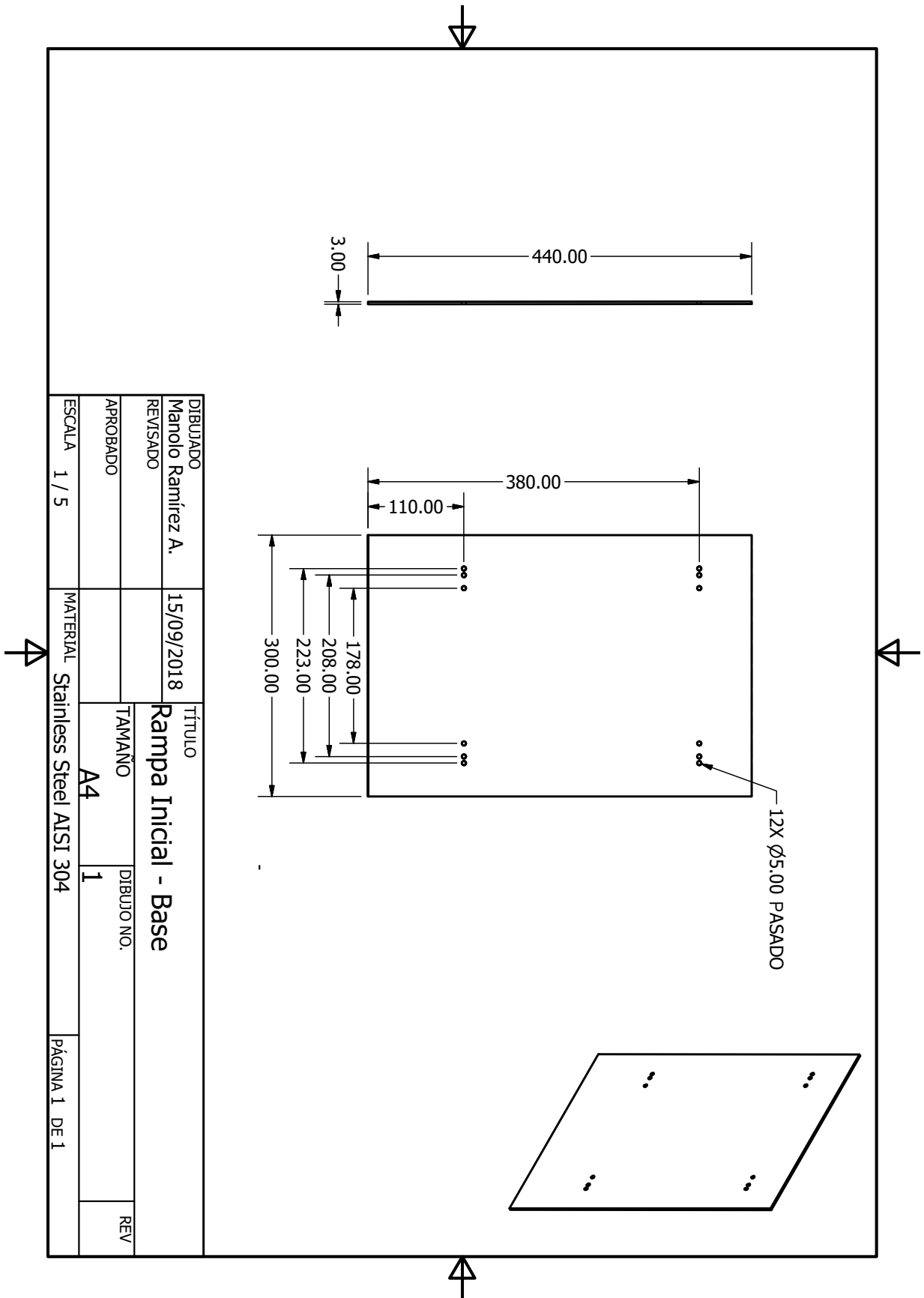


Figura 227: Base de la rampa inicial.

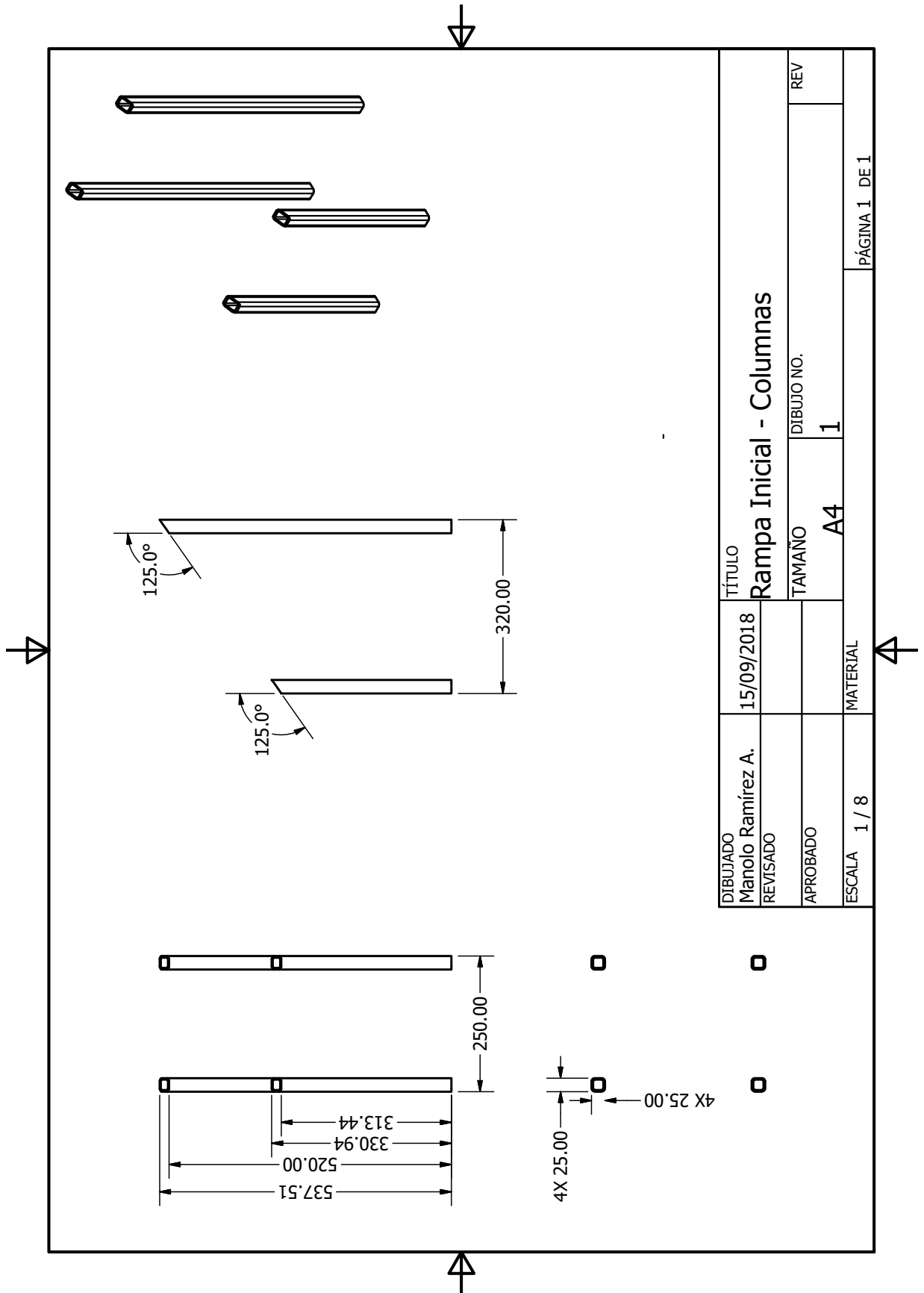


Figura 228: Columnas de la rampa inicial.

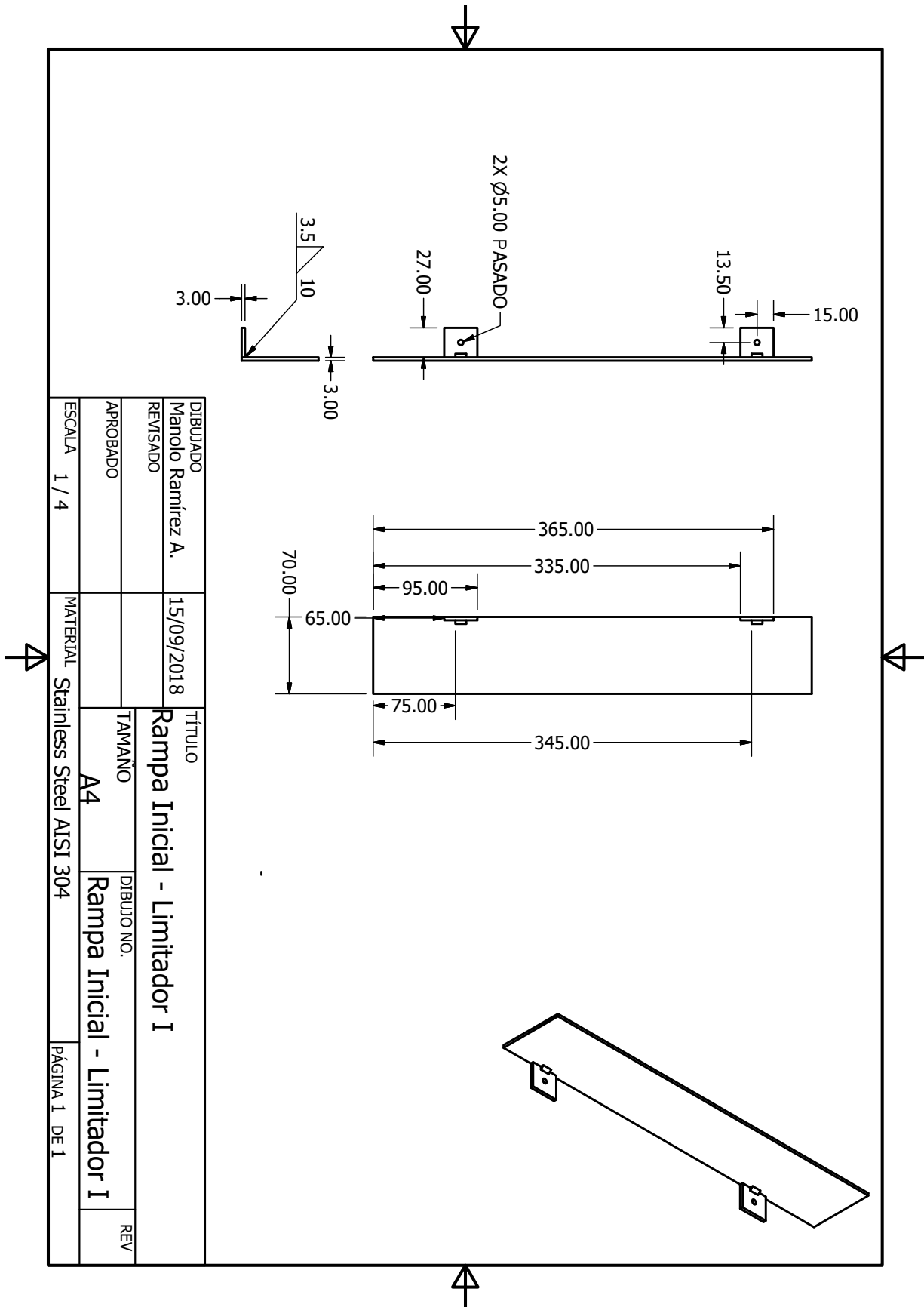


Figura 229: Limitador izquierdo de la rampa inicial.

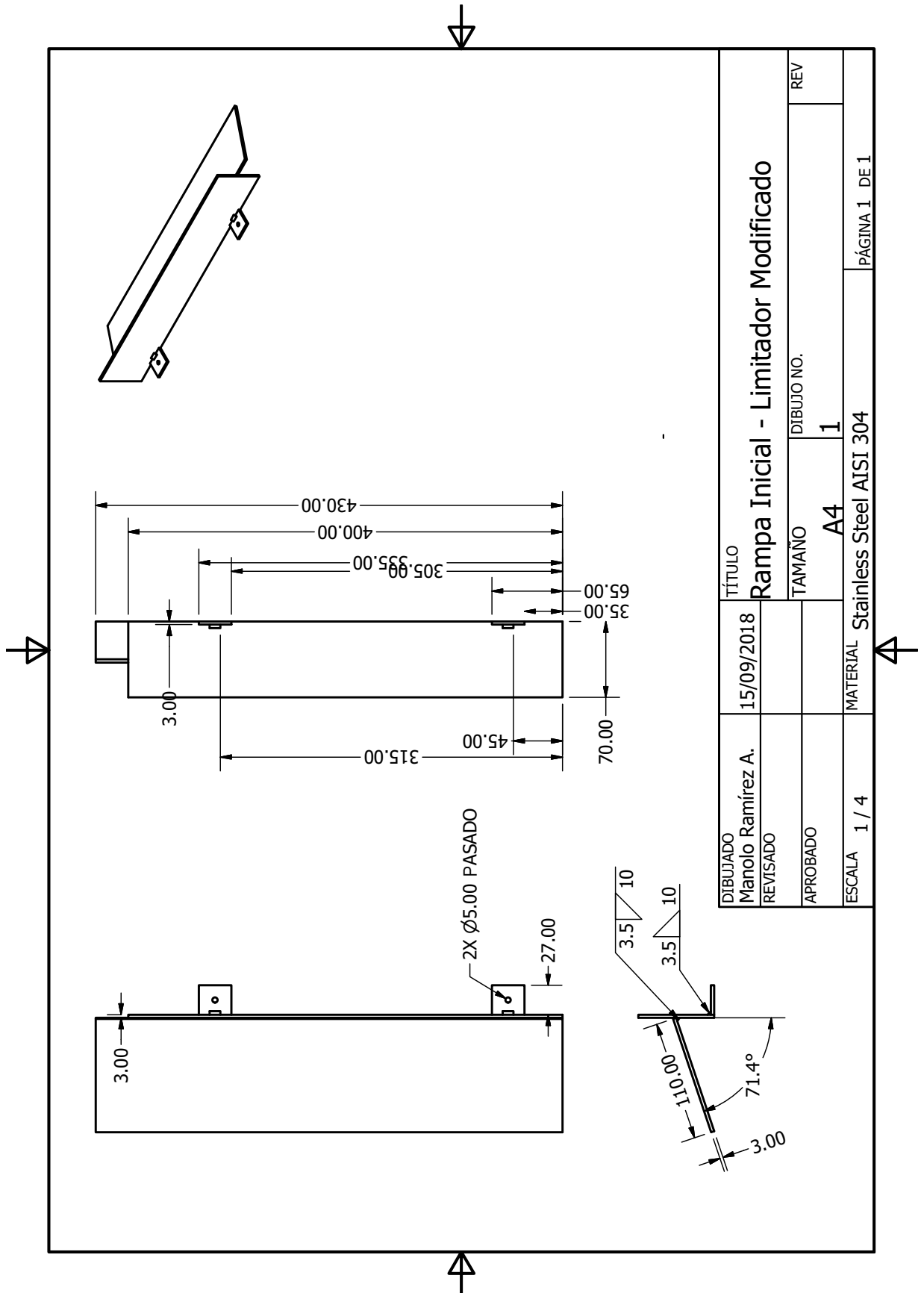


Figura 230: Limitador con ángulo de la rampa inicial.

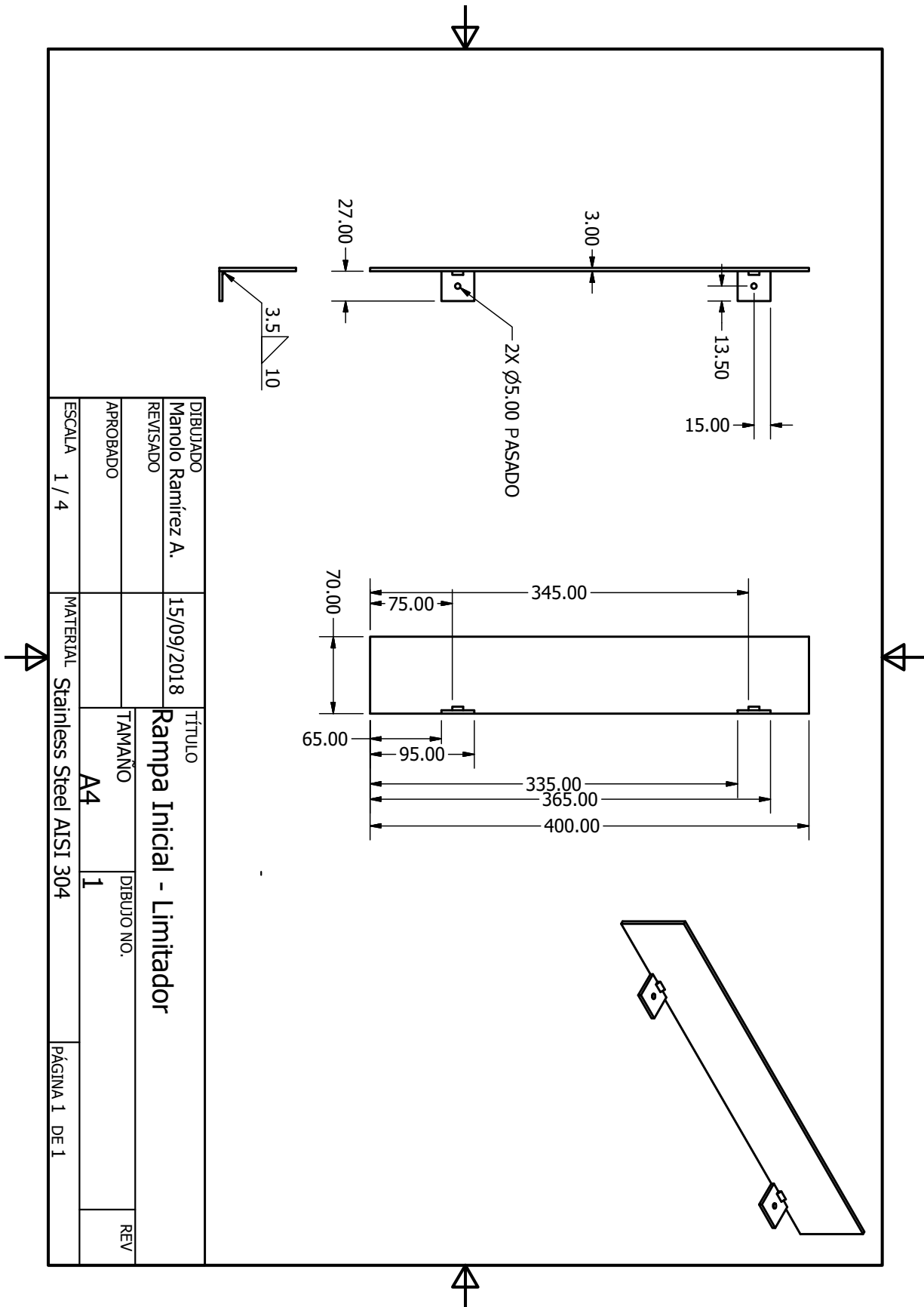


Figura 231: Limitador derecho de la rampa inicial.

G. Planos de la banda transportadora ascendente

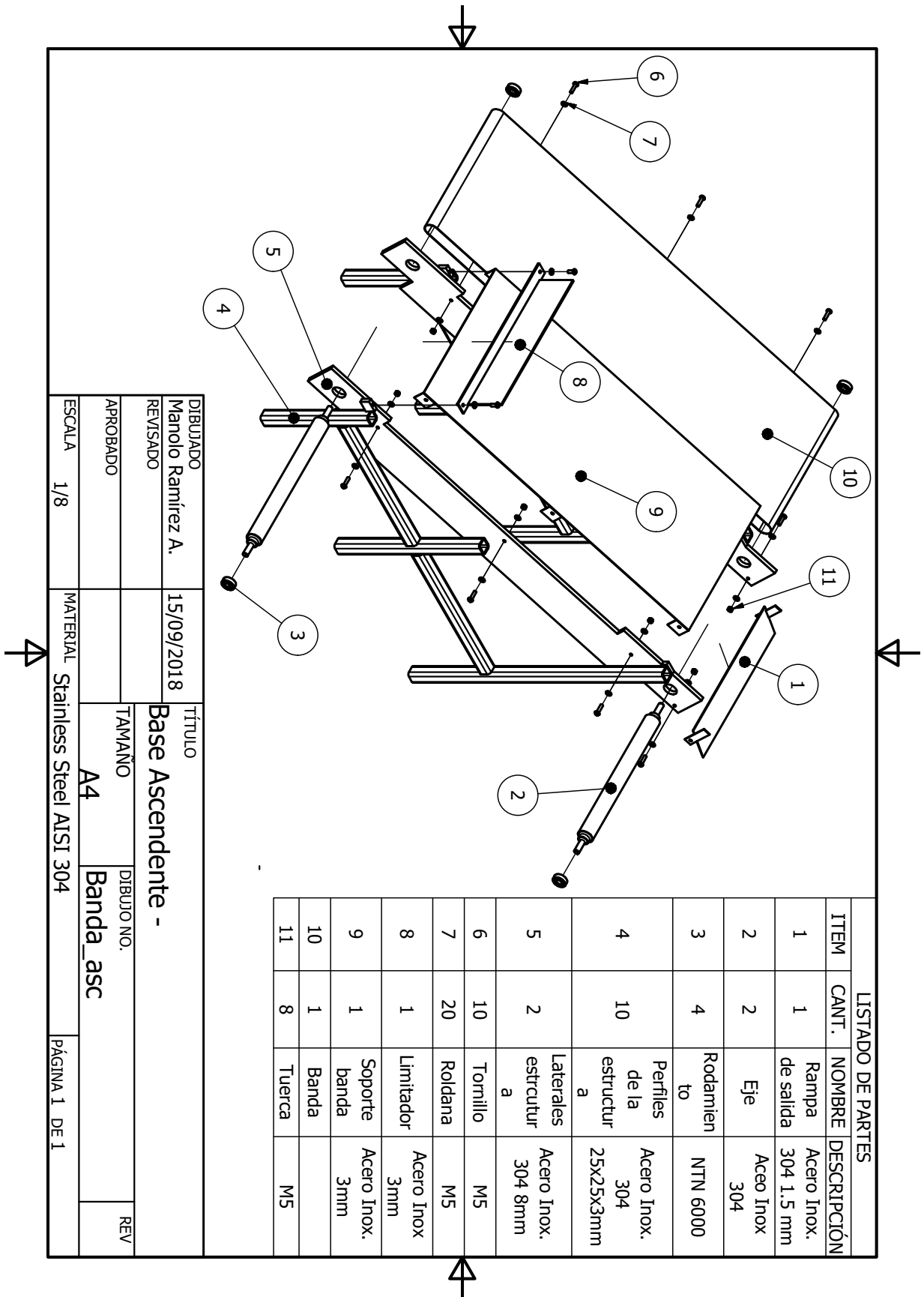
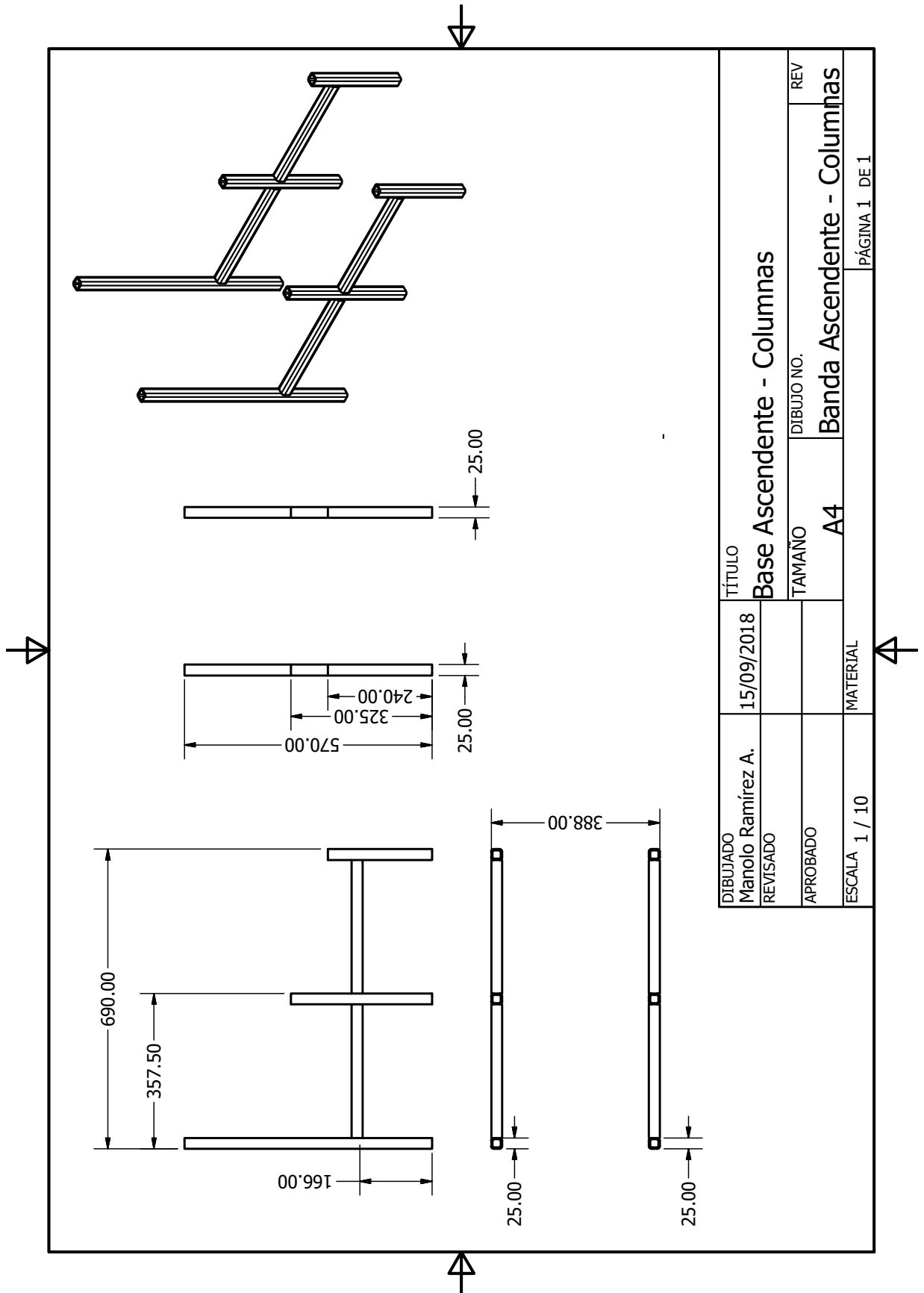


Figura 232: Banda transportadora ascendente.



DIBUJADO Manolo Ramírez A.	15/09/2018	TÍTULO Base Ascendente - Columnas	
REVISADO		TAMAÑO A4	DIBUJO NO.
APROBADO		Banda Ascendente - Columnas	
ESCALA 1 / 10	MATERIAL	PÁGINA 1 DE 1	
		REV	

Figura 233: Columnas de la banda transportadora ascendente.

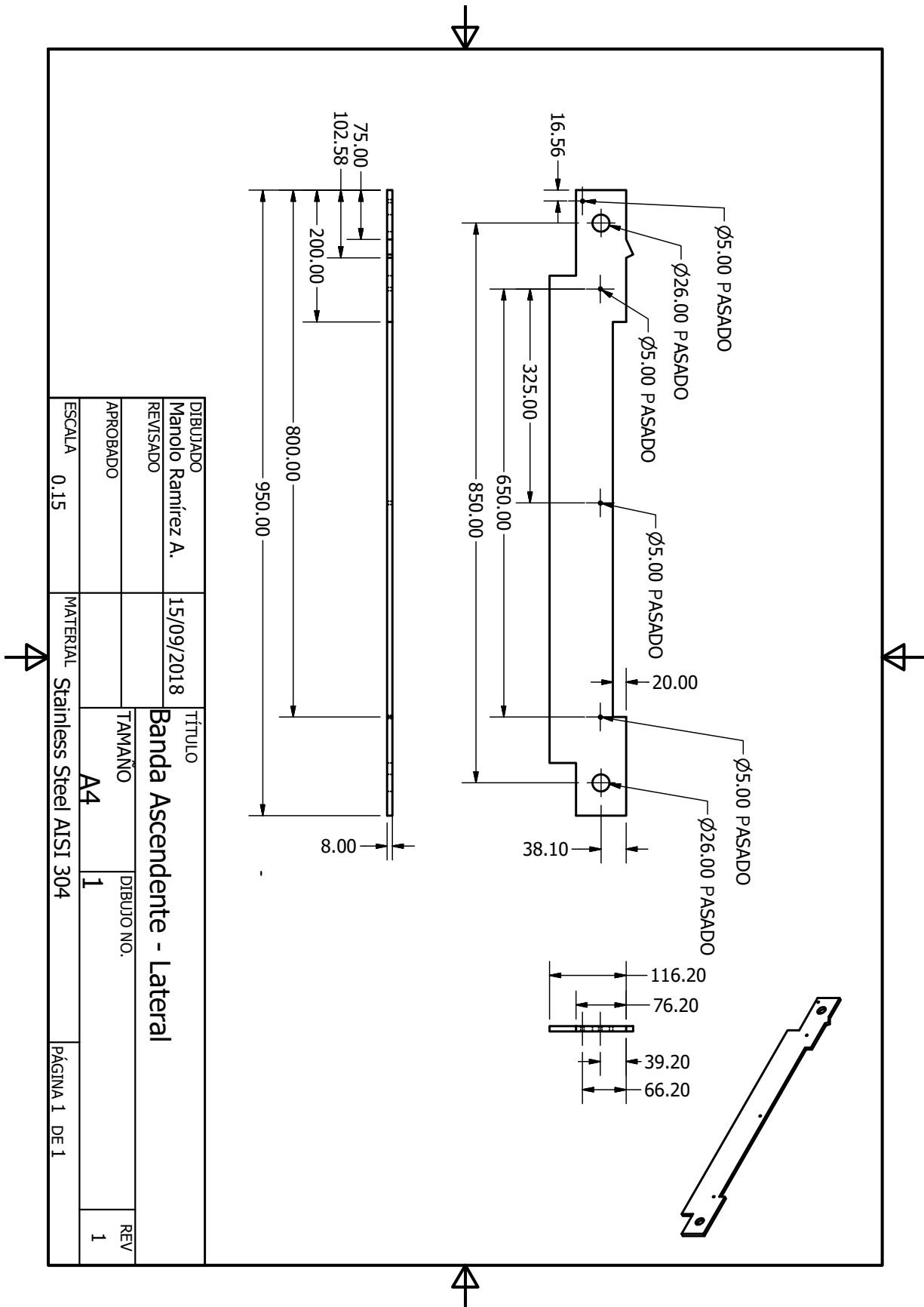


Figura 234: Lateral de la banda transportadora ascendente.

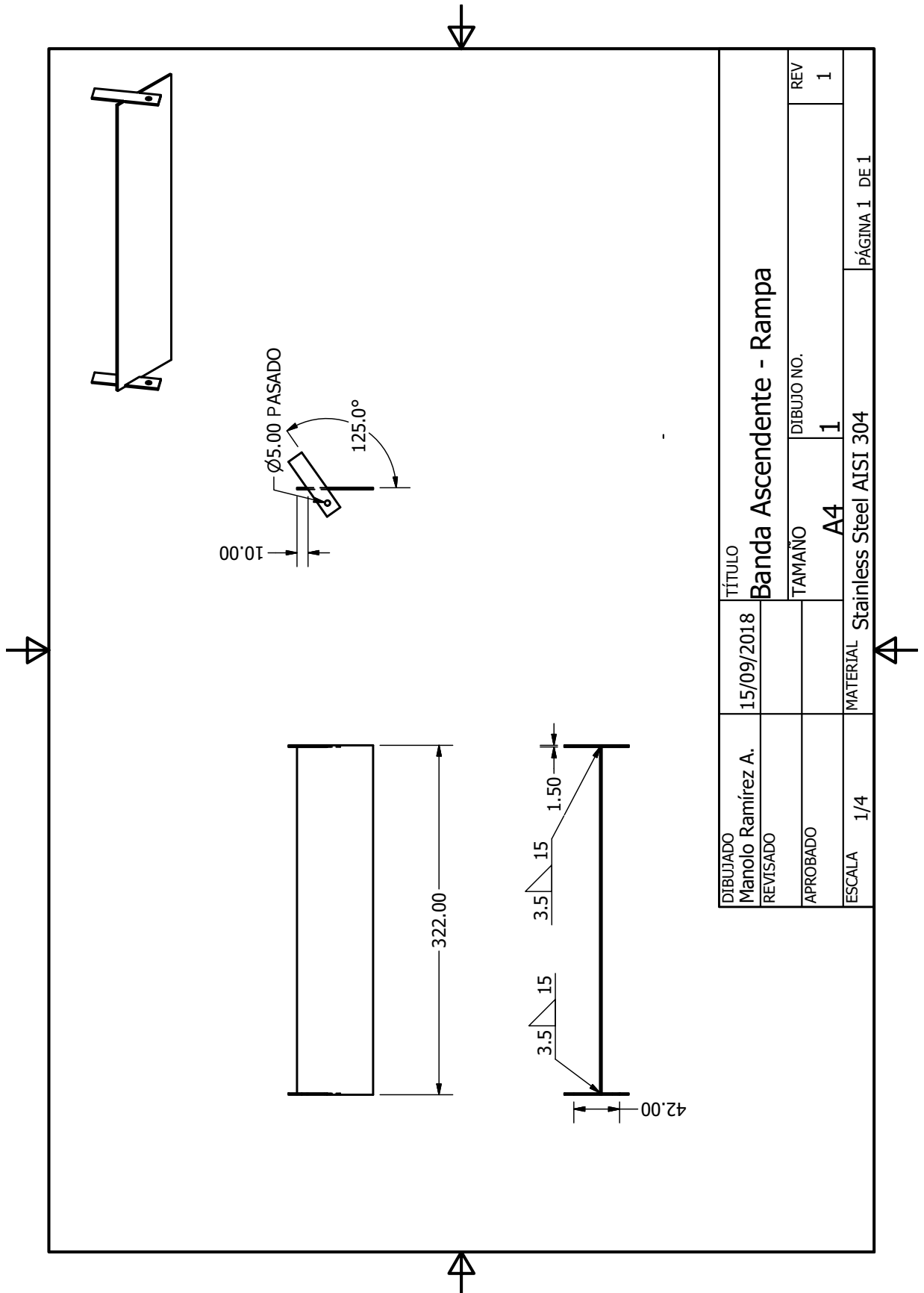


Figura 235: Rampa de la banda transportadora ascendente.

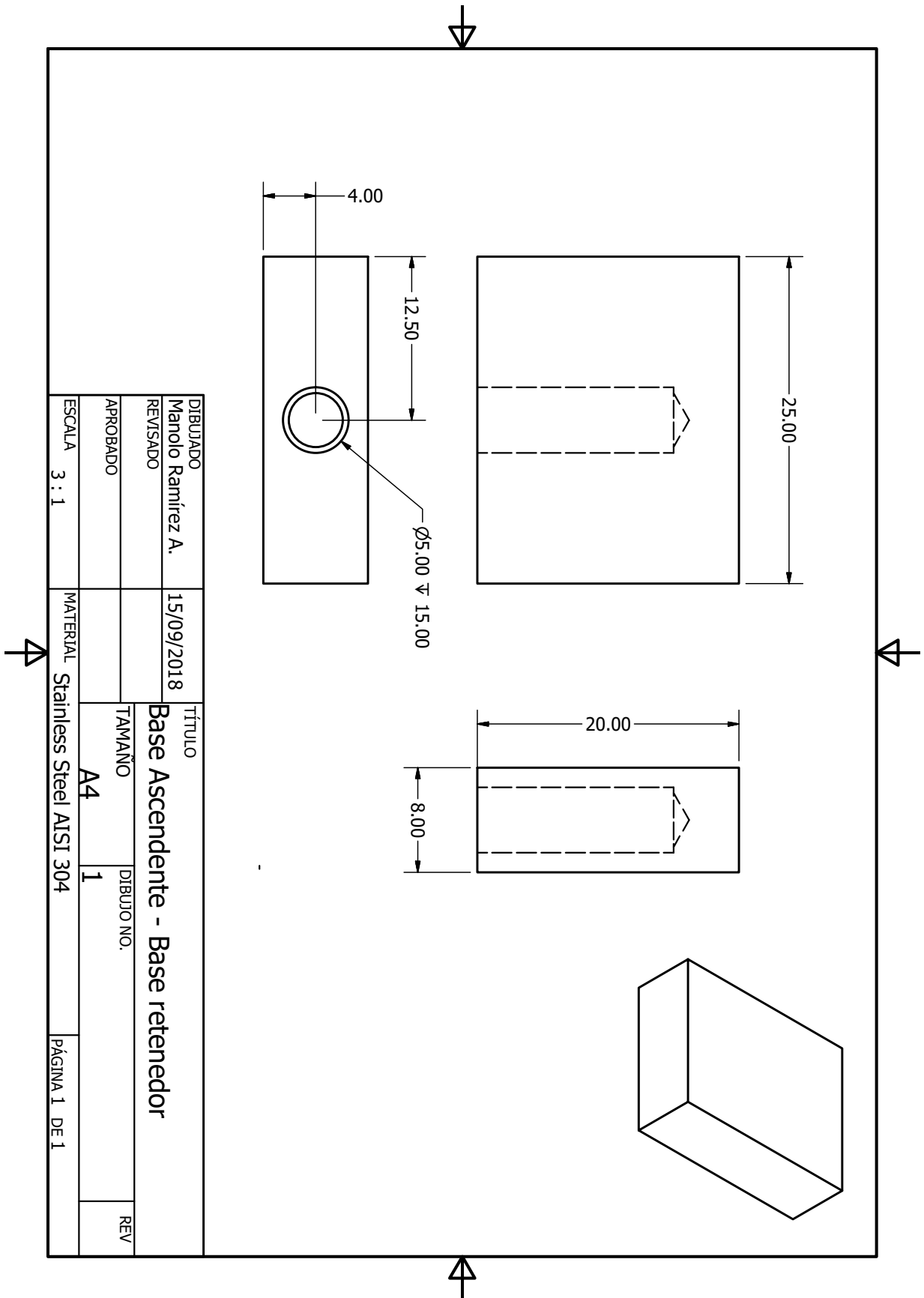
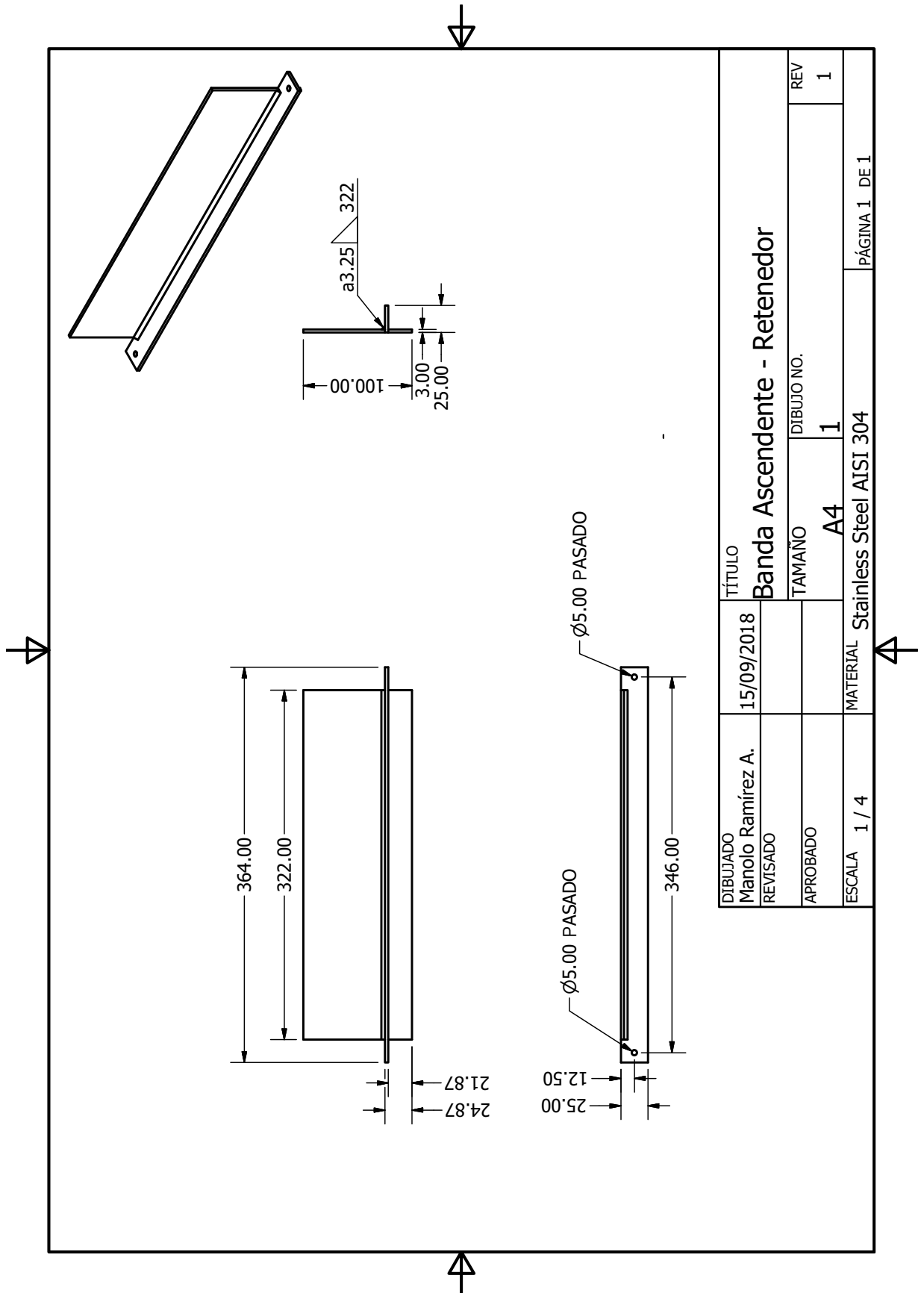


Figura 236: Base del retenedor de la banda transportadora ascendente.



DIBUJADO	Manolo Ramirez A.	15/09/2018	TÍTULO	Banda Ascendente - Retenedor	
REVISADO			TAMAÑO	A4	DIBUJO NO.
APROBADO			MATERIAL	Stainless Steel AISI 304	REV
ESCALA	1 / 4				1
					PÁGINA 1 DE 1

Figura 237: Retenedor de la banda transportadora ascendente.

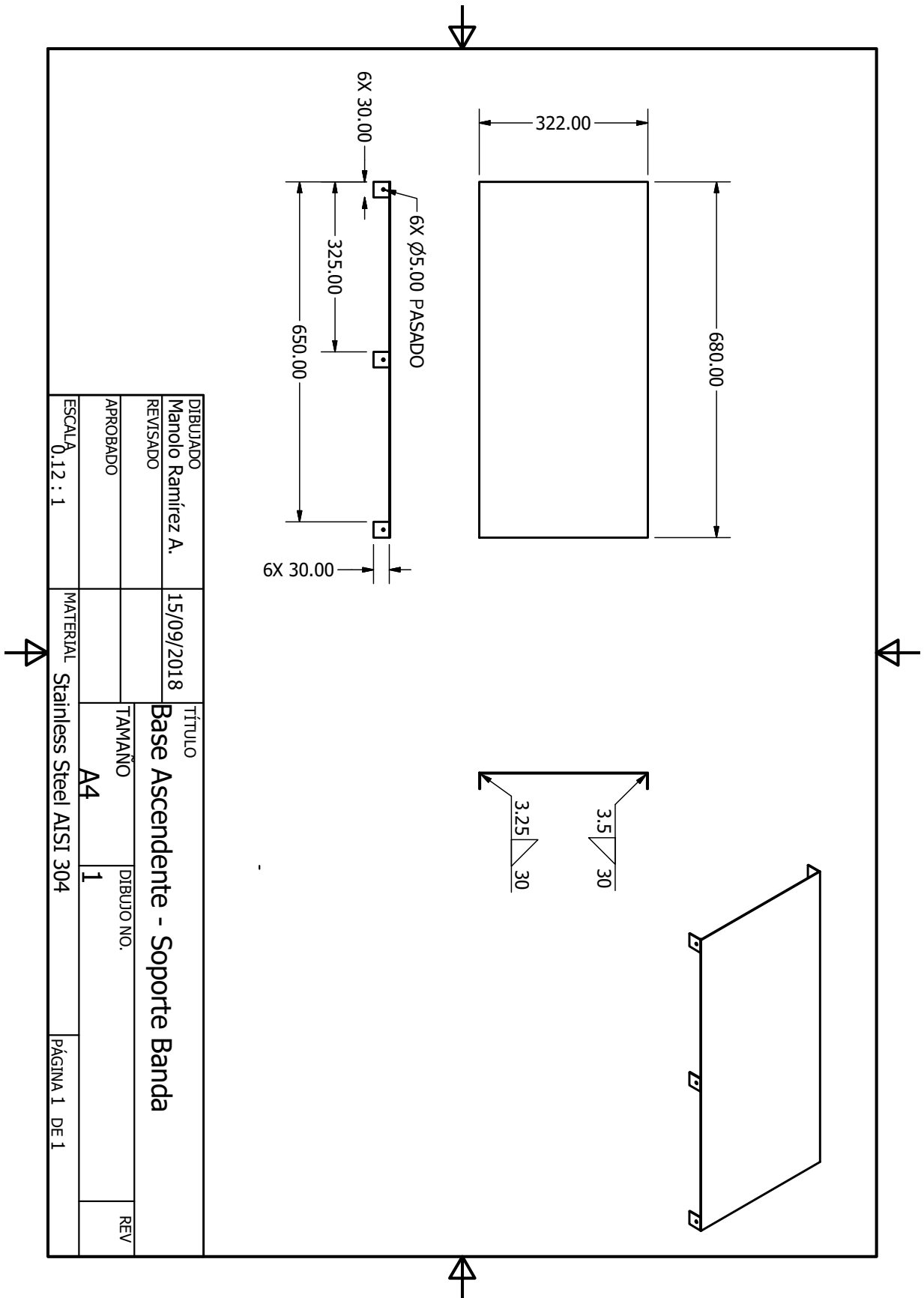


Figura 238: Soporte de la banda transportadora ascendente.

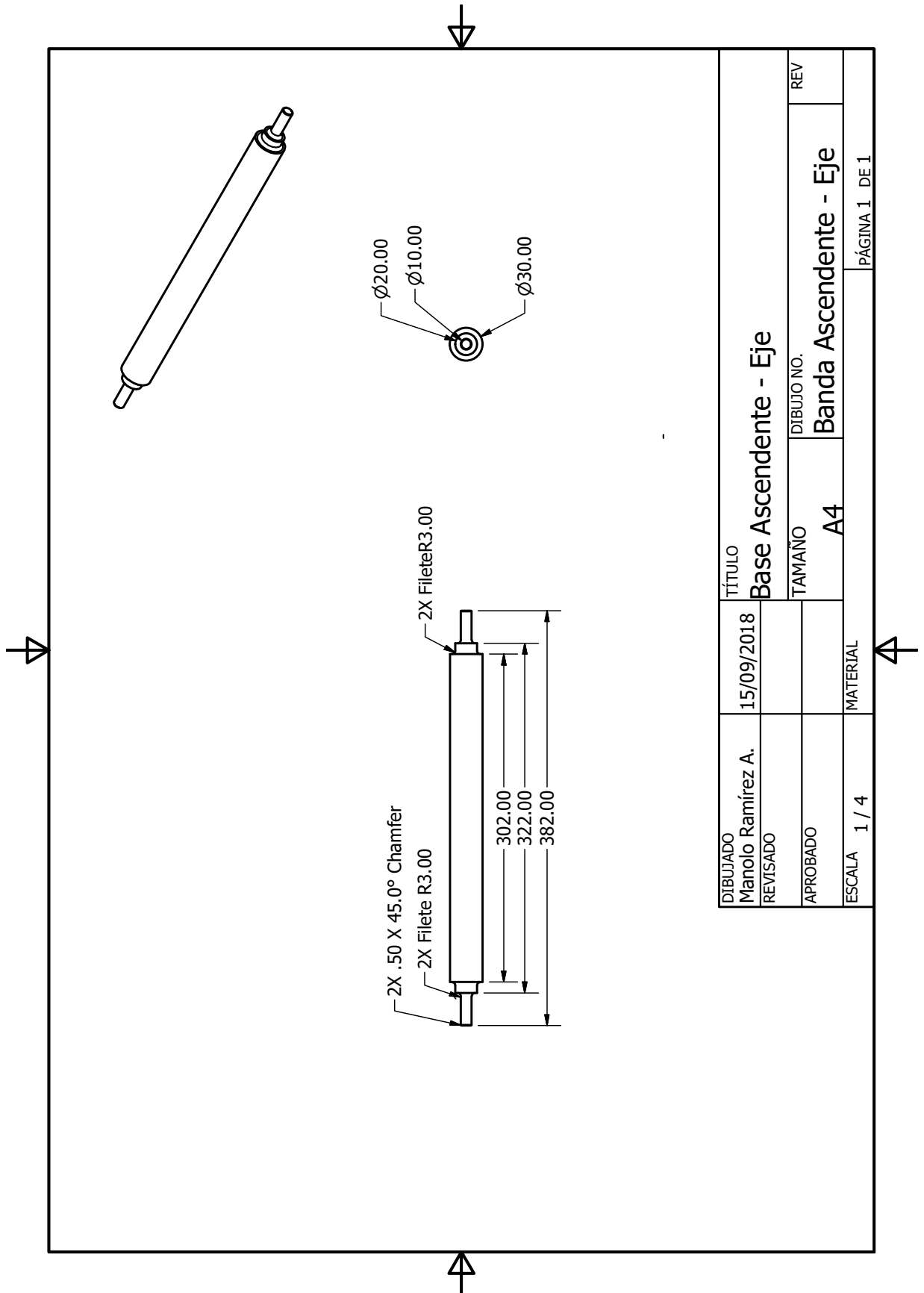


Figura 239: Eje de la banda transportadora ascendente.

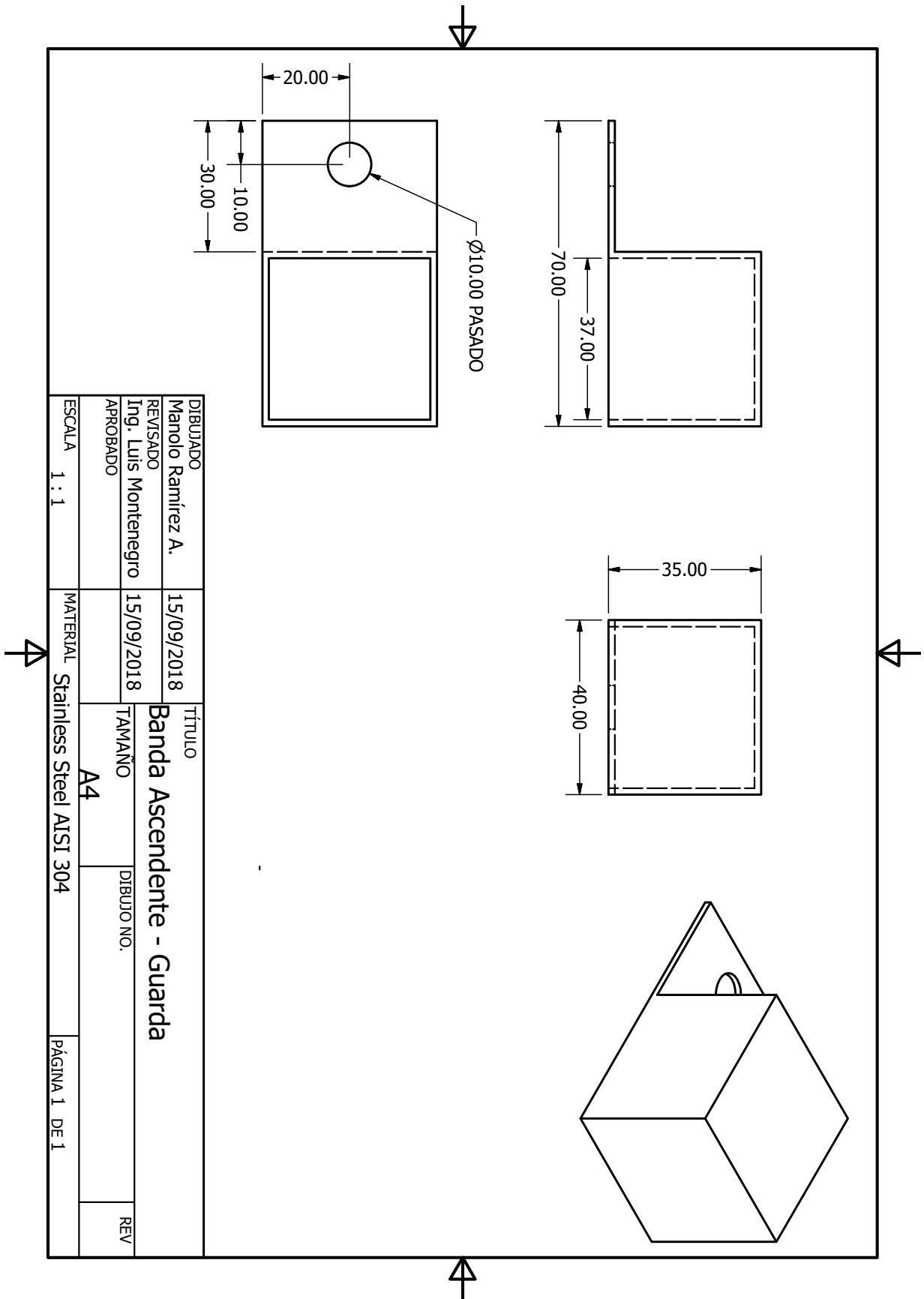


Figura 240: Guarda para el eje de la banda transportadora ascendente.

H. Planos de las bandas transportadoras pequeñas

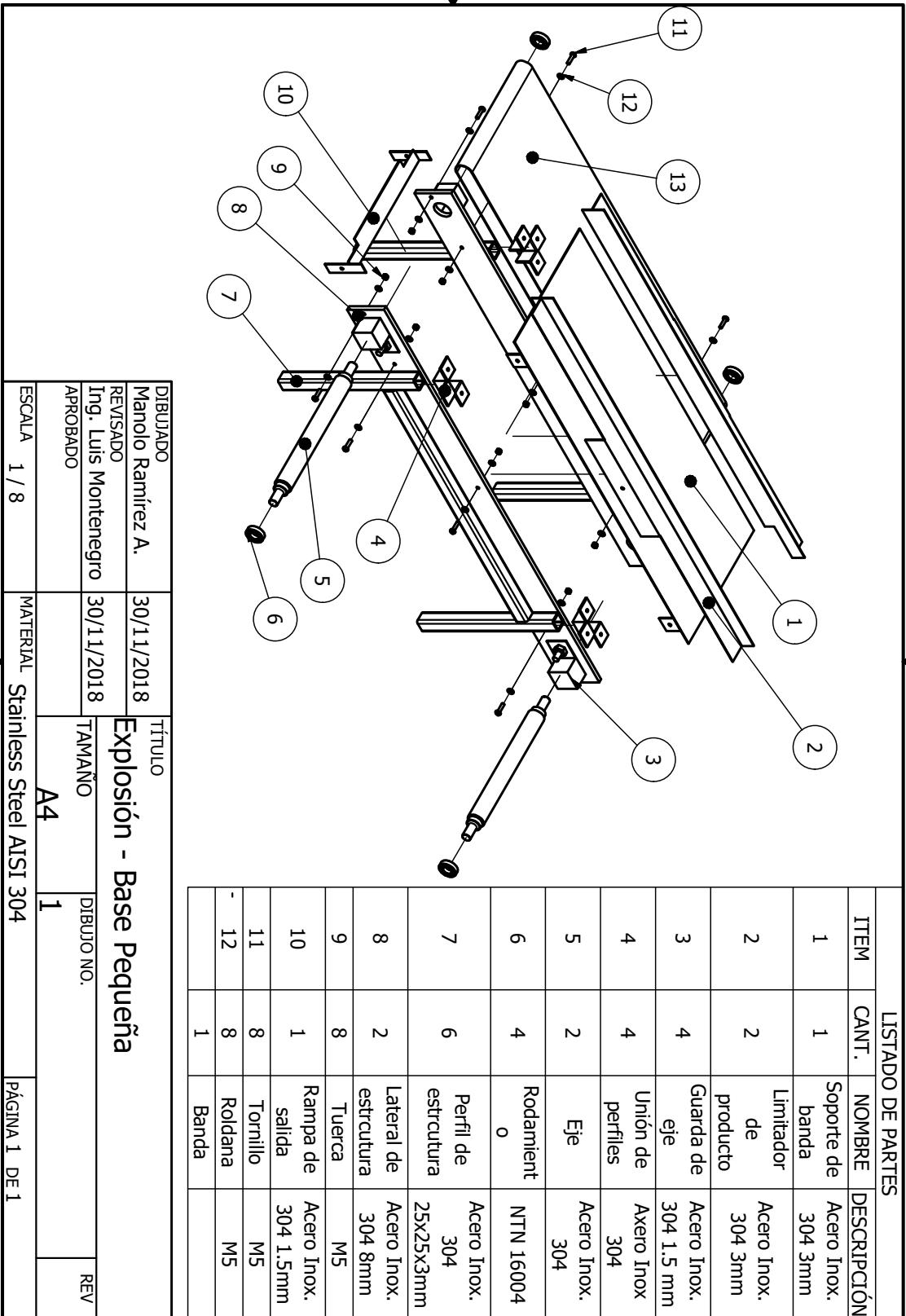
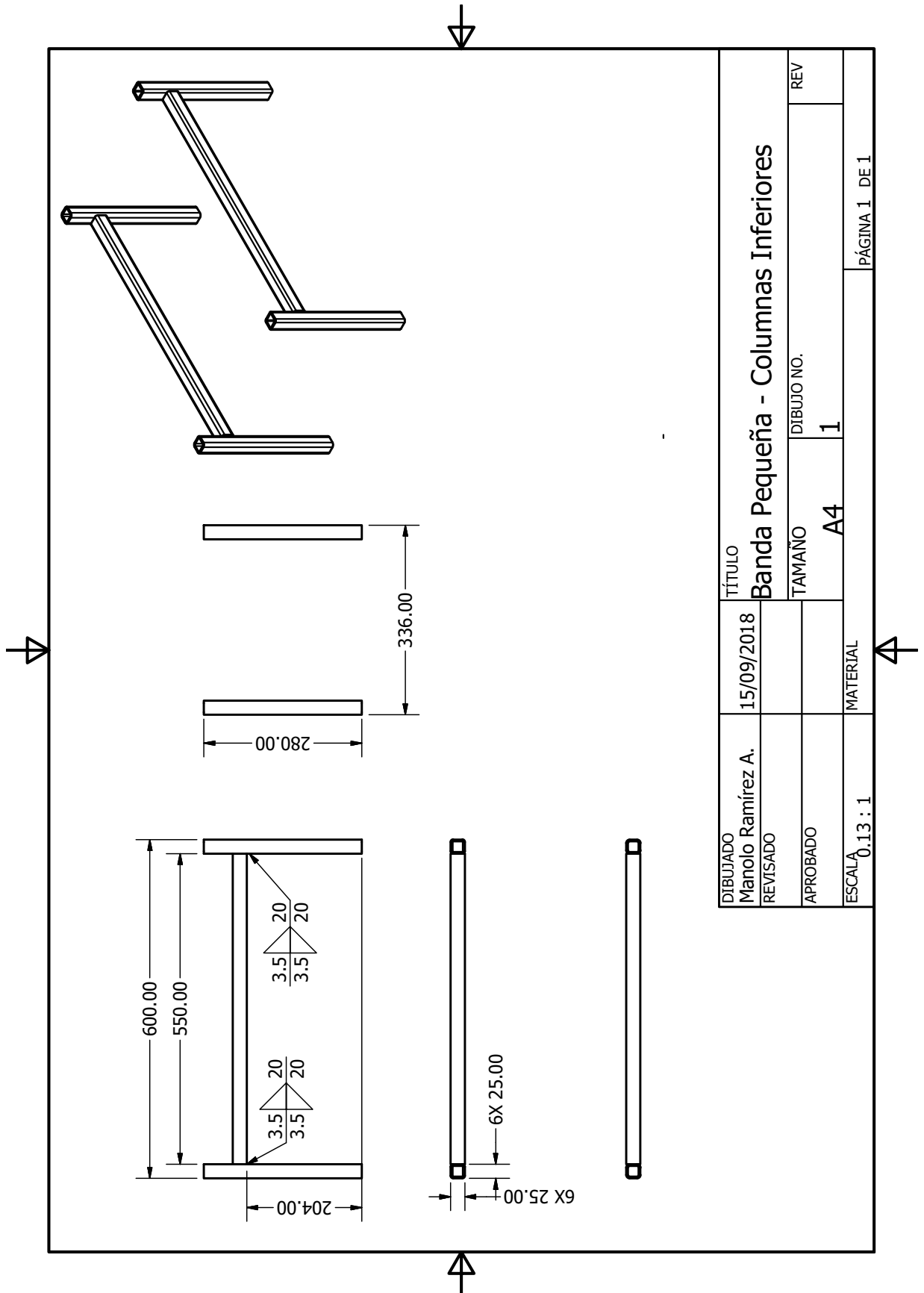


Figura 241: Bandas transportadora pequeña.



DIBUJADO Manolo Ramírez A.	15/09/2018	TÍTULO Banda Pequeña - Columnas Inferiores	
REVISADO		TAMAÑO A4	DIBUJO NO. 1
APROBADO		REV	
ESCALA 0.13 : 1	MATERIAL	PÁGINA 1 DE 1	

Figura 242: Columnas de la banda transportadora pequeña inferior.

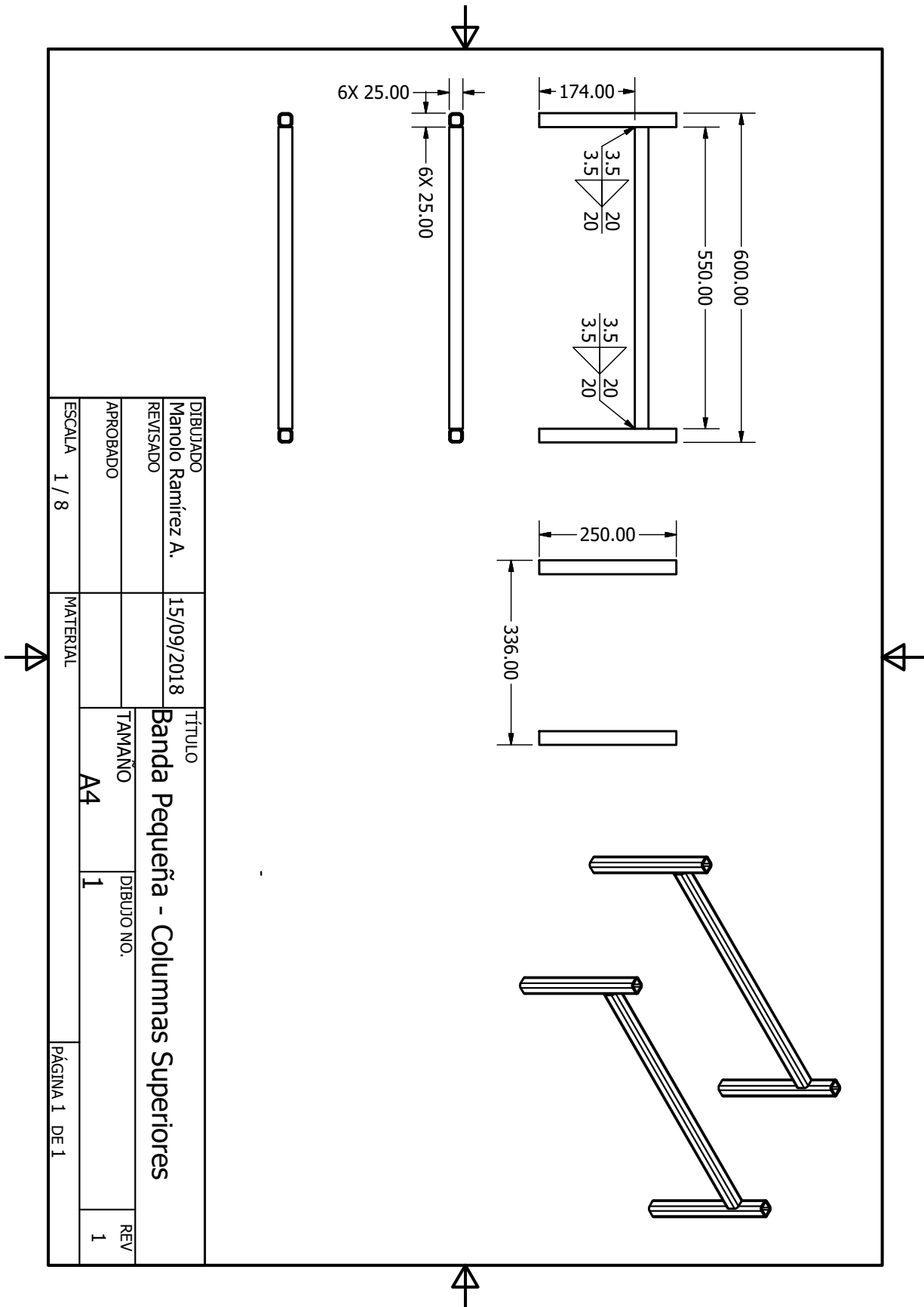


Figura 243: Columnas de la banda transportadora pequeña superior.

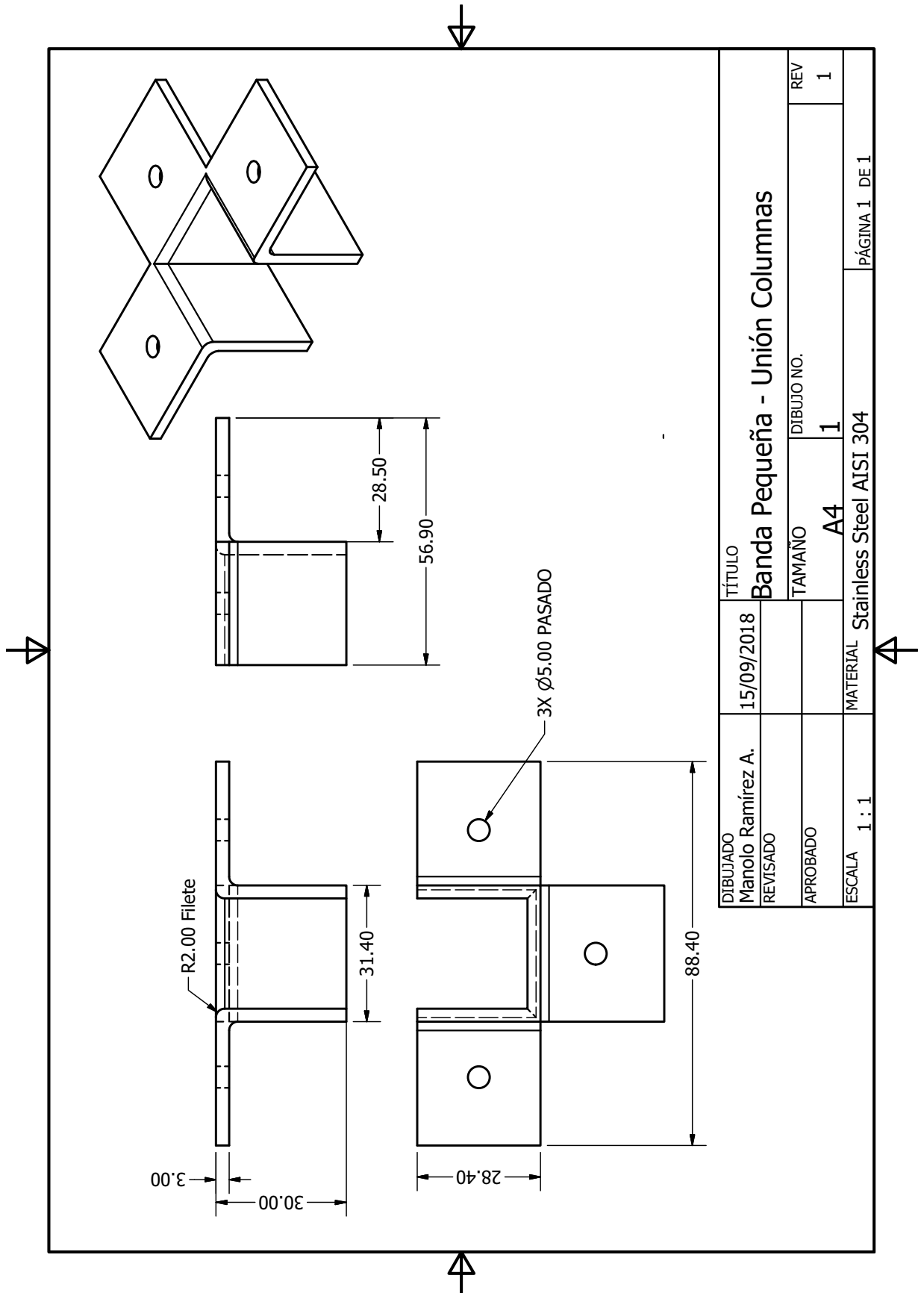


Figura 244: Accesorio de unión entre bandas transportadoras pequeñas.

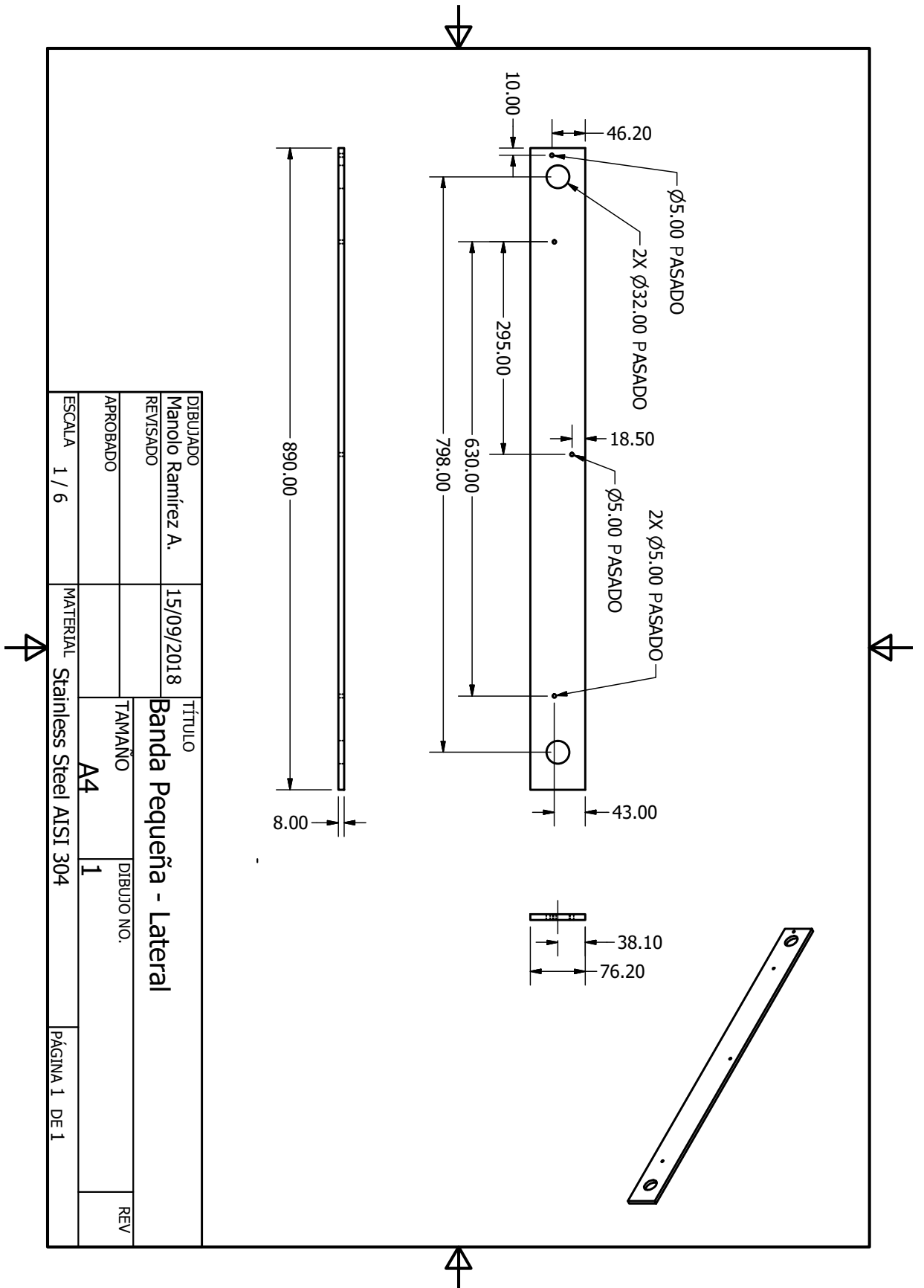


Figura 245: Lateral de la banda transportadora pequeña.

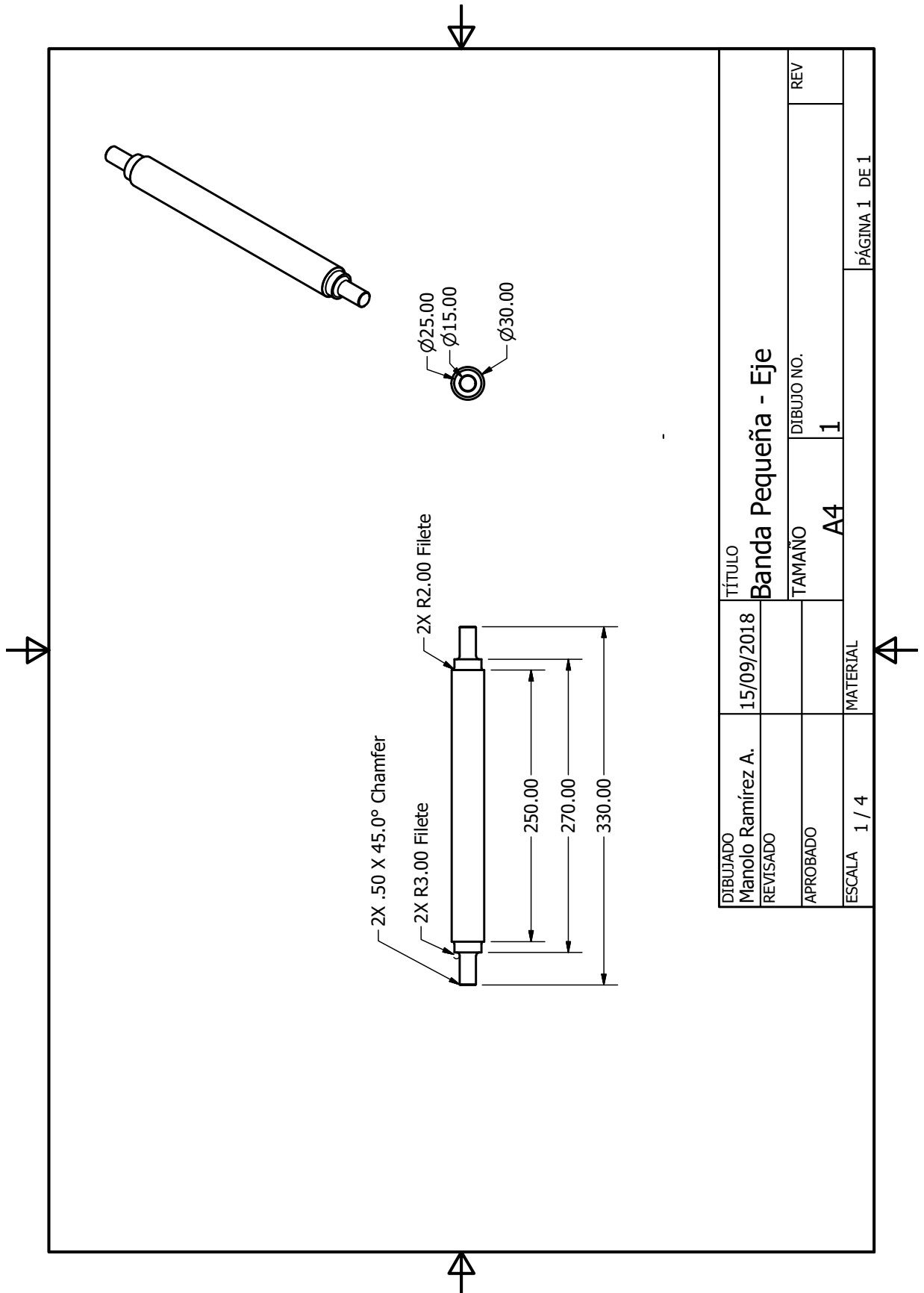


Figura 246: Eje de la banda transportadora pequeña.

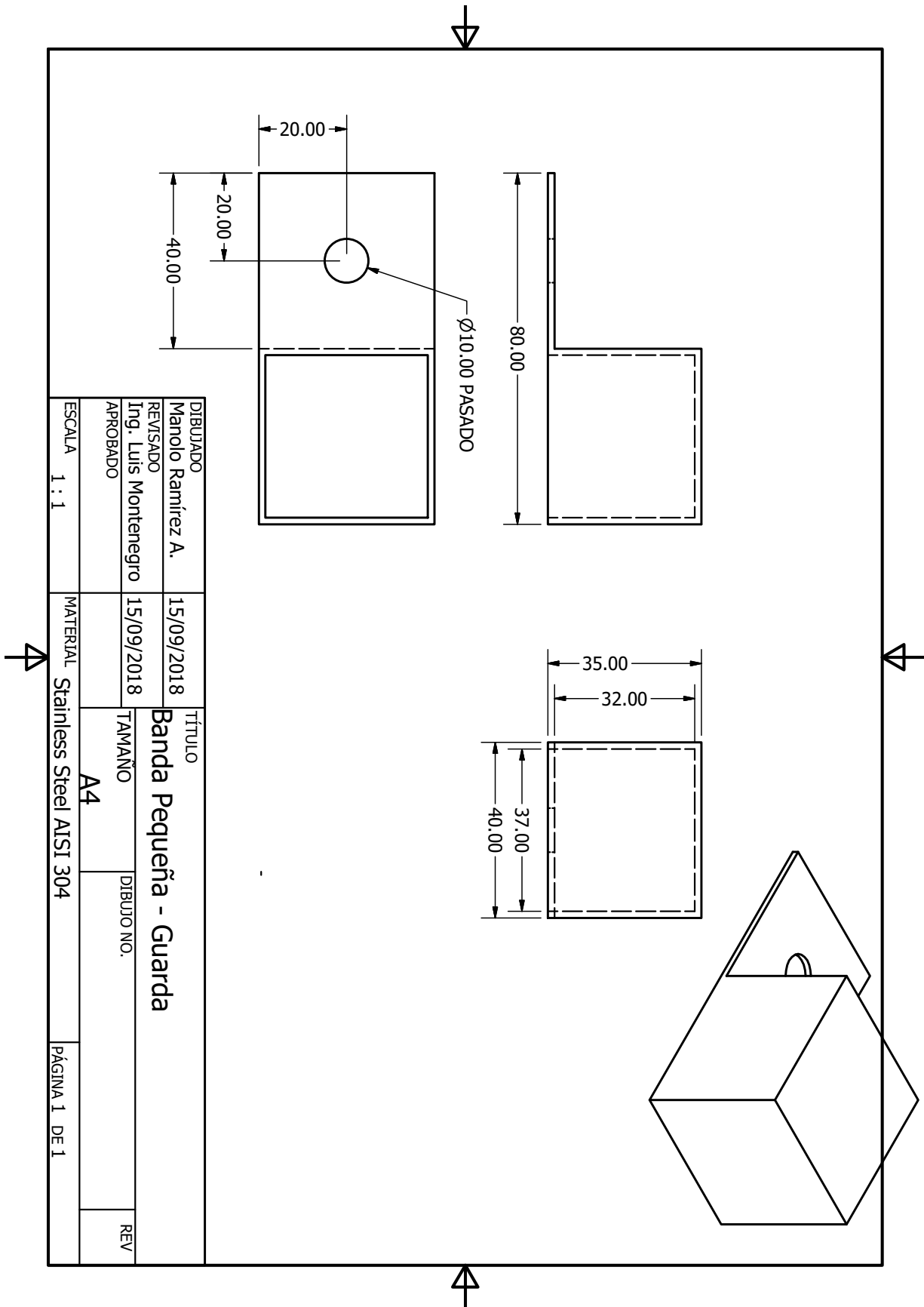


Figura 247: Guarda para el eje de la banda transportadora pequeña.

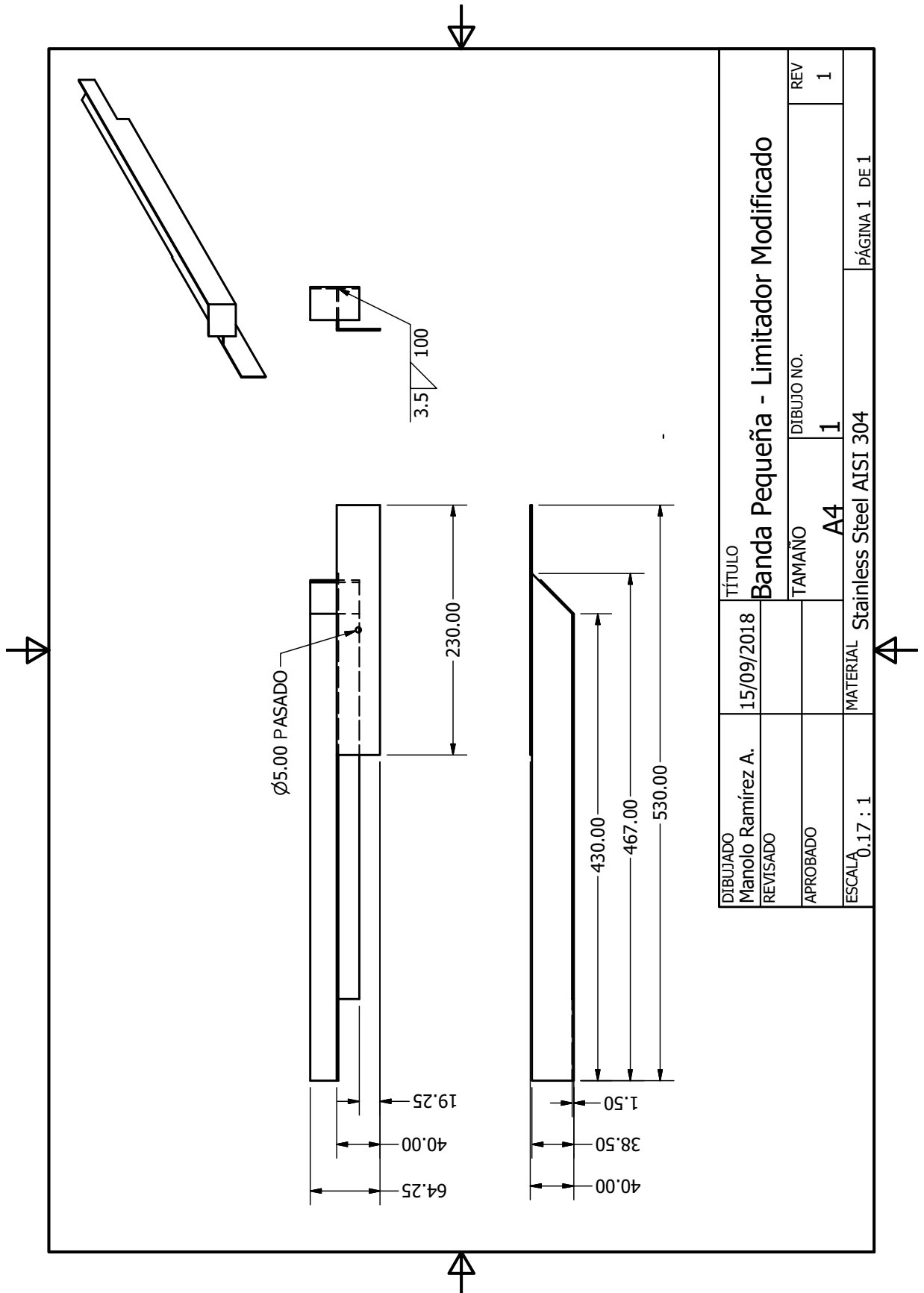


Figura 248: Limitador de la banda transportadora pequeña superior.

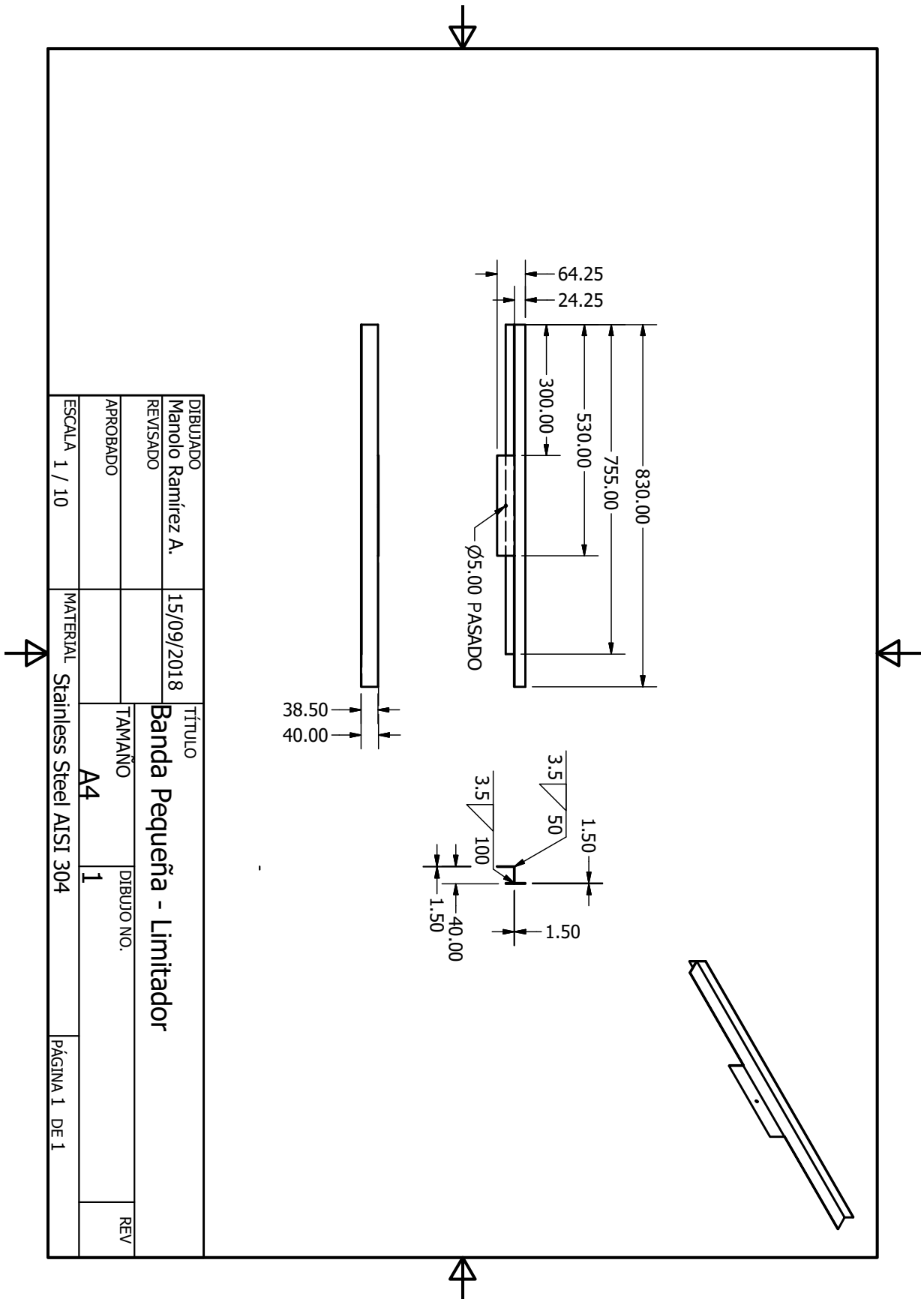


Figura 249: Limitador de la banda transportadora pequeña.

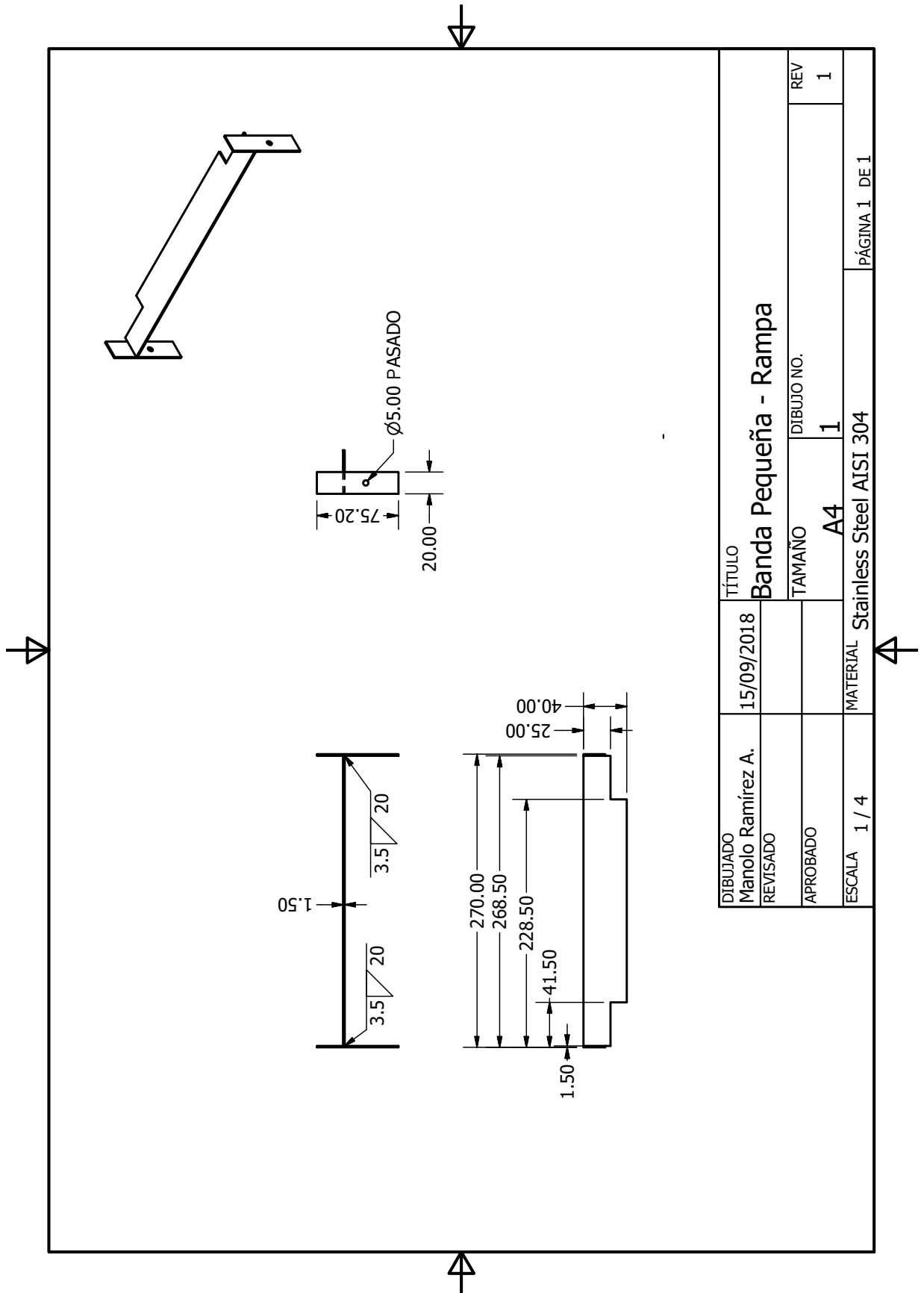


Figura 250: Rampa de salida de la banda transportadora pequeña.

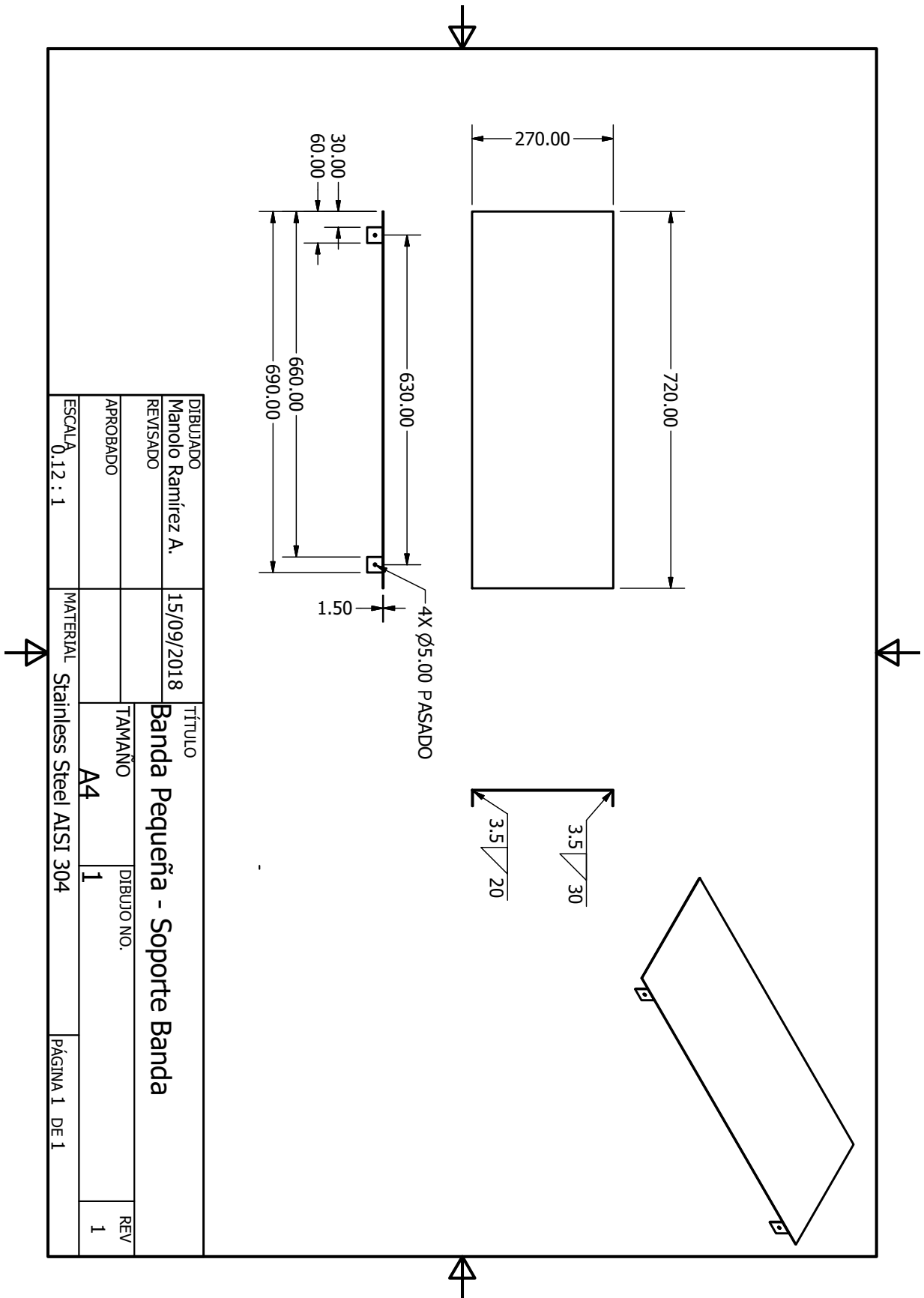


Figura 251: Soporte de la banda transportadora pequeña.

I. Planos de la banda con perfiles transversales

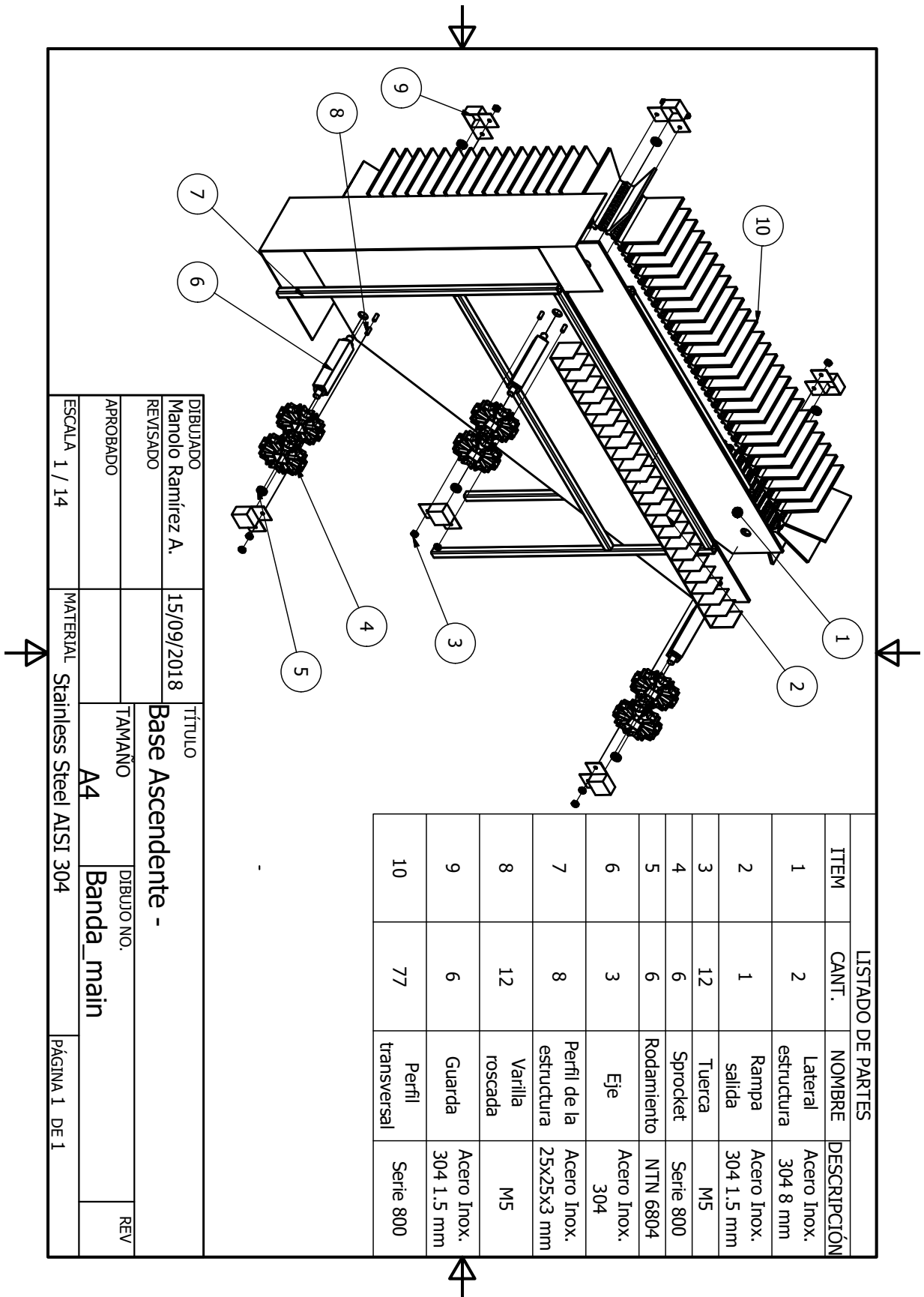
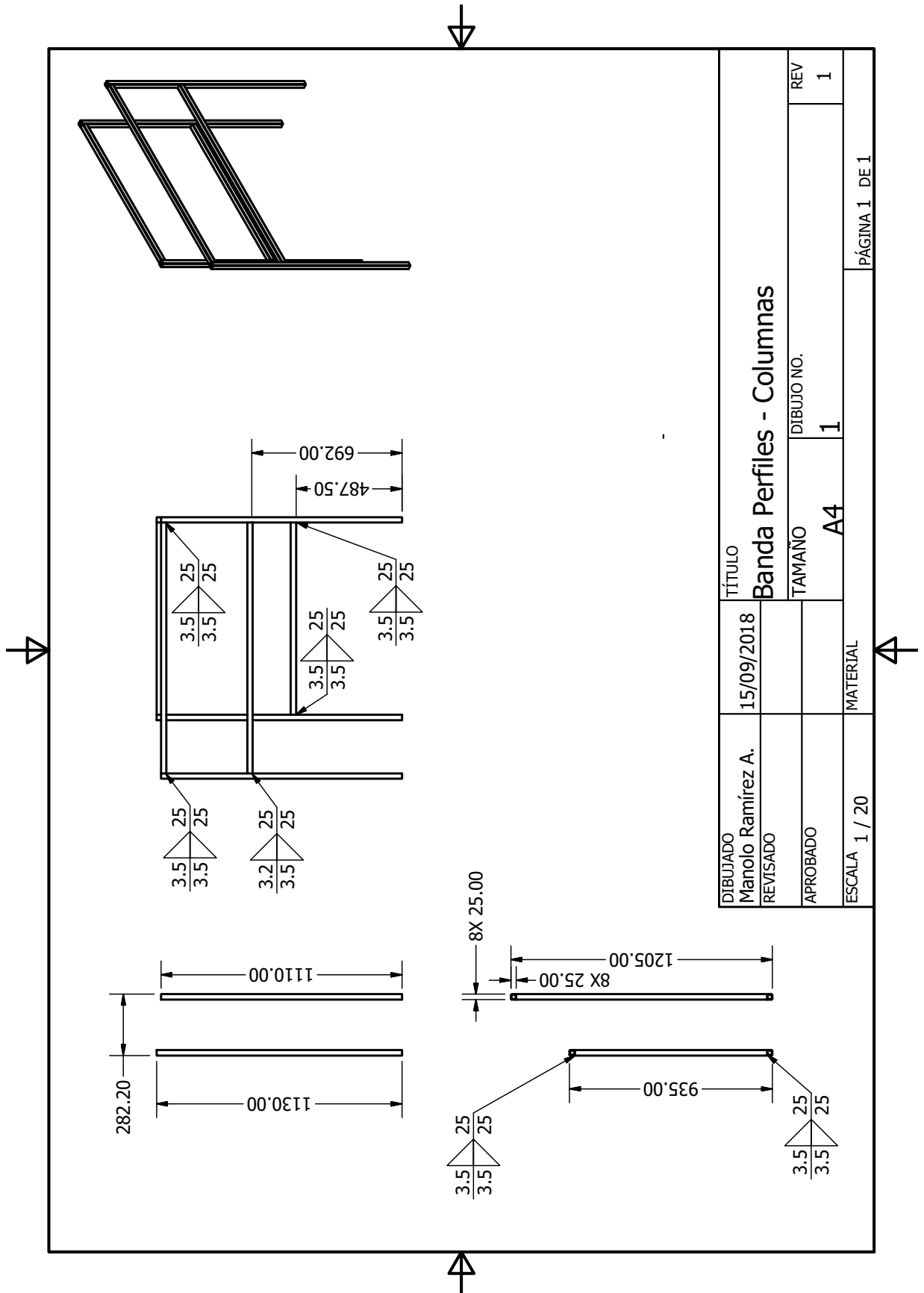


Figura 252: Banda con perfiles transversales.



DIBUJADO Manolo Ramirez A.	15/09/2018	TÍTULO Banda Perfiles - Columnas	
REVISADO		TAMAÑO A4	REV 1
APROBADO		DIBUJO NO. 1	
ESCALA 1 / 20	MATERIAL	PÁGINA 1 DE 1	

Figura 253: Columnas de la banda transportadora con perfiles transversales.

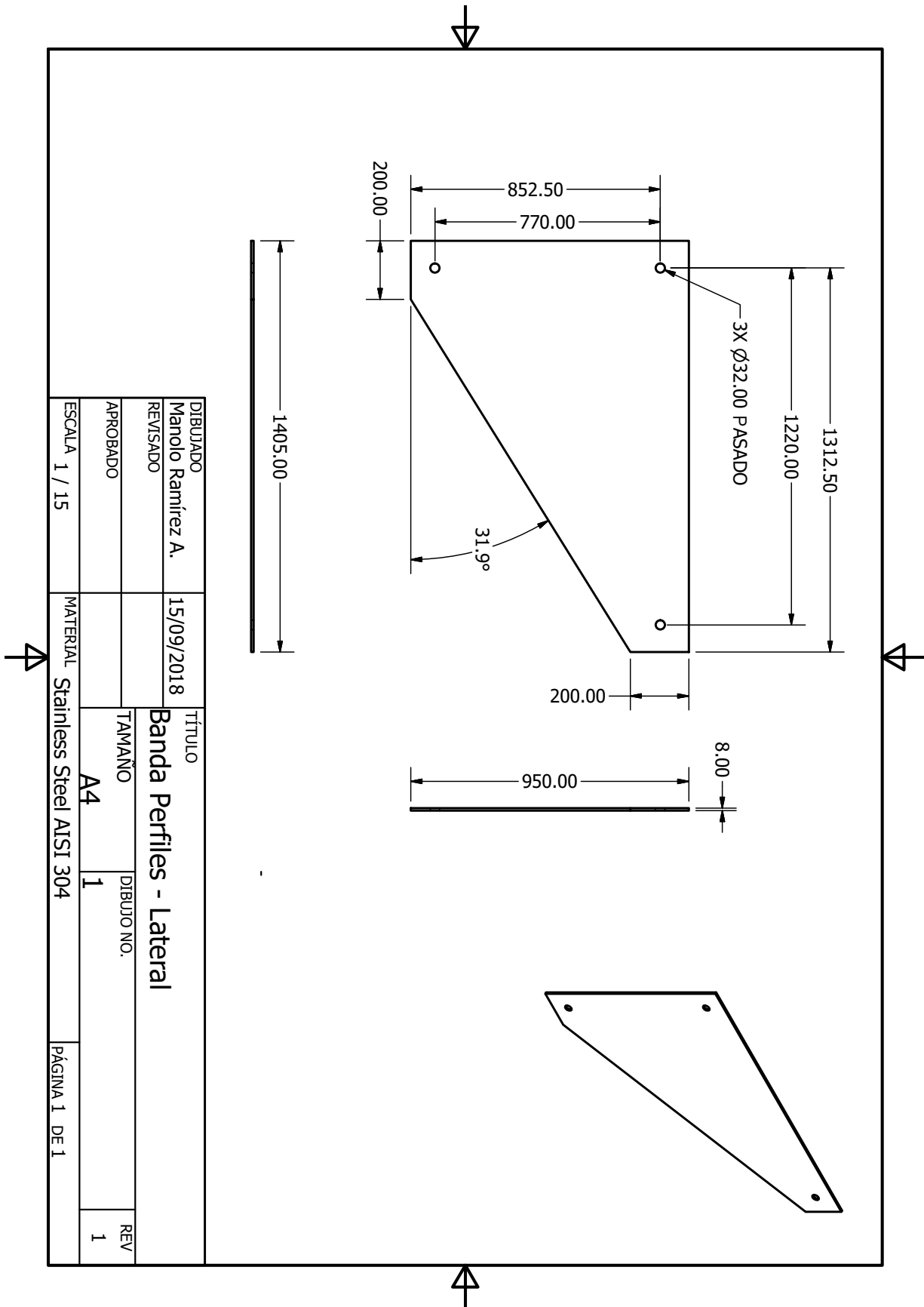


Figura 254: Lateral de la banda transportadora con perfiles transversales.

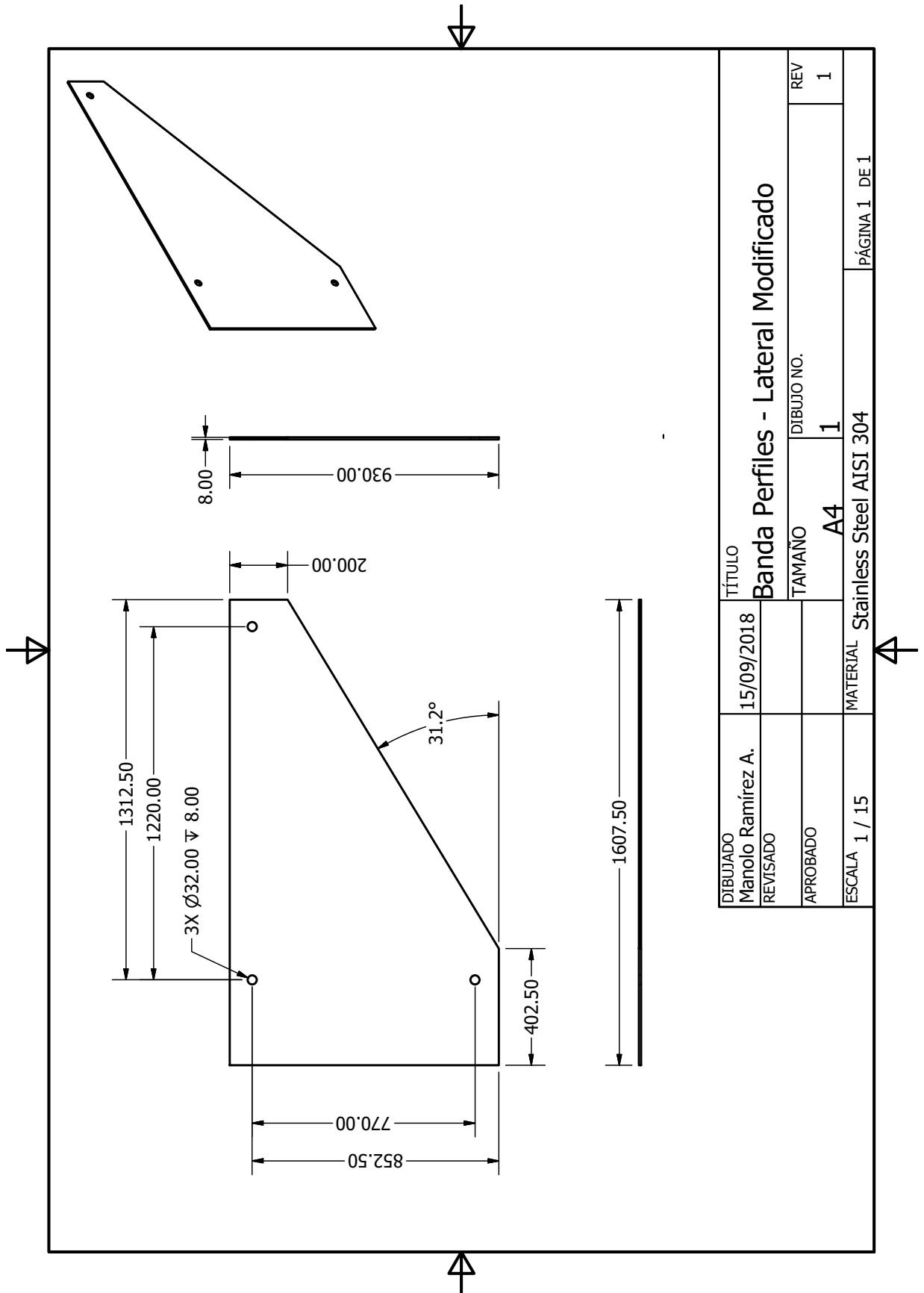


Figura 255: Lateral modificado de la banda transportadora con perfiles transversales.

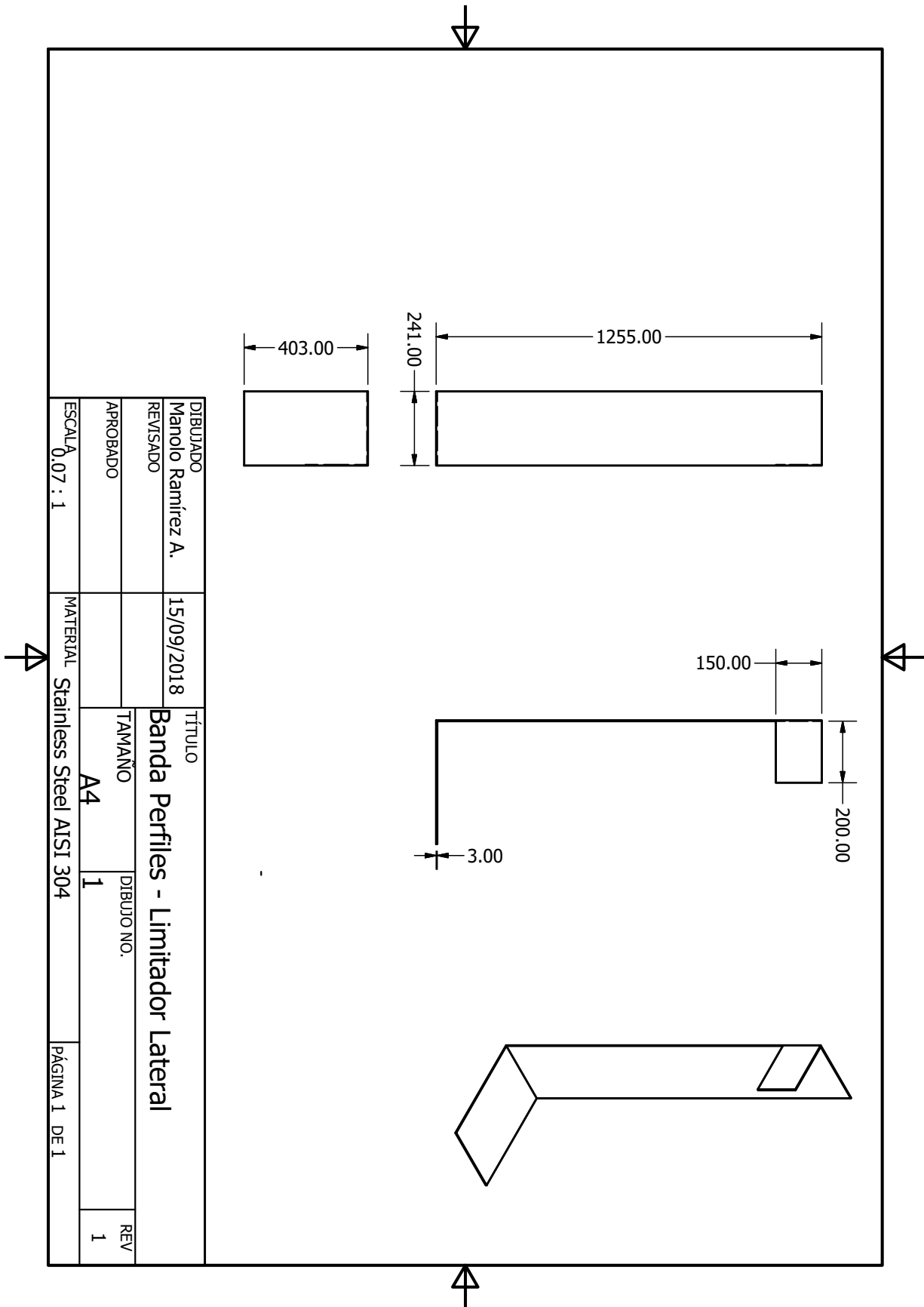
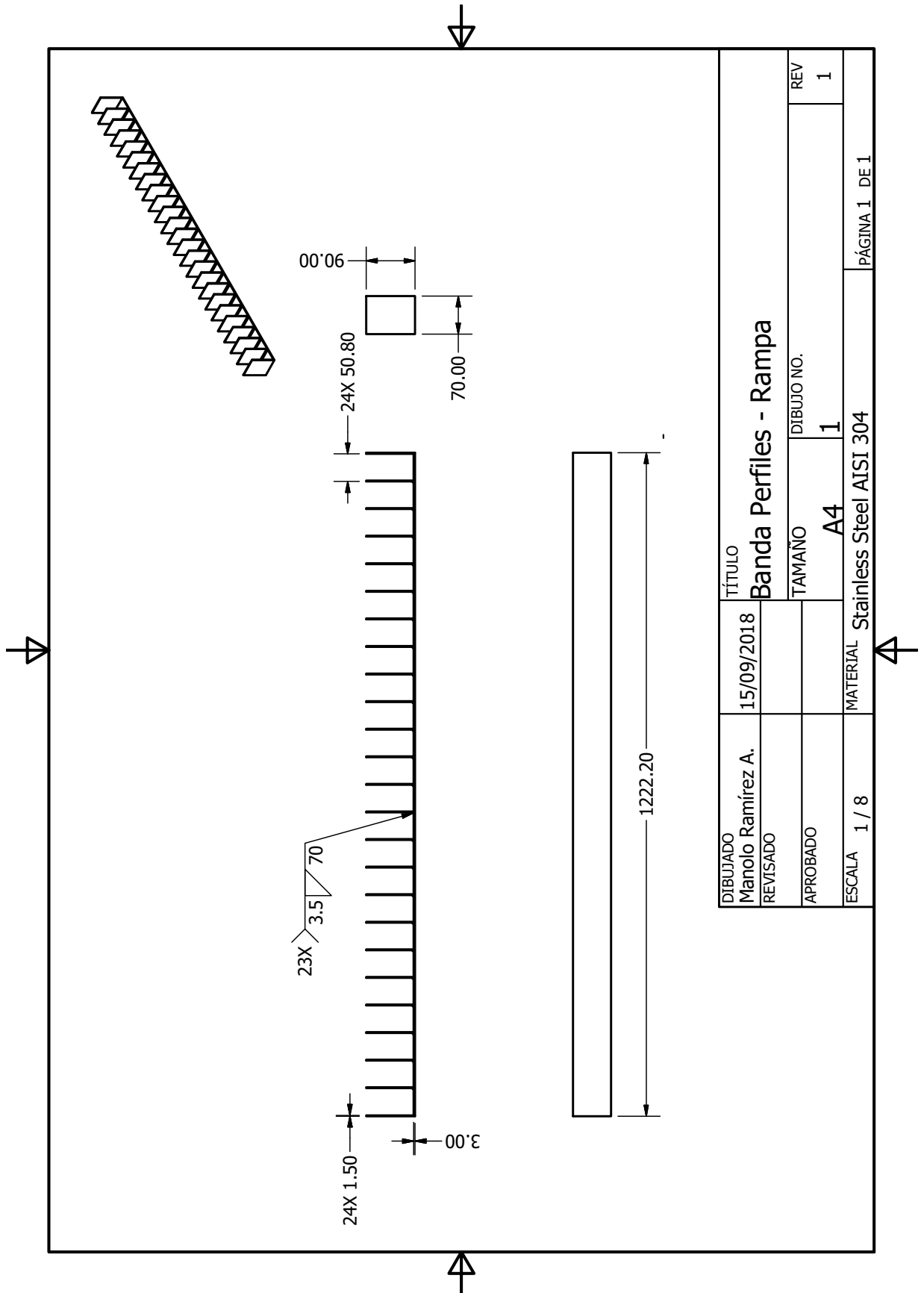


Figura 256: Limitador lateral de la banda transportadora con perfiles transversales.



DIBUJADO Manolo Ramírez A.	15/09/2018	TÍTULO Banda Perfiles - Rampa	REV 1
REVISADO		TAMAÑO A4	DIBUJO NO. 1
APROBADO		MATERIAL Stainless Steel / AISI 304	PÁGINA 1 DE 1
ESCALA 1 / 8			

Figura 257: Rampa de la banda transportadora con perfiles transversales.

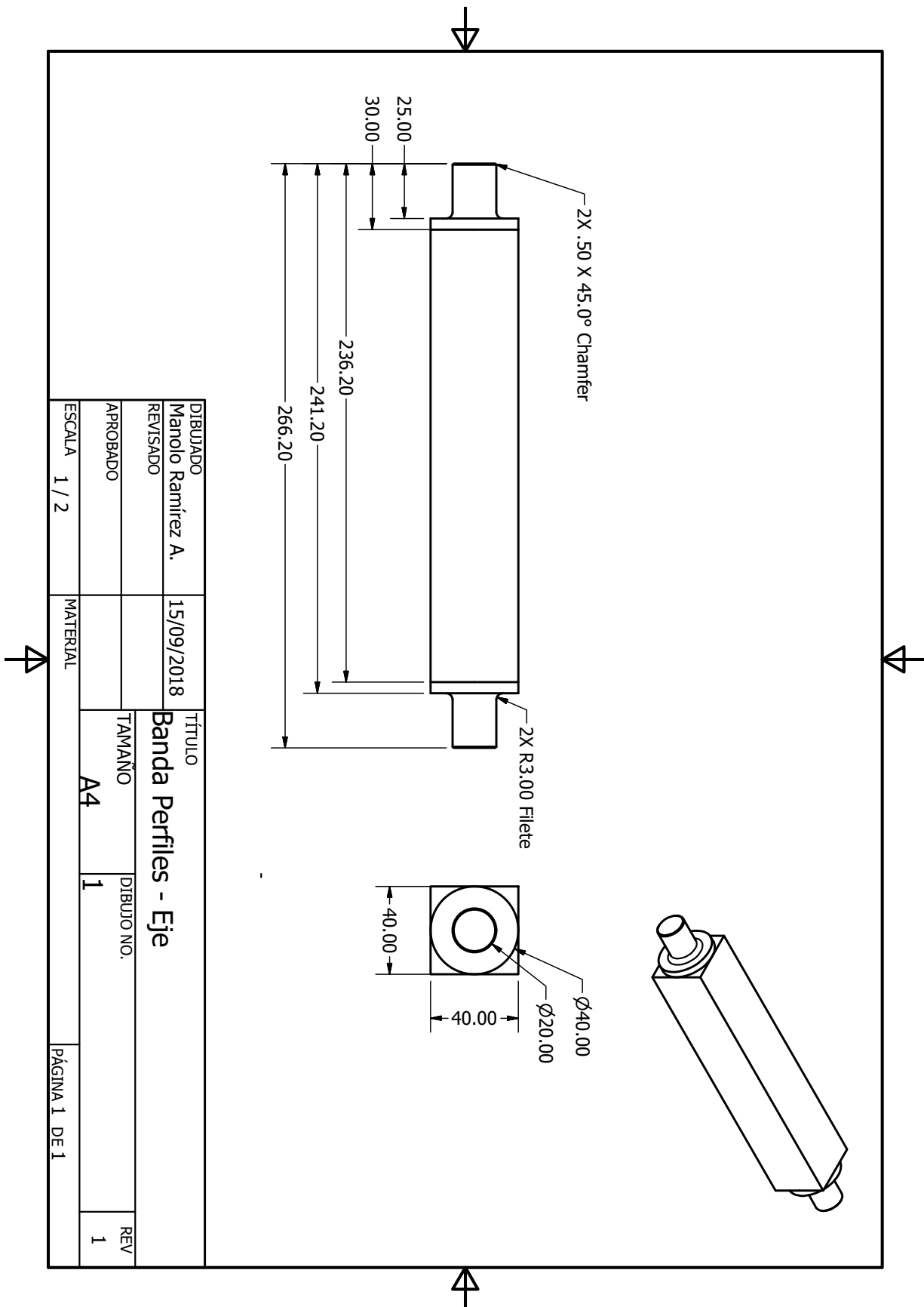


Figura 258: Eje de la banda transportadora con perfiles transversales.

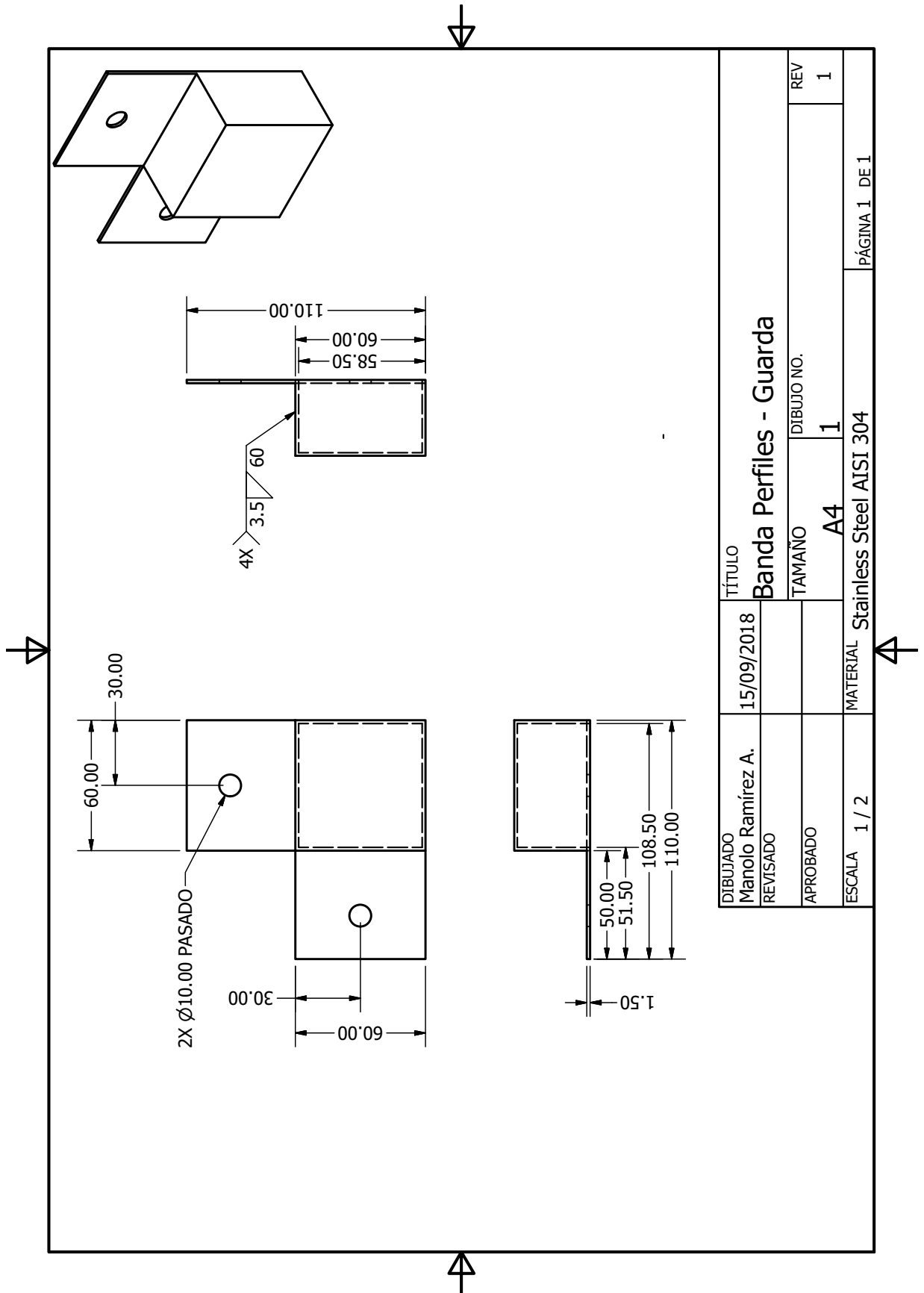


Figura 259: Guarda de eje de la banda transportadora con perfiles transversales.

J. Actuador fase 1

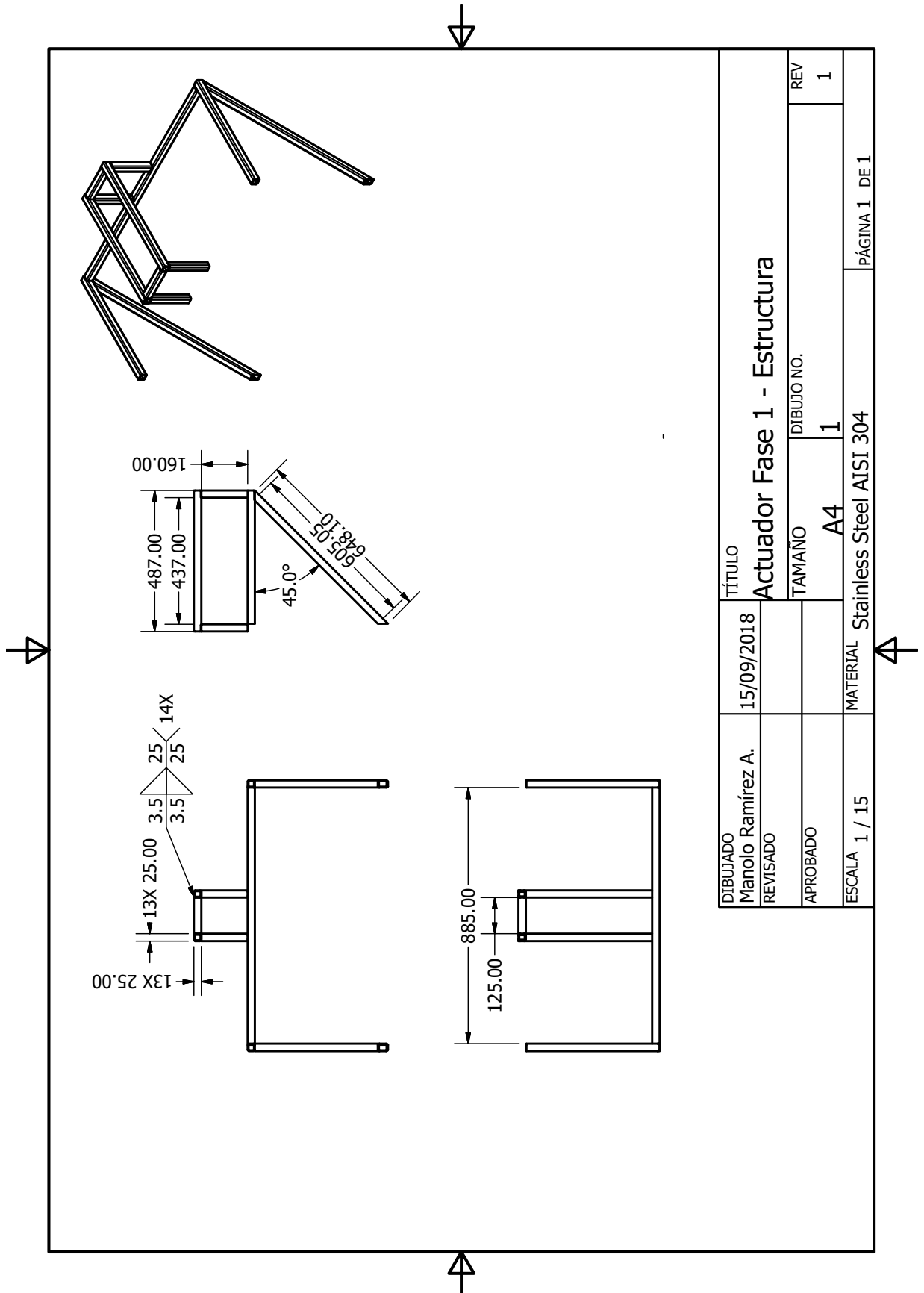


Figura 260: Estructura para montar cilindro neumático fase 1.

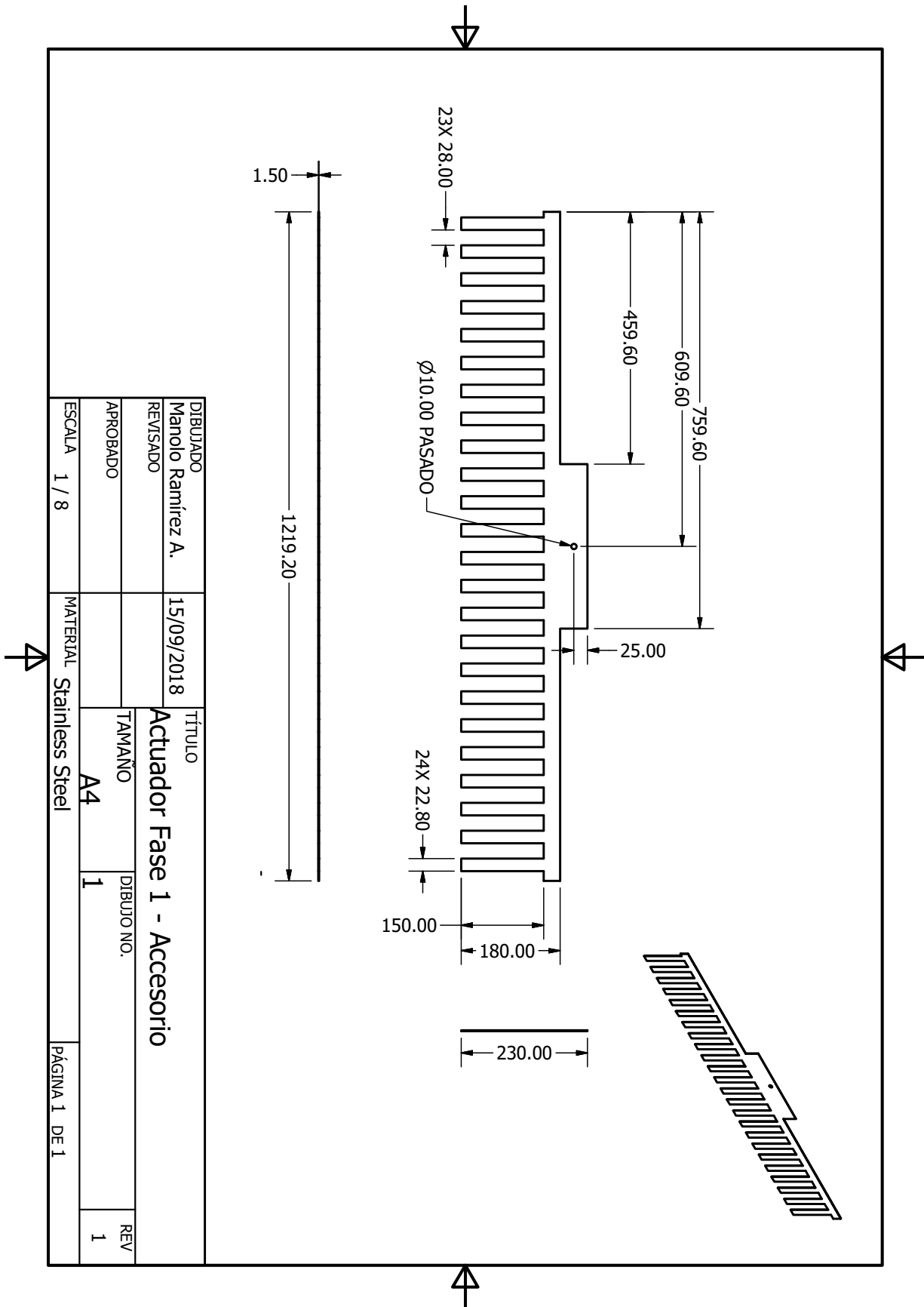


Figura 261: Accesorio de cilindro neumático de fase 1.
250

K. Planos de la mesa empacadora

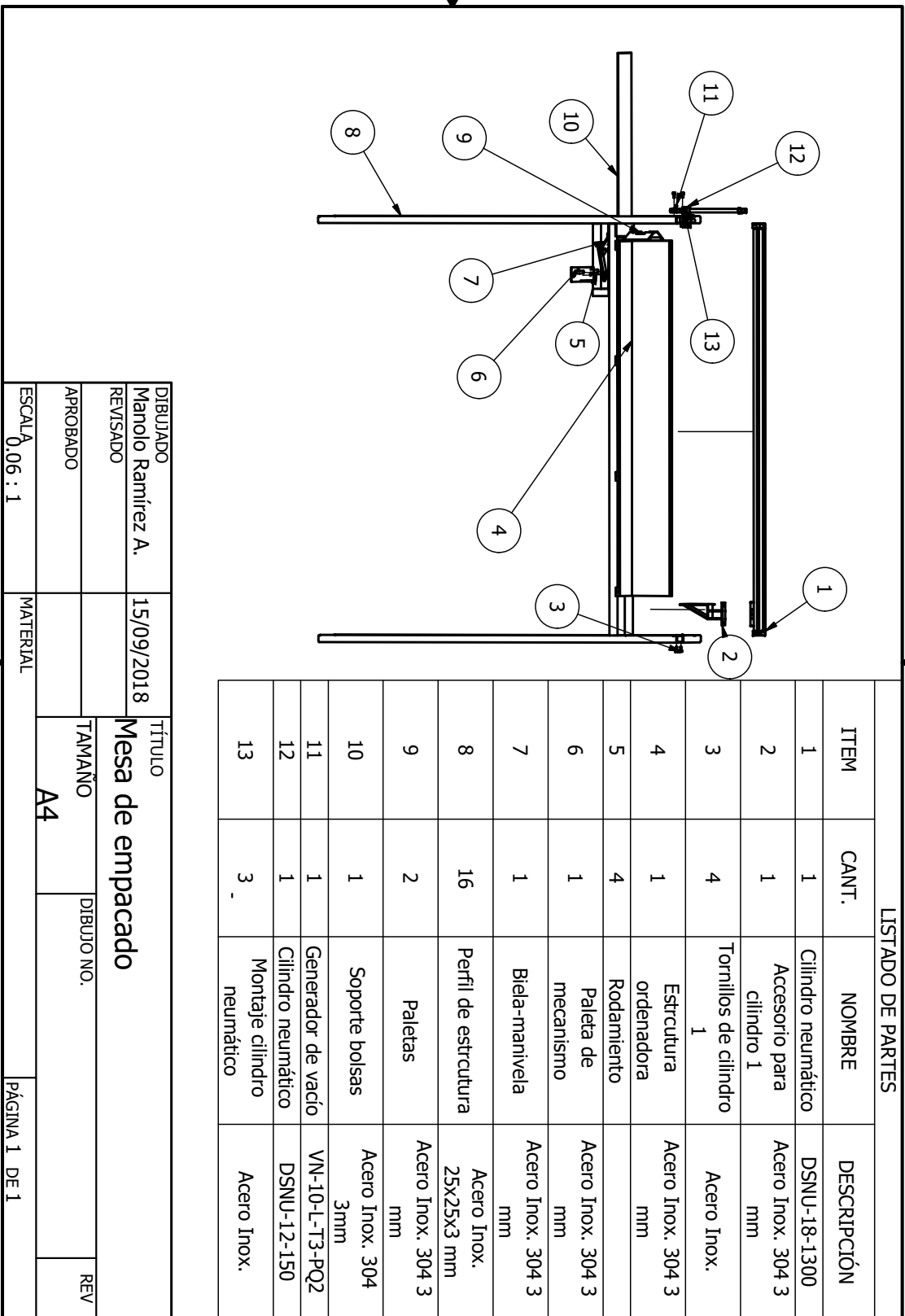


Figura 262: Mesa empacadora.

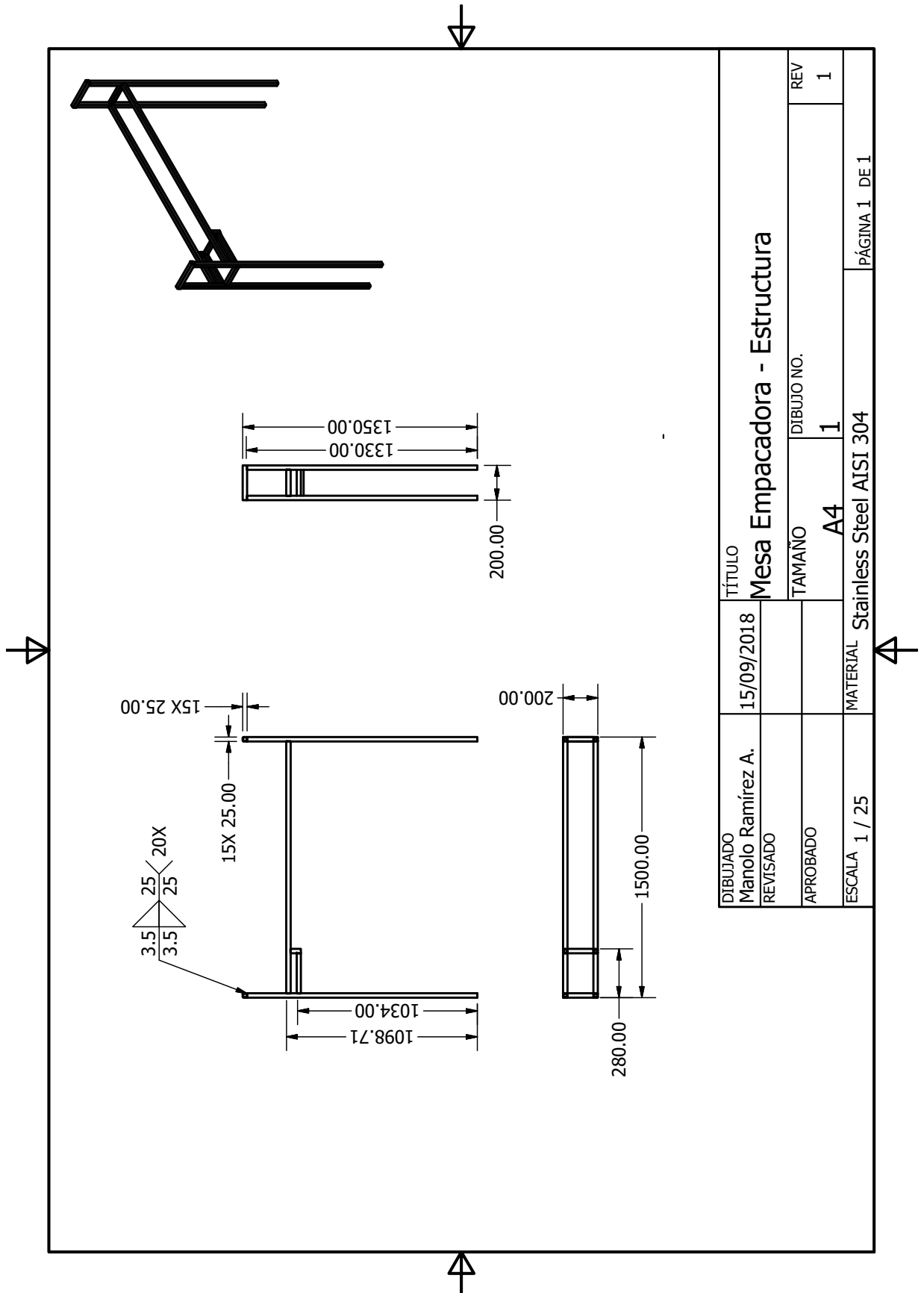


Figura 263: Estructura de la mesa empacadora.

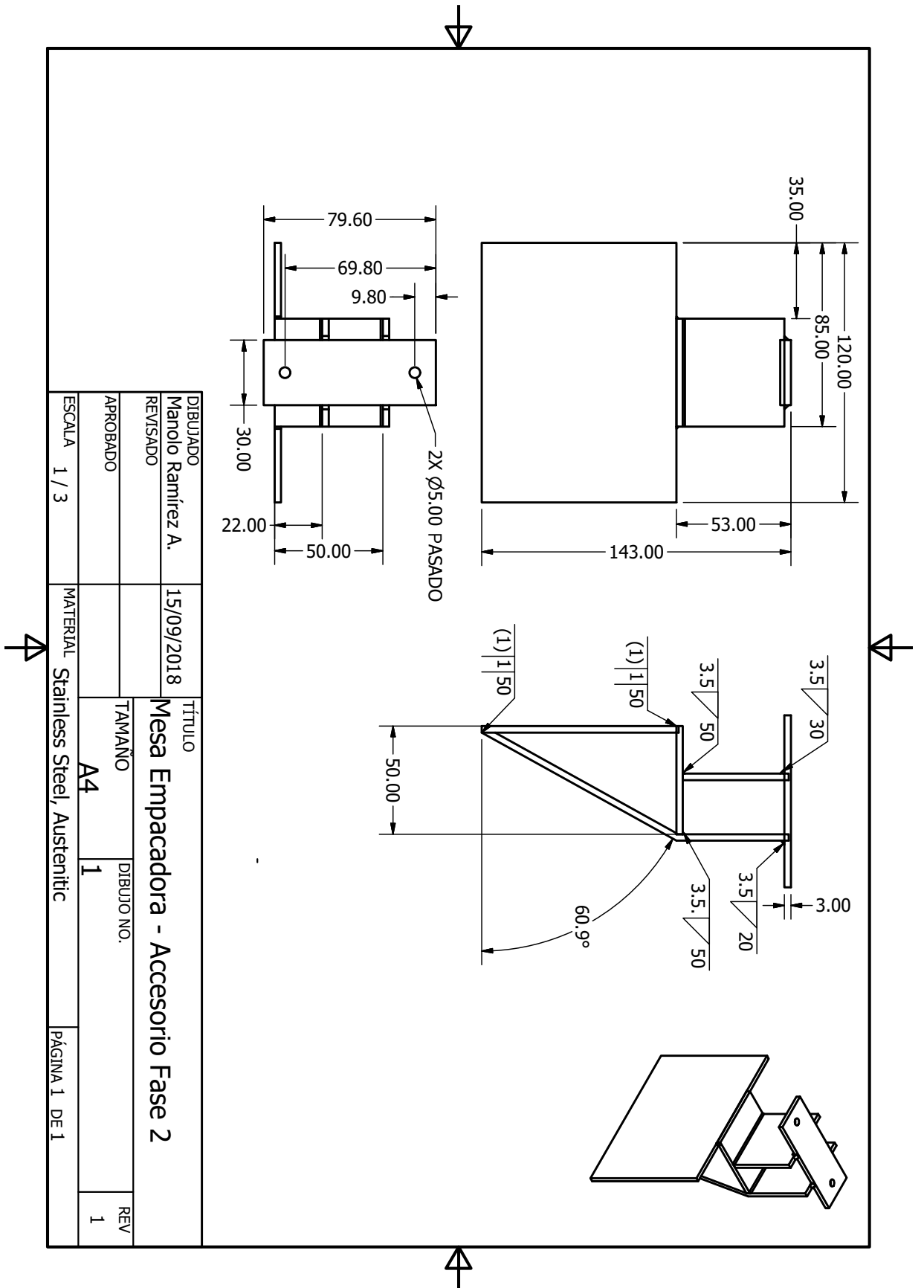


Figura 264: Accesorio del cilindro neumático fase 2.

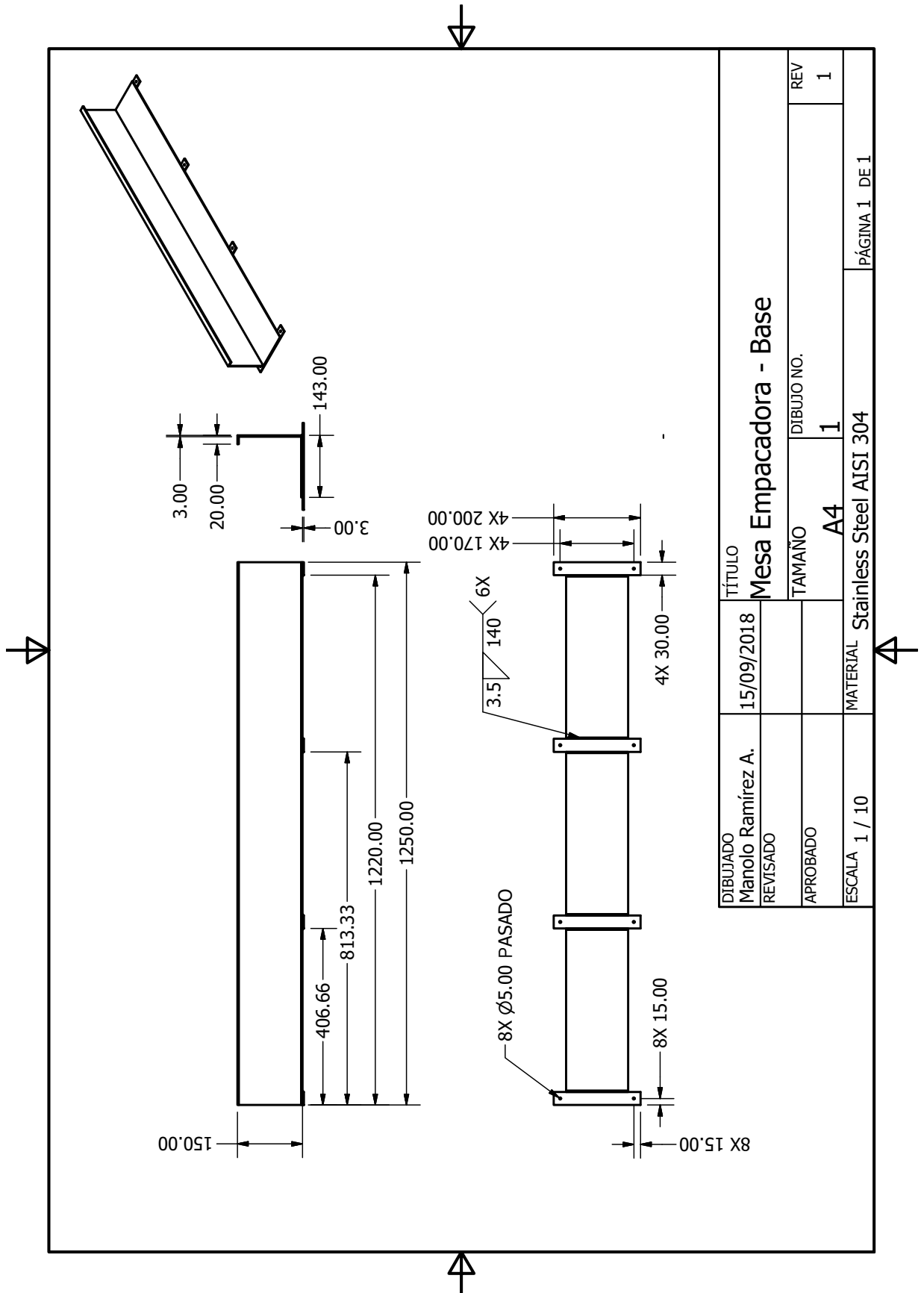


Figura 265: Base para pila, de bolsas de frituras, de la mesa empacadora.

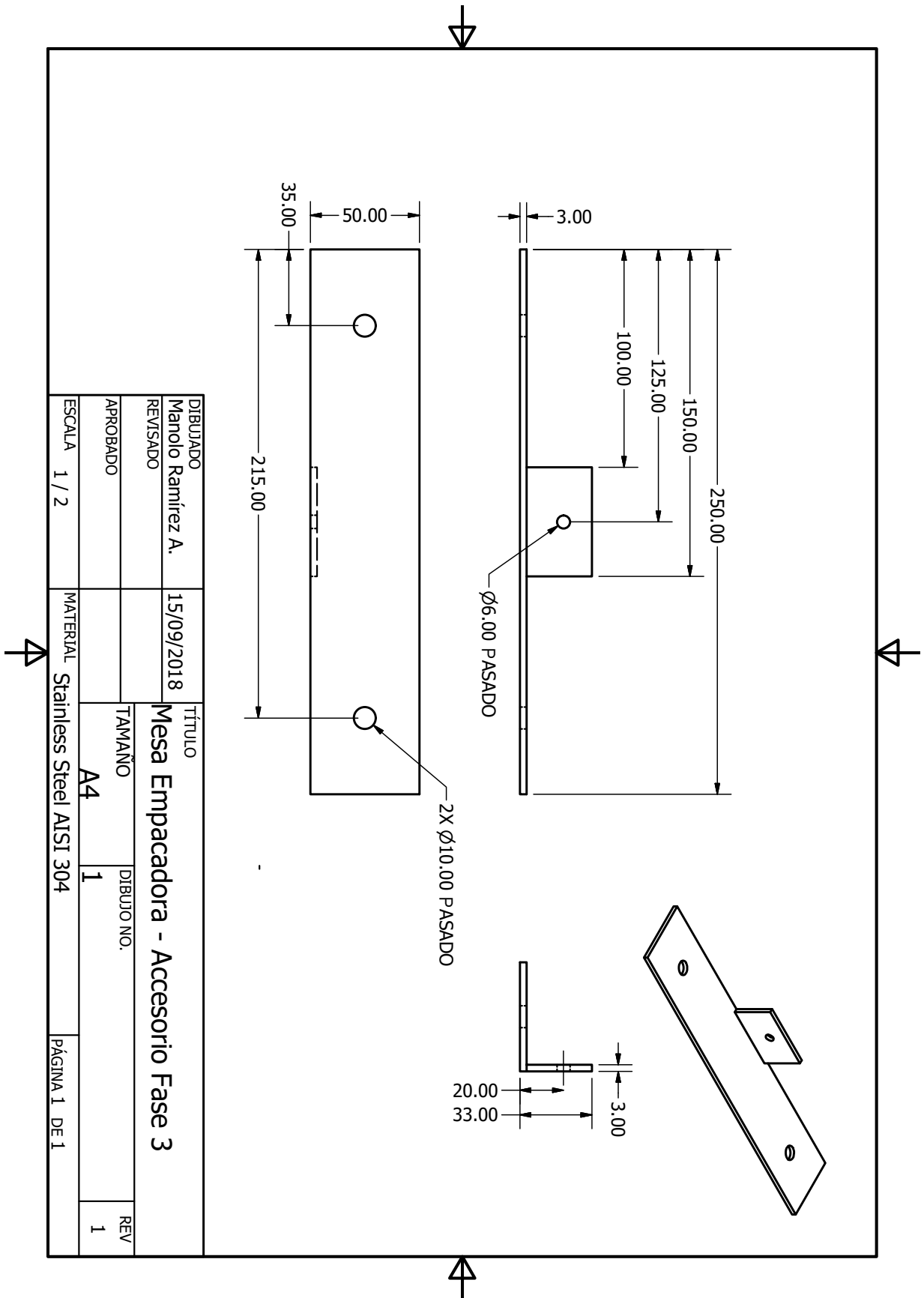


Figura 266: Accesorio de cilindro neumático de fase 3.
256

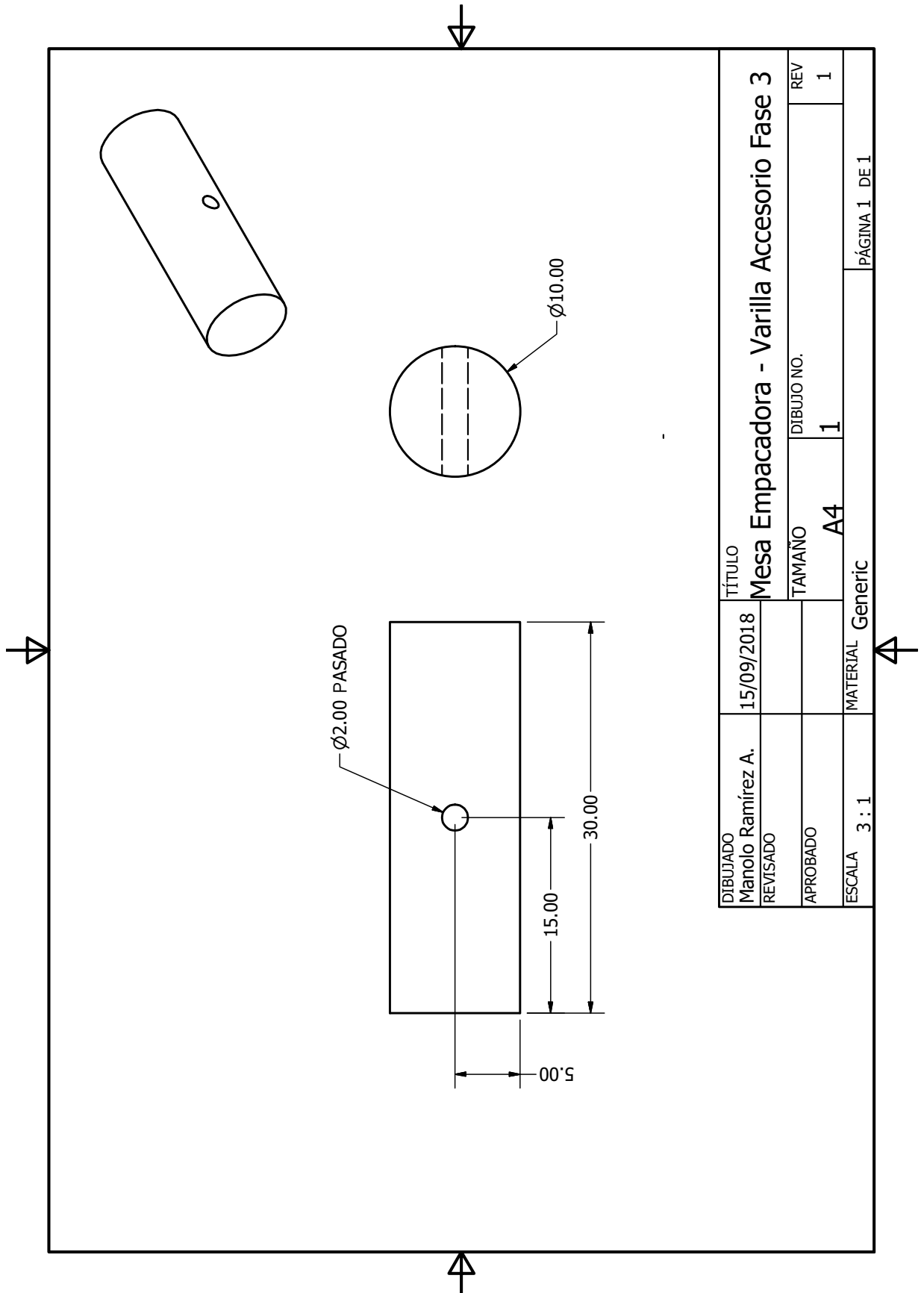


Figura 267: Varilla utilizada por el accesorio de la fase 3.

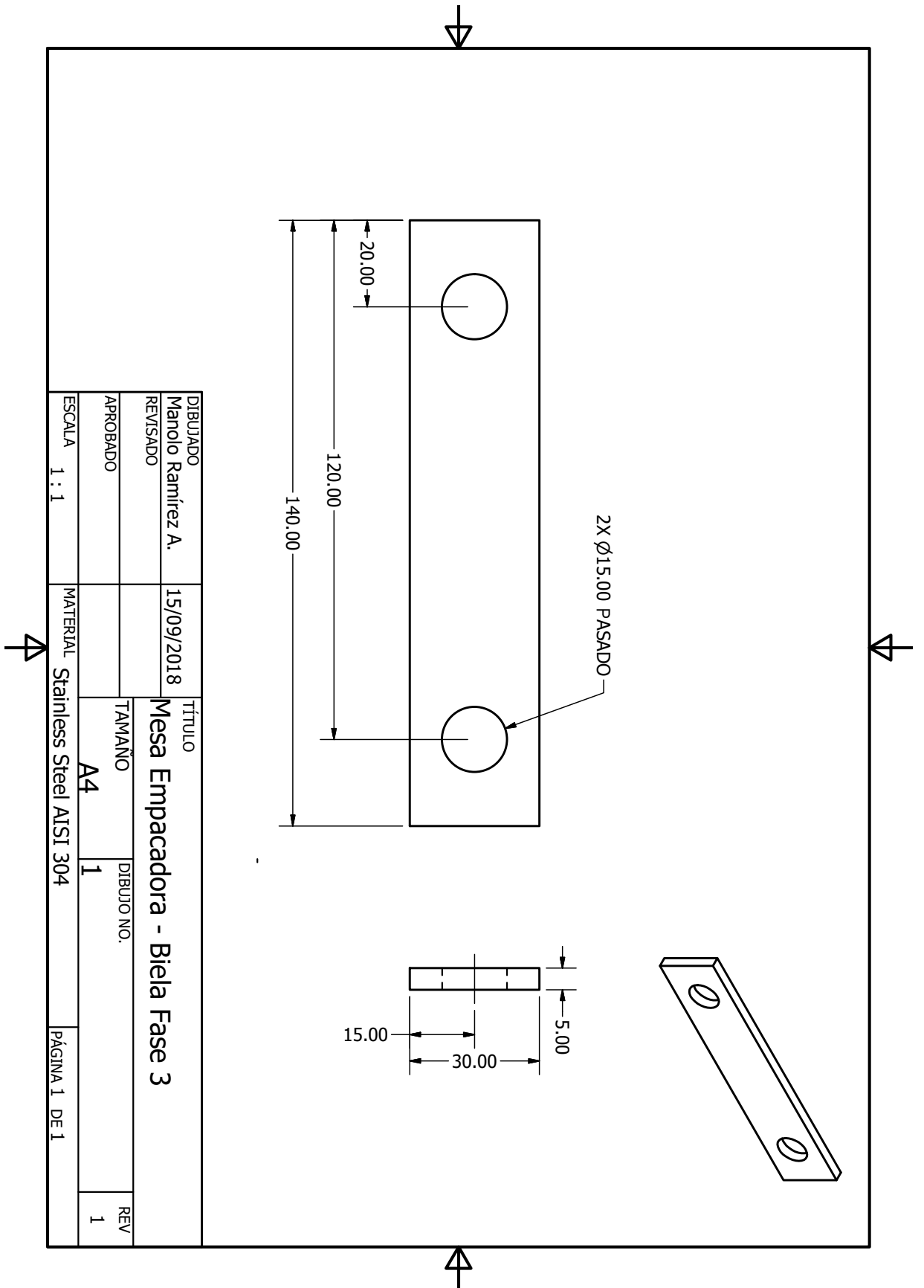


Figura 268: Biela del mecanismo de la mesa empacadora.

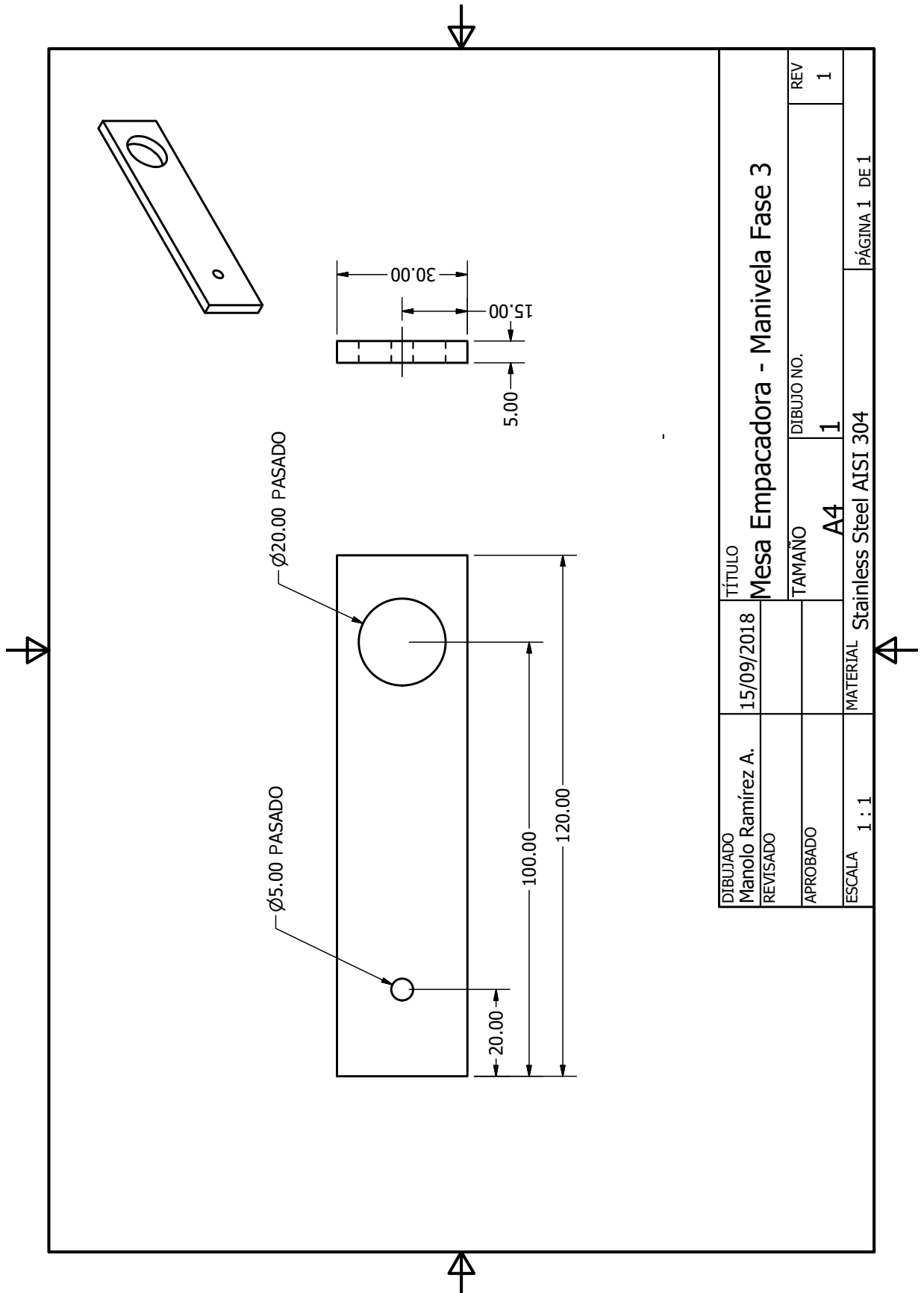


Figura 269: Manivela del mecanismo de la mesa empacadora.

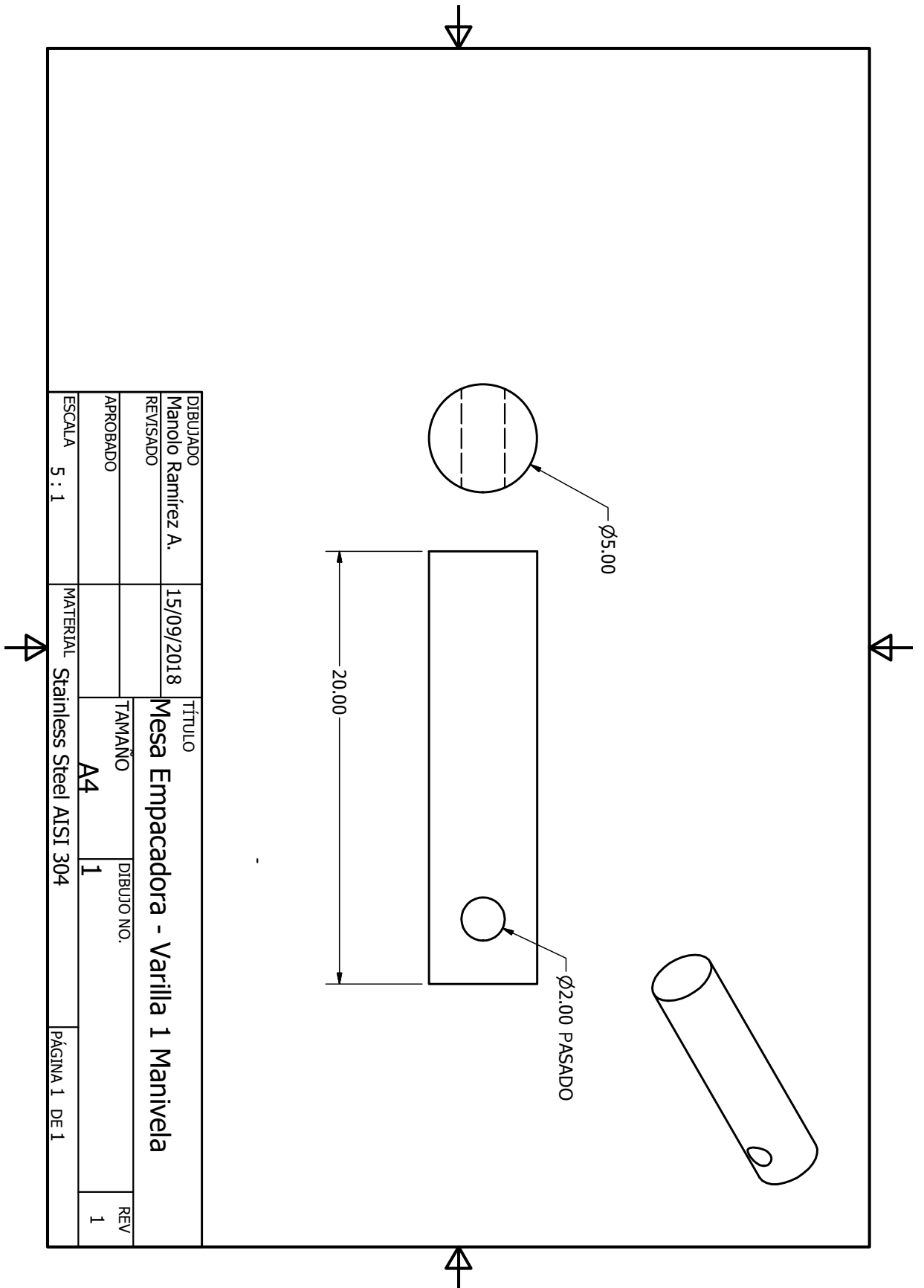


Figura 270: Varilla de sujeción de la manivela del mecanismo de la mesa empacadora.

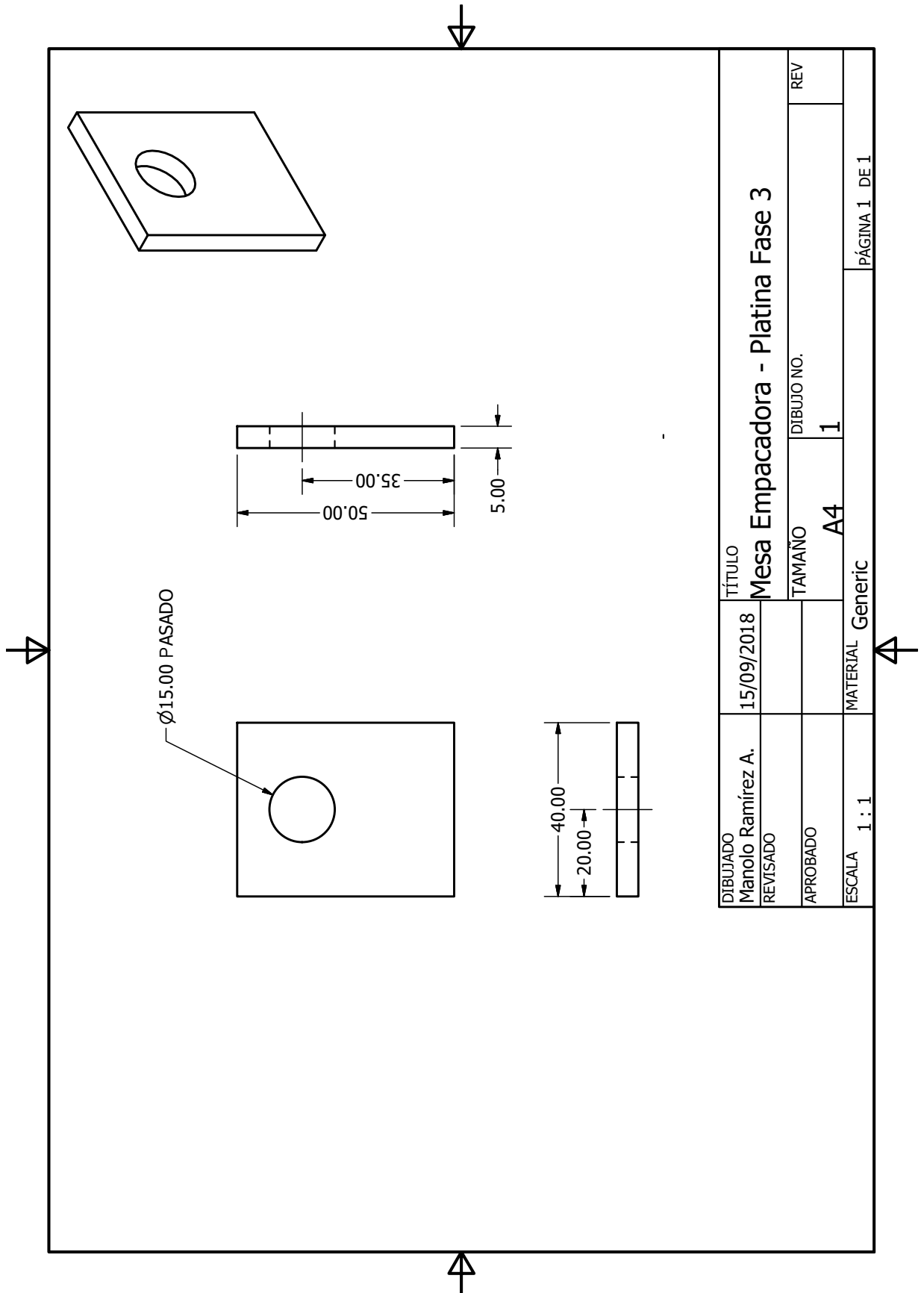


Figura 271: Platina de sujeción para mecanismo de la mesa empacadora.

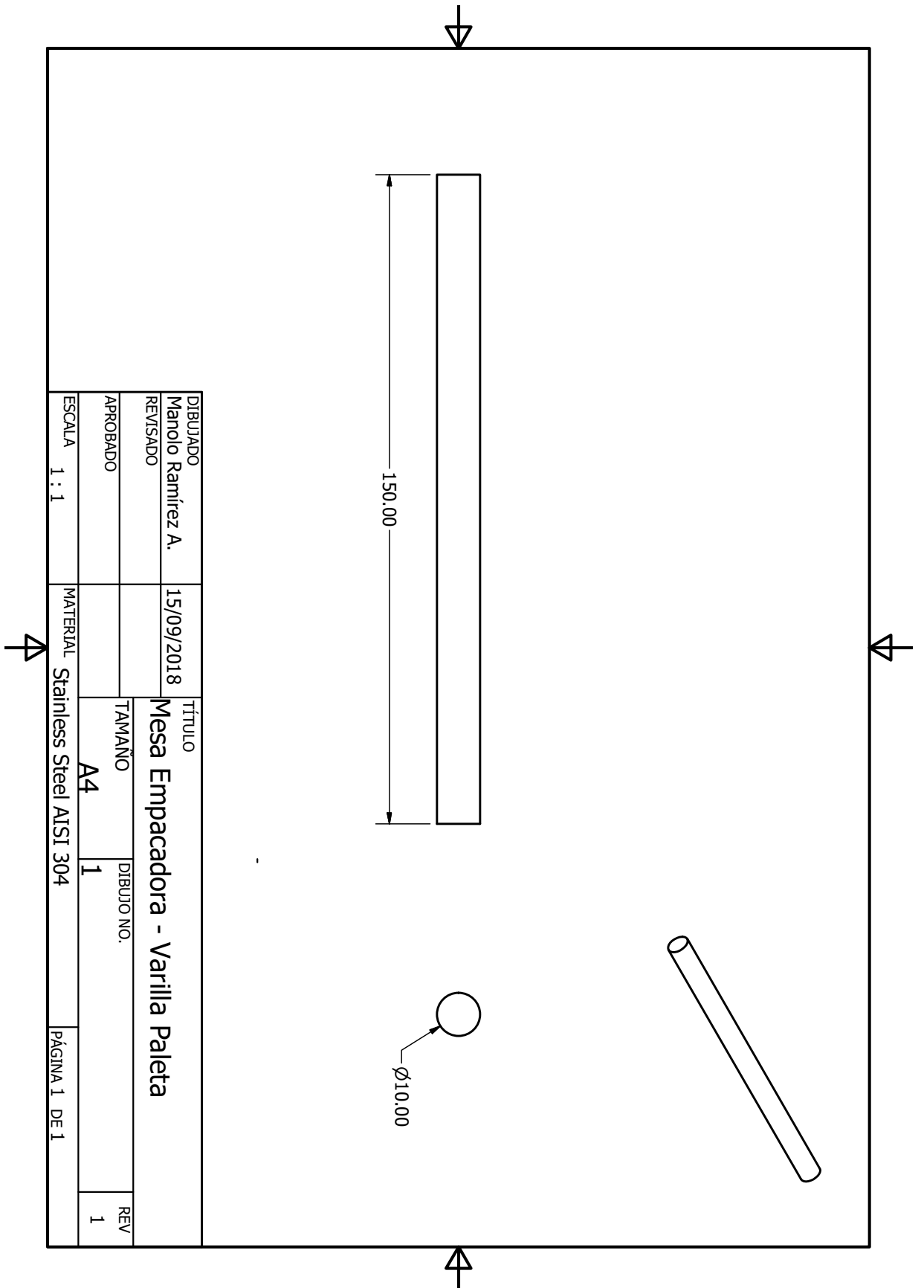


Figura 272: Varilla de sujeción de las paletas hacia el mecanismo de la mesa empacadora.

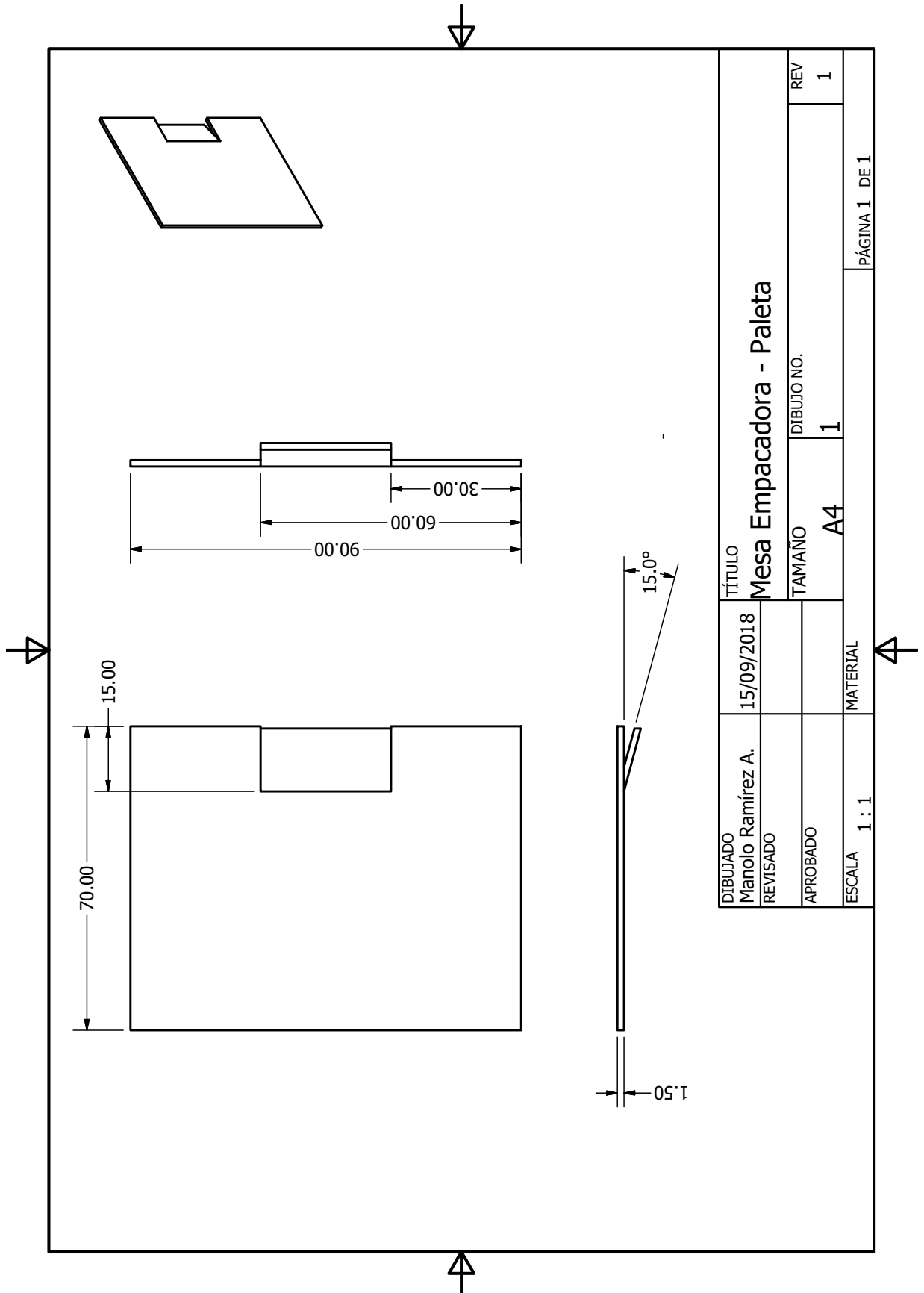


Figura 273: Paleta del mecanismo de la mesa empacadora.

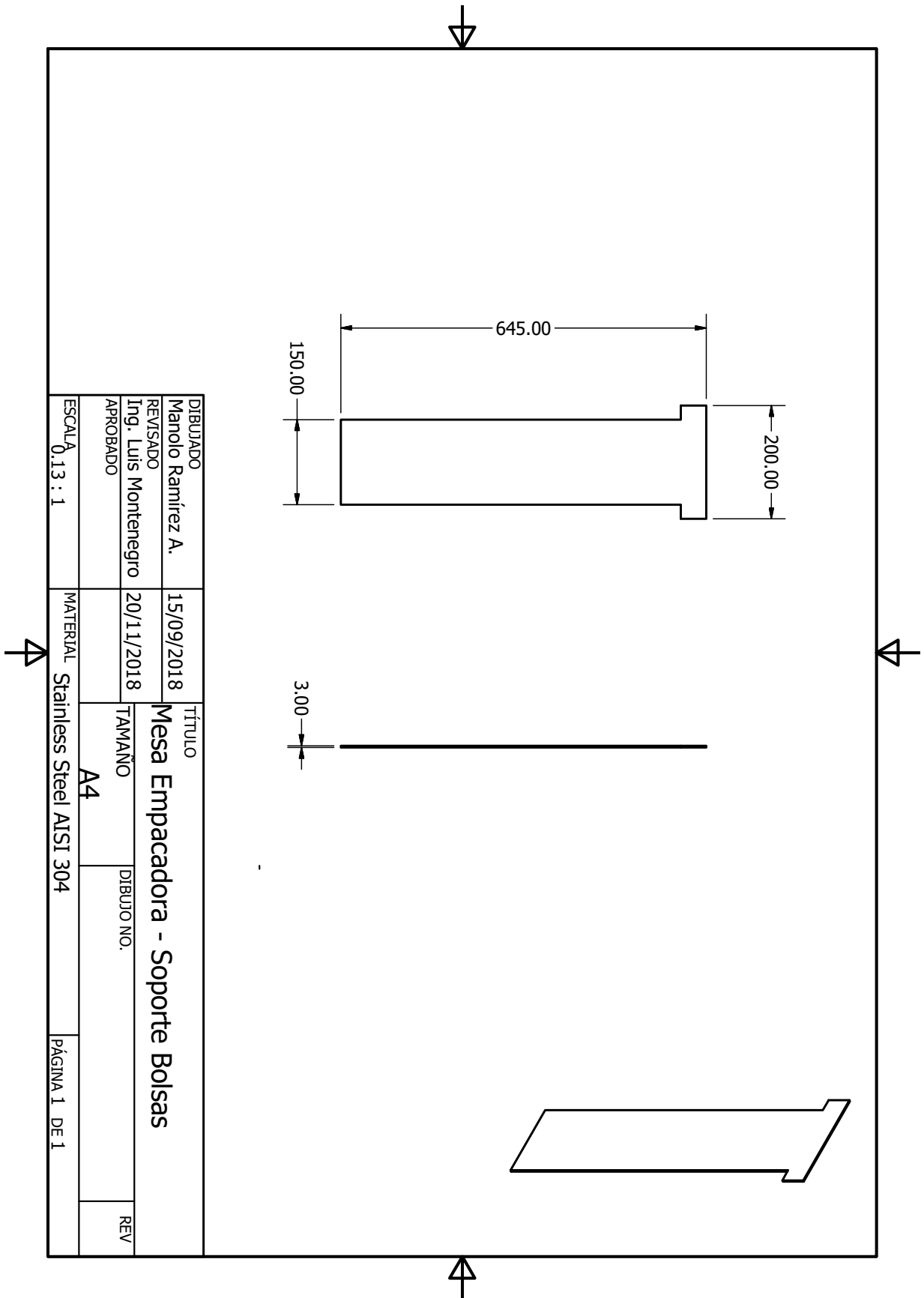


Figura 274: Soporte para pila de bolsas.

L. Diagrama de flujo del funcionamiento del controlador

M. Diagrama eléctrico

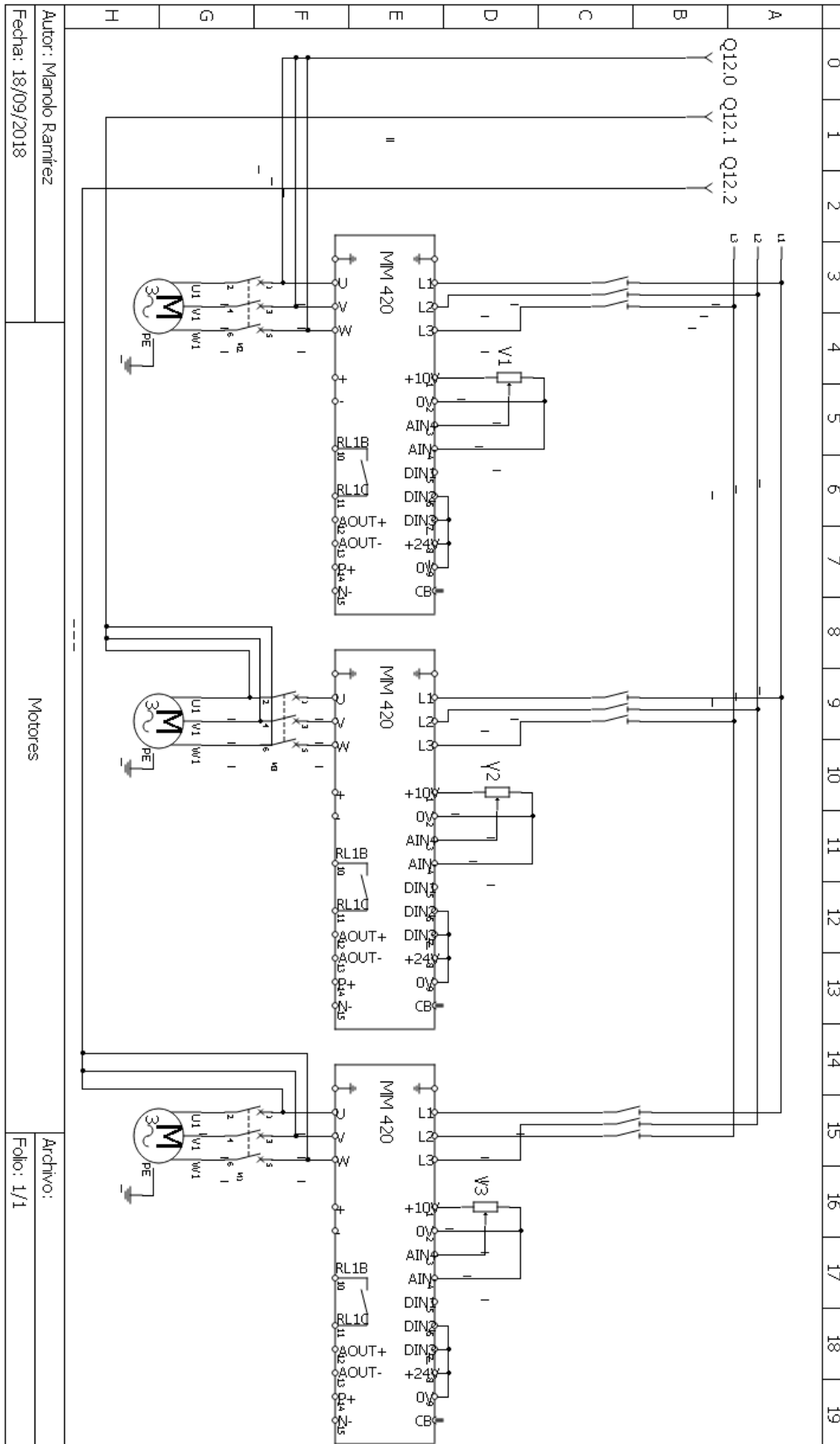


Figura 276: Conexión de los motores trifásicos.
268

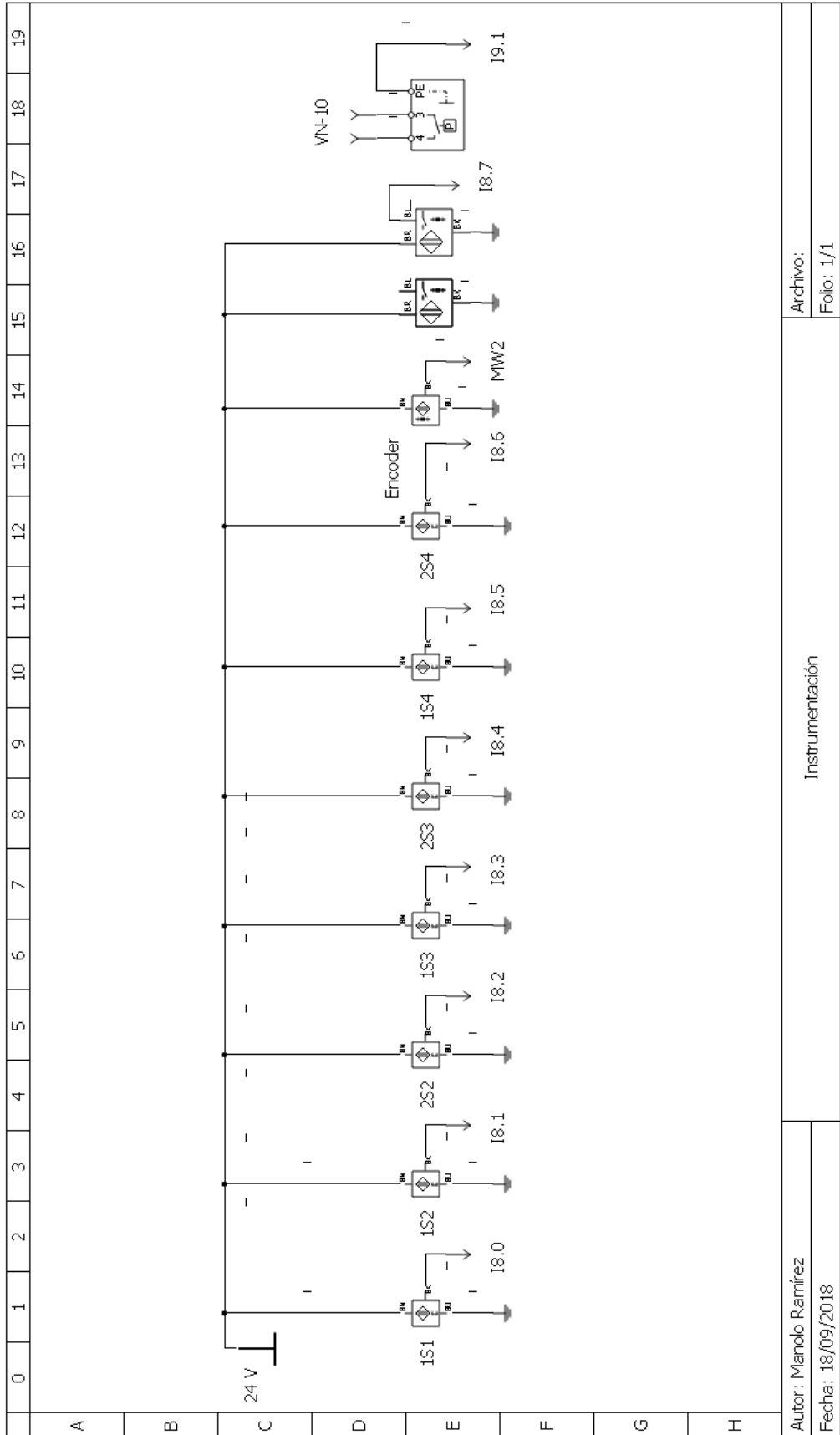


Figura 277: Conexión de los sensores de carrera de los cilindros neumáticos.

