

Instituto Tecnológico de Costa Rica

Área Académica de Ingeniería Mecatrónica



**Optimización del proceso de montaje de centros de carga para la empresa
Eaton Electrical S.A.**

Informe de Proyecto de Graduación para optar por el título de Ingeniero en Mecatrónica
con el grado académico de Licenciatura

Débora González Gámez

Cartago, 21 de junio del 2018

Declaro que el presente Proyecto de Graduación ha sido realizado enteramente por mi persona, utilizando y aplicando literatura referente al tema e introduciendo conocimientos propios.

En los casos en que he utilizado bibliografía he procedido a indicar las fuentes mediante las respectivas citas bibliográficas. En consecuencia, asumo la responsabilidad total por el trabajo de graduación realizado y por el contenido del correspondiente informe final.

Débora González Gámez

Cartago, 21 de junio de 2018

Cédula: 6 049 0317

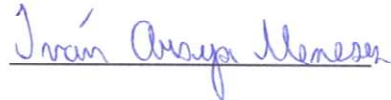
Instituto Tecnológico de Costa Rica
Área Académica de Ingeniería Mecatrónica
Proyecto de Graduación
Tribunal Evaluador

Proyecto de Graduación defendido ante el presente Tribunal Evaluador como requisito para optar por el título de Ingeniero en Mecatrónica con el grado académico de Licenciatura, del Instituto Tecnológico de Costa Rica.

Miembros del Tribunal



Ing. Ignacio del Valle Granados
Profesor Lector



Ing. Iván Araya Meneses
Profesor Lector



Ing. Paula Elena Monge Chanto
Profesora Asesora

Los miembros de este Tribunal dan fe de que el presente trabajo de graduación ha sido aprobado y cumple con las normas establecidas por el Área Académica de Ingeniería Mecatrónica.

Cartago, 21 de junio de 2018

Dedicatoria:

A mi familia, que otorga calidez y alegría a mi existencia.

Agradecimientos

Agradezco a Alejandro Venegas y la empresa Eaton Electrical, por la gran oportunidad que me han dado al abrirme sus puertas. Las personas que he conocido aquí no podrían ser más amables y dadas a ayudar.

A todos los profesores que han contribuido a formarme durante la carrera, por su dedicación y entrega, sus correcciones y sus enseñanzas.

A la profesora Paula Monge, por acompañarme con paciencia a lo largo del trayecto del proyecto.

A mis amigos, los previos a la universidad, y los encontrados en el transcurso de ella. Por animarme, ayudarme y estimarme siempre como soy.

A mi familia, que me brinda su amor y apoyo incondicional, siempre, sin importar las circunstancias.

Y finalmente, a Dios, por quien todo lo anterior tiene sentido.

Débora González Gámez

Cartago, 21 de junio de 2018

Índice General

Índice de Figuras	iv
Índice de Tablas	x
1.1 Introducción	1
1.2 Problema	4
a. Generalidades	4
b. Síntesis.....	5
1.3 Diagrama Causa-Efecto (Ishikawa)	6
1.4 Enfoque de la Solución	7
2.1 Objetivos	8
a. Objetivo general.....	8
b. Objetivos específicos	8
3.1 Marco Teórico.....	10
a. Centros de Carga.....	10
b. Esfuerzos.....	11
c. Neumática	16
d. Evaluación de riesgos	20
1.1 Estudio de la planta	28
a. Herramientas.....	28
b. Componentes de los centros de carga	29
c. Procedimiento	32
d. Variables controlables y no controlables	35
1.2 Definición de requerimientos	36
5.1 Generación de candidatos.....	37
5.2 Evaluación de conceptos	42
a. Accesorio para doblado de bisagras.....	42
6.1 Definición de especificaciones.....	53
a. Especificaciones Mecánicas	53
b. Especificaciones Neumáticas.....	70
c. Especificaciones de control	70

d. Especificaciones de seguridad	70
7.1 Diseño Sistema Mecánico	71
a. Estructura de doblado	71
b. Soporte de los cilindros	87
c. Estructura externa	104
d. Mesa de sujeción.....	121
e. Mordazas.....	128
7.2 Sistema Neumático.....	142
a. Descripción de la aplicación.....	142
b. Dibujo esquemático de la aplicación	143
c. Componentes neumáticos	144
d. Diagrama espacio-fase.....	159
e. Plano Electroneumático	160
7.3 Control Automático.....	162
a. Descripción de la aplicación	162
b. Componentes de control	163
c. Diagrama de control	174
d. Lógica de programación	175
7.4 Mecanismos de Seguridad.....	177
a. Descripción de la aplicación.....	177
b. Elementos de seguridad	177
Validación en software.....	183
Resultados y Análisis	216
a. Componentes Mecánicos	216
b. Evaluación de seguridad.....	229
Presupuesto	231
Conclusiones	240
Recomendaciones.....	241
Bibliografía	242
Apéndices.....	246
Apéndice A. Documentación de Seguridad	246
Apéndice B. Prototipos de herramienta de doblado	250
Apéndice C. Planos Mecánicos	252

Apéndice D. Plano Electroneumático	253
Apéndice E. Documentación de control.....	254
Apéndice F. Estudio de flujo financiero.....	256

Índice de Figuras

Figura 1: Centros de carga	2
Figura 2: Caja de centro de carga	2
Figura 3: Tapa de centro de carga.....	3
Figura 4: Sobre tapa de centro de carga.....	3
Figura 5: Bisagra de centro de carga.....	3
Figura 6: Diagrama Ishikawa.....	6
Figura 7: Centro de carga empotrado (izquierda) y sobrepuesto (derecha).....	11
Figura 8: Viga sometida a la acción de una carga concentrada.	11
Figura 9: Diagrama de cuerpo libre de la viga.....	12
Figura 10: Reacciones en los apoyos.	12
Figura 11: Corte a través del punto D.....	12
Figura 12: Diagramas de fuerza cortante V (izquierda) y momento flector M (derecha).....	13
Figura 13: Fuerzas transversales sobre una viga vertical.....	14
Figura 14: Fuerza de avance y retroceso cilindro doble efecto.....	18
Figura 15: Herramientas que constituyen la planta.....	28
Figura 16: Tapa grande.	30
Figura 17: Tapa pequeña.	30
Figura 18: Sobre tapa grande.....	31
Figura 19: Sobre tapa pequeña.....	31
Figura 20: Gráfico comparativo de los modelos de tapa de mayor venta en centros de carga.	32
Figura 21: Colocación de bisagras.....	32
Figura 22: Colocación de sobre tapa.....	33
Figura 23: Colocación de tapa	33
Figura 24: Martilleo del cincel.....	34
Figura 25: Martillazo final.....	34
Figura 26: Bisagra (dimensión en pulgadas).....	43
Figura 27: Herramienta de doblado 1.	43
Figura 28: Detalle de las dimensiones de la punta biselada herramienta 1.....	44
Figura 29: Prototipo de la herramienta 1.	45
Figura 30: Resultado de la primera parte de la prueba.	45
Figura 31: Resultado de la segunda parte de la prueba.....	46
Figura 32: Comparación entre una bisagra sin doblar (izquierda) y una doblada (derecha).....	47
Figura 33: Diagrama de pasos a seguir durante la prueba del prototipo.....	47
Figura 34: Herramienta de doblado 2.	48
Figura 35: Detalle de las dimensiones de la punta biselada herramienta 2.....	49
Figura 36: Prototipo de la herramienta 2.	49
Figura 37: Resultado de la primer parte de la prueba para la herramienta 2.....	50
Figura 38: Prueba de apertura y cierre de la sobre tapa.	50
Figura 39: Resultado de la primer parte de la prueba para la herramienta 2.....	51
Figura 40: Comparación entre una bisagra sin doblar (izquierda) y una doblada (derecha).....	52
Figura 41: Distribución de fuerzas en la punta de la herramienta.....	53

Figura 42: Ángulo de inclinación del bisel.....	54
Figura 43: Fuerza que inclina la aleta de la bisagra.....	55
Figura 44: Ángulo β entre la aleta inclinada y la fuerza P_x	56
Figura 45: Viga en voladizo abc	56
Figura 46: Diagrama de cuerpo libre del segmento bc	57
Figura 47: Diagramas de fuerza cortante (izquierda) y momento flector (derecha) viga abc	57
Figura 48: Ángulo ω de doblado de la aleta (izquierda). Relación entre β y ω (derecha).	58
Figura 49: Dimensiones de la viga.....	59
Figura 50: Ángulo de inclinación ω	60
Figura 51: Gráfica de fuerza contra posición angular.....	62
Figura 52: Fuerza vertical que actúa sobre la bisagra.....	63
Figura 53: Relación entre f y $F/2$	64
Figura 54: Relación existente entre ω y ϵ	64
Figura 55: Viga en voladizo uvw	65
Figura 56: Diagrama de cuerpo libre del segmento vw	65
Figura 57: Diagramas de fuerza cortante (izquierda) y momento flector (derecha) viga uvw	66
Figura 58: Gráfica de fuerza contra posición angular.....	68
Figura 59: Prueba de apertura y cierre de la sobre tapa.....	71
Figura 60: Brida de fijación.....	72
Figura 61: Detalle de unión por tornillos.....	72
Figura 62: Cilindro de carrera larga.....	73
Figura 63: Herramienta de doblado.....	75
Figura 64: Ángulo de las secciones inclinadas respecto a la horizontal.....	76
Figura 65: Detalle de punta biselada.....	76
Figura 66: Detalle de ensamble del cilindro en la herramienta de doblado.....	78
Figura 67: Fuerzas que actúan sobre la herramienta de doblado.....	78
Figura 68: Análisis de la sección inclinada.....	79
Figura 69: Viga en voladizo def	80
Figura 70: Diagrama de cuerpo libre del segmento de	80
Figura 71: Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector viga def	81
Figura 72: Longitud en milímetros de la sección inclinada.....	81
Figura 73: Traslado de la fuerza F_2 (longitud en milímetros).....	82
Figura 74: Diagrama de cuerpo libre de la sección horizontal.....	82
Figura 75: Diagrama de cuerpo libre del corte en medio de a y b	83
Figura 76: Diagrama de cuerpo libre del corte en medio de b y c	84
Figura 77: Diagrama de cuerpo libre del corte en medio de c y d	84
Figura 78: Diagramas esfuerzo cortante (izquierda) y momento flector (derecha) viga $abcd$	85
Figura 79: Soporte de los cilindros.....	87
Figura 80: Soporte vertical.....	87
Figura 81: Detalle de la unión entre los soportes verticales y los pies de fijación.....	88
Figura 82: Diagrama de cuerpo libre del soporte vertical.....	88
Figura 83: Representación del soporte vertical como una viga.....	90
Figura 84: Diagrama de cuerpo libre del corte entre los puntos f y g	90
Figura 85: Diagrama de cuerpo libre del corte entre los puntos g e i	91

Figura 86: Diagrama de cuerpo libre del corte entre los puntos i y j.	92
Figura 87: Diagramas de esfuerzo cortante del soporte vertical.	93
Figura 88: Diagramas de momento flector del soporte vertical.	93
Figura 89: Vista superior del soporte horizontal.	94
Figura 90: Vista superior del soporte horizontal.	95
Figura 91: Detalle de la unión entre el soporte horizontal y la viga superior.	95
Figura 92: Diagrama de cuerpo libre del soporte horizontal.	96
Figura 93: Representación del soporte vertical como una viga.	97
Figura 94: Diagrama de cuerpo libre del corte entre los puntos k y l.	98
Figura 95: Diagrama de cuerpo libre del corte entre los puntos l y m.	99
Figura 96: Diagrama de cuerpo libre del corte entre los puntos m y n.	100
Figura 97: Diagrama de cuerpo libre del corte entre los puntos n y o.	101
Figura 98: Diagrama de cuerpo libre del corte entre los puntos o y q.	102
Figura 99: Diagramas de esfuerzo cortante del soporte horizontal.	103
Figura 100: Diagramas de momento flector del soporte horizontal.	103
Figura 101: Estructura externa.	104
Figura 102: Viga superior.	105
Figura 103: Diagrama de cuerpo libre de la viga superior.	105
Figura 104: Representación simplificada de la viga superior.	107
Figura 105: Diagrama de cuerpo libre del segmento <i>rs</i>	108
Figura 106: Diagrama de cuerpo libre del segmento <i>rt</i>	109
Figura 107: Diagrama de cuerpo libre del segmento <i>rv</i>	109
Figura 108: Condiciones de frontera en la viga superior.	110
Figura 109: Diagrama de esfuerzo cortante de la viga superior.	115
Figura 110: Diagrama de momento flector de la viga superior.	115
Figura 111: Dimensiones en milímetros de la sección transversal de la viga superior.	116
Figura 112: Viga vertical.	117
Figura 113: Diagrama de cuerpo libre de la viga vertical.	118
Figura 114: Viga de apoyo.	120
Figura 115: Tapón.	121
Figura 116: Soporte de los cilindros.	121
Figura 117: Placa ranurada en T.	122
Figura 118: Detalle de la unión de la placa ranurada en T con los soportes para bisagra.	122
Figura 119: Elementos que deben ser colocados sobre la placa ranurada.	123
Figura 120: Inserción de las tuercas de perfil T en los canales de la placa.	123
Figura 121: Detalle de la unión de la placa ranurada en T con los soportes para bisagra.	124
Figura 122: Detalle de identificación de cada cavidad.	125
Figura 123: Detalle de identificación de cada cavidad.	126
Figura 124: Detalle de identificación de cada cavidad.	126
Figura 125: Detalle de identificación de cada cavidad.	127
Figura 127: Mordaza fija.	129
Figura 128: Caja.	129
Figura 129: Presión de la mordaza fija sobre la tapa.	130
Figura 130: Mordaza.	131

Figura 131: Mordaza móvil cilindro devuelto (izquierda) cilindro extendido (derecha).....	132
Figura 132: Caja con cavidad.	132
Figura 133: Entradas de tornillo en la cara superior.	133
Figura 134: Detalle de fijación del cilindro compacto.....	133
Figura 135: Detalle de entradas de tornillo en la cara trasera para sujeción de la tapa.....	133
Figura 136: Detalle de agujero pasante para salida del émbolo del cilindro compacto.	134
Figura 137: Detalle de agujeros pasantes para el deslizamiento de las guías.	134
Figura 138: Presión de la mordaza móvil sobre la tapa.	135
Figura 139: Cilindro neumático compacto.....	135
Figura 140: Comparación: vástago del cilindro retraído (izquierda) y extendido (derecha).	136
Figura 141: Detalle de montaje del cilindro compacto.	136
Figura 142: Mordaza con guías.....	138
Figura 143: Detalle de colocación del tornillo de hombro.....	138
Figura 144: Fuerzas que actúan sobre la mordaza con guías.	139
Figura 145: Placa.	140
Figura 146: Pie de fijación.	140
Figura 147: Ensamble de componentes mecánicos.....	141
Figura 148: Dibujo esquemático de los componentes neumáticos.	143
Figura 149: Representación a modo de ejemplo de la válvula 5/2.	145
Figura 150: Simbología válvula 5/2.....	146
Figura 151: Ensamble de válvula 5/2.....	146
Figura 152: Representación a modo de ejemplo de la válvula 5/2.	148
Figura 153: Simbología válvula 5/3.....	149
Figura 154: Ensamble de válvula 5/3.....	150
Figura 155: Representación a modo de ejemplo del cilindro de carrera larga.	151
Figura 156: Detalle del perfil del cilindro.....	152
Figura 157: Simbología cilindro doble efecto.....	152
Figura 158: Representación a modo de ejemplo del cilindro compacto.	153
Figura 159: Simbología cilindro doble efecto.....	154
Figura 160: Detalle de montaje del sensor.....	154
Figura 161: Representación a modo de ejemplo del sensor SME.....	155
Figura 162: Simbología sensor de proximidad.	156
Figura 163: Representación a modo de ejemplo de la unidad de filtro y regulador.	158
Figura 164: Simbología unidad de filtro y regulador.....	158
Figura 165: Ensamble de componentes neumáticos.	159
Figura 166: Diagrama de espacio-fase.....	160
Figura 167: Plano electroneumático.	161
Figura 168: Botonera de control.	163
Figura 169: Interruptor de llave.	164
Figura 170: Interruptor selector.	164
Figura 171: Botón.	165
Figura 172: Botonera metálica con tres agujeros.....	166
Figura 173: Detalle de identificación de los dispositivos de mando.....	166
Figura 174: Botonera de emergencia	167

Figura 175: Botón de emergencia.....	168
Figura 176: Botonera metálica con un agujero.....	168
Figura 177: Detalle de identificación del botón de emergencia.....	169
Figura 178: Representación del relay programable.....	171
Figura 179: Representación de la fuente de voltaje.....	172
Figura 180: Representación del relay de estado sólido.....	174
Figura 181: Diagrama de control.....	175
Figura 182: Diagrama de flujo de la lógica de control.....	176
Figura 183: Guarda de seguridad.....	178
Figura 184: Detalle de instalación de la lámina en los rieles de aluminio.....	179
Figura 185: Componentes de la guarda de seguridad.....	180
Figura 186: Representación del sensor de seguridad.....	180
Figura 187: Ubicación del interruptor de seguridad en la guarda.....	181
Figura 188: Detalle de montaje del sensor.....	182
Figura 189: Herramienta de doblado variante A.....	183
Figura 190: Fuerzas que actúan sobre la variante A de la herramienta de doblado.....	184
Figura 191: Sujeciones de la variante A de la herramienta de doblado.....	184
Figura 192: Fuerzas que actúan sobre la variante A de la herramienta de doblado.....	185
Figura 193: Selección de material para la herramienta de doblado.....	185
Figura 194: Deformación esperada para la herramienta de doblado.....	186
Figura 195: Simulación de desplazamiento para la herramienta de doblado.....	186
Figura 196: Simulación de esfuerzo von Mises para la herramienta de doblado.....	187
Figura 197: Factor de seguridad observado en la herramienta de doblado.....	187
Figura 198: Soporte vertical.....	188
Figura 199: Diagrama de cuerpo libre del soporte vertical.....	188
Figura 200: Sujeciones del soporte vertical.....	189
Figura 201: Fuerzas que actúan sobre el soporte vertical.....	189
Figura 202: Selección de material para el soporte vertical.....	190
Figura 203: Deformación esperada para el soporte vertical.....	190
Figura 204: Simulación de desplazamiento para el soporte vertical.....	191
Figura 205: Simulación de esfuerzo von Mises para el soporte vertical.....	191
Figura 206: Factor de seguridad observado en el soporte vertical.....	192
Figura 207: Soporte horizontal.....	192
Figura 208: Diagrama de cuerpo libre del soporte horizontal.....	193
Figura 209: Sujeciones del soporte horizontal.....	193
Figura 210: Fuerzas P que actúan sobre el soporte horizontal.....	194
Figura 211: Fuerza distribuida w que actúa sobre el soporte horizontal.....	194
Figura 212: Selección de material para el soporte horizontal.....	195
Figura 213: Deformación esperada para el soporte horizontal.....	195
Figura 214: Simulación de desplazamiento para el soporte horizontal.....	196
Figura 215: Simulación de esfuerzo von Mises para el soporte horizontal.....	196
Figura 216: Factor de seguridad observado en el soporte horizontal.....	197
Figura 217: Viga superior.....	197
Figura 218: Diagrama de cuerpo libre de la viga superior.....	198

Figura 219: Sujeciones de la viga superior.....	198
Figura 220: Fuerzas P que actúan sobre la viga superior.....	199
Figura 221: Selección de material para la viga superior.....	199
Figura 222: Deformación observada en la viga superior.....	200
Figura 223: Simulación de desplazamiento para la viga superior.....	200
Figura 224: Simulación de esfuerzo von Mises para la viga superior.....	201
Figura 225: Factor de seguridad observado en la viga superior.....	201
Figura 226: Viga vertical.....	202
Figura 227: Diagrama de cuerpo libre de la viga vertical.....	203
Figura 228: Punto de sujeción de la viga vertical.....	204
Figura 229: Fuerza D_y que actúa sobre la viga vertical.....	204
Figura 230: Selección de material para la viga vertical.....	205
Figura 231: Deformación observada en la viga vertical.....	205
Figura 232: Simulación de desplazamiento para la viga superior.....	206
Figura 233: Simulación de esfuerzo von Mises para la viga vertical.....	207
Figura 234: Factor de seguridad observado en la viga vertical.....	207
Figura 235: Configuración del punto de sujeción para el análisis de pandeo.....	208
Figura 236: Configuración de las cargas externas para el análisis de pandeo.....	209
Figura 237: Deformación observada en la viga vertical para el análisis de pandeo.....	209
Figura 238: Amplitud resultante para el estudio de pandeo de la viga superior.....	210
Figura 239: Mordaza con guías.....	211
Figura 240: Fuerzas que actúan sobre la mordaza con guías.....	211
Figura 241: Sujeciones de la mordaza con guías.....	212
Figura 242: Fuerza que actúa sobre la mordaza con guías.....	212
Figura 243: Selección de material para la mordaza con guías.....	213
Figura 244: Deformación esperada para la mordaza con guías.....	213
Figura 245: Simulación de desplazamiento para la mordaza con guías.....	214
Figura 246: Simulación de esfuerzo von Mises para la mordaza con guías.....	214
Figura 247: Factor de seguridad observado en mordaza con guías.....	215
Figura 248: Elongación máxima de los cilindros de carrera larga.....	218
Figura 249: Detalle de esfuerzo en las puntas biseladas de la herramienta de doblado.....	219
Figura 250: Detalle de agujero con diámetro escalonado.....	220
Figura 251: Detalle de desplazamientos existentes en los extremos de la pieza.....	221
Figura 252: Detalle de esfuerzos presentes en los extremos de la pieza.....	221
Figura 253: Detalle de esfuerzo máximo en el soporte horizontal.....	223
Figura 254: Detalle de esfuerzo máximo en la viga superior.....	225
Figura 255: Detalle de esfuerzo máximo en la viga vertical.....	226
Figura 256: Detalle de esfuerzo máximo en la mordaza con guías.....	228

Índice de Tablas

Tabla 1. Unidades según los sistemas Internacional y Anglosajón.....	14
Tabla 2. Niveles de consecuencia.....	23
Tabla 3. Niveles de probabilidad.....	24
Tabla 4. Determinación del nivel de riesgo.....	24
Tabla 5. Significado de los niveles de riesgo.	25
Tabla 6. Niveles de control del riesgo.	26
Tabla 7. Tareas con riesgos residuales de mayor gravedad.....	27
Tabla 8. Dimensiones de la bisagra.....	29
Tabla 9. Dimensiones de tapas	29
Tabla 10. Dimensiones de sobre tapas	30
Tabla 11. Modelos de tapa de mayor venta en el año.	31
Tabla 12. Propuestas de solución para la orientación de la bisagra.	37
Tabla 13. Propuestas de solución para la colocación de la bisagra.	38
Tabla 14. Propuestas de solución para la orientación de sobre tapas y tapas.....	38
Tabla 15. Propuestas de solución para la colocación de sobre tapas y tapas.	39
Tabla 16. Propuestas de solución para el actuador del doblado de bisagras.	39
Tabla 17. Propuestas de solución para el accesorio de doblado de bisagras.	40
Tabla 18. Propuestas de solución para el accesorio de doblado de bisagras.	46
Tabla 19. Propuestas de solución para el accesorio de doblado de bisagras.	51
Tabla 20. Límite de fluencia hierro galvanizado.....	59
Tabla 21. Variables en las ecuaciones de esfuerzo para la sección inclinada de la herramienta.....	61
Tabla 22. Cálculo de fuerza para 22 posiciones angulares de la aleta de la bisagra.	62
Tabla 23. Variables en las ecuaciones de esfuerzo para la sección plana de la herramienta.....	67
Tabla 24. Cálculo de fuerza para 25 posiciones angulares de la aleta de la bisagra.	67
Tabla 25. Comparación de las herramientas de doblado	77
Tabla 26. Comparación de las herramientas de doblado.....	86
Tabla 27. Masa de los componentes soportados por el soporte vertical.....	89
Tabla 28. Masa de los componentes soportados por la viga superior	106
Tabla 29. Resumen de los valores de constante	113
Tabla 30. Masa de los componentes soportados por la viga vertical	118
Tabla 31. Variantes de soporte para bisagra.....	125
Tabla 32. Variables de entrada y salida al PLC.....	170
Tabla 33. Requerimientos de potencia.	172
Tabla 34. Nuevas tareas aparecidas en el proceso de doblado.	229
Tabla 35. Costo de los equipos neumáticos requeridos.....	231
Tabla 36. Costo de los equipos y materiales requeridos para la guardia de seguridad.....	232
Tabla 37. Costo de los equipos y materiales requeridos para los componentes mecánicos.	233
Tabla 38. Costo de los equipos y materiales requeridos para la etapa de control.	234
Tabla 39. Costo de los equipos y materiales requeridos para la etapa de control.	234
Tabla 40. Salario Base de profesionales técnicos.....	235
Tabla 41. Medición del tiempo (en segundos) invertido en cada etapa del proceso de montaje....	235

Tabla 42. Tiempos de cada etapa del proceso de montaje automatizado.....	236
Tabla 43. Resultado del estudio de flujo financiero.....	239

Capítulo 1

1.1 Introducción

El presente proyecto se está desarrollando en la empresa Eaton, en la planta ubicada en Moravia, Costa Rica. Esta es una compañía que proporciona soluciones de eficiencia energética destinadas a facilitar la gestión de la energía eléctrica, hidráulica y mecánica de manera más eficiente, segura y sostenible. La empresa se dedica a mejorar la calidad de vida y el medio ambiente a través del uso de tecnologías y servicios de administración de energía [1].

Con plantas distribuidas en más de 15 países, Eaton desarrolla productos que comprenden cuatro sectores distintos del mercado: hidráulico, automotriz, aeroespacial y eléctrico. En el sector eléctrico ofrece equipos como transformadores secos, subestaciones de bajo voltaje, tableros comerciales, centros de carga, transferencias automáticas, ducto barra, entre otros. La empresa a nivel nacional, se dedica a elaborar productos y brindar servicios relacionados exclusivamente con el sector eléctrico. La manufactura o ensamblaje de los distintos artículos que ofrece la compañía a nivel nacional, requiere de una división de la planta en dos grandes áreas: metalmecánica y ensamblaje. La primera de estas áreas, involucra el corte, doblado, y troquelado de metales. En la segunda área, los operarios se encargan de labores como el plegado de cajas de cartón, colocación de sellos de seguridad, calidad e informativos, ensamblaje de los distintos equipos y embalaje del producto terminado. En esta última área, el trabajo que se realiza es mayoritariamente manual.

Uno de los productos de mayor venta de la empresa en Costa Rica son los centros de carga de grado comercial. Un centro de carga corresponde a una caja de interruptores o fusibles, que “suministra la ruptura confiable de la energía para la protección de circuitos” [2], y se muestra en la figura 1.



Fuente: Eaton Electrical [2]

Figura 1: Centros de carga [3].

Los centros de carga están conformados por tres partes principales: la caja, la tapa y la sobre tapa. La caja, mostrada en la figura 2, contiene en su interior los elementos propiamente eléctricos, como las barras y borne de neutro y el bus de cobre.



Fuente: Elaboración propia

Figura 2: Caja de centro de carga

La tapa, visible en la figura 3, se coloca sobre la caja para cubrirla, y posee previstas para la colocación de un interruptor por cada circuito a proteger. Por último, la sobre tapa, mostrada en la figura 4, es utilizada para cubrir la tapa y proteger los interruptores.



Fuente: Elaboración propia

Figura 3: Tapa de centro de carga



Fuente: Elaboración propia

Figura 4: Sobre tapa de centro de carga

El ensamblaje de un centro de carga puede dividirse en dos fases: preparación de la caja y unión de la tapa y sobre tapa. La primera etapa consiste en la introducción y sujeción (por medio de tornillos) de los elementos eléctricos dentro de la caja. La segunda etapa es la que posee mayor énfasis en la elaboración de este proyecto. En esta etapa se debe realizar la unión de la sobre tapa y la tapa, esto se logra con ayuda de una pequeña bisagra metálica (ver figura 5). El procedimiento realizado para el ensamble de estos componentes es enteramente manual. El operario posiciona las piezas, encajándolas entre ellas, y posteriormente con ayuda de herramientas (cincel y martillo) dobla la bisagra, que actúa como un elemento de unión no permanente.



Fuente: Elaboración propia

Figura 5: Bisagra de centro de carga

1.2 Problema

a. Generalidades

El procedimiento que debe seguirse para la instalación de la sobre tapa es completamente manual. Esto se traduce en una serie de problemas:

- Calidad:

El operario replica los mismos pasos en la ejecución de cada ensamble, no obstante, hay variables cuyo control se escapa del dominio del trabajador: la fuerza que aplica al martillo, la localización del cincel o el impacto del martillo en un punto exacto, la posición relativa de la sobre tapa respecto a la bisagra, etc. La falta de control de estos factores puede incidir en la aparición de errores o defectos que afectan la calidad del producto final. Si el metal sufre de ralladuras o abolladuras, o si un doblado inadecuado de la bisagra impide que la sobre tapa pueda abrirse fácilmente, el producto deja de cumplir los estándares de calidad y debe ser devuelto.

- Seguridad:

- Problemas ergonómicos: La repetición constante de los movimientos necesarios para ensamblar la caja repercute en problemas ergonómicos en los operarios.
- Accidentes laborales: La utilización de la fuerza humana, que difícilmente puede ser controlada, deja paso a la posibilidad de que ocurran accidentes. En la empresa hay un caso registrado en el que el golpe del martillo sobre el cincel liberó una esquirla de material, que fue disparada hacia el operario produciéndole una herida leve en el brazo. En el apéndice A.1 se anexa la alerta de incidente creada para este caso. Este documento es un parte médico expedido por el consultorio interno de la empresa, en el que se explica de manera breve el caso atendido. Existe también el registro de un caso en el que el mango de madera de uno de los

martillos utilizados en el ensamble de bisagras, se partió durante el montaje, corriéndose el riesgo de herir a un operario en el proceso. Para el análisis de esta situación se creó un A3, un formato interno utilizado en la empresa para la identificación de las causas que dan origen a una situación de riesgo determinada, y que analiza los posibles mecanismos a seguir para evitar la reincidencia. El formato A3 correspondiente a esta situación se muestra en el apéndice A.2.

- Tiempo:

Tras adquirir práctica en el proceso, un operario puede realizarlo sin pausas, manteniendo un tiempo relativamente constante en cada ensamble. Sin embargo, es presumible que el tiempo puede reducirse si el proceso se automatiza. Además, existen factores que afectan la cantidad de tiempo invertido en la realización manual del proceso: pausas cada vez que el operario requiera ir al baño o para tiempos de descanso; otro caso por analizar sería la introducción de un nuevo operario en la línea de ensamble, que significaría un proceso de adaptación en el que la tarea no será realizada en lapsos constantes.

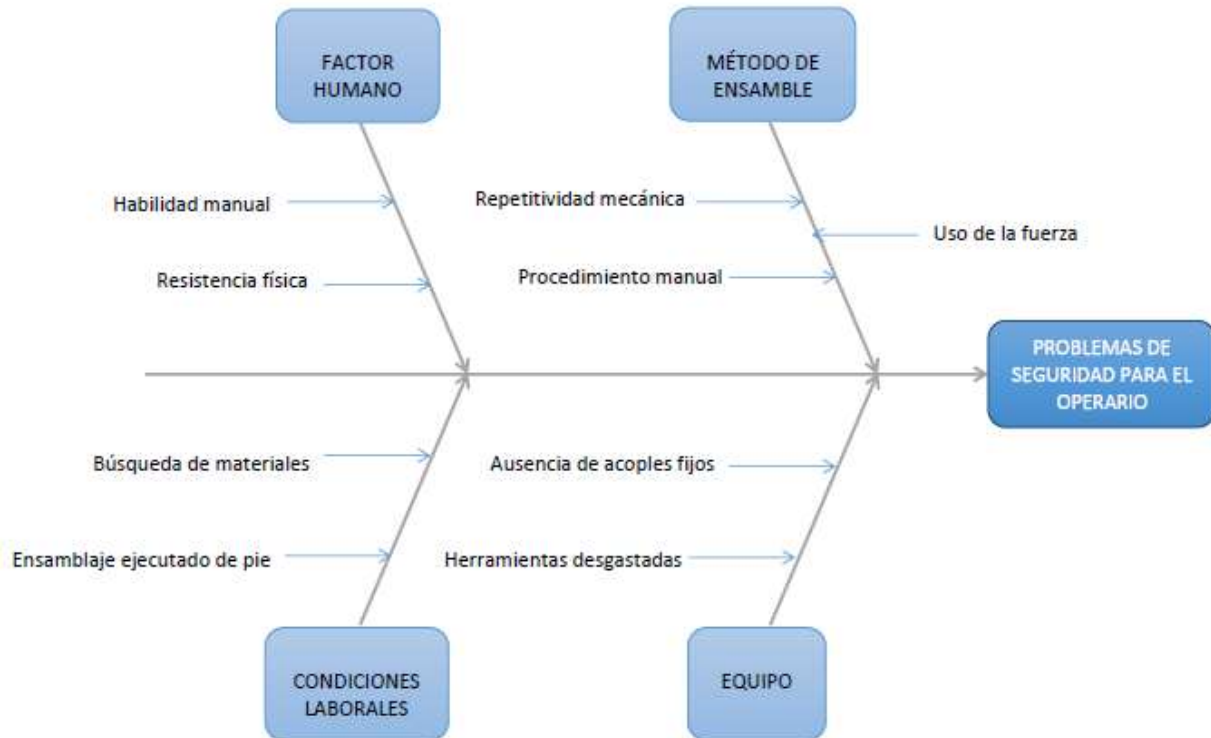
Las políticas internas de Eaton, le otorgan a la seguridad del trabajador el primer lugar de importancia frente a otros aspectos como productividad o cumplimiento de plazos de entrega. Es por esta razón, que se considerará la seguridad como el principal problema a resolver con la implementación del presente proyecto.

b. Síntesis

Existe la necesidad de optimizar el proceso de ensamblaje de la tapa y sobre tapa de centros de cargas, reduciendo tiempos de ensamble, fallos en la calidad y aumentando las condiciones de seguridad para los operarios. Para ello se propone el diseño de un equipo que permita la realización del ensamble de manera completa o parcialmente automatizada.

1.3 Diagrama Causa-Efecto (Ishikawa)

El diagrama de la figura 6 pretende facilitar la visualización de las causas que dan origen al problema en estudio.



Fuente: Elaboración propia

Figura 6: Diagrama Ishikawa.

Las causas denotadas como *factor humano* y *equipo*, con sus respectivas subcausas, pueden originar problemas que atenten contra la seguridad física del trabajador (heridas, golpes, etc.). Por otra parte, el *método de ensamble*, las *condiciones laborales* y todas sus subcausas asociadas, repercuten en problemas ergonómicos para el operario. El desarrollo del presente proyecto procura corregir las anteriores situaciones que originan un problema generalizado de seguridad para el trabajador.

1.4 Enfoque de la Solución

Para solucionar el problema se seguirá la metodología para el diseño de sistemas mecatrónicos aprendida en la carrera. Se determinó que para automatizar el proceso es necesario el diseño de una máquina que responda a las distintas necesidades identificadas en la rutina de ensamblaje de los centros de carga. Para desarrollar este diseño se debe pasar por una serie de etapas que se detallan a continuación:

- Estudio de la planta: Lo primero a realizar es la identificación de los pasos que se llevan a cabo en el proceso de ensamblaje de los centros de carga. Se debe ejecutar un reconocimiento de las herramientas, cantidad de operarios, procedimiento y tiempo implicados en cada etapa del proceso. Se busca determinar las variables del proceso que pueden ser controladas automáticamente y las que deben seguir siendo controladas de forma manual.
- Establecer los requerimientos de diseño: Seguidamente se establecen los parámetros óptimos que deben ser respetados en el proceso de ensamblaje, sea que éste se ejecute de manera automática o manual.
- Valorar opciones de posibles soluciones: Se plantean diversas opciones de solución para la automatización completa o parcial y se valoran las ventajas y desventajas de cada una.
- Diseño del sistema mecánico: Se definen las especificaciones técnicas mecánicas de la solución seleccionada en la etapa previa y se desarrolla el diseño de un mecanismo que permita el cumplimiento de los requerimientos del proyecto.
- Diseño del control automático: Se determinan las especificaciones técnicas de control, se seleccionan los equipos eléctricos que permitan implementar la automatización de la rutina de ensamble y el control del mecanismo diseñado en la etapa previa.
- Validación del diseño: Se comprueba que el diseño realizado se comportará según lo especificado en los requerimientos iniciales del proyecto, realizando en software una simulación estática de los elementos del sistema sometidos a las condiciones más críticas, demostrando el nivel de confiabilidad del mecanismo.

Capítulo 2

2.1 Objetivos

a. Objetivo general

Diseñar, en un período máximo de dos semestres, una máquina que permita automatizar en forma parcial, el proceso de ensamble de la tapa y sobre tapa de los centros de carga de la empresa Eaton Electrical Costa Rica.

b. Objetivos específicos

1. Determinar las variables a controlar en el proceso de ensamble de la tapa y sobre tapa de centros de carga.
 - **Entregable:** Desglose del procedimiento de ensamble con las variables a controlar debidamente señaladas.
2. Establecer los requerimientos de diseño para el dispositivo que garanticen un funcionamiento dentro de los parámetros óptimos.
 - **Entregable:** Lista de requerimientos mecánicos y de control.
3. Diseñar un sistema mecánico que permita el ensamble automatizado de la tapa y sobre tapa de centros de carga.
 - **Entregable:** Planos mecánicos del sistema.
4. Proponer un sistema de control automático que permita regular el funcionamiento del sistema mecánico.
 - **Entregable:** Diagrama de operación del sistema de control.

5. Validar el diseño del mecanismo mediante la realización de una simulación con el modelo digital 3D.
 - **Entregable:** Simulación estática del comportamiento de las piezas de mayor criticidad y estudio del movimiento esperado para el mecanismo, realizada en un software de diseño 3D.

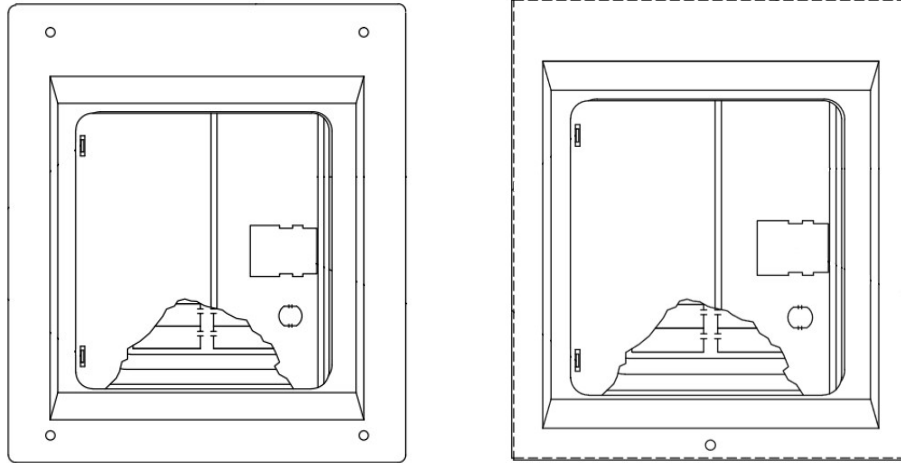
Capítulo 3

3.1 Marco Teórico

a. Centros de Carga

Los centros de carga (caja de interruptores o caja de fusibles) son tableros que permiten la distribución y protección de circuitos eléctricos monofásicos y trifásicos [4]. La electricidad es suministrada por la red pública e introducida en las edificaciones a través del centro de carga, después de éste, se distribuye por medio de los circuitos eléctricos ramales del edificio, dirigiéndose finalmente hacia las cargas. Cada ramal conectado a la caja de interruptores se encuentra protegido por un interruptor termo magnético (breaker), que en caso de sobrecarga corta el suministro de la energía previniendo la ocurrencia de daños a personas o bienes [5].

Entre los centros de carga fabricados por Eaton Electrical existen distintas variantes, los cambios entre modelos están relacionados con la cantidad de interruptores que se podrán instalar dentro de la caja, y esto a su vez, debe ser congruente con el número de circuitos que se desea proteger. Cuanto mayor el número de circuitos, mayores son las dimensiones de la caja, tapa y sobre tapa requeridas. Eaton ofrece centros de carga con protección para 2, 4, 8, 12, 16, 18, 20, 24, 30, 36 y hasta 42 circuitos; los menores a 12 circuitos no incluyen una sobre tapa. La selección de un modelo adecuado requiere además del conocimiento del amperaje de los interruptores y la cantidad de fases de los circuitos (monofásicos o trifásicos). Finalmente, se puede seleccionar si se desea que el montaje del equipo sea empotrado (F) o sobrepuesto (S) en la pared, esta diferenciación se muestra en la figura 7. Estos centros de carga están diseñados para circuitos con un voltaje máximo de 240 V CA y pueden alcanzar una capacidad interruptiva de hasta 10,000 A [4].

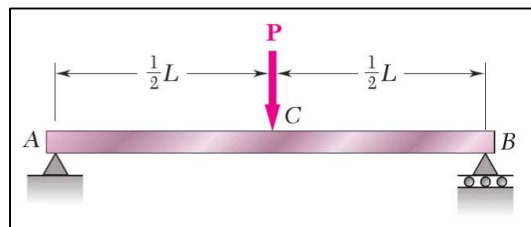


Fuente: Eaton Electrical

Figura 7: Centro de carga empotrado (izquierda) y sobrepuesto (derecha).

b. Esfuerzos

Al realizar el análisis de las fuerzas internas que actúan sobre distintos elementos mecánicos, es usual –siempre que sea posible– realizar una simplificación de la pieza, hasta representarla por medio de vigas. El análisis de vigas es un tema muy extendido en la mecánica, por lo que la simplificación facilita el estudio de los esfuerzos presentes en la pieza. En una viga sometida a cargas transversales, se encontrarán, generalmente, una fuerza cortante V y un momento flector M . Para efecto de ejemplificar, se considerará una viga con apoyos simples en A y B sometida a la acción de una carga concentrada ubicada en la mitad de su longitud total, tal como muestra la figura 8:

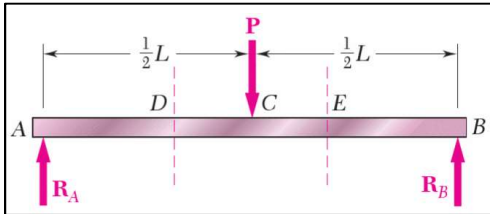


Fuente: Mecánica de Materiales [6]

Figura 8: Viga sometida a la acción de una carga concentrada.

Para encontrar las fuerzas internas que actúan en la estructura, se deben seguir los siguientes pasos [6]:

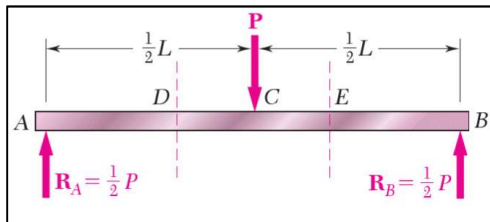
- a. Dibujar el diagrama de cuerpo libre, como en la figura 9.



Fuente: Mecánica de Materiales [6]

Figura 9: Diagrama de cuerpo libre de la viga.

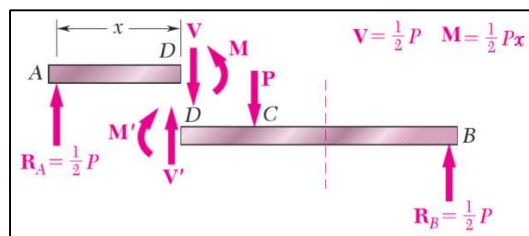
- b. Encontrar las reacciones de los apoyos, como en la figura 10.



Fuente: Mecánica de Materiales [6]

Figura 10: Reacciones en los apoyos.

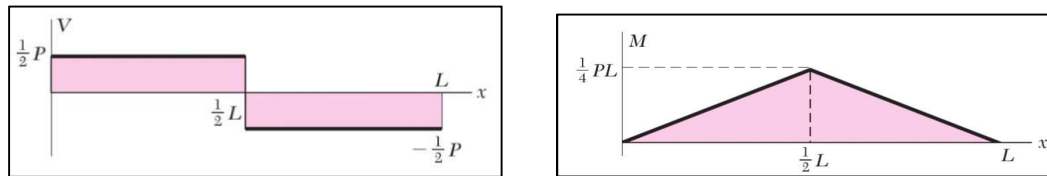
- c. Realizar un corte a través de un punto D y dibujar el diagrama de cuerpo libre de AD, como en la figura 11. Obtener el valor de la fuerza cortante V y el momento flector M en el punto D.



Fuente: Mecánica de Materiales [6]

Figura 11: Corte a través del punto D.

- d. Realizar la cantidad de cortes que sea necesaria a lo largo de la viga, dibujando siempre el diagrama de cuerpo libre y encontrando los valores de la fuerza cortante V y el momento flector M en cada punto.
- e. A partir de todos los valores encontrados, obtener los diagramas de fuerza cortante V y par flector M , como los mostrados en la figura 12.



Fuente: Mecánica de Materiales [6]

Figura 12: Diagramas de fuerza cortante V (izquierda) y momento flector M (derecha).

El momento flector M produce esfuerzos normales en el área transversal de la viga. Por su parte, en esta misma área, la fuerza cortante V causa esfuerzos cortantes. En la mayor parte de los casos, el criterio de más importancia que se debe considerar al realizar el diseño por resistencia de una viga es el valor máximo del esfuerzo normal que experimenta [6].

Para determinar el esfuerzo normal producido por el momento flector máximo en la viga se utiliza la siguiente ecuación:

$$\sigma_m = \frac{|M|}{S} \qquad S = \frac{1}{6}bh^2$$

Donde S es el módulo de la sección transversal. Las correspondientes unidades se muestran en la tabla 1, a continuación:

Tabla 1. Unidades según los sistemas Internacional y Anglosajón.

Parámetro	Sistema Internacional	Sistema Anglosajón
σ_m	Pa, MPa	psi
M	N·m	lb·in
S	m ³	in ³

Fuente: Elaboración propia

El anterior análisis es aplicable a situaciones en las que una viga experimenta cargas que inciden perpendicularmente sobre ella. Otro escenario diferente ocurre cuando se tienen fuerzas que actúan sobre sus caras transversales, como se muestra en figura 13:

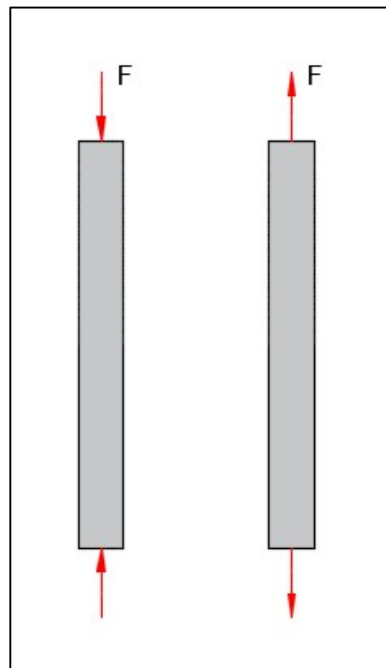


Figura 13: Fuerzas transversales sobre una viga vertical.

En ambos casos, las fuerzas actúan sobre una misma línea y en sentidos contrarios, la diferencia radica en que, para la viga de la izquierda las fuerzas son convergentes y producen un esfuerzo de compresión sobre la pieza, mientras que para la imagen de la derecha, las fuerzas son divergentes, provocando un esfuerzo de tracción sobre la viga. En un elemento sometido a cargas axiales se desarrolla un esfuerzo normal dado por:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Donde A es el área de la sección transversal en metros cuadrados, F está dado en Newton y el esfuerzo en Pascales. La representación de la izquierda en la figura 13 constituye el caso de los componentes que cumplen la función de una columna. Estos se ven sometidos en uno de sus extremos al peso de los cuerpos que soportan, y en el otro a la reacción de su punto de apoyo. Con la ecuación del esfuerzo normal se puede comprobar si el esfuerzo que experimenta la sección transversal es menor que el valor permisible para el material utilizado. Sin embargo, para el caso de las columnas, se requiere realizar una comprobación adicional: un análisis de estabilidad.

La estabilidad se refiere a la capacidad de soportar una carga dada sin que ocurra una modificación de la configuración geométrica de la pieza. Para una columna, al aplicar una carga puede ocurrir un pandeo: la pieza súbitamente pierde la posición recta y se curva. Para estudiar la estabilidad se debe encontrar el valor de carga máxima que puede ser soportada por una columna, a esto se le conoce como carga crítica P_{cr} . Si la fuerza aplicada sobre una columna es igual o mayor a la carga crítica P_{cr} , la mínima perturbación en el sistema la llevará a la inestabilidad, y se pandeará. La carga crítica y el esfuerzo normal crítico σ_{cr} asociado, se pueden calcular haciendo:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \qquad \sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A}$$

Donde L corresponde a la longitud de la columna en metros, I es el momento de inercia de la sección trasversal de la columna respecto a una recta vertical que pasa por su centro, y tiene unidades de m^4 , y E corresponde al valor –en Pascales- del módulo de elasticidad del material.

Un concepto adicional que cobra importancia en el diseño mecánico de piezas y mecanismos es el factor de seguridad. Este factor puede ser abreviado como FS, y en adelante, se utilizará indistintamente cualquiera de las dos formas para referirse a él. El factor de seguridad se refiere a la relación entre la resistencia real de un material y la resistencia que es requerida de él [7]:

$$FS = \frac{\textit{Resistencia real}}{\textit{Resistencia requerida}}$$

La utilización de este factor permite cubrir cualquier incertidumbre que pueda aparecer en un diseño, ocasionada por errores de cálculo, condiciones internas de los materiales utilizados u otras razones [8]. La selección de un FS adecuado para una determinada aplicación puede ser realizada con ayuda de tablas y bibliografía. Avilés (2015), en su libro *“Métodos de cálculo de fatiga para ingeniería”*, propone recomendaciones generales a considerar en el proceso de selección de un FS. A continuación, se muestra el extracto que describe el tipo de aplicación con mayor semejanza a la que desarrollará en el presente proyecto, y el correspondiente rango de valores aptos para ella:

“ $2.0 \leq FS \leq 2.5$. Materiales dúctiles de calidad media para piezas en condiciones de trabajo no muy exigentes ni agresivas, sometidos a cargas estáticas y esfuerzos que pueden determinarse con cierta aproximación”
[9].

A partir de la anterior definición, puede concluirse que un factor de seguridad apropiado para el diseño que se desarrollará debe tener un valor entre 2.0 y 2.5.

c. Neumática

A nivel industrial, se habla de neumática cuando se tienen sistemas de movimiento y control que trabajan a gracias a la acción del aire comprimido [10]. La neumática permite obtener fácilmente movimientos giratorios o lineales, según se utilicen motores o cilindros, respectivamente. Otros dispositivos de los que se dispone también son las válvulas de control direccional y los sistemas de posicionamiento, además de equipos accesorios como silenciadores, racores, tubería, etc.

Guillén (1993), cita las siguientes ventajas que ofrece el uso del aire comprimido como fuente de potencia:

- El aire es abundante y económico.
- Es posible transformarlo y almacenarlo con facilidad.
- Es un medio limpio, no contaminante.

- No posee problemas de combustión relacionados con la temperatura.

Al trabajar con aire comprimido, existen una serie de conceptos a los que resulta importante comprender, para garantizar una correcta selección de los componentes neumáticos:

Presión (P): Se define como el resultado de dividir una fuerza entre el área sobre la que la esta actúa [11]. La correspondiente expresión matemática es:

$$P = F/A$$

En unidades del Sistema Internacional (SI), las longitudes y áreas están dadas en metros (m) y metros cuadrados (m²), respectivamente; la fuerza viene dada en Newton (N) y la presión en Pascal (Pa). Considerando que el Pascal es una unidad pequeña, es común utilizar como unidad el bar, equivalente a 100.000 pascal.

En unidades del Sistema Anglosajón, las longitudes y áreas están dadas en pulgadas (in) y pulgadas cuadradas (in²), respectivamente; la fuerza viene dada en libras fuerza (lbf) y la presión en libra fuerza por pulgada cuadrada (psi). Un bar equivale a 14,7 psi a nivel de mar.

Caudal (C): Se define como la cantidad de fluido que circula a través de una sección transversal en una unidad de tiempo. Puede ser expresado en unidades de masa o de volumen, relacionándose una con la otra por medio de la densidad del fluido [11]. La expresión matemática utilizada para el caudal volumétrico es:

$$Q = V/t$$

En unidades del Sistema Internacional (SI), el volumen se expresa en metros cúbicos (m³), el tiempo en segundos (s) y el caudal en metro cúbico por segundo (m³/s). En la práctica, es común utilizar el litro por minuto (l/min) o el metro cúbico por hora (m³/hora) [13].

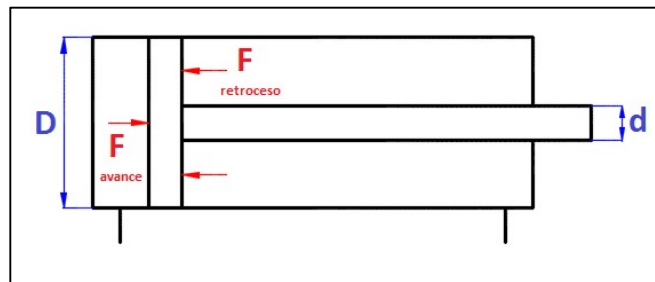
En unidades del Sistema Anglosajón, el volumen se expresa en pulgadas cúbicas (in³), el tiempo en segundos (s) y el caudal en pulgadas cúbicas por segundo (in³/s).

En lo que se refiere a la selección de cilindros neumáticos, las principales variables a considerar son la fuerza del cilindro, el consumo de aire y la velocidad del pistón [11]:

Fuerza del cilindro: Es una función del diámetro del cilindro y la presión del aire. Es el resultado de despejar el valor de la fuerza en la ecuación para el cálculo de la presión vista anteriormente:

$$F = P_{aire} \cdot A_{pistón}$$

Para los cilindros de doble efecto, la fuerza desarrollada no es la misma cuando se da el movimiento de avance y el de retroceso. Esto es debido a que durante el retroceso se ve disminuida por la existencia del vástago [11], como se observa en la figura 14.



Fuente: Elaboración propia

Figura 14: Fuerza de avance y retroceso cilindro doble efecto.

Como puede verse en la imagen anterior, al darse el movimiento de avance, la fuerza actúa sobre un área $\pi \cdot (D/2)^2$, mientras que al ocurrir el retroceso la fuerza actúa sobre un área $\pi \cdot (D/2)^2 - \pi \cdot (d/2)^2$, es decir, el área del émbolo menos el área del vástago [11]. La expresión de fuerza correspondiente a cada uno de estos movimientos se muestra a continuación:

$$F_{avance} = P_{aire} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \qquad F_{retroceso} = P_{aire} \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$$

Consumo de aire: Es una función de la presión, el área del pistón y la carrera. La correspondiente expresión que refleja esta relación es [11]:

Consumo de aire (Q) = Relación de compresión (RC) * Área pistón (A) * Carrera (s) * Ciclos/minuto (n)

Donde la relación de compresión es un factor de corrección que debe aplicarse debido a que el consumo de aire va a variar según la presión de trabajo [12]. La relación de compresión es:

$$\text{Relación de compresión} = \frac{\text{Presión atmosférica} + \text{Presión de trabajo}}{\text{Presión Atmosférica}}$$

$$\text{Relación de compresión} = \frac{101.3 \text{ kPa} + \text{Presión de trabajo}}{101.3 \text{ kPa}}$$

Donde la presión de trabajo debe ser expresada en kilo Pascales. Considerando lo anterior, se puede definir la siguiente expresión para el cálculo del consumo de aire:

$$Q = \frac{101.3 + P_{\text{aire}}}{101.3} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l \cdot n$$

Si se trata de cilindros doble efecto, y considerando el volumen ocupado por el vástago, la expresión para el cálculo del consumo es la mostrada a continuación:

$$Q = \left(\frac{101.3 + P_{\text{aire}}}{101.3} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot n \right) + \left(\frac{101.3 + P_{\text{aire}}}{101.3} \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot s \cdot n \right)$$

$$Q = \frac{101.3 + P_{\text{aire}}}{101.3} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot s \cdot n \cdot (2D^2 - d^2)$$

Si se trabaja en unidades del Sistema Internacional (SI), se pueden expresar las distancias en decímetros (dm), para obtener una medida de consumo de aire en decímetros cúbicos por minuto (dm³/s), y dado que:

$$1 \text{ dm}^3 = 1 \text{ Litro}$$

Al realizar los cálculos con estas unidades, se obtiene de manera inmediata el valor del caudal en litros por minuto.

Velocidad del cilindro: La velocidad a la que ocurre el movimiento de avance y retroceso es una función del caudal que alimenta el cilindro y el área de su émbolo [13]:

$$Vel = \frac{Q}{A_{pistón}}$$

Al igual que en el caso del cálculo de fuerza, puesto que el área de retroceso es menor por la existencia del vástago (figura 14), la velocidad desarrollada no es la misma cuando se da el movimiento de avance y el de retroceso. La expresión de velocidad correspondiente a cada uno de estos movimientos se muestra a continuación:

$$Vel_{avance} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \qquad Vel_{retroceso} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D^2 - d^2)}$$

Dado que el caudal en se mantiene constante para ambos casos, se deduce que la velocidad será mayor durante el retroceso, en el cuál el área es menor. En unidades del Sistema Internacional (SI), el caudal se expresa en metros cúbicos por segundo (m^3/s), el área metros cuadrados (m^2) y la velocidad en metros por segundo (m/s).

d. Evaluación de riesgos

En cualquier ambiente laboral existen situaciones potencialmente peligrosas a las que los obreros constantemente se ven expuestos durante sus jornadas de trabajo. Según la naturaleza del trabajo que se desempeña, estos riesgos podrían traducirse para el trabajador en golpes, heridas, pérdida de sentidos como la vista y el oído, estrés... o en casos extremos inclusive hasta en la muerte. A continuación, se definen los factores de riesgo físico que pueden ser identificados en el proceso de ensamble manual de la tapa y sobre tapa de centros de carga:

- **Ruido:** El ruido se define, de manera subjetiva, como un sonido desagradable [14]. Los ruidos en el ambiente de trabajo pueden ser de varios tipos. En su artículo sobre riesgos generales del ruido, Suter (2014) indica que, teniendo una misma energía sonora y a niveles bajos, el ruido de impulso no tiene un efecto negativo mayor que el ruido continuo, e inclusive podría afirmarse que su efecto es menor. Pero a niveles altos, las investigaciones tienden a indicar que es más perjudicial, sobre todo si se pasa un nivel crítico [15]. En la planta de Eaton Electrical, dado el nivel de ruido continuamente presente en el ambiente, los

tapones para oídos son parte del equipo de protección personal obligatorio. Sin embargo, durante la actividad de ensamblaje de centros de carga, al momento de martillar –primeramente sobre el cincel y posteriormente de manera directa sobre la bisagra- se produce un ruido de impulso con un valor alto, por encima del ruido continuo presente en el ambiente, y si este supera los 85 decibeles puede ser perjudicial. La más clara consecuencia derivada de la exposición frecuente a un ruido de impulso mayor a 85 decibeles, es la pérdida parcial o total de la capacidad auditiva, pero existen otras tales como la sensación de zumbido en los oídos, interferencia en el proceso de comunicación y en la percepción de señales de alarma, disminución del rendimiento laboral, entre otros [15].

- **Vibración:** En su artículo sobre riesgos generales de las vibraciones, Griffin (2014) define la vibración como “un movimiento oscilatorio” [16]. Habla además de dos categorías de clasificación: vibraciones de cuerpo completo, en las que la persona está apoyada por completo sobre una superficie vibrante, y vibraciones transmitidas a las manos, en las que se empuña una herramienta que al ser utilizada produce una vibración que afecta principalmente las manos y las muñecas. En el caso del proceso de ensamble de centros de carga, se puede identificar una vibración transmitida a las manos, que surge del proceso de golpeado realizado con el martillo. Una exposición recurrente a vibraciones puede ocasionar trastornos en los vasos sanguíneos, nervios, músculos, huesos y articulaciones de las extremidades superiores [16].
- **Factores Ergonómicos:** El término “ergonomía” se refiere al estudio de la relación existente entre el entorno de trabajo y las personas que lo realizan [17]. Por lo tanto, cuando se habla de “problemas ergonómicos” se hace alusión a que las condiciones y la organización de un trabajo no están adaptados al individuo, haciendo que sus labores no sean cómodas ni eficaces [17]. Los factores de riesgo de tipo ergonómico pueden clasificarse como biomecánicos o psicosociales. Los primeros ocurren cuando se da repetitividad (ciclos de trabajos breves e iterativos), aplicación excesiva de fuerza, o malas posturas (se mantiene una posición forzada). Los segundos factores están relacionados con trabajos que son

monótonos o sobre los que se tiene falta de control, las malas relaciones sociales en el trabajo, o presión de tiempo.

A continuación, se definen los factores de riesgo mecánico que pueden ser identificados en el proceso de ensamble manual de la tapa y sobre tapa de centros de carga:

- **Impacto o golpe:** El operario puede sufrir golpes ocasionados por elementos móviles de máquinas o por herramientas como el cincel o el martillo, que ocasionarían contusiones y hemorragias [18] (Caso real relacionado con este punto en el apéndice A.2).
- **Cuerpos extraños o proyección de partículas:** Se refiere a la proyección de partículas o fragmentos procedentes de máquinas, herramientas o materiales de trabajo que impactan sobre el trabajador. Puede producir cortes o heridas en la piel y lesiones oculares [18] (Caso real relacionado con este punto en el apéndice A.1).
- **Corte, laceración o punción:** El empleado sufre cortes, rasguños, heridas, laceraciones, o amputaciones de miembros del cuerpo, originados por partes móviles de máquinas, debidos al uso de cuchillos, cúter, y otras herramientas de corte [18].

A lo largo de la historia, las condiciones de trabajo en la industria han evolucionado, pasando de épocas en las que el trabajador no gozaba de un ambiente seguro ni garantías sociales hasta la actualidad, donde existen instituciones que se encargan de la creación de normativas para la identificación, control y monitorización de riesgos, garantizando la existencia de trabajos en contextos seguros, en los que los obreros pueden desempeñarse de manera más eficiente.

En nuestro país, el Instituto de Normas Técnicas (INTECO), desarrolló una “Guía para la identificación de los peligros y la evaluación de los riesgos de salud y seguridad ocupacional” (INTE 31-06-07:2011), en la que se propone una metodología para la categorización cuantitativa de riesgos en el área de trabajo. Esta metodología permite

calcular el nivel de riesgo a partir de la magnitud de la consecuencia y el nivel de probabilidad de ocurrencia del evento. A continuación, se muestra el significado de estos conceptos tal y como los define la norma:

Nivel de consecuencia (C): “*Medida de la severidad de las consecuencias*” [19].

Para este punto, la norma propone una serie de categorías de clasificación, con un valor numérico asociado a cada una, que va en aumento según se acrecienta la gravedad de las consecuencias. Para efectos de control interno, Eaton Electrical realiza una adaptación de las categorías propuestas por la norma, y asigna a cada una un valor que puede ir del uno al cinco. En la tabla 2 se muestra el detalle de las categorías y el valor numérico correspondiente a cada una según lo establecido por la empresa:

Tabla 2. Niveles de consecuencia.

Consecuencia		
Descripción	Nivel	Definición - Seguridad
Mínimo	1	Otros que no se mencionan debajo en la lista.
Menor	2	Primeros Auxilios menores, ocurrencia de casi un accidente con empleados, contratistas o público general. Daño reputación, pérdida, daño o interrupción de negocios por < \$5K -\$100K o <20%.
Serio	3	Primeros auxilios significativos o tratamiento médico de empleados, contratistas o el público. Existe algo de interés público, participación de los medios de comunicación, intervención regulatoria o daño a la reputación del negocio, Pérdida, daño o interrupción de negocio \$100K-\$1M o entre 20% - 50% del valor del contrato.
Mayor	4	Lesiones graves u hospitalización de los empleados, contratistas o el público. Es de interés público moderado, hay participación de los medios, intervención regulatoria o se afecta la reputación del negocio. Pérdida, daño o interrupción de negocio \$ 1M- \$ 5M o entre 50 % -80 % del valor del contrato.
Catastrófico	5	Fatalidad de empleados, contratistas o público. Interés público significativo, involucramiento de la prensa, intervención regulatoria o riesgo reputacional. Pérdida o interrupción de negocio que afecte más de > \$5M o > 80% del contacto.

Fuente: Eaton Electrical

Nivel de probabilidad (P): “*Grado de posibilidad de que ocurra un evento no deseado y pueda producir consecuencias*” [19].

Al igual que sucede con el punto anterior, la norma propone categorías de clasificación para el nivel de probabilidad, cada una de las cuáles posee un valor numérico asociado, que va en aumento según se acrecienta la posibilidad de que el evento no deseado ocurra. Para efectos de control interno, la empresa realiza una adaptación de las categorías propuestas por la norma, y asigna a cada una un valor que puede ir del uno al cinco. En la tabla 3 se muestra el detalle de cada categoría y su valor numérico asociado:

Tabla 3. Niveles de probabilidad.

Probabilidad		
Descripción	Nivel	Definición - Seguridad
Remoto	1	Lo más probable que no se va a dar
No probable	2	Puede ocurrir cada 2 años
Probable	3	Podría ocurrir una vez cada 3 años
Muy Probable	4	Probable que se produzca una vez por año
Casi seguro que ocurrirá	5	Probable que ocurra muchas veces al año

Fuente: Eaton Electrical

Nivel de riesgo (R): “Magnitud de un riesgo, resultante del producto del nivel de probabilidad por el nivel de consecuencia” [19].

A partir de la anterior definición, se puede formular la siguiente ecuación para el cálculo del nivel de riesgo de una labor:

$$R = P \times C$$

El resultado de la combinación de las distintas categorías de las tablas 2 y 3 para el cálculo del nivel de riesgo se muestra en la matriz de la tabla 4, creada por la empresa:

Tabla 4. Determinación del nivel de riesgo.

Matriz de Riesgos					
Probabilidad	Consecuencia				
	1-Despreciable	2-Menor	3-Serio	4-Mayor	5-Catastrófico
5-Casi Seguro	Medio	Alto	Muy Alto	Muy Alto	Muy Alto
4-Probable	Bajo	Medio	Alto	Muy Alto	Muy Alto
3-Posible	Bajo	Medio	Medio	Alto	Muy Alto
2-Poco Posible	Bajo	Bajo	Medio	Medio	Alto
1-Remoto	Bajo	Bajo	Bajo	Bajo	Medio

Fuente: Eaton Electrical

La tabla 4 muestra la clasificación de los riesgos en bajo, medio, alto o muy alto, según los distintos casos posibles. Cada categoría tiene un color asociado, pudiendo ser este: verde, amarillo, naranja o rojo, para riesgos que van de bajo a muy alto, respectivamente. La clasificación por color pretende servir de alarma visual, para identificar fácilmente los riesgos más críticos presentes en una labor. La interpretación de cada una de las categorías debe ser realizada según los criterios mostrados en la tabla 5, desarrollada para uso interno por la empresa:

Tabla 5. Significado de los niveles de riesgo.

Significado del nivel de riesgo			
<p>BAJO Seguimiento del riesgo para garantizar que los controles se mantienen.</p>	<p>MEDIO Tomar las medidas razonables para mitigar el riesgo. Establecer controles administrativos o EPP y evaluar las medidas de eliminación, sustitución o control ingenieril.</p>	<p>ALTO Actuación de mitigación del riesgo. Eliminación, sustitución o implementación de controles ingenieriles. Si los controles no son inmediatamente accesibles, establecer un calendario para su aplicación y establecer estrategias provisionales de reducción del riesgo. La aprobación de EHS se requiere para altos riesgos.</p>	<p>MUY ALTO Actuar de inmediato para mitigar el riesgo. Eliminar, sustituir o poner en práctica controles ingenieriles. Evaluar si el trabajo debe ser detenido hasta que el riesgo se ha reducido a un nivel aceptable. Se debe obtener la aprobación del Gerente de Operaciones para continuar.</p>

Fuente: Eaton Electrical

Como puede verse a partir de la tabla 5, las categorías de riesgo de mayor gravedad, requieren la actuación con un grado de inmediatez más acelerado. Ante la identificación de un riesgo, se puede actuar ejecutando medidas de control. La norma define este concepto como sigue:

Medidas de control (M): “Medidas implementadas con el fin de minimizar la ocurrencia de incidentes” [19].

Una medida de control puede producir una afectación directa sobre un determinado nivel de riesgo identificado. Cuantitativamente, la medida de control actúa como un multiplicador sobre el nivel de riesgo, permitiendo reducirlo hasta un nivel de menor gravedad. Esto puede formularse según como muestra la siguiente ecuación para el cálculo del nivel de riesgo de una labor sometida a una medida de control:

$$R = P \times C \times M$$

El factor multiplicativo M puede adoptar cualquiera de cuatro valores posibles, que se muestran en la tabla 6 con su correspondiente significado:

Tabla 6. Niveles de control del riesgo.

Control del Riesgo		
Descripción	Nivel	Definición
Controles efectivos que mitigan el peligro	0,25	Los controles de ingeniería y / o administrativas controlan por completo el riesgo ambiental. Controles completos deben ser validados por falta de ocurrencias u otras pruebas.
Controles parcialmente efectivos que mitigan el peligro	0,5	Controles administrativos o ingenieriles existentes son parcialmente eficaces, pero no pueden proporcionar un control de riesgos ambientales en circunstancias extremas.
Controles no efectivos	0,75	Los controles de ingeniería o administrativos no son efectivos en el control del riesgo ambiental (los ejemplos incluyen controles anulados, controles inoperables).
No existen controles en el lugar	1	Falta total de controles administrativos o de ingeniería.

Fuente: Eaton Electrical

Una medida de control efectiva, podría reducir el nivel de un riesgo hasta su cuarta parte. Esto se traduce en una mayor seguridad y bienestar de los trabajadores.

En Eaton Electrical, la identificación y evaluación de los riesgos presentes en la labor de ensamblaje de tapas y sobre tapas de centros de carga, fue realizada por el departamento de Seguridad Laboral con ayuda de la guía previamente presentada. Los resultados de este estudio se muestran en el apéndice A.3. De aquí puede verse que, tras aplicar las medidas de control, existen dos tareas con riesgos residuales altos (naranja) o muy altos (rojo). El extracto de este resultado se muestra en la tabla 7:

Tabla 7. Tareas con riesgos residuales de mayor gravedad.

Tarea	Peligros para la seguridad, aspectos ambientales, seguridad patrimonial	Medida de Control del Riesgo	Nivel de Riesgo Residual
Colocar cincel sobre bisagras y martillar para inclinar la patas de la misma.	Impacto o golpe	Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea.	11,25
	Vibración (mano-brazo y cuerpo entero)	Descansos dentro de la jornada y adopción de buenas posturas de trabajo.	11,25
Martillar sobre las bisagras.	Impacto o golpe	Uso de equipo de guantes protección (EPP)	15
	Vibración (mano-brazo y cuerpo entero)	Descansos dentro de la jornada y adopción de buenas posturas de trabajo.	11,25

Fuente: Eaton Electrical

Según lo indicado en la tabla 7, las tareas que involucran el uso del martillo son las que representan los mayores riesgos para el operario. Dado el nivel de gravedad de los riesgos identificados en estas tareas concretas, debe priorizarse su eliminación o la aplicación de medidas de control efectivas.

Capítulo 4

1.1 Estudio de la planta

a. Herramientas

La planta en estudio está constituida por las siguientes herramientas:

1. Accesorio de soporte principal
2. Accesorio de soporte secundario
3. Martillo
4. Cíncel

Estas herramientas se pueden identificar en la figura 15. El accesorio de soporte principal es el que se observa hacia el frente señalado con el número 1, posee cavidades especiales para el asentamiento de las bisagras. El accesorio secundario, por su parte, es liso y se observa hacia atrás en la figura, marcado con el número 2.



Fuente: Elaboración propia

Figura 15: Herramientas que constituyen la planta.

b. Componentes de los centros de carga

Para conformar los distintos modelos de centros de carga mayores a los 12 circuitos se requiere la utilización de: una caja metálica con el respectivo interior eléctrico, una tapa, una sobre tapa y dos bisagras. Para este propósito, existen 14 variantes de tapas, 5 de sobre tapas y un único modelo de bisagra. La tabla 8 muestra el detalle de las dimensiones básicas de la bisagra (las medidas señaladas se encuentran en pulgadas).

Tabla 8. Dimensiones de la bisagra

BISAGRA			
N° Ítem	Largo (in)	Ancho (in)	Alto (in)
52-30R	0,625	0,313	0,563

Fuente: Elaboración propia

Las distintas variantes de tapa y sobre tapa difieren en tres aspectos principales: tipo de montaje del centro de carga (empotrado o sobrepuesto), dimensiones y estructura física. En la tabla 9 se muestran las diferencias dimensionales entre los modelos de tapas, además, se puede observar el tipo de montaje que se requiere para cada código de tapa, donde *F* corresponde a empotrado y *S* a sobrepuesto:

Tabla 9. Dimensiones de tapas

TAPAS					
	N° Ítem	Largo (in)	Ancho (in)	Dist/Bisagras (in)	Montaje
1	47-21359R-5	15,354	13,312	7,056	F
2	47-21357R	15,312	13,312	7,070	F
3	47-21357R-2	14,250	12,250	7,070	S
4	47-21357R-3	18,360	13,312	10,070	F
5	47-21357R-4	17,250	12,202	10,070	S
6	47-21357R-5	17,250	12,202	10,070	S
7	47-21359R-5-P	15,354	13,312	7,056	F
8	47-21359R-6	14,354	12,312	7,056	S
9	47-21359R-6-P	14,354	12,312	7,056	S
10	47-21360R	22,750	12,375	9,687	S
11	47-21360R-2	28,250	12,375	14,250	S
12	47-21360R-3	23,500	13,125	9,687	F
13	47-21360R-4	29,000	13,125	14,250	F
14	47-59590R	18,360	13,312	10,070	F

Fuente: Elaboración propia

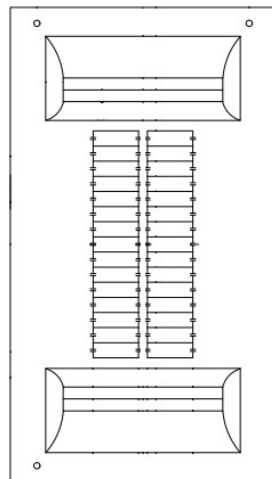
En la tabla 10 se evidencian las diferentes dimensiones entre los modelos de sobre tapas.

Tabla 10. Dimensiones de sobre tapas

SOBRE TAPAS				
	N° Ítem	Largo (in)	Ancho (in)	Dist/Bisagras (in)
1	47-21363R	9,23	8,49	7,07
2	47-15240R	14,60	10,38	9,69
3	47-15240R-2	20,75	10,38	14,25
4	47-21363R-2	12,26	8,49	10,07
5	47-21363R-P	9,23	8,49	7,07

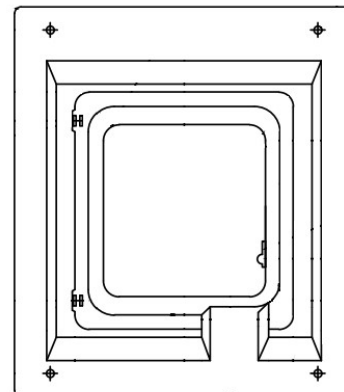
Fuente: Elaboración propia

En cuanto a la estructura física se refiere, hay dos variantes de tapa, que se muestran en las figuras 16 y 17. La tapa grande, en la figura 16, es utilizada para centros de carga de 24 circuitos o más, y corresponde a los modelos de la tabla 9 que incluyen en su número de ítem los dígitos 47-21360R. A los modelos restantes, les corresponden la segunda variante de tapa, de la figura 17. Esta tapa se manufactura en dimensiones más pequeñas y se utiliza para centros de carga con capacidad de 12 a 20 circuitos.



Fuente: Eaton Electrical

Figura 16: Tapa grande.

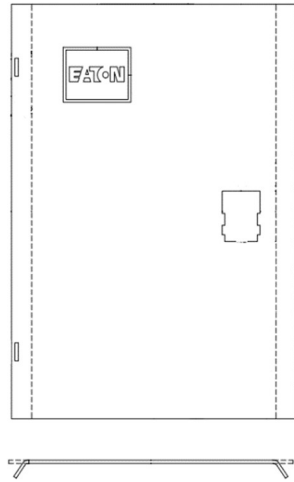


Fuente: Eaton Electrical

Figura 17: Tapa pequeña.

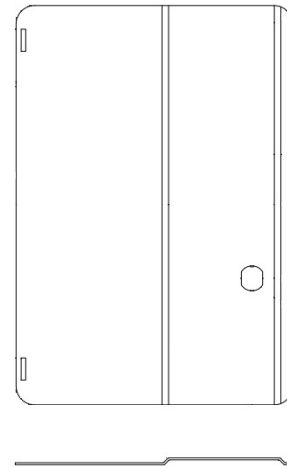
Para cada una de las variantes mostradas en las imágenes previas, existe un tipo de sobre tapa asociado. La sobre tapa mostrada en la figura 18 pertenece al modelo de tapa

grande y corresponde a los ítem de la tabla 10 que incluyen en su código los dígitos 47-15240R, por lo tanto, la sobre tapa mostrada en la figura 19 es la que debe ser utilizada con el modelo de tapa pequeña y está asociada a los ítem de la tabla 3 que incluyen en su código los dígitos 47-21363R.



Fuente: Eaton Electrical

Figura 18: Sobre tapa grande.



Fuente: Eaton Electrical

Figura 19: Sobre tapa pequeña.

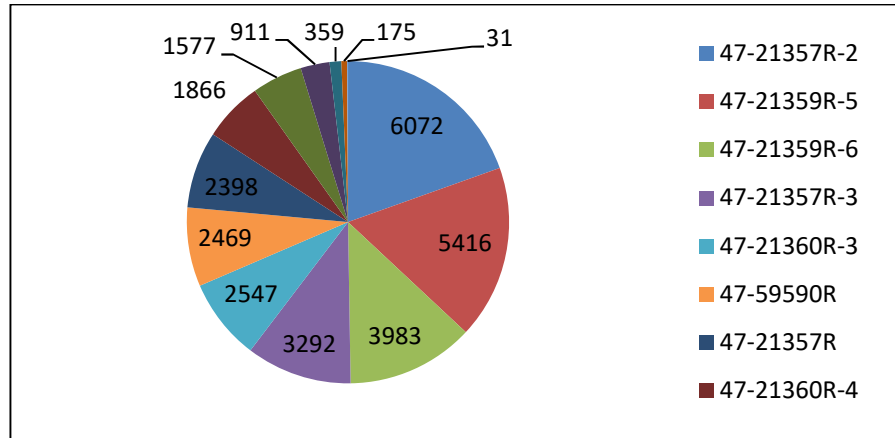
A la fecha del 26 de setiembre de 2017, la fábrica de Eaton en Costa Rica había acumulado un total de 67.789 centros de carga manufacturados para la venta, de los cuáles el 45,9% posee una capacidad mayor a los 12 circuitos, es decir, incluyen una sobre tapa. En la tabla 11 se muestra el detalle de los modelos de tapa más vendidos:

Tabla 11. Modelos de tapa de mayor venta en el año.

TAPAS			
Nº Ítem	Cantidad	Nº Ítem	Cantidad
47-21357R-2	6072	47-21360R-4	1866
47-21359R-5	5416	47-21357R-4	1577
47-21359R-6	3983	47-21357R-5	911
47-21357R-3	3292	47-21360R	359
47-21360R-3	2547	47-21360R-2	175
47-59590R	2469	47-21359R-5-P	31
47-21357R	2398		
Total	31096		

Fuente: Eaton Electrical

Los anteriores datos, pueden verse representados gráficamente en la figura 20. Aquí puede notarse que los centros de carga cuya tapa y sobre tapa corresponden al modelo pequeño son los de mayor venta.



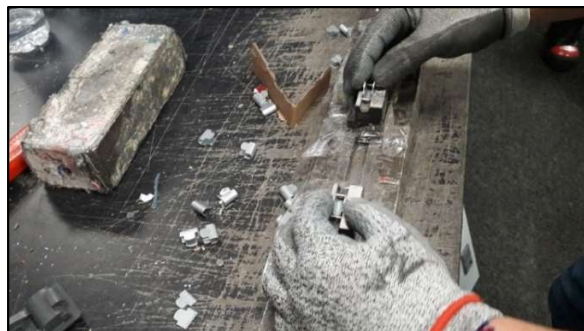
Fuente: Elaboración propia

Figura 20: Gráfico comparativo de los modelos de tapa de mayor venta en centros de carga.

c. Procedimiento

El procedimiento para realizar la unión de la tapa y la sobre tapa es completamente manual, ejecutado por un único operario. La secuencia de pasos requerida se explica a continuación:

1. Colocación de las bisagras en el accesorio de soporte, como se observa en la figura 21.



Fuente: Elaboración propia

Figura 21: Colocación de bisagras

2. Colocación de la sobre tapa sobre el accesorio de soporte. Las bisagras deben quedar insertadas en las ranuras de la sobre tapa diseñadas para tal efecto. Esto se muestra en la figura 22.



Fuente: Elaboración propia

Figura 22: Colocación de sobre tapa

3. Colocación de la tapa encima de la sobre tapa. Nuevamente, las bisagras deben quedar insertadas en las ranuras diseñadas en la tapa para tal efecto, señaladas en la figura 23 con dos círculos rojos.



Fuente: Elaboración propia

Figura 23: Colocación de tapa

4. Colocación del cincel sobre la bisagra. La punta biselada del cincel está diseñada para que al recibir éste un golpe, el bisel se introduzca entre las patas de la bisagra y las doble ligeramente, como puede verse en la figura 24.



Fuente: Elaboración propia

Figura 24: Martilleo del cincel

5. Martilleo del cincel. Se debe realizar con suficiente fuerza para doblar las patas de la bisagra.
6. Martillazo final. Una vez que las patas de la bisagra han sido ligeramente inclinadas, se debe dar un martillazo final que termine de doblarlas por completo, como se observa en la figura 25.



Fuente: Elaboración propia

Figura 25: Martillazo final

d. Variables controlables y no controlables

Tras realizar un análisis del procedimiento de ensamble se pueden identificar las variables que pueden ser controladas para mejorar la eficiencia del proceso de ensamble, así como otras que no pueden ser controladas dentro de los alcances esperados del proyecto:

- Variables controlables

- Mecanismo de colocación de la bisagra, tapa y sobre tapa en los apoyos.
- Firmeza de la sujeción de la tapa y sobre tapa durante el proceso de doblado de la bisagra.
- Fuerza aplicada a la bisagra para producir el doblado.
- Dirección de aplicación de la fuerza sobre la bisagra.
- Posición relativa de la sobre tapa respecto a la tapa.
- Número de pasos del proceso.
- Tiempo de ejecución del procedimiento.

Detrás de cada variable controlable hay una magnitud física (fuerza, dirección, desplazamiento, tiempo) que puede ser modificada o controlada por medio de procesos mecánicos o eléctricos.

- Variables no controlables

- Dimensiones de la bisagra (una única variante).
- Dimensiones de la tapa y sobre tapa.
- Divergencias en las medidas de las tapas, sobre tapas y bisagras respecto a su dimensión nominal, especificada en planos.
- Orden de ejecución de los pasos del proceso.

Estas variables no pueden ser controladas debido a que son características propias del producto o proceso que no pueden ser modificadas. La solución planteada en este proyecto debe adaptarse a las limitaciones impuestas por las variables no controlables.

1.2 Definición de requerimientos

Se definen los siguientes requerimientos, con los que debe cumplir el diseño final para garantizar el cumplimiento de los objetivos del proyecto:

- El dispositivo diseñado debe ser capaz de realizar el proceso de ensamble de la sobre tapa en la tapa de manera parcial o completamente automatizada.
- El mecanismo diseñado debe garantizar que, al ser utilizado, los peligros presentes para el operario durante el proceso de ensamblaje identificados con un nivel de riesgo residual alto (naranja) y muy alto (rojo) disminuirán hasta la categoría media (amarillo) o baja (verde).
- El equipo diseñado debe sujetar firmemente los tres elementos: tapa, sobre tapa y bisagra, durante el proceso de doblado.
- El equipo diseñado debe doblar las aletas de las dos bisagras.
- La fuerza aplicada sobre las bisagras debe incidir perpendicularmente respecto a la superficie de la tapa.
- Los centros de carga para los cuáles se diseñará el dispositivo son todos aquellos que permiten la protección de 12 o más circuitos.
- Los centros de carga para los cuáles se diseñará el dispositivo son todos aquellos que requieren la utilización de breakers de tipo CH.
- El equipo debe contar con un mecanismo de seguridad que detenga el proceso en caso de que se introduzca alguna extremidad humana dentro de la máquina durante su funcionamiento.
- Debe contar con un paro de emergencia.
- Se optará en el diseño por el uso de piezas o equipos producidos por la empresa Eaton Electrical, siempre que sea posible.
- El equipo no requiere tener ninguna característica especial de resistencia al agua.
- Los componentes electrónicos deben estar protegidos del polvo.

Capítulo 5

5.1 Generación de candidatos

Se realiza una lluvia de ideas para proponer posibilidades de solución al problema. Se organizan las ideas en tablas morfológicas, divididas según los distintos pasos del proceso de ensamble. En cada tabla se consideran además, aspectos a favor y en contra de cada solución propuesta. Al final de la sección se realiza la selección de una solución, con la cual se continuará el diseño.

El primer problema planteado corresponde a la orientación de bisagras. Si se busca una automatización total del proceso, que comprenda un alimentador automático de bisagras, se debe velar porque al colocar esta pieza en su soporte correspondiente, esté orientada en la posición correcta, y no volteada hacia abajo o lateralmente. En la tabla 12 se muestran las propuestas para solución de este aspecto.

Tabla 12. Propuestas de solución para la orientación de la bisagra.

Aspecto	Solución	Pros	Contras
Orientación bisagra	Orientación manual	-No conlleva una etapa de diseño ni construcción. -No requiere mantenimiento. -Método económico.	-Automatización parcial de proceso. -Imprecisión en la ejecución de su función. -Problemas de ergonomía para el operario.
	Orientador vibratorio	-Proceso totalmente automatizado. -Seguro para los operarios.	-Dificultad de diseño/construcción. -Costo económico. -Ejecución lenta de su función de posicionamiento.
	Brazo Robótico	-Proceso totalmente automatizado. -Repetitividad precisa. -Seguro para los operarios.	-Dificultad de diseño/construcción. -Costo económico elevado. -Requiere un mayor espacio físico.

Fuente: Elaboración propia

En seguida debe considerarse el problema de colocación de las bisagras. Si se tienen todas situadas sobre una superficie y están orientadas de manera correcta, debe haber un

mecanismo que las tome una por una y las mueva hasta colocarlas en la cavidad o soporte correspondiente. En la tabla 13 se proponen soluciones para la colocación de las bisagras.

Tabla 13. Propuestas de solución para la colocación de la bisagra.

Aspecto	Solución	Pros	Contras
Colocación Bisagra	Colocación Manual	-No conlleva una etapa de diseño ni construcción. -No requiere mantenimiento. -Método económico.	-Automatización parcial de proceso. -Imprecisión en la ejecución de la función. -Problemas de ergonomía para el operario.
	Banda de transporte	-Proceso totalmente automatizado. -Repetitividad precisa. -Seguro para los operarios.	-Dificultad de diseño/construcción. -Costo económico.
	Brazo Robótico	-Proceso totalmente automatizado. -Repetitividad precisa. -Seguro para los operarios.	-Dificultad de diseño/construcción. -Costo económico elevado.

Fuente: Elaboración propia

A continuación, surge el problema de orientación de las tapas y sobre tapas. De manera similar a lo visto para las bisagras, una automatización total del proceso requeriría el diseño de un mecanismo que pueda orientar las tapas y sobre tapas a su posición correcta, evitando que al ser ensambladas estén volteadas hacia abajo. En la tabla 14 se proponen soluciones para la orientación de tapas y sobre tapas.

Tabla 14. Propuestas de solución para la orientación de sobre tapas y tapas.

Aspecto	Solución	Pros	Contras
Orientación sobre tapa y tapa	Orientación manual	-No conlleva una etapa de diseño ni construcción. -No requiere mantenimiento. -Método económico.	-Automatización parcial del proceso. -Imprecisión en la ejecución de su función. -Problemas de ergonomía para el operario.
	Brazo Robótico	-Proceso totalmente automatizado. -Repetitividad precisa. -Seguro para los operarios.	-Dificultad de diseño/construcción. -Costo económico elevado. -Requiere un mayor espacio físico.

Fuente: Elaboración propia

Seguidamente, debe solucionarse la colocación de tapas y sobre tapas. Estando estas estibadas o situadas sobre una superficie, con la orientación correcta, debe intervenir un mecanismo que pueda sujetarlas y moverlas hasta colocarlas sobre el soporte

correspondiente. En la tabla 15 se observan las propuestas para la colocación de las tapas y sobre tapas.

Tabla 15. Propuestas de solución para la colocación de sobre tapas y tapas.

Aspecto	Solución	Pros	Contras
Colocación sobre tapa y tapa	Colocación Manual	-No conlleva una etapa de diseño ni construcción. -No requiere mantenimiento. -Método económico.	-Automatización parcial de proceso. -Imprecisión en la ejecución de la función. -Problemas de ergonomía para el operario.
	Ventosas de vacío	-Proceso totalmente automatizado. -Repetitividad precisa. -Seguro para los operarios.	-Dificultad de diseño/construcción. -Costo económico. -Dificultad de adquisición de materiales. -Requiere un mayor espacio físico.
	Banda de transporte	-Proceso totalmente automatizado. -Repetitividad precisa. -Seguro para los operarios.	-Dificultad de diseño/construcción.
	Brazo Robótico	-Proceso totalmente automatizado. -Repetitividad precisa. -Seguro para los operarios.	-Dificultad de diseño/construcción. -Costo económico elevado.

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 16 se proponen soluciones para el mecanismo actuador. Estando todas las piezas en posición, debe intervenir un mecanismo que produzca el impulso y fuerza necesarios para doblar las bisagras.

Tabla 16. Propuestas de solución para el actuador del doblado de bisagras.

Aspecto	Solución	Pros	Contras
Actuador para doblado de bisagras	Manual (palanca, manivela, engranes...)	-Método económico.	-Automatización parcial de proceso. -Problemas de ergonomía para el operario.
	Motor eléctrico CD	-Precisión de movimientos. -Repetitividad precisa. -Facilidad de interrupción del movimiento.	-Costo económico.
	Cilindro Neumático	-Permite aplicar un amplio rango de fuerzas. -Acción rápida.	-Costo económico.

Fuente: Elaboración propia

Finalmente, debe considerarse también qué tipo de herramienta será impulsada por el mecanismo actuador de la tabla 16 para lograr el doblado. En el proceso manualmente realizado, las herramientas utilizadas son un cincel y un martillo. La geometría de las puntas de estas herramientas juega un papel importante para lograr el doblado, por esta razón, se considerará la opción de realizar el diseño de dos accesorios homólogos o la posibilidad de diseñar una sola herramienta que combine ambas geometrías. Las opciones propuestas para este aspecto se muestran en la tabla 17.

Tabla 17. Propuestas de solución para el accesorio de doblado de bisagras.

Aspecto	Solución	Pros	Contras
Accesorio para doblado de bisagras	Accesorio con punta biselada + Accesorio punta martillo	-Facilita el control individual de los dos movimientos requeridos para el doblado de la bisagra: golpe de cincel y golpe de martillo.	-Mayor costo económico.
	Accesorio con una punta que cumpla tanto la función del bisel como la del martillo	-Reduce la cantidad de accesorios que requiere la máquina (cilindros, motores...).	-Su efectividad no está comprobada.

Fuente: Elaboración propia

Para la selección de las soluciones a utilizar se considerarán tres criterios principales: costo, complejidad de diseño y los resultados del estudio de identificación de peligros y evaluación de riesgos para el proceso de ensamblaje. El primero de estos criterios es importante porque al automatizar se puede incurrir en tecnologías cuyo costo no es proporcional a la simplificación que se produce en la tarea. En cuanto a la complejidad de diseño, es necesario tomar en cuenta este factor porque, cuanto mayor sea, más tiempo requerirá su desarrollo y se dispone de un plazo limitado para la concretización del diseño, adicionalmente, al ser ejecutado por una sola persona, las tareas no pueden ser divididas y el avance es más lento. En cuanto al tercer criterio, como se vio en la sección 2.D, las tareas del proceso de ensamble que involucran directamente el uso del martillo son las que se traducen en los riesgos más graves para el operario. Considerando lo anterior, y para cumplir con todos los requerimientos establecidos en la sección previa, debe priorizarse la eliminación o modificación de los pasos del proceso que involucran el uso del martillo. Es decir, el diseño de un mecanismo de doblado automatizado debe ser prioridad por sobre otros aspectos, como el acomodo automático de las bisagras o las tapas en un soporte.

En conclusión, a partir de las tres consideraciones mencionadas se derivan las siguientes recomendaciones finales:

Orientación de bisagras: Se recomienda dar a la bisagra una orientación manual. El operario tomará una bisagra del montón, la separará y la orientará en la posición correcta de forma manual.

Colocación de bisagras: Se recomienda dar a la bisagra una colocación manual. Tras el paso anterior, el operario tendrá la bisagra en su mano y procederá a colocarla en la cavidad o soporte destinado al sostén de la misma, esto de forma manual.

Orientación de sobre tapas y tapas: Se recomienda dar a las tapas y sobre tapas una orientación manual. El operario tomará una tapa del montón, la levantará y la orientará a la posición deseada de forma manual. Lo mismo hará con la sobre tapa.

Colocación de sobre tapas y tapas: Se recomienda dar a las tapas y sobre tapas una colocación manual. Tras el paso anterior, el operario tendrá la tapa en sus manos, orientada en la posición correcta, procederá entonces a colocarla sobre el soporte destinado al sostén de la misma, esto de forma manual. Lo mismo aplicará para la sobre tapa.

Actuador para doblado de bisagra: Se recomienda la utilización de un actuador neumático. Una vez colocadas todas las partes en posición (bisagras, tapa y sobre tapa), se activará el actuador neumático, que producirá el avance de la herramienta encargada del doblado e introducirá la fuerza necesaria el mismo. Esta selección se realiza porque en aplicaciones neumáticas, con pequeñas variaciones geométricas o de presión, se pueden alcanzar fuerzas muy altas. Adicionalmente, el aire comprimido es un recurso disponible en la empresa.

Accesorio para doblado de bisagra: Se recomienda el diseño de una herramienta que cumpla tanto la función del bisel como la del martillo. La herramienta, que estará adherida de alguna forma al actuador activado en el paso anterior, avanzará hasta la bisagra y producirá el doblado de sus aletas. La selección de esta solución significa una simplificación en el diseño, y evitaría la futura consideración de un mecanismo que realice el movimiento lineal necesario para cambiar de una herramienta a otra, reduciendo por tanto los equipos requeridos, el tiempo de ejecución del proceso y el costo de la máquina.

5.2 Evaluación de conceptos

a. Accesorio para doblado de bisagras

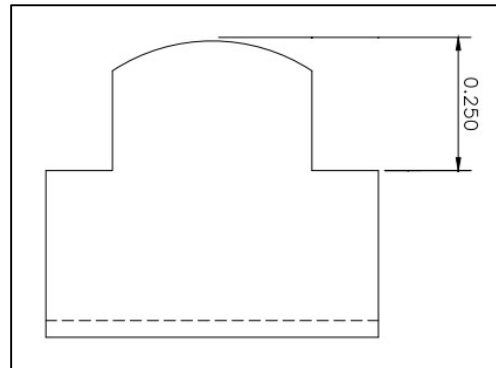
Según como se mostró en la sección anterior, se consideran dos opciones para el diseño de un accesorio que realice el doblado de las bisagras (tabla 17):

1. Accesorio con punta biselada + Accesorio punta martillo: El doblado se realiza en un proceso de dos pasos similar al realizado actualmente de forma manual. Un mecanismo automático se encarga de aplicar primero la acción de un cincel, y de seguido, la acción de un martillo para el doblado de la bisagra.
2. Accesorio con una punta que cumpla tanto la función del bisel como la del martillo: Se diseña una pieza que combine las superficies de un martillo y un cincel, de manera que en un solo movimiento se logre simular sobre la bisagra la acción de ambas herramientas.

La implementación de la segunda opción es deseable, puesto que significaría una simplificación del diseño, y evitaría la futura consideración de un mecanismo que realice el movimiento lineal necesario para cambiar de una herramienta a otra, reduciendo por tanto los equipos requeridos, el tiempo de ejecución del proceso y el costo de la máquina. Entre los puntos en contra que se destacan para esta opción, se encuentra el hecho de que su efectividad no está comprobada. Para verificar si la implementación de una herramienta de este tipo es oportuna, se realiza el diseño y construcción de un prototipo, con el cual se efectúan pruebas de golpe sobre la bisagra y se analiza el efecto producido.

La principal limitación a considerar en el diseño del prototipo consiste en la distancia que puede descender la herramienta desde el punto superior de la bisagra antes de topar con un límite. Una vez que la tapa y sobre tapa se encajan sobre la bisagra, forman una pared, por lo que la herramienta no puede avanzar más allá de este punto. A partir de los

planos de la bisagra, se concluye que la distancia de avance máximo es de 0.250 pulgadas, como se muestra en la figura 26:

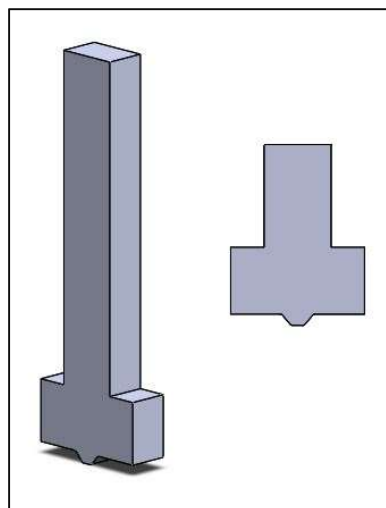


Fuente: Eaton Electrical

Figura 26: Bisagra (dimensión en pulgadas).

Herramienta de prueba 1

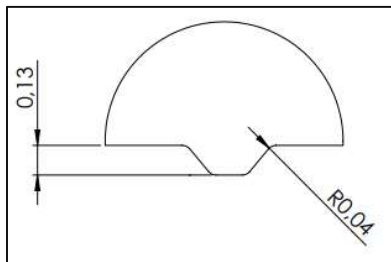
Considerando la limitación definida anteriormente, se realiza el diseño del primer prototipo de la herramienta de prueba. Este se muestra en la figura 27. La herramienta posee una punta biselada para el doblado inicial de las aletas de la bisagra y una cara plana que debe actuar como martillo y completar el doblado de la bisagra.



Fuente: Elaboración propia

Figura 27: Herramienta de doblado 1.

Se diseña una punta biselada con una inclinación de 50° respecto a la horizontal y una altura de 0.125 pulgadas, es decir, la mitad de la distancia de avance máximo de la herramienta. Bajo estas circunstancias, cuando la cara inferior de la punta biselada llegue a la mitad del recorrido, la cara plana correspondiente al martillo estará tocando los extremos de las aletas de la bisagra. Adicionalmente, se asigna un radio de redondeo para la arista de unión de la cara biselada con la cara plana, que facilite el deslizamiento de la aleta de la bisagra de una cara a otra y reduzca la concentración de esfuerzos en la herramienta. La figura 28 muestra las dimensiones correspondientes a la altura del bisel y el radio de redondeo. Para mayor detalle de las dimensiones de la herramienta referirse al plano incluido en el apéndice B.1.



Fuente: Elaboración propia

Figura 28: Detalle de las dimensiones de la punta biselada herramienta 1.

Prueba de funcionamiento de la herramienta 1

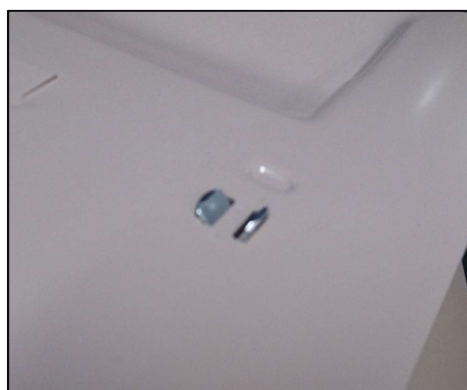
Se obtiene el prototipo físico de la herramienta, mostrado en la figura 29, y se procede a probarla. Esta prueba consiste de dos partes: la primera es golpear con la herramienta una bisagra acoplada al conjunto de tapa y sobre tapa según como se realiza en el proceso normal de ensamble, para esta prueba se ejecutan un total de seis repeticiones, realizadas sobre dos modelos distintos de tapa con la colaboración de dos operarios. La segunda prueba realizada radica en probar la herramienta directamente sobre una bisagra sola, aunque esta última no representa la condición de la bisagra durante el ensamble, se desea observar el grado de doblez que se puede alcanzar con la geometría seleccionada.



Fuente: Elaboración propia

Figura 29: Prototipo de la herramienta 1.

Se realiza la primera parte de la prueba. En la figura 30 se observa el resultado alcanzado en una de las repeticiones:



Fuente: Elaboración propia

Figura 30: Resultado de la primera parte de la prueba.

Se observa que las aletas de la bisagra se inclinan, sin embargo, el doblado obtenido no es total. Una vez doblada la pieza, el operario procede en primer lugar a sujetar la tapa con una mano y la sobre tapa con la otra, para tirar de ambas en direcciones opuestas. Asimismo, abre y cierra la tapa consecutivas veces. Las anteriores pruebas se realizan para verificar la calidad del ensamble y la funcionalidad del centro de carga. Al realizar estos procedimientos de comprobación sobre el ensamble de la figura 30, se observa que aunque es posible abrir la tapa sin problema, la sujeción alcanzada no es firme, por lo que se deduce que no se cumplen las condiciones de calidad requeridas. En la tabla 18 se clasifican los resultados obtenidos para las repeticiones restantes en términos de calidad de la sujeción:

Tabla 18. Propuestas de solución para el accesorio de doblado de bisagras.

Condiciones de la prueba			Resultado	
Operario	Nº Repetición	Nº Tapa	Es posible la apertura de la tapa	La sujeción es firme
A	1	47-21360R-4	✓	X
	2	47-21357R-3	✓	✓
	3	47-21357R-3	X	X
B	4	47-21357R-3	✓	X
	5	47-21360R-4	X	X
	6	47-21360R-4	✓	✓

Fuente: Elaboración propia

A partir de los resultados de la tabla 18 se puede ver que para la mayoría de los casos la apertura de la tapa es posible, sin embargo, dado el grado de doblez de las aletas de la bisagra, la sujeción obtenida no es firme. Se realiza la segunda parte de la prueba, golpeando sobre una bisagra sin la tapa ni sobre tapa y produciéndose el efecto mostrado en la figura 31:



Fuente: Elaboración propia

Figura 31: Resultado de la segunda parte de la prueba.

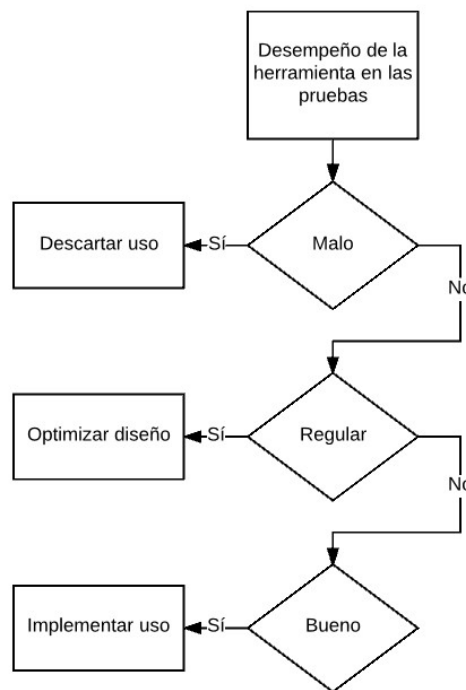
A partir de lo anterior se comprueba lo visto en la primera prueba: se produce un efecto de inclinación sobre las aletas de la bisagra gracias a la acción del bisel, pero la herramienta no puede bajar lo suficiente como para que la superficie correspondiente del martillo complete el doblado. En la figura 32 se compara una bisagra doblada por la acción de la herramienta 1 y una sin doblar:



Fuente: Elaboración propia

Figura 32: Comparación entre una bisagra sin doblar (izquierda) y una doblada (derecha).

En síntesis, el diseño utilizado logra inclinar las aletas de la bisagra, sin embargo, no lo suficiente como para garantizar una unión segura de las partes. El resultado obtenido durante las pruebas no permite afirmar que el desempeño del diseño fue óptimo, no obstante, tampoco puede calificarse la herramienta de disfuncional. Tras analizar los resultados obtenidos, se propone el diagrama de la figura 33. Según las categorías de éste, para estas pruebas los resultados pueden clasificarse como regulares, por tanto, lo que corresponde sería la optimización del diseño para la realización de una nueva prueba.

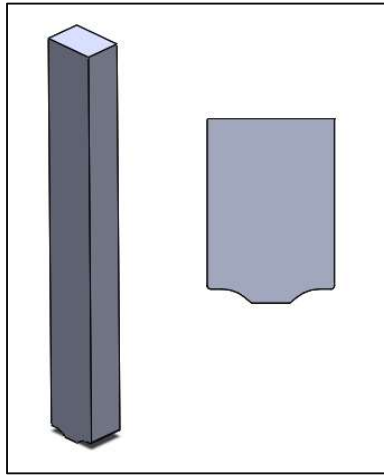


Fuente: Elaboración propia

Figura 33: Diagrama de pasos a seguir durante la prueba del prototipo.

Herramienta de prueba 2

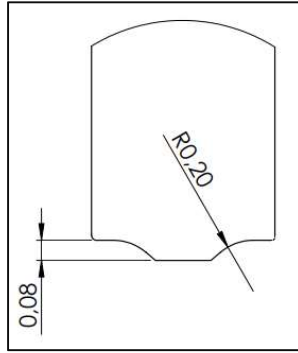
Partiendo de lo aprendido en la anterior experiencia, se realiza el diseño del segundo prototipo de herramienta de prueba. Este se muestra en la figura 34. Nuevamente, el diseño incluye una punta biselada para producir la inclinación inicial de las aletas de la bisagra y una cara plana que debe actuar como martillo y completar el doblado.



Fuente: Elaboración propia

Figura 34: Herramienta de doblado 2.

Para este nuevo diseño, el objetivo es reducir la altura de la punta biselada y aumentar el radio de redondeo de la arista de unión de la cara biselada con la cara plana. Se asigna al bisel un ángulo de inclinación de 40° respecto a la horizontal y una altura de 0.08 pulgadas, aproximadamente la tercera parte de la distancia de avance máximo de la herramienta. La reducción del ángulo de 50 a 40° pretende que cada avance de posición de la aleta en el eje x se corresponda con un avance menor de la herramienta en el eje y. Adicionalmente, se aumenta el radio de redondeo a 0.20 pulgadas, con lo que el deslizamiento de la aleta de la bisagra de una cara a otra va a realizarse en un movimiento más fluido. La figura 35 muestra las dimensiones correspondientes a la altura del bisel y el radio de redondeo. Para mayor detalle de las dimensiones de la herramienta referirse al apéndice B.2.



Fuente: Elaboración propia

Figura 35: Detalle de las dimensiones de la punta biselada herramienta 2.

Prueba de funcionamiento de la herramienta 2

Se adquiere el prototipo físico de la herramienta 2, según como se observa en la figura 36, y se procede a realizar las mismas pruebas descritas para la herramienta 1. Nuevamente se obtiene la ayuda de dos operarios, los cuáles realizan tres repeticiones cada uno.



Fuente: Elaboración propia

Figura 36: Prototipo de la herramienta 2.

Se realiza la primera parte de la prueba, obteniendo el resultado mostrado en la figura 37:



Fuente: Elaboración propia

Figura 37: Resultado de la primer parte de la prueba para la herramienta 2.

Se evidencia que el dobléz producido en las aletas de la bisagra es más acentuado que el observado en las pruebas con la herramienta 1. Nuevamente deben ser ejecutadas las pruebas de calidad. Como se mencionó previamente, estas son dos: sujetar la tapa y sobre tapa y halar de ambas en direcciones distintas, y realizar el cierre y apertura de la puerta consecutivas veces para demostrar que el mecanismo funciona como se espera de él. Esto último se muestra en la figura 38.



Fuente: Elaboración propia

Figura 38: Prueba de apertura y cierre de la sobre tapa.

Las dos comprobaciones realizadas por el operario sobre el ensamble de la figura 37 dan resultados positivos: la sujeción de las partes es resistente y la sobre tapa puede abrirse sin problema. En la tabla 19 se clasifican los resultados obtenidos para las repeticiones restantes en términos de la calidad de sujeción:

Tabla 19. Propuestas de solución para el accesorio de doblado de bisagras.

Condiciones de la prueba			Resultado	
Operario	Nº Repetición	Nº Tapa	Es posible la apertura de la tapa	La sujeción es firme
A	1	47-21360R-4	✓	✓
	2	47-21357R-3	✓	✓
	3	47-21357R-3	✓	X
B	4	47-21357R-3	✓	✓
	5	47-21360R-4	✓	X
	6	47-21360R-4	✓	✓

Fuente: Elaboración propia

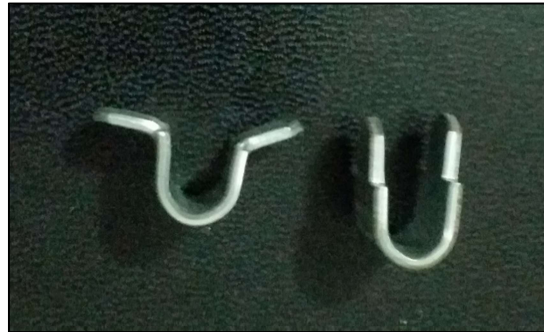
A partir de los resultados de la tabla 19 se puede ver que para todos los casos probados la apertura de la tapa es posible, además, en la mayoría de ellos se obtuvo una sujeción firme. En los casos en que la sujeción no cumplió el requerimiento de firmeza establecido, se observó que el doblado producido sobre las aletas no fue suficiente. Se realiza la segunda parte de la prueba, golpeando sobre una bisagra sin la tapa ni sobre tapa y produciéndose el efecto mostrado en la figura 38:



Fuente: Elaboración propia

Figura 39: Resultado de la primera parte de la prueba para la herramienta 2.

La segunda prueba permite observar con mayor claridad el efecto del uso de la herramienta 2. Se produce sobre la bisagra un doblado con un ángulo de entre 80 a 90° respecto a su posición original. El resultado observado es muy cercano al esperado. En la siguiente figura se compara una bisagra doblada por la acción de la herramienta 2 y una sin doblar:



Fuente: Elaboración propia

Figura 40: Comparación entre una bisagra sin doblar (izquierda) y una doblada (derecha).

Tras la realización de las pruebas con la herramienta 2 se concluye que el diseño utilizado logra la inclinación de las aletas de la bisagra en un grado suficiente para cumplir la función de sujeción que tiene la pieza dentro del ensamble. Para los casos de la tabla 19 en los que no se cumplió el requerimiento de firmeza en la sujeción, se concluye que el problema encontrado no está relacionado con el diseño si no con la repetitividad: al ser pruebas realizadas manualmente, no hay un control de la cantidad de fuerza con la que el operario golpea la herramienta, adicional a esto, el empuñe manual de la pieza no garantiza un correcto posicionamiento de la misma, por lo que al golpear la bisagra no se obtiene un grado de doblado suficiente y un consecuente montaje firme.

Finalmente, se verifica que la herramienta 2 cumple las condiciones de calidad requeridas. Según las categorías disponibles en el diagrama de la figura 33, los resultados se pueden clasificar como buenos. El siguiente paso del proceso implicaría, entonces, la implementación del uso de la herramienta 2 dentro del diseño del mecanismo para el doblado de bisagras.

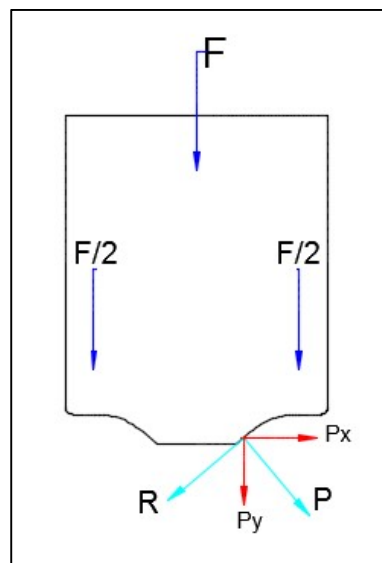
Capítulo 6

6.1 Definición de especificaciones

a. Especificaciones Mecánicas

Para asegurar el doblado de las aletas de la bisagra, se debe aplicar una fuerza tal que las deforme más allá del límite elástico del material, es decir, que produzca en ellas una deformación plástica. Esta fuerza será introducida al sistema por medio de la acción de un cilindro neumático. La selección de algunas de las características geométricas del cilindro depende de la fuerza que se espera que desarrolle en su avance, por esta razón, se debe estimar la magnitud requerida para el doblado.

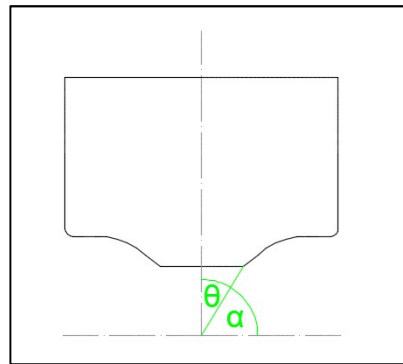
Si se designa como F a la fuerza aplicada sobre la herramienta, dada la simetría de la pieza, se puede concluir que sobre cada una de las secciones ubicadas a izquierda y derecha del eje de simetría central, actúa la mitad de la fuerza total F , es decir $F/2$, esto se muestra en la figura 41.



Fuente: Elaboración propia

Figura 41: Distribución de fuerzas en la punta de la herramienta.

Esta fuerza de $F/2$, sobre las caras biseladas, puede descomponerse en dos componentes P y R , axial y tangencial respecto a la superficie inclinada, como se muestra en la anterior figura. Esta descomposición está directamente relacionada con el ángulo de inclinación del bisel. Se designará con θ (theta) al ángulo comprendido entre la pared inclinada y la vertical, mientras que α (alpha) será el ángulo comprendido entre la pared inclinada y la horizontal, o también, el ángulo complementario de θ , como se muestra en la figura 42:



Fuente: Elaboración propia

Figura 42: Ángulo de inclinación del bisel.

Como se vio con anterioridad, para la herramienta utilizada, el valor del ángulo α es de 40° , y por consiguiente el valor de θ es de 50° , sin embargo, para el desarrollo de los siguientes cálculos se seguirán usando las variables α y θ . Considerando los anteriores ángulos, se puede realizar la descomposición de $F/2$ en sus partes P y R como se muestra a continuación:

$$P = \frac{F}{2} \cdot \cos \alpha \qquad R = \frac{F}{2} \cdot \sin \alpha$$

La fuerza P , puede a su vez descomponerse en dos, una componente P_x dirigida a lo largo del eje x y otra P_y dirigida a lo largo del eje y . Este procedimiento se muestra a continuación:

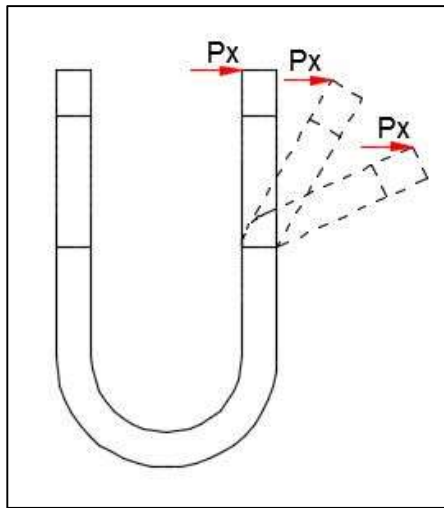
$$P_x = P \cdot \sin \alpha = \frac{F}{2} \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha$$

$$P_y = P \cdot \cos \alpha = \frac{F}{2} \cdot \cos \alpha^2$$

A continuación, para realizar el cálculo del efecto producido por la herramienta sobre la bisagra, se debe retomar el hecho de que la punta a utilizar tiene una parte biselada y una parte plana. La fuerza sobre las aletas de la bisagra dependerá de con cuál de estas dos partes se esté dando la interacción. A continuación, se muestra el análisis desarrollado para cada una de estas superficies:

Sección inclinada:

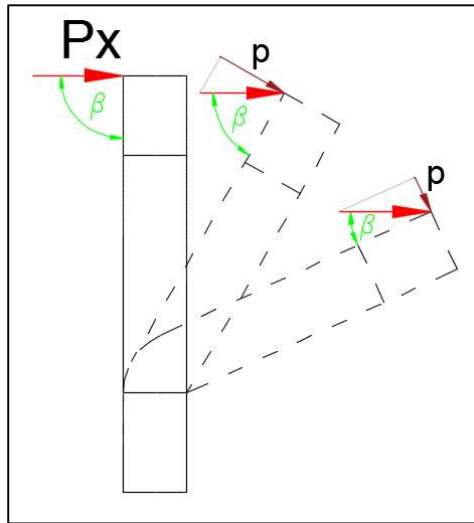
Al entrar en contacto la bisagra con la superficie de la herramienta que es inclinada, la componente de la fuerza que es perpendicular a la aleta es la que actúa forzándola a inclinarse. En el momento inicial esta fuerza es horizontal, dirigida sobre el eje x, es decir, el componente P_x calculado anteriormente, como se muestra en la figura 43:



Fuente: Elaboración propia

Figura 43: Fuerza que inclina la aleta de la bisagra.

Sin embargo, conforme la bisagra comienza a doblarse, el ángulo (β) entre P_x y la aleta inclinada se reduce, y consecuentemente la fuerza que actúa perpendicularmente (p) varía, siendo cada vez menor respecto a la P_x original, como se muestra en la figura 44:



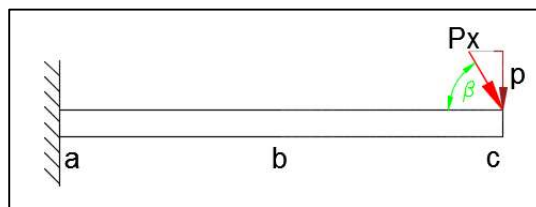
Fuente: Elaboración propia

Figura 44: Ángulo β entre la aleta inclinada y la fuerza P_x .

La relación entre P_x y la fuerza p que actúa perpendicularmente sobre la aleta está dada por el ángulo β , según como se describe a continuación:

$$p = P_x \cdot \sin \beta$$

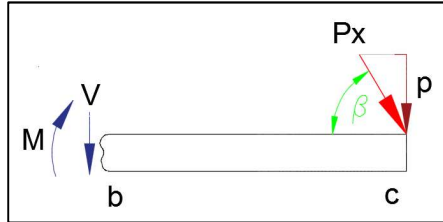
Al conocer el valor de la fuerza p , se puede analizar la aleta de la bisagra como una viga, para conocer la fuerza cortante y el momento flector que experimenta en cada posición. Considere la representación de la aleta como una viga en voladizo de longitud l , mostrada en la figura 45:



Fuente: Elaboración propia

Figura 45: Viga en voladizo abc .

Para conocer la fuerza y momento internos en la viga se debe realizar un corte en el punto b y dibujar el diagrama de cuerpo libre del segmento bc , como se muestra en la figura 46:



Fuente: Elaboración propia

Figura 46: Diagrama de cuerpo libre del segmento bc .

A partir del anterior diagrama se puede obtener el valor de la fuerza cortante V y el momento flector M en el punto b .

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = -p - V = 0$$

$$\Rightarrow V = -p$$

$$\therefore V = -p = -P_x \cdot \sin \beta$$

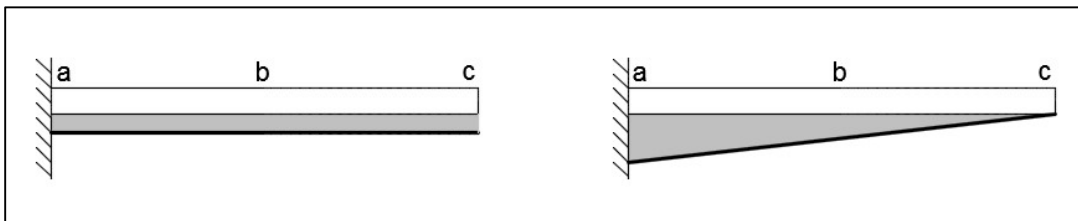
$$+\cup \Sigma M_b = 0$$

$$\Sigma M = -p \cdot l - M = 0$$

$$\Rightarrow M = -p \cdot l$$

$$\therefore M = -p \cdot l = -P_x \cdot \sin \beta \cdot l$$

A partir de las anteriores expresiones puede verse que, para un único valor de β , la fuerza cortante tiene un valor constante en toda la viga. Además, se deduce que el momento flector aumenta proporcionalmente con la longitud de la viga. Con estos resultados se pueden construir los diagramas de fuerza cortante y momento flector mostrados en la figura 47:



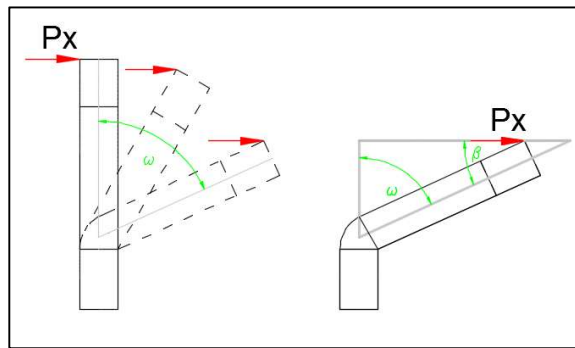
Fuente: Elaboración propia

Figura 47: Diagramas de fuerza cortante (izquierda) y momento flector (derecha) viga abc .

Seguidamente, se debe determinar el esfuerzo normal producido por el momento flector máximo que experimenta la viga:

$$\sigma_m = \frac{|M|}{S} = \frac{|-p \cdot l|}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{6|-P_x \cdot \sin \beta \cdot l|}{bh^2}$$

El análisis realizado ha considerado el ángulo β comprendido entre la fuerza P_x y la aleta inclinada de la bisagra, no obstante, el valor de este ángulo no es directamente conocido. El que se puede encontrar es el valor del ángulo ω , que determina el desplazamiento angular de la aleta respecto a su posición vertical original. El ángulo ω y la relación existente entre él y β se muestra en la figura 48.



Fuente: Elaboración propia

Figura 48: Ángulo ω de doblado de la aleta (izquierda). Relación entre β y ω (derecha).

Dada la conveniencia de expresar las ecuaciones encontradas en términos del ángulo ω , y a partir de la imagen 48, se puede obtener la relación entre este ángulo y β :

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

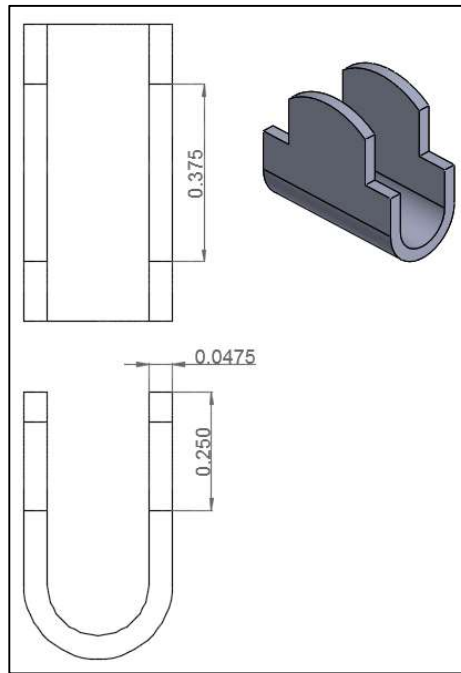
Sustituyendo esta relación en la expresión encontrada para el esfuerzo normal se consigue:

$$\sigma_m = \frac{6|-P_x \cdot \sin(90^\circ - \omega) \cdot l|}{bh^2} = \frac{6|-P_x \cdot \cos(\omega) \cdot l|}{bh^2}$$

Para calcular el valor de P_x necesario para producir el doblado en la bisagra, se debe despejar esta variable de la anterior expresión:

$$|P_x| = \frac{bh^2 \cdot \sigma_m}{6 \cdot \cos \omega \cdot l}$$

Sustituyendo las distintas variables por su correspondiente valor numérico, se puede obtener la magnitud de P_x . Las dimensiones b y h del área transversal de las aletas y su longitud, se muestran en la figura 49:



Fuente: Elaboración propia

Figura 49: Dimensiones de la viga.

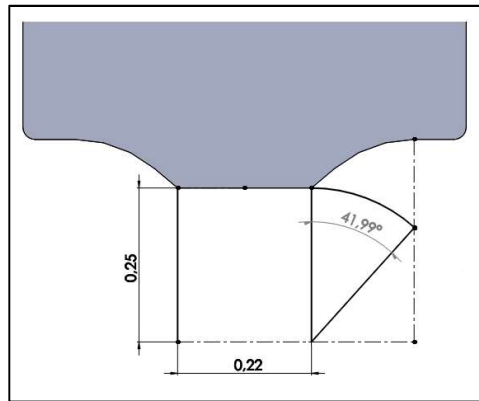
Para originar una deformación permanente, se debe encontrar una fuerza que produzca un esfuerzo dentro del rango plástico del material que conforma la bisagra. Por esto, para sustituir la variable de esfuerzo normal se utilizará el valor del límite a la fluencia del material. Las bisagras están construidas en hierro galvanizado, en la tabla 20 se muestra el valor de fluencia de acuerdo a la documentación interna de la empresa:

Tabla 20. Límite de fluencia hierro galvanizado.

Límite de fluencia	
36000 psi	248.21 MPa

Fuente: Eaton Electrical

Finalmente, se debe recordar que la variable ω representa el desplazamiento angular de la aleta respecto a su posición vertical original. Este ángulo varía desde cero hasta un valor máximo que depende de las dimensiones de la herramienta a utilizar para el doblado. Este valor puede obtenerse a partir de la geometría como se muestra en la figura 50:



Fuente: Elaboración propia

Figura 50: Ángulo de inclinación ω .

En la figura 50, el segmento de 0.250 in representa la aleta de la bisagra. Cuando la aleta entra en contacto con la superficie inclinada, se moverá sobre ella, y su extremo se desplazará una cierta distancia horizontal, pivotando en torno al punto en que está unida al resto de la bisagra, formando un ángulo determinado. Este ángulo deja de medirse en el punto en que la superficie inclinada acaba y da paso a la sección plana. Como puede verse en la imagen, el valor máximo de ω será:

$$\omega = 41.99^\circ \approx 42^\circ$$

Desde cero y hasta el valor máximo encontrado, la aleta de la bisagra se inclinará pasando por diferentes ángulos. Se realizará el cálculo de la fuerza para distintas posiciones intermedias de ω con una diferencia de 2° entre una y otra. Con los resultados encontrados se podrá observar el comportamiento de la fuerza y seleccionar el valor más crítico. El resumen de las variables se muestra en la tabla 21:

Tabla 21. Variables en las ecuaciones de esfuerzo para la sección inclinada de la herramienta.

Variable	Valor
b	0.375 in
h	0.0475 in
l	0.250 in
ω	0°, 2°, ..., 42°
σ_m	36 000 psi

Fuente: Elaboración propia

Sustituyendo las distintas variables por su correspondiente valor numérico, se puede obtener la magnitud de P_x . Para el caso de $\omega=0^\circ$:

$$|P_x| = \frac{0.375 \text{ in} \cdot (0.0475 \text{ in})^2 \cdot 36000}{6 \cdot \cos(0) \cdot 0.250} = 20.31 \text{ lbf}$$

Retrocediendo sobre las ecuaciones vistas, y recordando que el valor del ángulo de inclinación del bisel respecto a la horizontal α es igual a 40° , para encontrar el valor de P se hace:

$$P = \frac{P_x}{\sin \alpha} = \frac{20.31 \text{ lbf}}{\sin(40)} = 31.59 \text{ lbf}$$

Retomando la siguiente igualdad de P, se puede despejar el valor F de la fuerza:

$$P = \frac{F}{2} \cdot \cos \alpha \Rightarrow F = \frac{2 \cdot P}{\cos \alpha} = \frac{2 \cdot 31.59 \text{ lbf}}{\cos(40)} = 82.48 \text{ lbf}$$

Para garantizar que la fuerza suministrada sea suficiente, se seleccionará para ella un factor de seguridad. El valor a utilizar será 1.5.

$$FS = \frac{F_{final}}{F} \Rightarrow F_{final} = 1.5 \cdot 82.48 \text{ lbf} = 123.72 \text{ lbf}$$

Que, en unidades del Sistema Internacional, corresponde a:

$$F_{final} = 123.72 \text{ lbf} = 550.32 \text{ N}$$

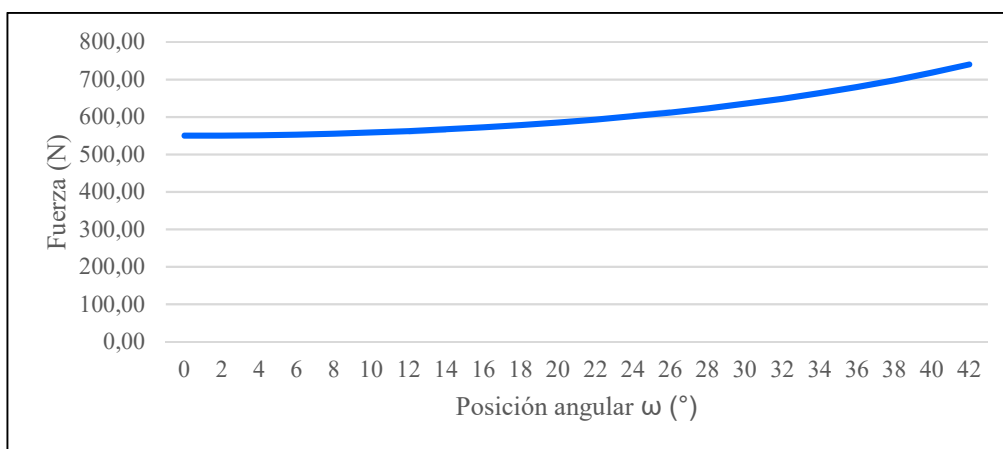
El resultado de calcular la fuerza para las posiciones intermedias de ω restantes se muestra en la tabla 20.

Tabla 22. Cálculo de fuerza para 22 posiciones angulares de la aleta de la bisagra.

N°	ω (°)	Px (lb)	P (lb)	F (lb)	FS	F real (lb)	F real (N)
0	0	20,31	31,59	82,48	1,5	123,72	550,32
1	2	20,32	31,61	82,53	1,5	123,79	550,66
2	4	20,36	31,67	82,68	1,5	124,02	551,66
3	6	20,42	31,76	82,93	1,5	124,40	553,35
4	8	20,51	31,90	83,29	1,5	124,93	555,73
5	10	20,62	32,08	83,75	1,5	125,63	558,81
6	12	20,76	32,30	84,32	1,5	126,48	562,62
7	14	20,93	32,56	85,00	1,5	127,50	567,17
8	16	21,12	32,86	85,80	1,5	128,70	572,50
9	18	21,35	33,22	86,72	1,5	130,08	578,64
10	20	21,61	33,62	87,77	1,5	131,66	585,64
11	22	21,90	34,07	88,96	1,5	133,43	593,54
12	24	22,23	34,58	90,28	1,5	135,43	602,40
13	26	22,59	35,15	91,77	1,5	137,65	612,29
14	28	23,00	35,78	93,41	1,5	140,12	623,28
15	30	23,45	36,48	95,24	1,5	142,86	635,46
16	32	23,94	37,25	97,26	1,5	145,88	648,93
17	34	24,49	38,11	99,49	1,5	149,23	663,81
18	36	25,10	39,05	101,95	1,5	152,92	680,23
19	38	25,77	40,09	104,67	1,5	157,00	698,37
20	40	26,51	41,24	107,67	1,5	161,50	718,39
21	42	27,32	42,51	110,99	1,5	166,48	740,53

Fuente: Elaboración propia

Los datos encontrados en la tabla se representan gráficamente en la figura 51:



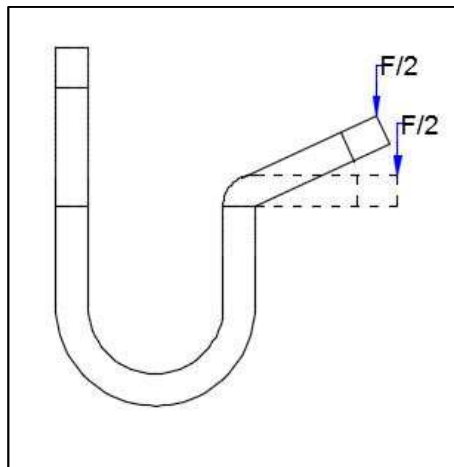
Fuente: Elaboración propia

Figura 51: Gráfica de fuerza contra posición angular.

A partir del gráfico anterior puede verse que la fuerza requerida tiende a aumentar conforme el desplazamiento angular ω crece. La posición de doblado máximo que se puede alcanzar con la acción de la sección inclinada de la herramienta es de 42° , punto en el cual la fuerza alcanza su valor máximo de 740,53 N, marcado en rojo en la tabla 20.

Sección plana:

Como se vio en la sección anterior, la componente de la fuerza que es capaz de producir un doblado en la aleta de la bisagra es la que actúa perpendicularmente sobre ella. Al entrar en contacto la bisagra con la superficie de la herramienta que es plana, la componente de la fuerza que actúa sobre ella es $F/2$, como mostrado en la figura 52:



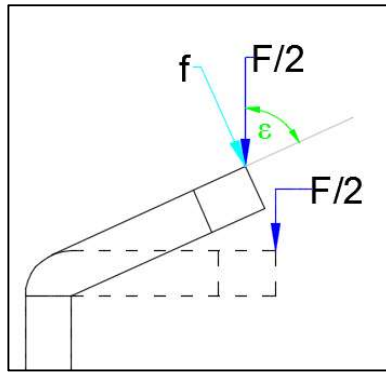
Fuente: Elaboración propia

Figura 52: Fuerza vertical que actúa sobre la bisagra.

A su vez, la componente de $F/2$ que produce el doblado, es f , que incide perpendicularmente en la aleta. La relación entre estas fuerzas está dada por el ángulo ϵ , comprendido entre $F/2$ y la aleta inclinada:

$$f = \frac{F}{2} \cdot \sin \epsilon$$

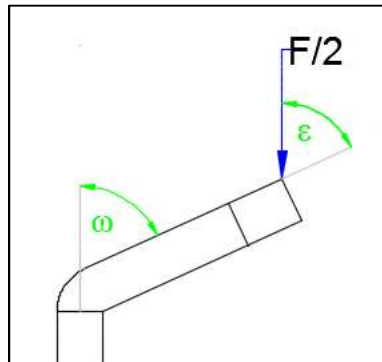
Conforme el doblado de la bisagra avanza, el ángulo (ϵ) aumenta, y consecuentemente la fuerza que actúa perpendicularmente (f) varía, siendo cada vez mayor hasta alcanzar el valor máximo $F/2$, como se muestra en la figura 53:



Fuente: Elaboración propia

Figura 53: Relación entre f y $F/2$.

Dado que es conveniente expresar las ecuaciones en términos del ángulo ω , correspondiente al desplazamiento angular de la aleta respecto a su posición vertical original, se muestra en la figura 54 la relación existente entre ω y ε :



Fuente: Elaboración propia

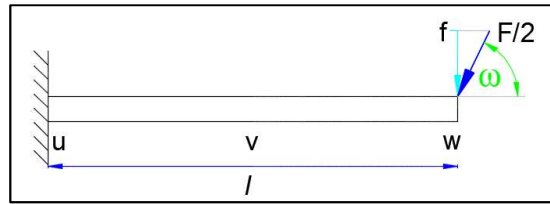
Figura 54: Relación existente entre ω y ε .

Los ángulos ω y ε son iguales, porque ambos se forman entre el eje vertical y la aleta inclinada. Considerando lo anterior, la relación entre $F/2$ y f está entonces dada por:

$$f = \frac{F}{2} \cdot \sin \omega$$

Al conocer el valor de la fuerza f , se puede analizar la aleta de la bisagra como una viga, para conocer la fuerza cortante y el momento flector que experimenta en cada

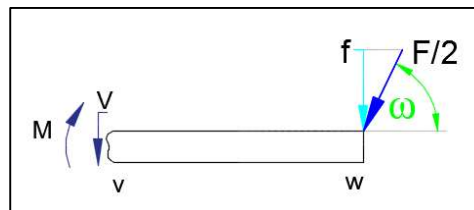
posición. Considere la representación de la aleta como una viga en voladizo de longitud l , mostrada en la figura 55:



Fuente: Elaboración propia

Figura 55: Viga en voladizo uvw .

Para conocer la fuerza y momento internos en la viga se debe realizar un corte en el punto v y dibujar el diagrama de cuerpo libre del segmento vw , como se muestra a continuación en la figura 56:



Fuente: Elaboración propia

Figura 56: Diagrama de cuerpo libre del segmento vw .

A partir del anterior diagrama se puede obtener el valor de la fuerza cortante V y el momento flector M en el punto v .

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = -f - V = 0$$

$$\Rightarrow V = -f$$

$$\therefore V = -f = -\frac{F}{2} \cdot \sin \omega$$

$$+\circlearrowleft \Sigma M_b = 0$$

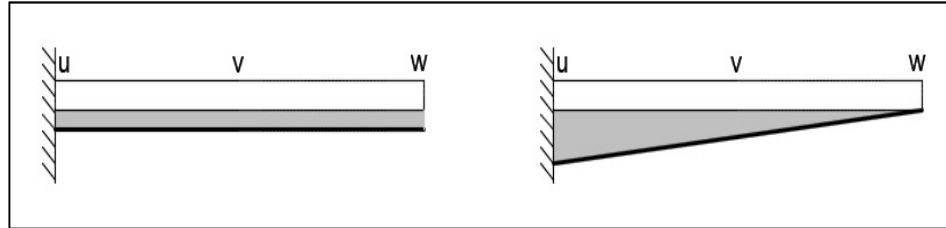
$$\Sigma M = -f \cdot l - M = 0$$

$$\Rightarrow M = -f \cdot l$$

$$\therefore M = -f \cdot l = -\frac{F}{2} \cdot \sin \omega \cdot l$$

A partir de las anteriores expresiones puede verse que, al igual que para el caso analizado previamente, para un único valor de ω , la fuerza cortante tiene un valor

constante en toda la viga. Además, que el momento flector aumenta proporcionalmente con la longitud de la viga. Con estos resultados se pueden construir los diagramas de fuerza cortante y momento flector que se muestran en la figura 57:



Fuente: Elaboración propia

Figura 57: Diagramas de fuerza cortante (izquierda) y momento flector (derecha) viga uvw .

Seguidamente, se debe determinar el esfuerzo normal producido por el momento flector máximo que experimenta la viga en el punto u :

$$\sigma_m = \frac{|M|}{S} = \frac{|-f \cdot l|}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{6 \left| -\frac{F}{2} \cdot \sin \omega \cdot l \right|}{bh^2}$$

Para calcular el valor de F necesario para producir el dobléz en la bisagra, se debe despejar esta variable de la anterior expresión:

$$|F| = \frac{2 \cdot bh^2 \cdot \sigma_m}{6 \cdot \sin \omega \cdot l}$$

Sustituyendo las distintas variables por su correspondiente valor numérico, se puede obtener la magnitud de F . Las dimensiones b y h del área transversal de las aletas y su longitud, poseen los mismos valores que se vieron anteriormente. De igual manera, para sustituir la variable de esfuerzo normal se utilizará el valor del límite a la fluencia del hierro galvanizado, visto en la tabla 20.

En esta ocasión, para completar el movimiento de doblado, la aleta de la bisagra debe inclinarse desde la última posición que alcanzó con la superficie biselada de la herramienta (42°) y hasta adoptar una posición horizontal (90°). Por ende, el valor de ω varía desde 42° y hasta 90° . Nuevamente, se realizará el cálculo de la fuerza para distintas

posiciones intermedias de ω con una diferencia de 2° entre una y otra. A partir de los resultados encontrados se pretende observar la tendencia de la fuerza y seleccionar el valor más crítico. El resumen de las variables se muestra en la tabla 23:

Tabla 23. Variables en las ecuaciones de esfuerzo para la sección plana de la herramienta.

Variable	Valor
b	0.375 in
h	0.0475 in
l	0.250 in
ω	$42^\circ, 44^\circ, \dots, 180^\circ$
σ_m	36 000 psi

Fuente: Elaboración propia

Sustituyendo las distintas variables por su correspondiente valor numérico, se puede obtener la magnitud de F. Para el caso de $\omega=42^\circ$:

$$|F| = \frac{2 \cdot 0.375 \text{ in} \cdot (0.0475 \text{ in})^2 \cdot 36000 \text{ psi}}{6 \cdot \sin(42) \cdot 0.250 \text{ in}} = 60.69 \text{ lb}$$

Al igual que el caso previo, para garantizar que la fuerza suministrada sea suficiente, se debe seleccionar un factor de seguridad. El valor a utilizar será 1.5.

$$FS = \frac{F_{final}}{F} \Rightarrow F_{final} = 1.5 \cdot 60.69 \text{ lb} = 91.04 \text{ lb}$$

Que, en unidades del Sistema Internacional, corresponde a:

$$F_{final} = 91.04 \text{ lb} = 404.97 \text{ N}$$

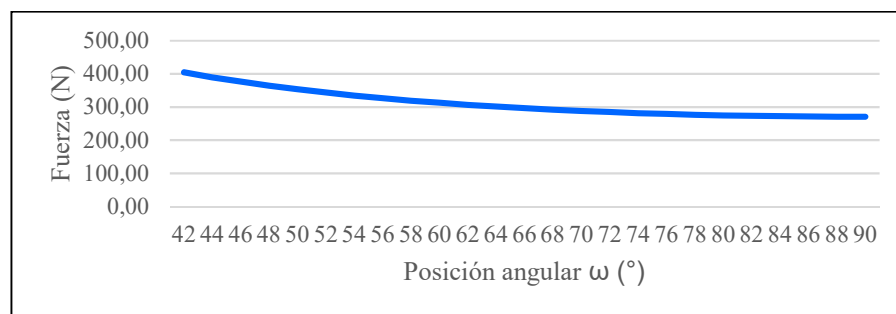
El resultado de calcular la fuerza para las posiciones intermedias de ω restantes se muestra en la tabla 24.

Tabla 24. Cálculo de fuerza para 25 posiciones angulares de la aleta de la bisagra.

N°	ω (°)	F (lb)	FS	F real (lb)	F real (N)
0	42	60,69	1,5	91,04	404,97
1	44	58,46	1,5	87,70	390,09
2	46	56,46	1,5	84,69	376,71
3	48	54,65	1,5	81,97	364,64
4	50	53,02	1,5	79,52	353,74
5	52	51,54	1,5	77,31	343,88
6	54	50,20	1,5	75,30	334,95
7	56	48,99	1,5	73,48	326,86
8	58	47,89	1,5	71,83	319,53
9	60	46,90	1,5	70,34	312,90
10	62	46,00	1,5	68,99	306,90
11	64	45,19	1,5	67,78	301,49
12	66	44,46	1,5	66,68	296,62
13	68	43,80	1,5	65,70	292,26
14	70	43,22	1,5	64,83	288,37
15	72	42,70	1,5	64,05	284,93
16	74	42,25	1,5	63,37	281,90
17	76	41,86	1,5	62,78	279,28
18	78	41,52	1,5	62,28	277,03
19	80	41,24	1,5	61,86	275,16
20	82	41,01	1,5	61,52	273,64
21	84	40,84	1,5	61,25	272,47
22	86	40,71	1,5	61,07	271,64
23	88	40,64	1,5	60,96	271,15
24	90	40,61	1,5	60,92	270,98

Fuente: Elaboración propia

Los datos encontrados en la tabla se representan gráficamente en la figura 58:



Fuente: Elaboración propia

Figura 58: Gráfica de fuerza contra posición angular.

A partir del gráfico anterior puede verse que la fuerza requerida tiende a disminuir conforme el desplazamiento angular ω crece. La posición inicial de doblado de la bisagra antes de entrar en contacto con la sección plana de la herramienta (42°), es el punto en el cual la fuerza alcanza su valor máximo de 404,97 N, marcado en rojo en la tabla 22.

Al comparar los resultados obtenidos para las secciones plana e inclinada de la herramienta, puede verse que el punto más crítico del movimiento es el límite entre ambas secciones, en el cual se alcanzan los 42° de inclinación de la aleta de la bisagra; y se comprueba que para asegurar el doblado en este punto, la fuerza debe ser cuando menos de 740,53 N.

Tras el análisis mostrado, se puede proceder a formular las especificaciones mecánicas como sigue a continuación:

- Herramienta de doblado cincel-martillo.
- Fuerza para el doblado de la bisagra mayor o igual a 740,53 N.
- Para las piezas diseñadas, el desplazamiento máximo observado producto de las cargas que soportan no puede superar la medida de 1 mm.
- Los esfuerzos inducidos sobre las piezas diseñadas no pueden superar el límite elástico del material del cual están compuestas.
- El modelado de piezas mecánicas se realizará contemplando un FS mínimo de 2.5.
- Para el modelado de columnas, se debe cumplir que el factor de carga sea como mínimo 2.5.
- Para la asignación de tolerancias de ajuste se considerará siempre un sistema de eje único.
- Materiales para maquinado:
 - ASTM A36
 - AISI 1020
 - AISI 4140
 - AISI 4340

b. Especificaciones Neumáticas

- Presión de la línea: 115 – 125 psi.
- Presión de trabajo: 87.02 psi (6 bar).
- Cilindro neumático compacto ADVC-16-25-I-P.
- Cilindro neumático de carrera larga DSBC-50-320-PA-N3.
- Sensores de proximidad SME-8M-DS-24V-K-2,5-OE.
- Electroválvula 5/3 CPE24-M1H-5/3BS-3/8.
- Electroválvula 5/2 CPE10-M1BH-5JS-M5.
- Unidad de filtro y regulador MS6-LFR-3/8-D7-C-R-M-AS.
- Tubo de Poliuretano (manguera).
- Racores rápidos roscados.

c. Especificaciones de control

- Los componentes electrónicos deben trabajar con un voltaje de control de 24 VDC.
- Botonera de control.
- Relay programable EASY719-DC-R-C (PLC).
- Relay D96115ACZ3.
- Fuente de alimentación EASY400-POW.

d. Especificaciones de seguridad

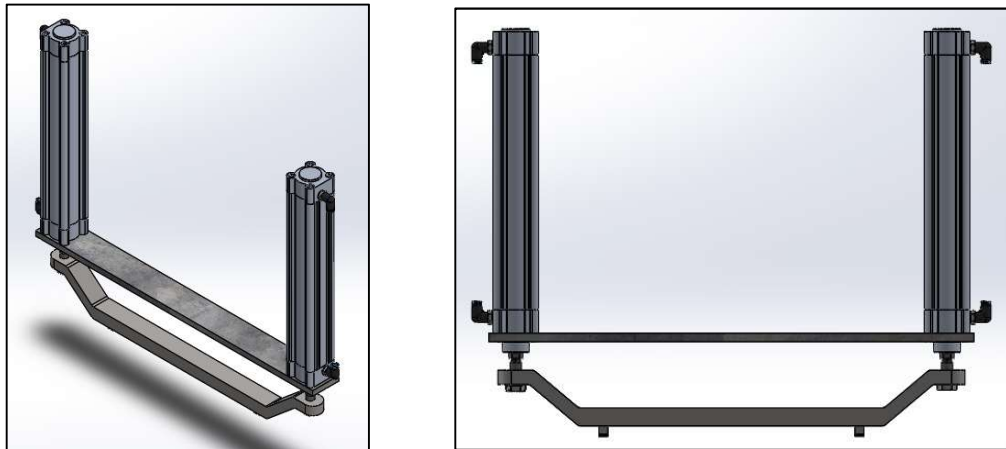
- Guarda de policarbonato para protección.
- Sensor de detección RS2-02-C3.
- Botón de paro de emergencia.

Capítulo 7

7.1 Diseño Sistema Mecánico

a. Estructura de doblado

La estructura de doblado de la figura 59 está conformada por los equipos y piezas diseñados para ejecutar el doblado de las aletas de las bisagras. Consta de los siguientes componentes: la herramienta de doblado, la brida de fijación, los cilindros neumáticos de carrera larga y los racores y tuercas, accesorios del cilindro.



Fuente: Elaboración propia

Figura 59: Prueba de apertura y cierre de la sobre tapa.

A continuación, se detallan las características de diseño de cada uno de los componentes de la estructura:

Brida de fijación:

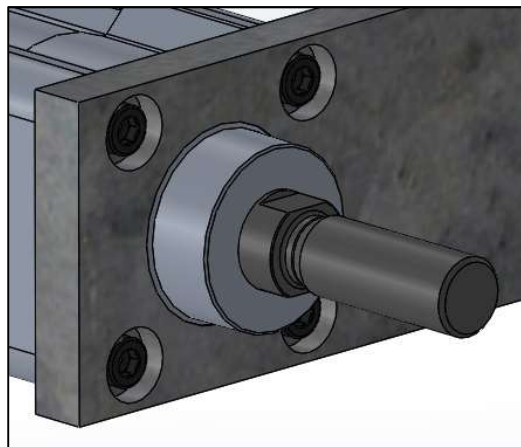
Es una pieza diseñada con el objetivo de mantener los cilindros unidos entre sí y asegurar su alineación, se muestra en la figura 60.



Fuente: Elaboración propia

Figura 60: Brida de fijación.

Posee un conjunto de un agujero y cuatro entradas de tornillo en cada extremo, los cuales en la instalación deben coincidir con los agujeros homólogos del cilindro, diseñados para facilitar la sujeción. Ambas partes se mantienen unidas mediante tornillos, el detalle puede verse en la figura 61:



Fuente: Elaboración propia

Figura 61: Detalle de unión por tornillos.

El tornillo utilizado es de rosca métrica con un diámetro nominal de 6 mm y una longitud roscada de 18 mm. Siendo que su función es primordialmente de alineación y no de soporte del peso de los cilindros, las fuerzas internas que debe soportar esta pieza estarían únicamente relacionadas con el grado de alineación de los cilindros.

Las bridas de fijación son parte de los accesorios ofrecidos por la compañía especializada en equipos neumáticos FESTO para la sujeción de cilindros, sin embargo, no existe entre las variantes ofrecidas una tal que pueda cumplir la función específica

requerida en este proyecto, por lo cual la pieza debe ser manufacturada de manera independiente. Se seleccionó como material el acero AISI 4140, esto debido a su buena maquinabilidad y disponibilidad comercial. Esta decisión fue avalada por personal del área de precisión de Eaton Electrical.

Cilindro de carrera larga:

La fuerza requerida para el doblado de la bisagra es introducida al sistema gracias a la acción de un actuador neumático, este se muestra en la figura 62.



Fuente: Elaboración propia

Figura 62: Cilindro de carrera larga.

El actuador, de la marca FESTO, es un cilindro doble efecto con un émbolo de 50 mm de diámetro y una carrera de 320 mm. Para la longitud del vástago se seleccionó un valor alto, que permitiera la instalación de los cilindros a una altura elevada respecto a la mesa de trabajo, de manera tal que, estando retraídos los vástagos, el operario disponga de espacio suficiente para la introducción de las bisagras, la tapa y la sobre tapa.

Para la selección del diámetro del émbolo, se consideró la fuerza requerida en el avance del eje para garantizar el doblado de las bisagras. En el capítulo 6, se realizó el cálculo de esta fuerza, que debe ser igual o mayor a 740,53 N. El aire comprimido en las líneas de distribución de la empresa, posee una presión con un valor entre los 115 y 125 psi (8.27 bar). Se utilizará una presión de trabajo de 87 psi (6 bar, 600 000 Pa), esta

es la presión de trabajo recomendada por el fabricante para el modelo de cilindros neumáticos a utilizar (DSBC).

A partir de la ecuación para el cálculo de la fuerza de avance de cilindros doble efecto, se puede encontrar el diámetro esperado para el émbolo:

$$r = \sqrt{\frac{F_{avance}}{\pi \cdot P_{aire}}} = \sqrt{\frac{750 \text{ N}}{\pi \cdot 600000 \text{ Pa}}} = 0.0199 \text{ m}$$

$$2 \cdot r = 0.0399 \text{ m} \approx 0.04 \text{ m}$$

Aunque entre los modelos ofrecidos por el fabricante existe la opción de un émbolo de 40 mm de diámetro, se optará por el siguiente valor ascendente para garantizar que en todo momento la fuerza suministrada sea mayor a los 750 N y compensar posibles pequeñas variaciones en la presión del aire. El diámetro del émbolo a utilizar será, por tanto, de 50 mm. Esta característica corresponde a un modelo DSBC-50-320-PA-N3, para el cual, el diámetro del vástago tiene un valor de 20 mm. La fuerza de avance y retroceso correspondiente será:

$$F_{avance} = P_{aire} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 600000 \text{ Pa} \cdot \frac{\pi \cdot (0.05 \text{ m})^2}{4} = 1178.1 \text{ N}$$

$$F_{retroceso} = P_{aire} \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = 600000 \text{ Pa} \cdot \frac{\pi \cdot (0.05 \text{ m}^2 - 0.02 \text{ m}^2)}{4} = 989.6 \text{ N}$$

Sin embargo, el anterior cálculo no considera la fricción del émbolo dentro del cilindro, que producirá una disminución en la fuerza total de avance y retroceso. Se considerará que la fricción es igual a un 10% de la fuerza teórica del cilindro. El valor final de las fuerzas previamente calculadas será:

$$F_{avance} = 1178.1 \text{ N} - 75 \text{ N} = 1103.1 \text{ N}$$

$$F_{retroceso} = 989.6 \text{ N} - 75 \text{ N} = 914.6 \text{ N}$$

Para las características del pistón seleccionadas el consumo de aire correspondiente será:

$$Q = \frac{101.3 + P_{aire}}{101.3} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot s \cdot n \cdot (2D^2 - d^2)$$

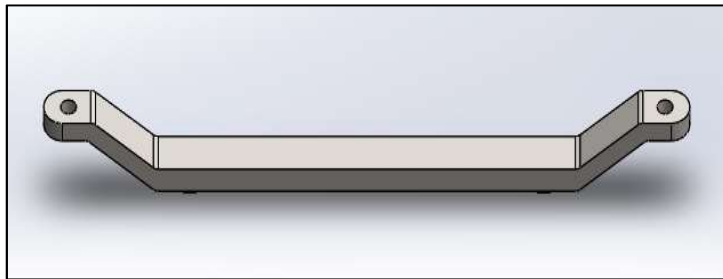
$$Q = \frac{101\,300\ Pa + 600\,000\ Pa}{101\,300\ Pa} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.320\ m \cdot 120 \frac{ciclos}{min} \cdot (2 \cdot 0.05\ m^2 - 0.02\ m^2)$$

$$= 960.45\ L/min$$

La variable n en la expresión anterior corresponde al máximo número de ciclos por minuto esperados para el pistón. El valor seleccionado para esta variable es de 120, lo que significa que el suministro de aire debe ser suficiente para que en un segundo el émbolo del cilindro pueda completar su movimiento de avance y retroceso dos veces. El caudal calculado se refiere a un solo cilindro neumático, se debe considerar que para la aplicación diseñada se requieren dos.

Herramienta de doblado:

Diseñada para que cada uno de sus extremos se introduzca en el vástago de un cilindro, la herramienta de doblado, visible en la figura 63, es la que recibe la fuerza y la transmite a las bisagras, produciendo el doblado de las aletas.

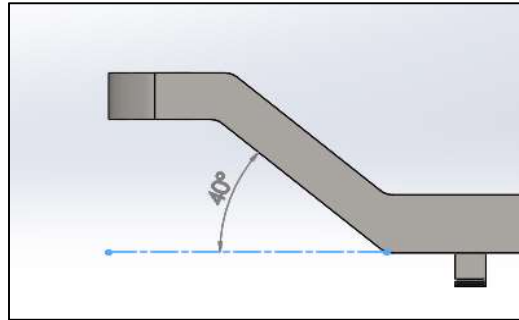


Fuente: Elaboración propia

Figura 63: Herramienta de doblado.

La geometría de la pieza puede dividirse en tres secciones: en el centro, una sección larga con orientación paralela respecto a la mesa de trabajo y en los extremos, dos

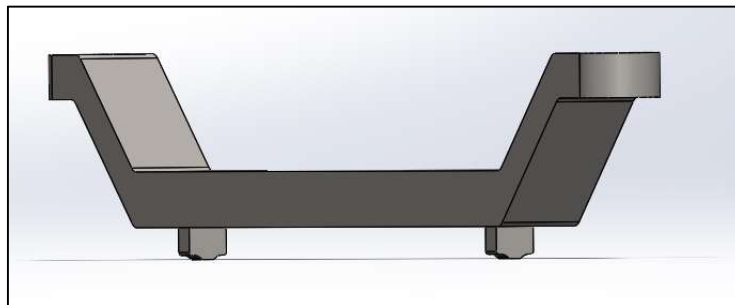
secciones inclinadas en un ángulo de 40° respecto a la horizontal, como se ve en la figura 64.



Fuente: Elaboración propia

Figura 64: Ángulo de las secciones inclinadas respecto a la horizontal.

Sobre la sección central se ubican las dos puntas biseladas encargadas del doblado de las bisagras, como se observa en la figura 65. El diseño de estas puntas es el correspondiente a la herramienta 2 vista en el apartado 5.2.a.







Fuente: Elaboración propia

Figura 65: Detalle de punta biselada.

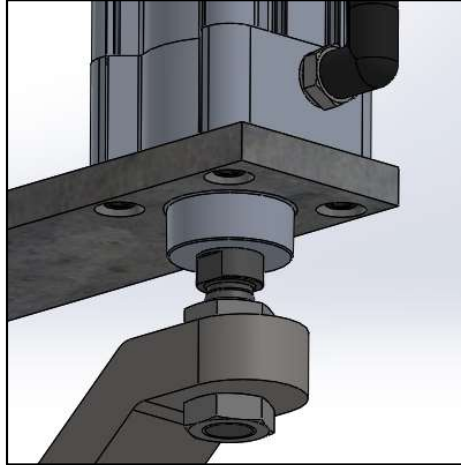
Para adaptarse a las distintas opciones de distancia de separación entre bisagras, el diseño incluye cuatro variantes distintas para la herramienta de doblado, que pueden verse en la tabla 25:

Tabla 25. Comparación de las herramientas de doblado.

Variante	Distancia entre puntas biseladas	Herramienta de doblado
A	179,22 mm	
B	246,05 mm	
C	255,78 mm	
D	361,95 mm	

Fuente: Elaboración propia

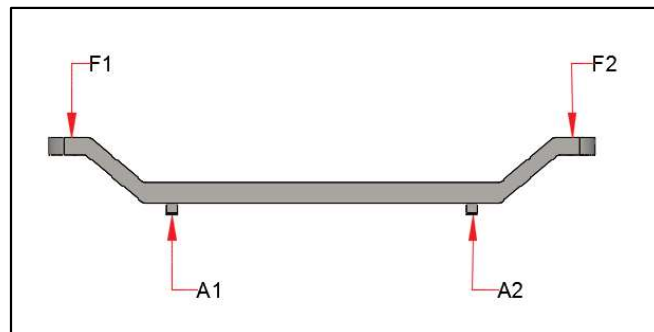
La geometría y dimensiones de la pieza son derivadas de su funcionamiento. Su longitud es tal que permita el acomodo de las dos puntas biseladas para el caso más extremo, el cuál es aquel en el que la distancia de separación entre bisagras es mayor, o el caso D de la tabla 23. La medida del diámetro de los agujeros en sus extremos viene de la dimensión diametral del vástago del cilindro. Este último es roscado, y se une a la herramienta de doblado mediante el uso de dos tuercas, en medio de las cuales se fija el extremo de la pieza, como se observa en el detalle de la figura 66. La tuerca a utilizar es métrica, con designación M16. Se añadieron las secciones inclinadas para evitar que el vástago o la tuerca estén a la misma altura que las puntas biseladas, y al descender la herramienta de doblado, hagan contacto con la tapa.



Fuente: Elaboración propia

Figura 66: Detalle de ensamble del cilindro en la herramienta de doblado.

Las dimensiones de ancho y alto del componente son decisiones de diseño, en el caso del ancho, solo se procuró seleccionar un valor mayor que el ancho de la punta biselada, para aumentar la resistencia de la pieza. Debe poder comprobarse que para las dimensiones seleccionadas, el componente es capaz de soportar los esfuerzos a los que va a estar sometido. Con este objetivo, y para seleccionar un material apropiado para la manufactura, se realiza la observación de los esfuerzos internos de la pieza. En la figura 67 se muestran las fuerzas que actúan sobre la herramienta de doblado en el momento en que la elongación de los cilindros es máxima, y ésta baja hasta hacer contacto con las bisagras para el doblado. Se realizará el análisis para este momento porque es el que representa la condición más crítica de esfuerzo para la herramienta.



Fuente: Elaboración propia

Figura 67: Fuerzas que actúan sobre la herramienta de doblado.

Las fuerzas F_1 y F_2 representan la acción de los cilindros sobre la pieza. Las fuerzas A_1 y A_2 provienen de la reacción en los puntos de contacto con las bisagras. Realizando una sumatoria de fuerzas en el eje vertical:

$$\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$A_1 + A_2 - F_1 - F_2 = 0$$

Donde F_1 y F_2 son fuerzas conocidas, ambas iguales a 1178.1 N, como se vio en la sección previa. Por simetría de la pieza respecto al eje vertical, se deduce que $A_1 = A_2$ y se tiene por lo tanto:

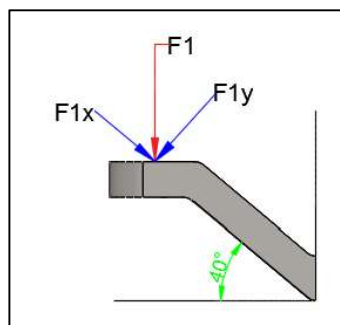
$$2A_1 - 2F_1 = 0$$

$$\Rightarrow A_1 = F_1$$

Para proseguir con el análisis, se debe separar el componente en tres partes: las dos secciones inclinadas y la sección horizontal. Debido a la simetría, la condición de esfuerzos en las dos secciones inclinadas es la misma, por lo que el análisis se incluirá una sola vez.

Primera parte: Sección inclinada

Esta sección se simplificará, de manera que pueda ser analizada como una viga en voladizo, para conocer la fuerza cortante y el momento flector que experimenta en cada posición. Con este propósito se debe obtener el valor de la componente de la fuerza F_1 que actúa perpendicularmente sobre la sección inclinada, se llamará a esta componente F_{1y} , y corresponde a la mostrada en la imagen 68:



Fuente: Elaboración propia

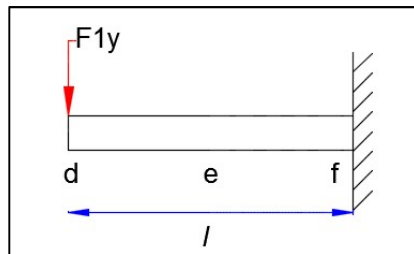
Figura 68: Análisis de la sección inclinada.

La relación entre F_1 y sus componentes F_{1x} y F_{1y} está dada por el ángulo de inclinación de la sección respecto a la horizontal:

$$\Rightarrow F_{1x} = F_1 \cdot \sin(40^\circ)$$

$$\Rightarrow F_{1y} = F_1 \cdot \cos(40^\circ)$$

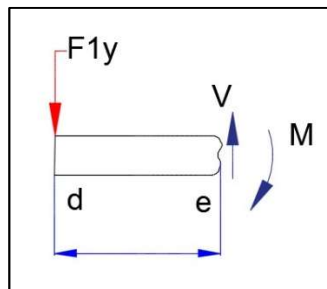
Considere la representación de la sección inclinada como una viga en voladizo de longitud l , mostrada en la figura 69:



Fuente: Elaboración propia

Figura 69: Viga en voladizo def .

Para conocer la fuerza y momento internos en la viga se debe realizar un corte en el punto e y dibujar el diagrama de cuerpo libre del segmento de , como se muestra en la figura 70:



Fuente: Elaboración propia

Figura 70: Diagrama de cuerpo libre del segmento de .

A partir del anterior diagrama se puede obtener el valor de la fuerza cortante V y el momento flector M en el punto e .

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$+\circlearrowright \Sigma M_e = 0$$

$$\Sigma F_y = V - F1_y = 0$$

$$\Rightarrow V = F1_y$$

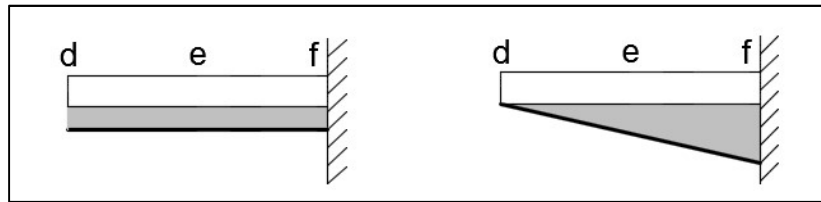
$$\therefore V = F1_y = F1 \cdot \cos(40^\circ)$$

$$\Sigma M = F1_y \cdot l - M = 0$$

$$\Rightarrow M = F1_y \cdot l$$

$$\therefore M = F1_y \cdot l = F1 \cdot \cos(40^\circ) \cdot l$$

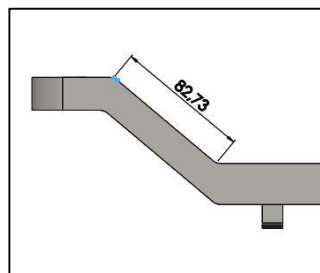
A partir de las anteriores expresiones puede verse que, la fuerza cortante tiene un valor constante en toda la viga. Además, se deduce que el momento flector aumenta proporcionalmente con la longitud de la viga. Con estos resultados se pueden construir los diagramas de fuerza cortante y momento flector de la figura 71:



Fuente: Elaboración propia

Figura 71: Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector viga *def*.

Sustituyendo las variables de las ecuaciones por su correspondiente valor numérico, se pueden obtener las magnitudes de V y M. El valor de la fuerza F1 es de 1178.1 N. Por su parte, la longitud de la sección inclinada (en milímetros) puede observarse en la imagen 72:



Fuente: Elaboración propia

Figura 72: Longitud en milímetros de la sección inclinada.

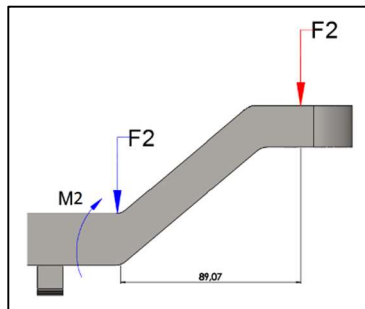
Por lo tanto, los valores del esfuerzo cortante y el momento flector son:

$$\therefore V = F1 \cdot \cos(40^\circ) = 1178.1 \text{ N} \cdot \cos(40^\circ) = 902.48 \text{ N}$$

$$\therefore M = F1 \cdot \cos(40^\circ) \cdot l = 1178.1 \text{ N} \cdot \cos(40^\circ) \cdot 0.08273 \text{ m} = 74.66 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Segunda parte: Sección horizontal

Para analizar el efecto de las fuerzas $F1$ y $F2$ de la figura 67, sobre la sección horizontal, se trasladarán ambas fuerzas hasta los extremos de esta sección (ver figura 73). Este traslado implica la aparición de un momento flector, cuya magnitud será la multiplicación de la fuerza por la distancia horizontal que recorre al cambiar de posición.



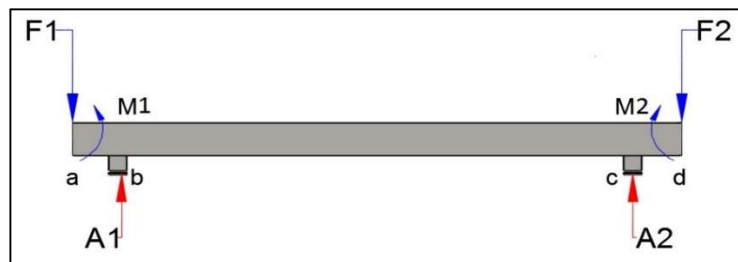
Fuente: Elaboración propia

Figura 73: Traslado de la fuerza $F2$ (longitud en milímetros).

Donde $M2$ es:

$$M2 = F2 \cdot 0.08907 \text{ m} = 1178.1 \text{ N} \cdot 0.08907 \text{ m} = 104.933 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Con el traslado de estas fuerzas, la sección puede ser analizada como una viga simplemente apoyada en los puntos de contacto con las bisagras. Considere el diagrama de cuerpo libre de la sección mostrado en la figura 74:

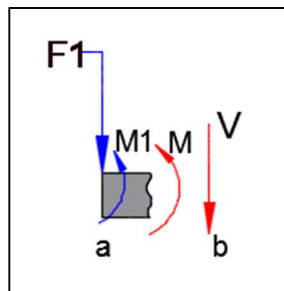


Fuente: Elaboración propia

Figura 74: Diagrama de cuerpo libre de la sección horizontal.

Para determinar la fuerza y momento internos en la viga se debe realizar un corte en tres puntos distintos: en medio de a y b, entre b y c, y en medio de c y d, dibujar el diagrama de cuerpo libre del segmento generado en cada caso, y obtener los valores de la fuerza cortante V y el momento flector M . Este procedimiento se muestra a continuación:

Corte en medio de a y b: El diagrama de cuerpo libre correspondiente a este corte se muestra en la figura 75.



Fuente: Elaboración propia

Figura 75: Diagrama de cuerpo libre del corte en medio de a y b.

Donde M y V son:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = -V - F1 = 0$$

$$\Rightarrow V = -F1$$

$$\therefore V = -F1 = -1178.1 \text{ N}$$

$$\therefore M = -M1 - F1 \cdot x = -104.933 \text{ Nm} - 1178.1 \text{ N} \cdot 0.03215 \text{ m} = -142.81 \text{ Nm}$$

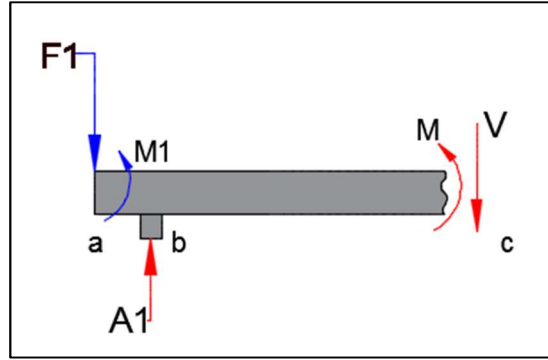
$$+\circlearrowleft \Sigma M_b = 0$$

$$\Sigma M = M1 + F1 \cdot x + M = 0$$

$$\Rightarrow M = -M1 - F1 \cdot x$$

En las anteriores expresiones x representa la longitud del segmento existente entre el punto a y el punto b, y tiene un valor igual a 32.15 mm.

Corte en medio de b y c: El diagrama de cuerpo libre correspondiente a este corte se muestra en la figura 76.



Fuente: Elaboración propia

Figura 76: Diagrama de cuerpo libre del corte en medio de b y c.

Donde M y V son:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = A1 - F1 - V = 0$$

$$\Rightarrow V = A1 - F1$$

$$\therefore V = 1178.1 \text{ N} - 1178.1 \text{ N} = 0$$

$$\therefore M = -104.933 \text{ Nm} - 1178.1 \text{ N} \cdot (0.03215 \text{ mm} + 0.03619 \text{ m}) + 1178.1 \text{ N} \cdot 0.03619 \text{ m} = -142.81 \text{ Nm}$$

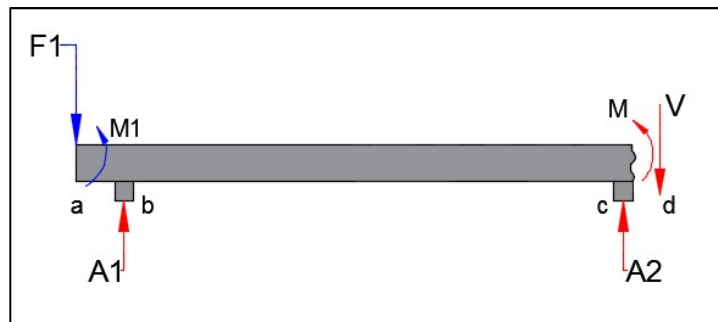
$$+\circlearrowleft \Sigma M_c = 0$$

$$\Sigma M = M + M1 + F1 \cdot (32.15 \text{ mm} + x) - A1 \cdot x = 0$$

$$\Rightarrow M = -M1 - F1 \cdot (32.15 \text{ mm} + x) + A1 \cdot x$$

En las anteriores expresiones x representa la longitud del segmento existente entre el punto b y el punto c, y tiene un valor igual a 361.95 mm.

Corte en medio de c y d: El diagrama de cuerpo libre correspondiente a este corte se muestra en la figura 77.



Fuente: Elaboración propia

Figura 77: Diagrama de cuerpo libre del corte en medio de c y d.

Donde M y V son:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = A_1 + A_2 - F_1 - V = 0$$

$$\Rightarrow V = A_1 + A_2 - F_1$$

$$\therefore V = 1178.1 \text{ N} + 1178.1 \text{ N} - 1178.1 \text{ N} = 1178.1 \text{ N}$$

$$+\cup \Sigma M_d = 0$$

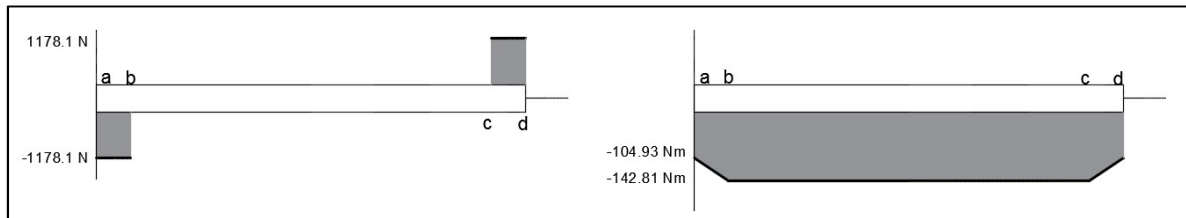
$$\Sigma M = M + M_1 + F_1 \cdot (394.10 \text{ mm} + x) - A_1 \cdot (361.95 \text{ mm} + x) - A_2 \cdot x = 0$$

$$\Rightarrow M = -M_1 - F_1 \cdot (394.10 \text{ mm} + x) + A_1 \cdot (361.95 \text{ mm} + x) + A_2 \cdot x$$

$$\therefore M = -104.93 \text{ Nm} - 1178.1 \text{ N} \cdot (0.03941 \text{ m} + 0.03215 \text{ m}) + 1178.1 \text{ N} \cdot (0.03619 \text{ m} + 0.03215 \text{ m}) + 1178.1 \text{ N} \cdot 0.03215 \text{ m} = -104.93 \text{ Nm}$$

En las anteriores expresiones x representa la longitud del segmento existente entre el punto c y el punto d , y tiene un valor igual a 32.15 mm.

Con estos resultados se pueden construir los diagramas de fuerza cortante y momento flector para la totalidad de la sección horizontal, mostrados en la figura 78:



Fuente: Elaboración propia

Figura 78: Diagramas esfuerzo cortante (izquierda) y momento flector (derecha) viga $abcd$.

A partir de los anteriores cálculos para las secciones inclinada y horizontal, se puede ver que es esta última la que experimenta un mayor esfuerzo interno. Estos cálculos fueron desarrollados para una de las cuatro variantes de herramienta de doblado, la D en la tabla 23. Sin embargo, siguiendo un procedimiento similar, se pueden obtener los esfuerzos también para las otras variantes, y así observar cuál de ellas representa el caso más crítico. Es con base en este caso, que se debe seleccionar el material para la pieza.

En la tabla 26 se resumen los resultados del cálculo de los esfuerzos para la sección horizontal de todas las variantes de la herramienta de doblado:

Tabla 26. Comparación de las herramientas de doblado.

		Longitud	Cortante V	Flector M
<i>Herramienta A</i>	Sección a-b	123,52	-1178,10	-250,45
	Sección b-c	179,22	0,00	-250,45
	Sección c-d	123,52	1178,10	-104,93
<i>Herramienta B</i>	Sección a-b	90,10	-1178,10	-211,08
	Sección b-c	246,05	0,00	-211,08
	Sección c-d	90,10	1178,10	-104,93
<i>Herramienta C</i>	Sección a-b	85,24	-1178,10	-205,35
	Sección b-c	255,78	0,00	-205,35
	Sección c-d	85,24	1178,10	-104,93
<i>Herramienta D</i>	Sección a-b	32,15	-1178,10	-142,81
	Sección b-c	361,95	0,00	-142,81
	Sección c-d	32,15	1178,10	-104,93

Fuente: Elaboración propia

Como puede verse, la herramienta A, la que posee la menor distancia de separación entre las puntas biseladas, es la que experimenta un esfuerzo mayor en su sección horizontal. Este esfuerzo alcanza un valor de 250.45 Nm.

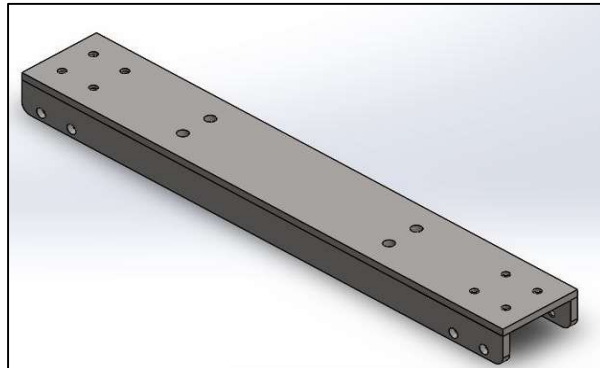
Seguidamente, recordando que el principal criterio a considerar para el diseño por resistencia de una viga es el valor máximo del esfuerzo normal que experimenta, se determina este esfuerzo producido por el momento flector máximo que experimenta la herramienta A:

$$\sigma_m = \frac{|M|}{S} = \frac{|M|}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{6|-250.45 Nm|}{0.0381 m \cdot (0.0254 m)^2} = 61.13 MPa$$

El material seleccionado para la pieza debe, por tanto, poseer una resistencia a la fluencia mayor a 61.13 MPa. Se seleccionará como material el acero maquinaria AISI 4340, cuyo límite elástico posee un valor de aproximadamente 710.0 MPa.

b. Soporte de los cilindros

El soporte de los cilindros, mostrado en la figura 79, está formado por un ensamble de tres componentes, cuya función conjunta consiste en servir de sostén para la estructura de doblado vista en la sección previa.



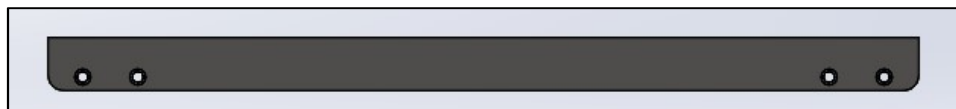
Fuente: Elaboración propia

Figura 79: Soporte de los cilindros.

Consta de las siguientes partes: dos piezas de soporte vertical y un soporte horizontal, unidos mediante un cordón de soldadura. A continuación, se detallan las características de estos componentes:

Soporte vertical:

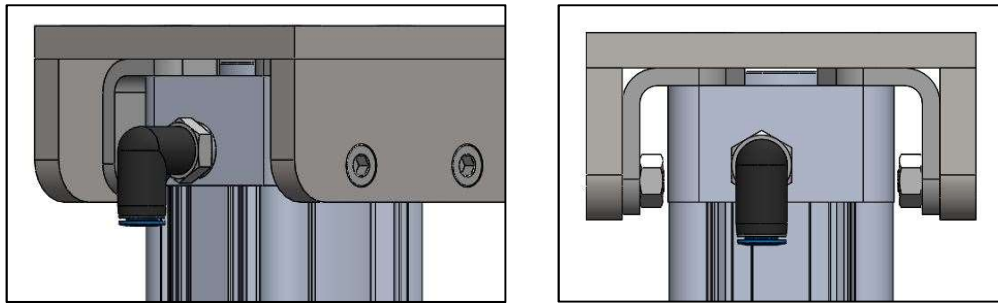
El ensamble requiere el uso de dos ejemplares de esta pieza, los cuales se unirán longitudinalmente con el soporte horizontal. El soporte vertical posee un par de entradas para tornillo en cada extremo, como se muestra en la figura 80, las cuales deben coincidir con los agujeros de los pies de fijación. Cada pie de fijación, a su vez, está unido a un cilindro neumático.



Fuente: Elaboración propia

Figura 80: Soporte vertical.

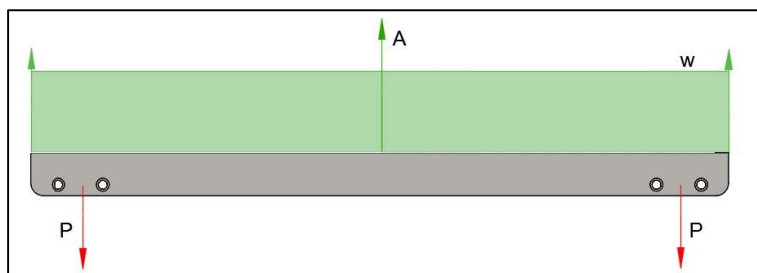
La unión entre cada soporte vertical y los pies de fijación se ve completa con la colocación de tornillos; el detalle puede verse en la siguiente figura:



Fuente: Elaboración propia

Figura 81: Detalle de la unión entre los soportes verticales y los pies de fijación.

Las dimensiones de la pieza derivan enteramente de su función. Su longitud es tal que pueda cubrir la distancia de separación entre los cilindros neumáticos. El alto de la pieza y el posicionamiento de los agujeros proceden de la geometría de los pies de fijación. El grosor del componente es una decisión de diseño, y para comprobar que es válida, se deben calcular los esfuerzos a los que va a estar sometida la pieza y verificar que pueda soportarlos. Con este propósito, y además para seleccionar un material, se realizan los siguientes cálculos. Se analiza el componente como una viga, y a partir de los pesos que soporta y las reacciones de sus puntos de apoyo se obtiene el diagrama de cuerpo libre de la figura 82:



Fuente: Elaboración propia

Figura 82: Diagrama de cuerpo libre del soporte vertical.

Donde, las cargas concentradas P están ubicadas en los puntos en que se colocan los pies de fijación y su magnitud –por simetría– es la misma. Puesto que el ensamble requiere

el uso de dos soportes verticales, sobre cada uno de ellos debe apoyarse la mitad del peso combinado de los elementos de la tabla 27:

Tabla 27. Masa de los componentes soportados por el soporte vertical.

Componente	Cantidad	Masa (gramos)
Herramienta de doblado	1	4 899,15
Brida de fijación	1	3 884,27
Cilindro de carrera larga	2	2 982,0
Pies de fijación	4	353,0
Racores roscados G1/4-8	4	23,0
Total		16 251,42

Fuente: Elaboración propia

A su vez, cada una de las cargas concentradas P , tendrá una magnitud igual a la mitad del peso que actúa sobre un único soporte, es decir, la cuarta parte del peso total. Por tanto el valor de P será:

$$P = \frac{(16.25142 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2)}{4} = 39.86 \text{ N}$$

Además, la carga distribuida w , representa la reacción de contacto con el soporte horizontal, que sirve de sostén para la pieza. Sea L la distancia sobre la que se extiende w , la carga distribuida puede ser sustituida por una carga puntual A ubicada en $L/2$, con una magnitud igual a $w \cdot l$.

Conociendo el valor de P , y realizando una sumatoria de fuerzas en el eje y , se puede encontrar el valor de A :

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = A - P - P = 0$$

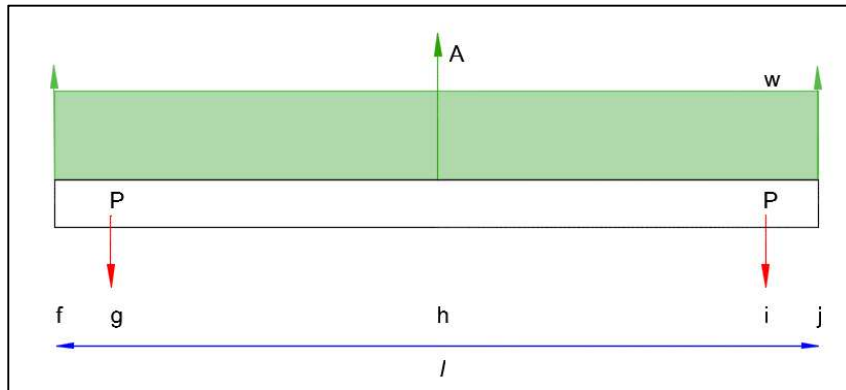
$$\Rightarrow A = 2P$$

$$\therefore A = 2 \cdot 39.86 \text{ N} = 79.71 \text{ N}$$

Consecuentemente, el valor de w será:

$$A = w \cdot l \quad \Rightarrow w = \frac{A}{l} = \frac{79.71 \text{ N}}{0.7112 \text{ m}} = 112.08 \text{ N/m}$$

Donde l es la longitud de la pieza. Tras haber encontrado los valores de las principales fuerzas que actúan sobre el soporte, se puede proceder a buscar los valores del esfuerzo cortante y momento flector máximos que experimenta. Considere la representación de la pieza como una viga, mostrada en la figura 83:

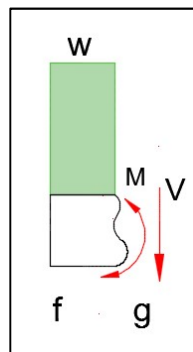


Fuente: Elaboración propia

Figura 83: Representación del soporte vertical como una viga.

Se requiere realizar un corte en tres puntos de la viga: en medio de f y g , entre g e i , y finalmente entre i y j ; para seguidamente dibujar el diagrama de cuerpo libre del segmento generado en cada caso, y obtener los valores de la fuerza cortante V y el momento flector M . Este procedimiento se muestra a continuación:

Corte en medio de f y g : El diagrama de cuerpo libre correspondiente a este corte se muestra en la figura 84.



Fuente: Elaboración propia

Figura 84: Diagrama de cuerpo libre del corte entre los puntos f y g .

Donde M y V son:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = w \cdot x - V = 0$$

$$\Rightarrow V = w \cdot x$$

$$\therefore V = 112,08 \text{ N/m} \cdot 0,0508 \text{ m} = 5,694 \text{ N}$$

$$\therefore M = w \cdot x \cdot \frac{x}{2} = 112,08 \text{ N/m} \cdot 0,0508 \text{ m} \cdot \frac{0,0508 \text{ m}}{2} = 0,1440 \text{ Nm}$$

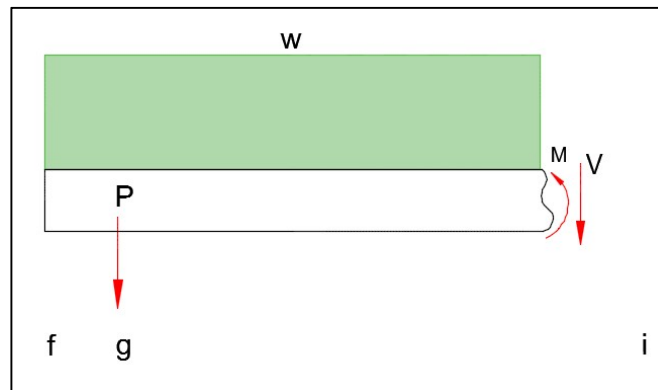
$$+\cup \Sigma M_g = 0$$

$$\Sigma M = M - w \cdot x \cdot \frac{x}{2} = 0$$

$$\Rightarrow M = w \cdot x \cdot \frac{x}{2}$$

En las anteriores expresiones x representa la longitud del segmento existente entre el punto f y el punto g, y tiene un valor igual a 50.80 mm.

Corte en medio de g e i: El diagrama de cuerpo libre correspondiente a este corte se muestra en la figura 85.



Fuente: Elaboración propia

Figura 85: Diagrama de cuerpo libre del corte entre los puntos g e i.

Donde M y V son:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = w \cdot (0,0508 \text{ m} + x) - P - V = 0$$

$$\Rightarrow V = w \cdot (0,0508 \text{ m} + x) - P$$

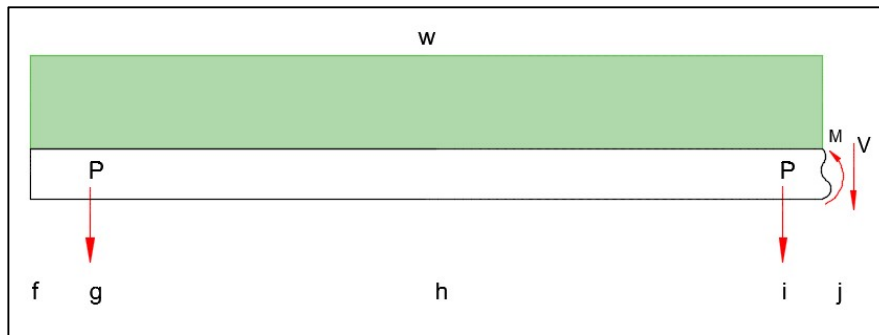
$$\therefore V = 112,08 \text{ N/m} \cdot (0,0508 \text{ m} + 0,6096 \text{ m}) - 39,86 \text{ N} = 34,158 \text{ N}$$

$$+\cup \Sigma M_i = 0$$

$$\begin{aligned}\Sigma M &= M - w \cdot (0.0508 \text{ m} + x) \cdot \frac{(0.0508 \text{ m} + x)}{2} + P \cdot x = 0 \\ \Rightarrow M &= w \cdot (0.0508 \text{ m} + x) \cdot \frac{(0.0508 \text{ m} + x)}{2} - P \cdot x \\ \therefore M &= 112.08 \text{ N/m} \cdot (0.0508 \text{ m} + 0.6096 \text{ m}) \cdot \frac{(0.0508 \text{ m} + 0.6096 \text{ m})}{2} - 39.86 \text{ N} \\ &\quad \cdot 0.6096 \text{ m} = 0.1440 \text{ Nm}\end{aligned}$$

En las anteriores expresiones x representa la longitud del segmento existente entre el punto g y el punto i , que tiene un valor igual a 609.6 mm.

Corte en medio de i y j : El diagrama de cuerpo libre correspondiente a este corte se muestra en la figura 86.



Fuente: Elaboración propia

Figura 86: Diagrama de cuerpo libre del corte entre los puntos i y j .

Donde M y V son:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = w \cdot (0.6604 \text{ m} + x) - P - P - V = 0$$

$$\Rightarrow V = w \cdot (0.6604 \text{ m} + x) - 2P$$

$$\therefore V = 112.08 \text{ N/m} \cdot (0.6604 \text{ m} + 0.0508 \text{ m}) - 2 \cdot 39.86 \text{ N} = 0 \text{ N}$$

$$+\circlearrowleft \Sigma M_j = 0$$

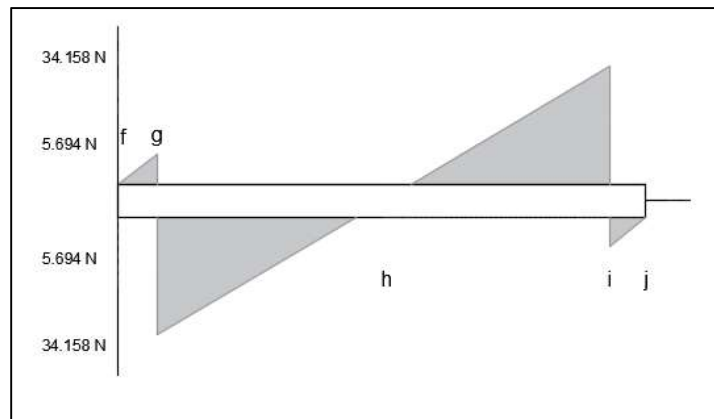
$$\Sigma M = M - w \cdot (0.6604 \text{ m} + x) \cdot \frac{(0.6604 \text{ m} + x)}{2} + P \cdot (0.6096 \text{ m} + x) + P \cdot x = 0$$

$$\Rightarrow M = w \cdot (0.6604 \text{ m} + x) \cdot \frac{(0.6604 \text{ m} + x)}{2} - P \cdot (0.6096 \text{ m} + x) - P \cdot x$$

$$\begin{aligned} \therefore M &= 112.08 \frac{N}{m} \cdot (0.6604 m + 0.0508 m) \cdot \frac{(0.6604 m + 0.0508 m)}{2} - 39.86 N \\ &\quad \cdot (0.6096 m + 0.0508 m) - 39.86 \cdot 0.0508 m = 0 Nm \end{aligned}$$

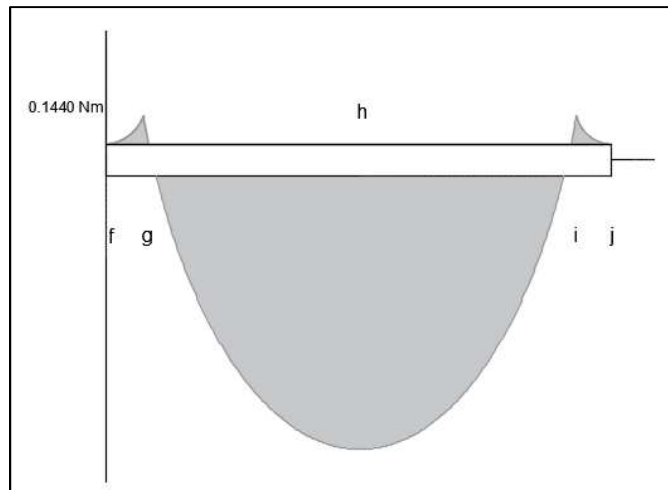
En las anteriores expresiones x representa la longitud del segmento existente entre el punto i y el punto j , y tiene un valor igual a 50.80 mm.

Con todos los anteriores resultados se pueden construir los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector, mostrados en las figuras 87 y 88, respectivamente:



Fuente: Elaboración propia

Figura 87: Diagramas de esfuerzo cortante del soporte vertical.



Fuente: Elaboración propia

Figura 88: Diagramas de momento flector del soporte vertical.

A partir del diagrama de la figura 87, puede verse que el esfuerzo cortante hacia el centro de la viga alcanza un valor de cero. Esto se traduce, en el diagrama de momento flector, en un punto máximo, después del cual la curva cambia su orientación. Este valor crítico está localizado entre los puntos g e i, por lo cual, para calcularlo, debe utilizarse la expresión del momento encontrada para esta sección:

$$M = w \cdot (0.0508 \text{ m} + x) \cdot \frac{(0.0508 \text{ m} + x)}{2} - P \cdot x$$

$$\therefore M = 112.08 \text{ N/m} \cdot (0.0508 \text{ m} + 0.3048 \text{ m}) \cdot \frac{(0.0508 \text{ m} + 0.3048 \text{ m})}{2} - 39.86 \text{ N} \cdot 0.3048 \text{ m} = -5.063 \text{ Nm}$$

Donde x representa la distancia existente desde el punto g hasta el centro del soporte, y tiene un valor igual a 304.8 mm.

El material seleccionado para la pieza debe de poder soportar el esfuerzo normal derivado del momento flector máximo. Se determina este esfuerzo a continuación:

$$\sigma_m = \frac{|M|}{S} = \frac{|M|}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{6|-10.1238 \text{ Nm}|}{0.0102 \text{ m} \cdot (0.0430 \text{ m})^2} = 1.61 \text{ MPa}$$

Donde b y h son las dimensiones de base y altura de la sección transversal de la pieza. El material seleccionado debe, por tanto, poseer una resistencia a la fluencia mayor a 1.61 MPa. Se seleccionará como material para esta pieza el acero AISI 1020, con un límite elástico de aproximadamente 351.6 MPa.

Soporte horizontal:

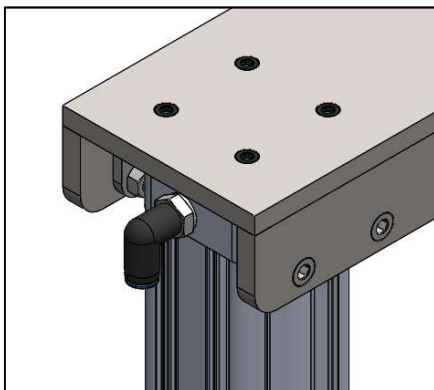
Como su nombre lo indica, esta pieza, mostrada en la figura 89, soporta el equipo de doblado y lo sujeta al ensamble de la estructura exterior que se verá en la sección siguiente.



Fuente: Elaboración propia

Figura 89: Vista superior del soporte horizontal.

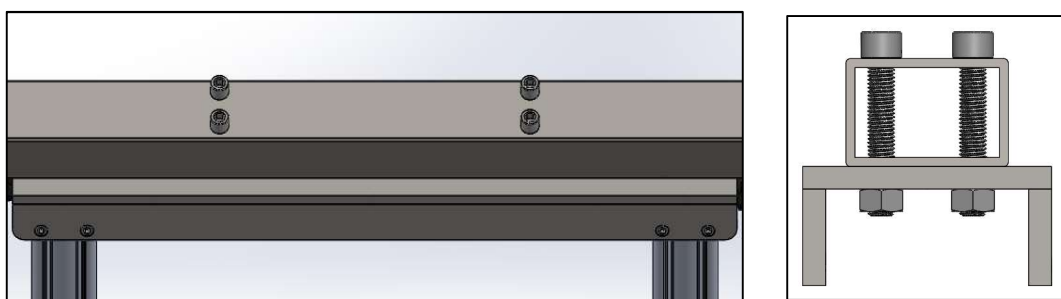
La pieza posee dos pares de entradas para tornillo en cada extremo, las cuales deben coincidir con los agujeros de los pies de fijación y las entradas de los cilindros de carrera larga como se muestra en la figura 90:



Fuente: Elaboración propia

Figura 90: Vista superior del soporte horizontal.

Hacia el centro de la pieza, se encuentran también cuatro entradas para tornillo, las cuales deben coincidir con los agujeros homólogos de la viga superior de la estructura exterior. Un tornillo M12 con una longitud roscada de 70 mm debe atravesar ambos componentes y mantenerlos unidos mediante una tuerca, como se muestra en la figura 91.



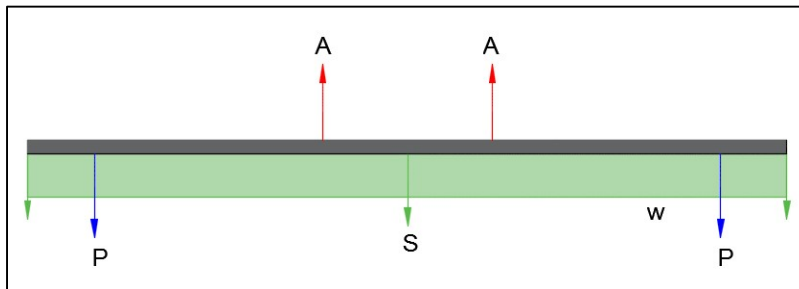
Fuente: Elaboración propia

Figura 91: Detalle de la unión entre el soporte horizontal y la viga superior.

La longitud de este componente es la misma que se seleccionó para los soportes verticales. El ancho de la pieza y el posicionamiento de los agujeros de los extremos, proceden de la geometría de los pies de fijación y de los cilindros de carrera larga. El

grosor del componente es una decisión de diseño, para validarla, es necesario comprobar que para la dimensión seleccionada, la pieza es capaz de soportar los esfuerzos a los que va a estar sometida. Con este propósito, y además para desarrollar un criterio que facilite la selección de un material, se realiza la observación de los esfuerzos internos de la pieza.

Se analiza el componente como una viga, y a partir de los pesos que soporta y las reacciones de sus puntos de apoyo se obtiene el diagrama de cuerpo libre de la figura 92:



Fuente: Elaboración propia

Figura 92: Diagrama de cuerpo libre del soporte horizontal.

Donde, las cargas concentradas P están ubicadas en los puntos en que el soporte se une a los pies de fijación y su magnitud –por simetría- es la misma. El soporte horizontal debe sostener el peso de exactamente los mismos elementos que en el caso del soporte vertical, por lo que cada fuerza P tendrá el valor correspondiente a la mitad del peso total de estos elementos, es decir:

$$P = 79.71 \text{ N}$$

El soporte horizontal, adicionalmente, debe aguantar el peso de los dos soportes verticales, pero su consideración debe realizarse separadamente, puesto que actúan como una carga distribuida y no una puntual. Por tanto, la carga distribuida w , representa la reacción de contacto con los soportes verticales. Sea L la distancia sobre la que se extiende w , la carga distribuida puede ser sustituida por una carga puntual S ubicada en $L/2$, con una magnitud igual a $w \cdot l$. El valor de w puede encontrarse a partir del peso de los soportes verticales como se muestra a continuación:

$$w = \frac{2 \cdot 2.411 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2}{0.7112 \text{ m}} = 66.51 \text{ N/m}$$

Y consecuentemente, el valor de S será:

$$S = w \cdot l = 66.51 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot 0.7112 \text{ m} = 47.30 \text{ N}$$

Finalmente, las fuerzas en A representan los puntos en que el soporte horizontal une a la viga superior de la estructura externa. Siendo los valores de P y S conocidos, y realizando una sumatoria de fuerzas en el eje y , se puede encontrar el valor de A :

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

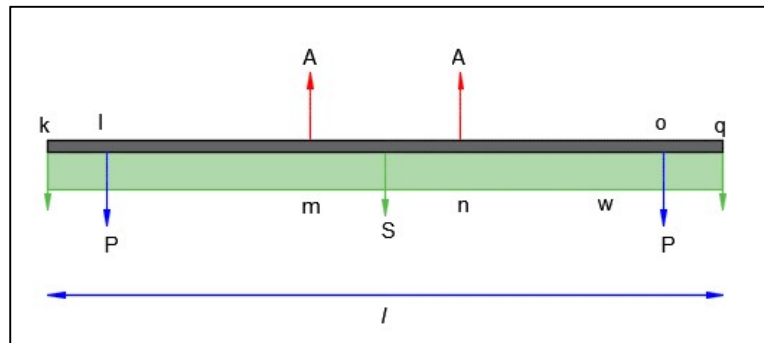
$$\Sigma F_y = A + A - P - P - S = 0$$

$$\Rightarrow 2A - 2P - S = 0$$

$$\Rightarrow A = \frac{2P + S}{2}$$

$$\therefore A = \frac{2 \cdot 79.71 \text{ N} + 47.30 \text{ N}}{2} = 103.365 \text{ N}$$

Al conocer los valores de las principales fuerzas que actúan sobre el soporte, se puede proceder a determinar los esfuerzos cortantes y momentos flectores que experimenta. Considere la representación de la pieza como una viga, mostrada en la figura 93:



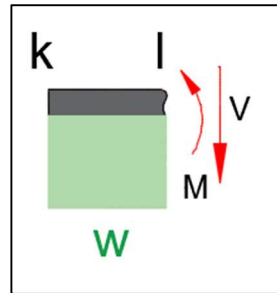
Fuente: Elaboración propia

Figura 93: Representación del soporte vertical como una viga.

Se requiere realizar un corte en cinco puntos de la viga: entre k y l , en medio de l y m , entre m y n , entre n y o y, finalmente, entre o y q ; para seguidamente dibujar el

diagrama de cuerpo libre del segmento generado en cada caso, y obtener los valores de la fuerza cortante V y el momento flector M . Este procedimiento se muestra a continuación:

Corte en medio de k y l: El diagrama de cuerpo libre correspondiente a este corte se muestra en la figura 94.



Fuente: Elaboración propia

Figura 94: Diagrama de cuerpo libre del corte entre los puntos k y l.

Donde M y V son:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = -w \cdot x - V = 0$$

$$\Rightarrow V = -w \cdot x$$

$$\therefore V = -66.51 \text{ N/m} \cdot 0.0508 \text{ m} = -3.379 \text{ N}$$

$$\therefore M = -66.51 \text{ N/m} \cdot 0.0508 \text{ m} \cdot \frac{0.0508 \text{ m}}{2} = 0.086 \text{ Nm}$$

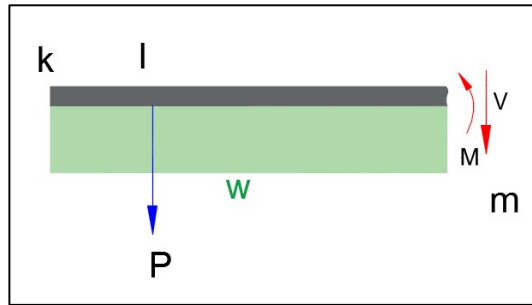
$$+\circlearrowleft \Sigma M_g = 0$$

$$\Sigma M = M + w \cdot x \cdot \frac{x}{2} = 0$$

$$\Rightarrow M = -w \cdot x \cdot \frac{x}{2}$$

En las anteriores expresiones x representa la longitud del segmento existente entre el punto k y el punto l, y tiene un valor igual a 50.80 mm.

Corte en medio de l y m: El diagrama de cuerpo libre correspondiente a este corte se muestra en la figura 95.



Fuente: Elaboración propia

Figura 95: Diagrama de cuerpo libre del corte entre los puntos l y m.

Donde M y V son:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = -w \cdot (0.0508 m + x) - P - V = 0$$

$$\Rightarrow V = -w \cdot (0.0508 m + x) - P$$

$$\therefore V = -66.51 \text{ N/m} \cdot (0.0508 m + 0.1524 m) - 79.71 \text{ N} = -93.225 \text{ N}$$

$$+\circlearrowleft \Sigma M_i = 0$$

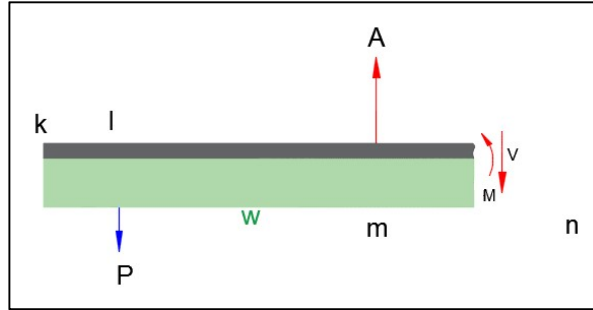
$$\Sigma M = M + w \cdot (0.0508 m + x) \cdot \frac{(0.0508 m + x)}{2} + P \cdot x = 0$$

$$\Rightarrow M = -w \cdot (0.0508 m + x) \cdot \frac{(0.0508 m + x)}{2} - P \cdot x$$

$$\therefore M = -66.51 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot (0.0508 m + 0.1524 m) \cdot \frac{(0.0508 m + 0.1524 m)}{2} - 79.71 \text{ N} \cdot 0.1524 m = -13.522 \text{ Nm}$$

En las anteriores expresiones x representa la longitud del segmento existente entre el punto l y el punto m, que tiene un valor igual a 152.4 mm.

Corte en medio de m y n: El diagrama de cuerpo libre correspondiente a este corte se muestra en la figura 96.



Fuente: Elaboración propia

Figura 96: Diagrama de cuerpo libre del corte entre los puntos m y n.

Donde M y V son:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = -w \cdot (0.2032 m + x) - P - V + A = 0$$

$$\Rightarrow V = -w \cdot (0.2032 m + x) - P + A$$

$$\therefore V = -66.51 \frac{N}{m} \cdot (0.2032 m + 0.3048 m) - 79.71 N + 103.365 N = -10.132 N$$

$$+\circlearrowleft \Sigma M_n = 0$$

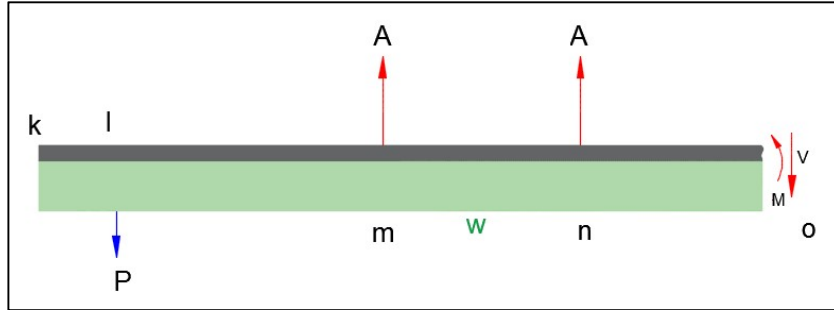
$$\Sigma M = M + w \cdot (0.2032 m + x) \cdot \frac{(0.2032 m + x)}{2} + P \cdot (0.1524 m + x) - A \cdot x = 0$$

$$\Rightarrow M = -w \cdot (0.2032 m + x) \cdot \frac{(0.2032 m + x)}{2} - P \cdot (0.1524 m + x) + A \cdot x$$

$$\therefore M = -66.51 N/m \cdot (0.2032 m + 0.3048 m) \cdot \frac{(0.2032 m + 0.3048 m)}{2} - 79.71 N \cdot (0.1524 m + 0.3048 m) + 103.365 N \cdot 0.3048 m = -13.520 Nm$$

En las anteriores expresiones x representa la longitud del segmento existente entre el punto m y el punto n, y tiene un valor igual a 304.8 mm.

Corte en medio de n y o: El diagrama de cuerpo libre correspondiente a este corte se muestra en la figura 97.



Fuente: Elaboración propia

Figura 97: Diagrama de cuerpo libre del corte entre los puntos n y o.

Donde M y V son:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = w \cdot (0.5080 m + x) - P + A + A - V = 0$$

$$\Rightarrow V = w \cdot (0.5080 m + x) - P + 2A$$

$$\therefore V = \frac{66.51 N}{m} \cdot (0.5080 m + 0.1524 m) - 79.71 N + 2 \cdot 103.365 N = 170.943 N$$

$$+\circlearrowleft \Sigma M_j = 0$$

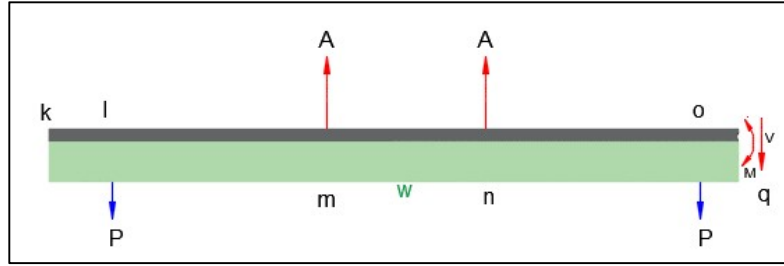
$$\Sigma M = M + w \cdot (0.5080 m + x) \cdot \frac{(0.5080 m + x)}{2} + P \cdot (0.4572 m + x) - A \cdot (0.3048 m + x) - A \cdot x = 0$$

$$\Rightarrow M = -w \cdot (0.5080 m + x) \cdot \frac{(0.5080 m + x)}{2} - P \cdot (0.4572 m + x) + A \cdot (0.3048 m + x) + A \cdot x$$

$$\therefore M = -66.51 N/m \cdot (0.5080 m + 0.1524 m) \cdot \frac{(0.5080 m + 0.1524)}{2} - 79.71 N \cdot (0.4572 m + 0.1524 m) + 103.365 N \cdot (0.3048 m + 0.1524 m) + 103.365 N \cdot 0.1524 m = -0.0858 Nm$$

En las anteriores expresiones x representa la longitud del segmento existente entre el punto n y el punto o, y tiene un valor igual a 152.4 mm.

Corte en medio de o y q: El diagrama de cuerpo libre correspondiente a este corte se muestra en la figura 98.



Fuente: Elaboración propia

Figura 98: Diagrama de cuerpo libre del corte entre los puntos o y q.

Donde M y V son:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = -w \cdot (0.6604 m + x) - P - P + A + A - V = 0$$

$$\Rightarrow V = -w \cdot (0.6604 m + x) - 2P + 2A$$

$$\therefore V = -66.51 \frac{N}{m} \cdot (0.6604 m + 0.0508 m) - 2 \cdot 79.71 N + 2 \cdot 103.365 N = 0 N$$

$$+\circlearrowleft \Sigma M_j = 0$$

$$\Sigma M = M - w \cdot (0.6604 m + x) \cdot \frac{(0.6604 m + x)}{2} - P \cdot (0.6096 m + x) + A$$

$$\cdot (0.4572 m + x) + A \cdot (0.1524 m + x) - P \cdot x = 0$$

$$\Rightarrow M = w \cdot (0.6604 m + x) \cdot \frac{(0.6604 m + x)}{2} + P \cdot (0.6096 m + x) - A$$

$$\cdot (0.4572 m + x) - A \cdot (0.1524 m + x) + P \cdot x$$

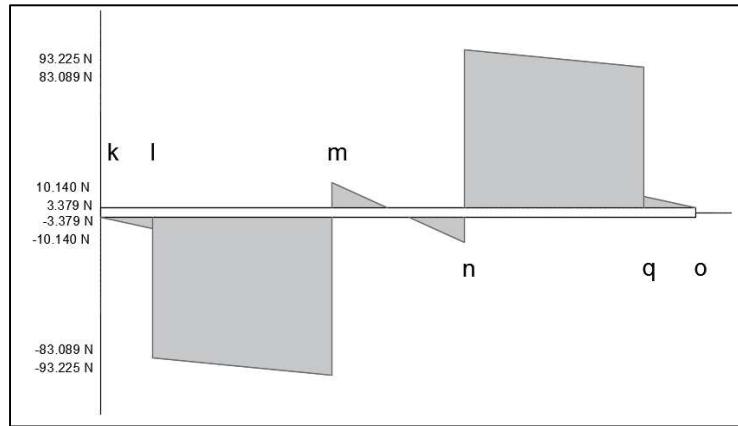
$$\therefore M = 66.51 N/m \cdot (0.6604 m + 0.0508 m) \cdot \frac{(0.6604 m + 0.0508 m)}{2} + 79.71 N$$

$$\cdot (0.6096 m + 0.0508 m) - 103.365 N \cdot (0.4572 m + 0.0508 m)$$

$$- 103.365 N \cdot (0.1524 m + 0.0508 m) + 79.71 N \cdot 0.0508 m = 0 Nm$$

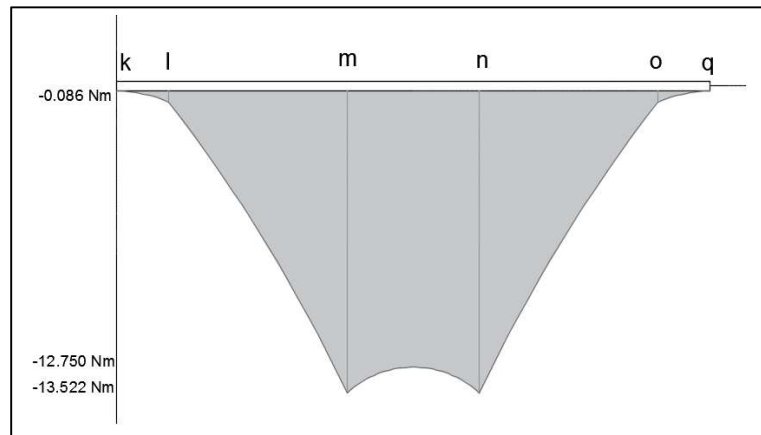
En las anteriores expresiones x representa la longitud del segmento existente entre el punto o y el punto q, y tiene un valor igual a 50.80 mm.

Con todos los anteriores resultados se pueden construir los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector para la pieza, mostrados en las figuras 99 y 100, respectivamente:



Fuente: Elaboración propia

Figura 99: Diagramas de esfuerzo cortante del soporte horizontal.



Fuente: Elaboración propia

Figura 100: Diagramas de momento flector del soporte horizontal.

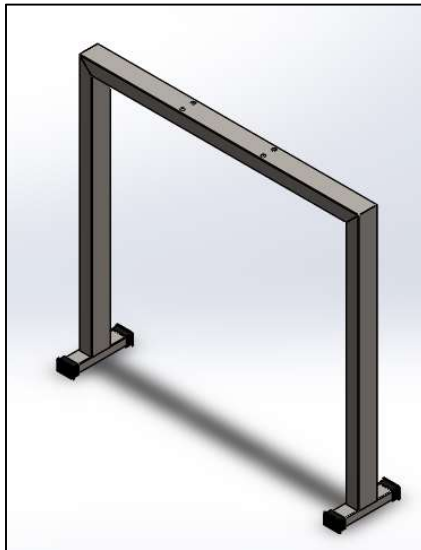
A partir del diagrama de la figura 100, puede verse que el momento flector alcanza dos valores máximos en los puntos m y n. El material seleccionado para la pieza debe de poder soportar el esfuerzo normal derivado de estos dos puntos críticos. Se determina este esfuerzo a continuación:

$$\sigma_m = \frac{|M|}{S} = \frac{|M|}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{6|-13.522 \text{ Nm}|}{0.1103 \text{ m} \cdot (0.010 \text{ m})^2} = 7.356 \text{ MPa}$$

Donde b y h son las dimensiones de base y altura de la sección transversal de la pieza. El material seleccionado debe, por tanto, poseer una resistencia a la fluencia mayor a 7.356 MPa. Se seleccionará como material para esta pieza el acero para AISI 1020, que posee un límite elástico de aproximadamente 351.6 MPa.

c. Estructura externa

Se denomina estructura externa al marco que debe soportar el sub ensamble conformado por el soporte de los cilindros y la estructura de doblado. Está constituido por: viga superior, vigas verticales, vigas de apoyo y tapones de hule, y se muestra en la figura 101.



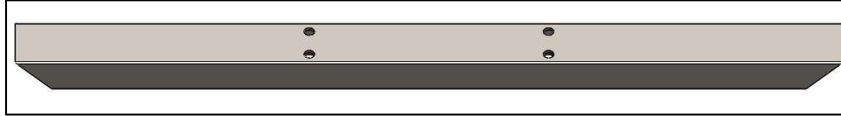
Fuente: Elaboración propia

Figura 101: Estructura externa.

A continuación, se detallan las características de diseño de cada una de estas piezas:

Viga superior:

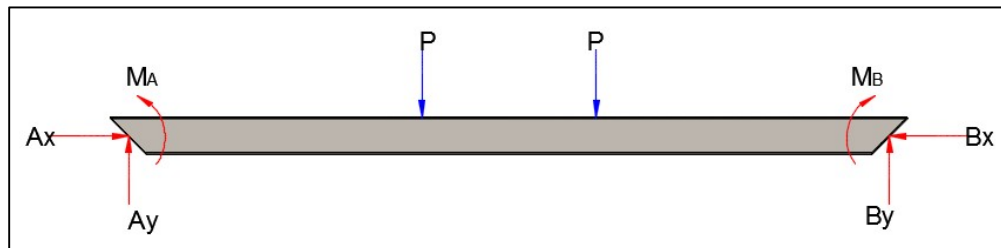
Esta pieza, observada en la figura 102, se une mediante tornillos al soporte horizontal visto en la sección previa. Para este propósito, posee en el centro cuatro agujeros. Los extremos de este componente no son rectos, sino que forman un ángulo de 45° respecto a la horizontal. Cada extremo debe fijarse a una viga vertical.



Fuente: Elaboración propia

Figura 102: Viga superior.

La viga debe ser manufacturada a partir de un tubo estructural de perfil rectangular. Las dimensiones fueron seleccionadas de entre las opciones de tubo disponibles comercialmente. Se seleccionó un perfil con una dimensión de ancho de 72 mm, que permite el taladrado de dos agujeros de margen para tornillo M12 colineales. La dimensión de alto ligada a este ancho es de 48 mm. Su longitud es tal que, a la hora de montar todo el equipo, pueda colocarse en medio de las dos vigas de apoyo la mesa de sujeción. El posicionamiento de los agujeros es una decisión de diseño. Se deben calcular los esfuerzos a los que va a estar sometida la pieza y verificar que las dimensiones y material seleccionados para ella permitan que el componente resista los esfuerzos. A partir de los pesos que soporta la pieza y las reacciones de sus puntos de apoyo se obtiene el diagrama de cuerpo libre de la figura 103:



Fuente: Elaboración propia

Figura 103: Diagrama de cuerpo libre de la viga superior.

Donde, las cargas concentradas P están ubicadas en los puntos en que se colocan los tornillos M12 que unen la viga superior con el sub ensamble conformado por el soporte de los cilindros y la estructura de doblado. La magnitud de P , por simetría, es la misma, y corresponde a la mitad del peso combinado de los elementos de la tabla 28:

Tabla 28. Masa de los componentes soportados por la viga superior.

Componente	Cantidad	Masa (gramos)
Herramienta de doblado	1	4 899,15
Brida de fijación	1	3 884,27
Cilindro de carrera larga	2	2 982,0
Pies de fijación	4	353,0
Racores roscados G1/4-8	4	23,0
Soporte vertical	2	2 411,15
Soporte horizontal	1	6 120,25
Total		27 193,97

Fuente: Elaboración propia

Estos corresponden a todos los componentes soportados por la viga superior. Por tanto, la magnitud de P es:

$$P = \frac{(27,19397 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2)}{2} = 133,386 \text{ N}$$

Además, los componentes A_x , A_y , M_A , B_x , B_y y M_B representan las reacciones en los puntos de apoyo en que la viga superior hace contacto las vigas verticales. Estas reacciones indican que la viga superior está fija: la unión soldada impide que la pieza se mueva horizontal o verticalmente, de igual manera que tampoco puede girar en torno a ninguno de sus extremos. Este tipo de restricciones de movimiento identifican a la viga llamada doblemente empotrada. Por simetría, las reacciones equivalentes en cada extremo, poseen el mismo valor:

$$A_x = B_x$$

$$A_y = B_y$$

$$M_A = M_B$$

Al no existir una fuerza horizontal actuando sobre la viga, se puede inferir que las reacciones en x son ambas iguales a cero.

$$A_x = B_x = 0$$

Conociendo el valor de P , y realizando una sumatoria de fuerzas en el eje y , se puede encontrar el valor de las reacciones verticales A_y y B_y :

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = A_y + B_y - P - P = 0$$

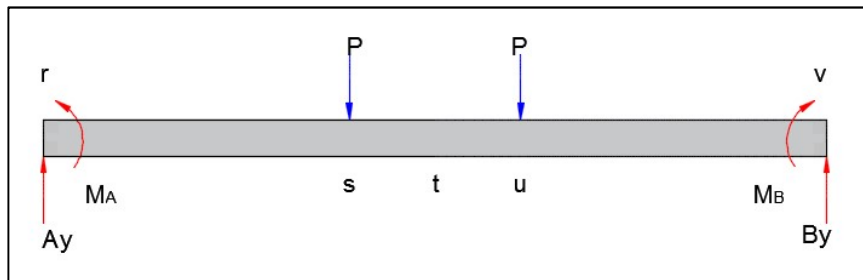
$$\Rightarrow 2A_y = 2P$$

$$\therefore A_y = P = 133.386 \text{ N}$$

Las vigas doblemente empotradas se caracterizan porque al analizar las fuerzas que actúan sobre ellas, y tratar de obtener el valor de cada una, ocurre que la cantidad de fuerzas es mayor a la cantidad de ecuaciones de las que se dispone para despejar las variables. En este caso, siguiendo el procedimiento usual no se puede encontrar el valor de los momentos M_A y M_B que actúan en los extremos de la viga. Se debe hacer uso de la ecuación diferencial que gobierna la curva elástica.

$$EI \cdot \frac{d^2y}{dx^2} = M(x)$$

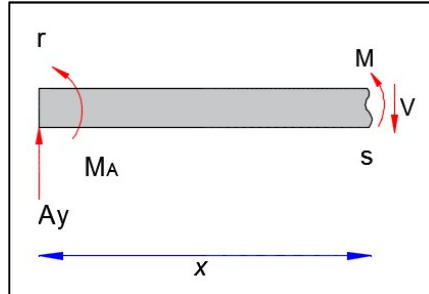
Se debe realizar sobre la anterior ecuación una doble integración, que permitirá encontrar el valor del momento M . En el caso planteado, las cargas concentradas y las reacciones en los apoyos dividen la viga en tres secciones, en cada una de las cuáles el momento se representa por una función $M(x)$ distinta, que debe ser sustituida en la ecuación de la curva elástica. Considere la figura 104:



Fuente: Elaboración propia

Figura 104: Representación simplificada de la viga superior.

La primera porción a analizar será el segmento rs , por lo que se debe introducir en la ecuación de la curva elástica la expresión del momento que experimenta la viga en este tramo. A partir del diagrama de la figura 105 realizado para el segmento rs :



Fuente: Elaboración propia

Figura 105: Diagrama de cuerpo libre del segmento rs .

Se tiene que:

$$+\circlearrowleft \Sigma M_s = 0$$

$$\Sigma M = M + M_A - A_y \cdot x = 0$$

$$\Rightarrow M = A_y \cdot x - M_A$$

Sustituyendo en la ecuación de la curva elástica:

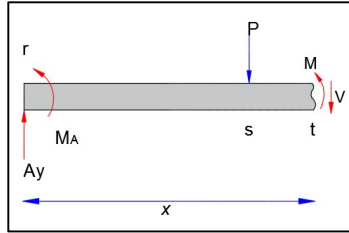
$$EI \cdot \frac{d^2 y_1}{dx^2} = A_y \cdot x - M_A$$

Integrando dos veces:

$$\text{I. } EI \cdot \theta_1 = EI \cdot \frac{dy_1}{dx} = \frac{A_y \cdot x^2}{2} - M_A \cdot x + C_1$$

$$\text{II. } EI \cdot y_1 = \frac{A_y \cdot x^3}{6} - \frac{M_A \cdot x^2}{2} + C_1 \cdot x + C_2$$

En segundo lugar, se analizará la sección media de la viga. A partir del diagrama de la figura 106 realizado para el segmento rt :



Fuente: Elaboración propia

Figura 106: Diagrama de cuerpo libre del segmento *rt*.

Se tiene que:

$$+\circlearrowleft \Sigma M_t = 0$$

$$\Sigma M = M + M_A + P \cdot (x - 0.3997 \text{ m}) - A_y \cdot x = 0$$

$$\Rightarrow M = A_y \cdot x - M_A - P \cdot (x - 0.3997 \text{ m})$$

Sustituyendo en la ecuación de la curva elástica:

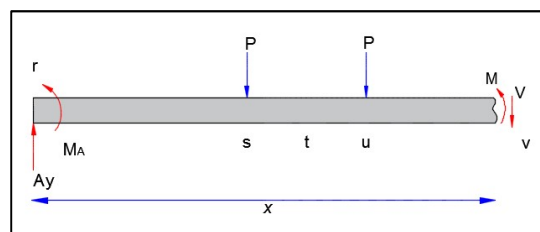
$$EI \cdot \frac{d^2 y_2}{dx^2} = A_y \cdot x - M_A - P \cdot (x - 0.3997 \text{ m})$$

Integrando dos veces:

$$\text{III. } EI \cdot \theta_2 = EI \cdot \frac{dy_2}{dx} = \frac{A_y \cdot x^2}{2} - M_A \cdot x - \frac{P \cdot x^2}{2} + 0.3997 \text{ m} \cdot P \cdot x + C_3$$

$$\text{IV. } EI \cdot y_2 = \frac{A_y \cdot x^3}{6} - \frac{M_A \cdot x^2}{2} - \frac{P \cdot x^3}{6} + \frac{0.3997 \text{ m} \cdot P \cdot x^2}{2} + C_3 \cdot x + C_4$$

Finalmente, corresponde analizar el momento en la sección final de la viga, ubicada entre los puntos *u* y *v*. A partir del diagrama de la figura 107:



Fuente: Elaboración propia

Figura 107: Diagrama de cuerpo libre del segmento *rv*.

Se tiene que:

$$+\circlearrowleft \Sigma M_t = 0$$

$$\Sigma M = M - A_y \cdot x + M_A + P \cdot (x - 0.3997 \text{ m}) + P \cdot (x - 0.7045 \text{ m}) = 0$$

$$\Rightarrow M = A_y \cdot x - M_A - P \cdot (x - 0.3997 \text{ m}) - P \cdot (x - 0.7045 \text{ m})$$

Sustituyendo en la ecuación de la curva elástica:

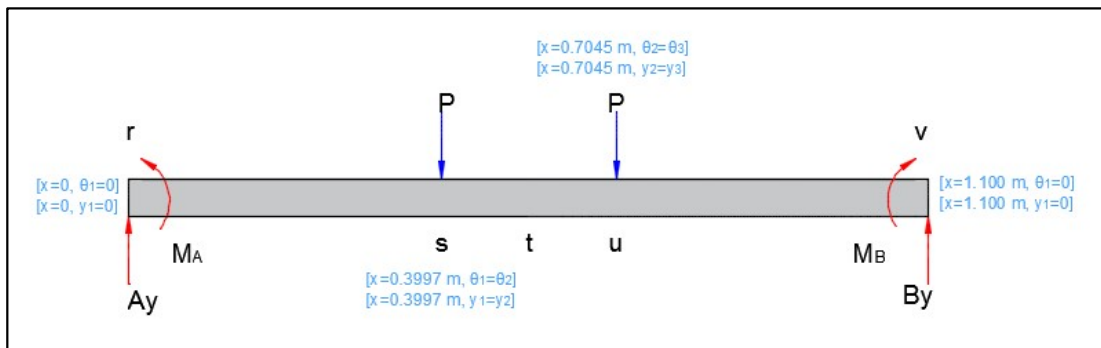
$$EI \cdot \frac{d^2 y_3}{dx^2} = A_y \cdot x - M_A - P \cdot (x - 0.3997 \text{ m}) - P \cdot (x - 0.7045 \text{ m})$$

Integrando dos veces:

$$\begin{aligned} \text{III. } EI \cdot \theta_3 &= EI \cdot \frac{dy_3}{dx} \\ &= \frac{A_y \cdot x^2}{2} - M_A \cdot x - P \cdot x^2 + 0.3997 \text{ m} \cdot P \cdot x + 0.7045 \text{ m} \cdot P \cdot x + C_5 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{IV. } EI \cdot y_3 &= \frac{A_y \cdot x^3}{6} - \frac{M_A \cdot x^2}{2} - \frac{P \cdot x^3}{3} + \frac{0.3997 \text{ m} \cdot P \cdot x^2}{2} + \frac{0.7045 \text{ m} \cdot P \cdot x^2}{2} + C_5 \cdot x \\ &+ C_6 \end{aligned}$$

Al realizar la doble integración en cada una de las ecuaciones de la curva elástica obtenidas, aparecen seis constantes desconocidas. Para encontrar estas constantes y el momento M_A se deben considerar las siguientes condiciones de frontera mostradas en la figura 108:



Fuente: Elaboración propia

Figura 108: Condiciones de frontera en la viga superior.

Las anteriores condiciones indican que para las distancias $x=0$ y $x=1.100$ m, es decir, el principio y final de la viga, la deflexión y la pendiente son cero. Esta es una característica de las vigas doblemente empotradas. Para los puntos s y u , en los que la distancia x es de 0.3997 m y 0.7045 m, respectivamente, la deflexión y la pendiente son desconocidas, sin embargo, puesto que estas deben ser continuas a lo largo de la viga, se cumple para s que $\theta_1=\theta_2$ y $y_1=y_2$, y para u que $\theta_2=\theta_3$ y $y_2=y_3$. Aplicando estas condiciones de frontera se obtiene:

$$[x=0, \theta_1=0]$$

$$\begin{aligned} \text{I.} \quad EI \cdot \theta_1 &= EI \cdot \frac{dy_1}{dx} = \frac{A_y \cdot x^2}{2} - M_A \cdot x + C_1 \\ EI \cdot 0 &= \frac{A_y \cdot 0^2}{2} - M_A \cdot 0 + C_1 \quad \Rightarrow C_1 = 0 \end{aligned}$$

$$[x=0, y_1=0]$$

$$\begin{aligned} \text{II.} \quad EI \cdot y_1 &= \frac{A_y \cdot x^3}{6} - \frac{M_A \cdot x^2}{2} + C_1 \cdot x + C_2 \\ EI \cdot 0 &= \frac{A_y \cdot 0^3}{6} - \frac{M_A \cdot 0^2}{2} + C_1 \cdot 0 + C_2 \quad \Rightarrow C_2 = 0 \end{aligned}$$

$$[x=0.3997 \text{ m}, \theta_1=\theta_2]$$

$$\begin{aligned} \text{I. y III.} \quad \frac{A_y \cdot x^2}{2} - M_A \cdot x &= \frac{A_y \cdot x^2}{2} - M_A \cdot x - \frac{P \cdot x^2}{2} + 0.3997 \text{ m} \cdot P \cdot x + C_3 \\ &= \frac{133.386 \text{ N} \cdot (0.3997 \text{ m})^2}{2} - M_A \cdot 0.3997 \text{ m} \\ &= \frac{133.386 \text{ N} \cdot (0.3997 \text{ m})^2}{2} - M_A \cdot 0.3997 \text{ m} - \frac{133.386 \text{ N} \cdot (0.3997 \text{ m})^2}{2} \\ &+ 0.3997 \text{ m} \cdot 133.386 \text{ N} \cdot 0.3997 \text{ m} + C_3 \quad \Rightarrow C_3 = -10.6549 \text{ Nm}^2 \end{aligned}$$

$$[x=0.3997 \text{ m}, y_1=y_2]$$

$$\begin{aligned} \text{II. y IV.} \quad \frac{A_y \cdot x^3}{6} - \frac{M_A \cdot x^2}{2} + C_1 + C_2 &= \frac{A_y \cdot x^3}{6} - \frac{M_A \cdot x^2}{2} - \frac{P \cdot x^3}{6} + \frac{0.3997 \text{ m} \cdot P \cdot x^2}{2} + C_3 \cdot x + C_4 \\ &= \frac{A_y \cdot x^3}{6} - \frac{M_A \cdot x^2}{2} - \frac{P \cdot x^3}{6} + \frac{0.3997 \text{ m} \cdot P \cdot x^2}{2} + C_3 \cdot x + C_4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{133.386 \text{ N} \cdot (0.3997 \text{ m})^3}{6} - \frac{M_A \cdot (0.3997 \text{ m})^2}{2} + 0 + 0 \\
&= \frac{133.386 \text{ N} \cdot (0.3997 \text{ m})^3}{6} - \frac{M_A \cdot (0.3997 \text{ m})^2}{2} \\
&- \frac{133.386 \text{ N} \cdot (0.3997 \text{ m})^3}{6} + \frac{0.3997 \text{ m} \cdot 133.386 \text{ N} \cdot (0.3997 \text{ m})^2}{2} \\
&- 10.6549 \cdot (0.3997 \text{ m}) + C_4 \quad \Rightarrow C_4 = 1.4196 \text{ Nm}^2
\end{aligned}$$

[x=0.7045 m, $\theta_2 = \theta_3$]

$$\begin{aligned}
\text{III.y IV. } & \frac{A_y \cdot x^2}{2} - M_A \cdot x - \frac{P \cdot x^2}{2} + 0.3997 \text{ m} \cdot P \cdot x + C_3 \\
&= \frac{A_y \cdot x^2}{2} - M_A \cdot x - P \cdot x^2 + 0.3997 \text{ m} \cdot P \cdot x + 0.7045 \text{ m} \cdot P \cdot x + C_5
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{133.386 \text{ N} \cdot (0.7045 \text{ m})^2}{2} - M_A \cdot (0.7045 \text{ m}) - \frac{133.386 \text{ N} \cdot (0.7045 \text{ m})^2}{2} + 0.3997 \text{ m} \\
&\cdot 133.386 \text{ N} \cdot (0.7045 \text{ m}) + C_3 \\
&= \frac{133.386 \text{ N} \cdot (0.7045 \text{ m})^2}{2} - M_A \cdot (0.7045 \text{ m}) - 133.386 \text{ N} \cdot (0.7045 \text{ m})^2 \\
&+ 0.3997 \text{ m} \cdot 133.386 \text{ N} \cdot (0.7045 \text{ m}) + 0.7045 \text{ m} \cdot 133.386 \text{ N} \cdot (0.7045 \text{ m}) \\
&+ C_5 \quad \Rightarrow C_5 = -43.7560 \text{ Nm}^2
\end{aligned}$$

[x=1.100 m, $\theta_3 = 0$]

$$\begin{aligned}
\text{III. } & EI \cdot \theta_3 = \frac{A_y \cdot x^2}{2} - M_A \cdot x - P \cdot x^2 + 0.3997 \text{ m} \cdot P \cdot x + 0.7045 \text{ m} \cdot P \cdot x + C_5 \\
EI \cdot 0 &= \frac{133.386 \text{ N} \cdot (1.100 \text{ m})^2}{2} - M_A \cdot (1.100 \text{ m}) - 133.386 \text{ N} \cdot (1.100 \text{ m})^2 + 0.3997 \text{ m} \\
&\cdot 133.386 \text{ N} \cdot (1.100 \text{ m}) + 0.7045 \text{ m} \cdot 133.386 \text{ N} \cdot (1.100 \text{ m}) \\
&- 43.7560 \text{ Nm}^2 \quad \Rightarrow M_A = 34.1444 \text{ Nm}
\end{aligned}$$

[x=1.100 m, $y_3 = 0$]

$$\begin{aligned}
 \text{IV. } EI \cdot y_3 &= \frac{A_y \cdot x^3}{6} - \frac{M_A \cdot x^2}{2} - \frac{P \cdot x^3}{3} + \frac{0.3997 \text{ m} \cdot P \cdot x^2}{2} + \frac{0.7045 \text{ m} \cdot P \cdot x^2}{2} + C_5 \cdot x + C_6 \\
 EI \cdot 0 &= \frac{133.386 \text{ N} \cdot (1.100 \text{ m})^3}{6} - \frac{34.1444 \text{ Nm} \cdot (1.100 \text{ m})^2}{2} - \frac{133.386 \text{ N} \cdot (1.100 \text{ m})^3}{3} \\
 &\quad + \frac{0.3997 \text{ m} \cdot 133.386 \text{ N} \cdot (1.100 \text{ m})^2}{2} + \frac{0.7045 \text{ m} \cdot 133.386 \text{ N} \cdot (1.100 \text{ m})^2}{2} \\
 &\quad - 43.7560 \text{ Nm}^2 \cdot (1.100 \text{ m}) + C_6 \qquad \qquad \qquad \Rightarrow C_6 = 9.2711 \text{ Nm}^2
 \end{aligned}$$

Los anteriores resultados se resumen en la tabla 29:

Tabla 29. Resumen de los valores de constante.

Constante	Valor	Unidades
C ₁	0	N·m ²
C ₂	0	N·m ²
C ₃	-10.6549	N·m ²
C ₄	1.4196	N·m ²
C ₅	-43.7560	N·m ²
C ₆	9.2711	N·m ²
M _A	34.1444	N·m

Fuente: Elaboración propia

Tras haber encontrado los valores de las fuerzas y momentos que actúan sobre la viga, se procede a buscar el esfuerzo cortante y momento flector máximos que experimenta. Para esto se deben efectuar sobre la viga tres cortes: en medio de r y s, entre s y u, y finalmente entre u y v. El siguiente paso consiste en realizar el diagrama de cuerpo libre del segmento generado en cada caso, y obtener los valores de la fuerza cortante V y el momento flector M , sin embargo, los diagramas de cuerpo libre y las expresiones para encontrar M ya fueron planteadas anteriormente, por lo cual sólo se hará referencia a ellas. Lo que sí debe obtenerse es la ecuación para el esfuerzo cortante, puesto que esta expresión no se ha planteado aún.

Corte en medio de r y s: El diagrama de cuerpo libre correspondiente a este corte se mostró en la figura 105. De donde puede obtenerse que V es:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = A_y - V = 0$$

$$\Rightarrow V = A_y$$

$$\therefore V = 133.386 \text{ N}$$

Además, la expresión de M encontrada para este segmento es:

$$M = A_y \cdot x - M_A$$

$$\therefore M = 133.386 \text{ N} \cdot 0.3997 \text{ m} - 34.1444 \text{ Nm} = 19.1700 \text{ Nm}$$

En la anterior expresión x representa la longitud del segmento existente entre el punto r y el punto s, y tiene un valor igual a 399.7 mm.

Corte en medio de s y u: El diagrama de cuerpo libre correspondiente a este corte se mostró en la figura 106. De donde puede obtenerse que V es:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = A_y - P - V = 0$$

$$\Rightarrow V = A_y - P$$

$$\therefore V = 133.386 \text{ N} - 133.386 \text{ N} = 0$$

Además, la expresión de M encontrada para este segmento es:

$$M = A_y \cdot x - M_A - P \cdot (x - 0.3997 \text{ m})$$

$$\begin{aligned} \therefore M &= 133.386 \text{ N} \cdot 0.7045 \text{ m} - 34.1444 \text{ Nm} - 133.386 \text{ N} \cdot (0.7045 \text{ m} - 0.3997 \text{ m}) \\ &= 19.1700 \text{ Nm} \end{aligned}$$

En la anterior expresión x representa la longitud del segmento existente entre el punto r y el punto u, y tiene un valor igual a 704.5 mm.

Corte en medio de u y v: El diagrama de cuerpo libre correspondiente a este corte se mostró en la figura 107. De donde puede obtenerse que V es:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = A_y - P - P - V = 0$$

$$\Rightarrow V = A_y - P - P$$

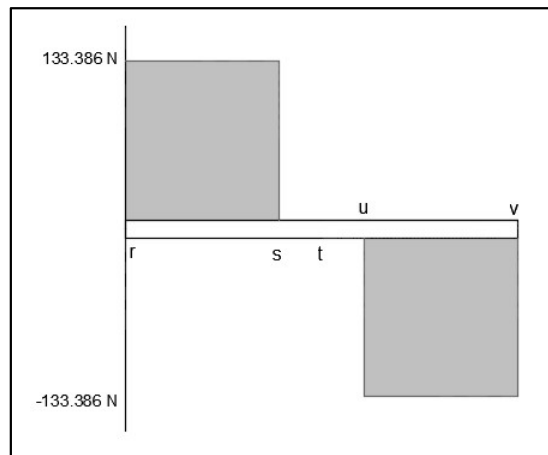
$$\therefore V = 133.386 \text{ N} - 133.386 \text{ N} - 133.386 \text{ N} = -133.386 \text{ N}$$

$$M = A_y \cdot x - M_A - P \cdot (x - 0.3997 \text{ m}) - P \cdot (x - 0.7045 \text{ m})$$

$$\therefore M = 133.386 \text{ N} \cdot 1.100 \text{ m} - 34.1444 \text{ Nm} - 133.386 \text{ N} \cdot (1.100 \text{ m} - 0.3997 \text{ m}) - 133.386 \text{ N} \cdot (1.100 \text{ m} - 0.7045 \text{ m}) = -33.5842 \text{ Nm}.$$

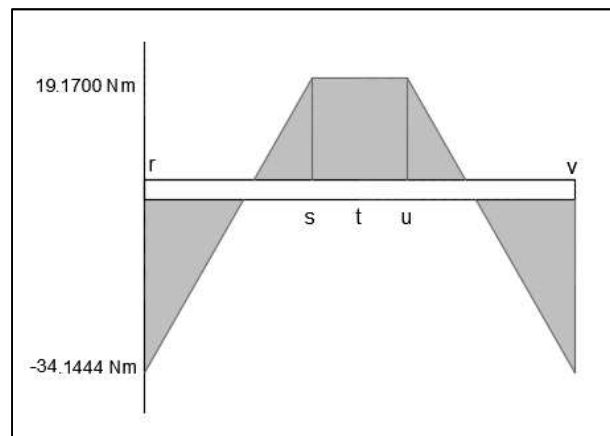
En la anterior expresión x representa la longitud del segmento existente entre el punto r y el punto v , y tiene un valor igual a 1.100 mm.

Con todos los anteriores resultados se pueden construir los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector para la pieza, mostrados en las figuras 109 y 110, respectivamente:



Fuente: Elaboración propia

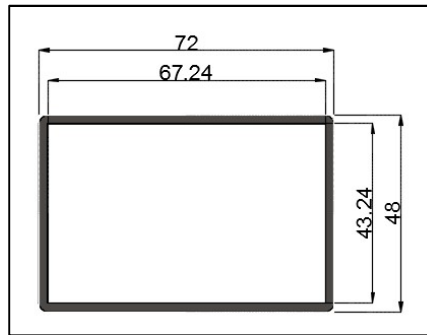
Figura 109: Diagrama de esfuerzo cortante de la viga superior.



Fuente: Elaboración propia

Figura 110: Diagrama de momento flector de la viga superior.

A partir del diagrama de la figura 110, puede verse que el momento flector alcanza dos valores máximos en los puntos r y v. Estos puntos críticos derivan en un esfuerzo normal máximo, que debe ser soportado por el material seleccionado para la pieza. Considere la figura 111 que muestra las dimensiones en milímetros de la sección transversal de la pieza:



Fuente: Elaboración propia

Figura 111: Dimensiones en milímetros de la sección transversal de la viga superior.

Para la anterior viga de sección transversal rectangular hueca, el valor del módulo elástico de la sección se obtiene haciendo:

$$S = \frac{I}{c} = \frac{0.072 \text{ m} \cdot (0.048 \text{ m})^3 - 0.067 \text{ m} \cdot (0.043 \text{ m})^3}{6 \cdot 0.048 \text{ m}} = 9.1516 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Al conocer el módulo puede encontrarse el esfuerzo normal máximo:

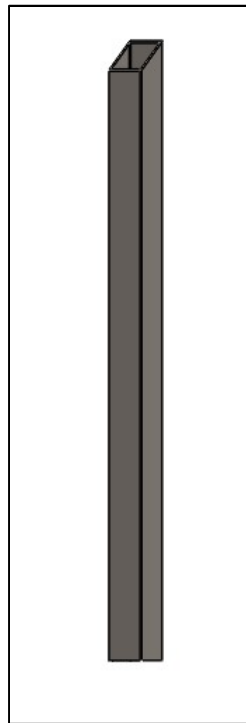
$$\sigma_m = \frac{|M|}{S} = \frac{|-34.1444 \text{ Nm}|}{9.1516 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3} = 3.7310 \text{ MPa}$$

El material seleccionado debe, por tanto, poseer una resistencia a la fluencia mayor a 3.7310 MPa. Se seleccionará como material para esta pieza el acero para ASTM A36, cuyo límite elástico es de 250.0 MPa.

Viga vertical:

El ensamble requiere el uso de dos ejemplares de esta pieza, mostrada en la figura 112, las cuales poseen un extremo con un corte inclinado de 45° respecto a la horizontal. La

superficie del extremo inclinado debe coincidir con una equivalente del soporte horizontal, y la unión de ambas piezas se logra mediante un cordón de soldadura. El otro extremo de la pieza es recto, y debe asentarse sobre la viga de apoyo, en una unión lograda también por medio de soldadura. El objetivo de esta pieza es servir de columna, soportando todo el peso de los componentes analizados anteriormente.

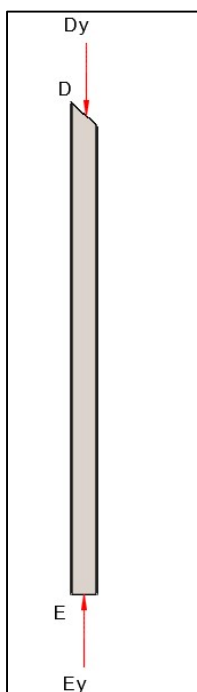


Fuente: Elaboración propia

Figura 112: Viga vertical.

La viga vertical debe ser manufacturada a partir del mismo tipo de tubería estructural con perfil rectangular seleccionado para la viga superior. Como se vio, el perfil posee una dimensión de ancho de 72 mm, y una dimensión de altura es de 48 mm, además, el grosor de las paredes del componente es de 2.38 mm. La longitud de esta pieza debe ser tal que, estando todos los componentes ensamblados y en el momento en que los émbolos de los cilindros de carrera larga estén extendidos al máximo, la herramienta de doblado, colocada en los extremos de estos últimos, toque la bisagra.

A partir del peso que el componente soporta y la reacción de su punto de apoyo se obtiene el diagrama de cuerpo libre de la figura 113:



Fuente: Elaboración propia

Figura 113: Diagrama de cuerpo libre de la viga vertical.

Donde, D_y corresponde a la mitad del peso de todos los componentes soportados por cada una de las vigas verticales. El detalle de este peso se muestra en la tabla 30 a continuación:

Tabla 30. Masa de los componentes soportados por la viga vertical.

Componente	Cantidad	Masa (gramos)
Herramienta de doblado	1	4 899,15
Brida de fijación	1	3 884,27
Cilindro de carrera larga	2	2 982,0
Pies de fijación	4	353,0
Racores roscados G1/4-8	4	23,0
Soporte vertical	2	2 411,15
Soporte horizontal	1	6 120,25
Viga superior	1	7 013,45
Total		34 207,42

Fuente: Elaboración propia

Por tanto, la magnitud de D_y es:

$$D_y = \frac{(34,20742 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2)}{2} = 167,787 \text{ N}$$

Además, el componente E_y representa la reacción en el punto de contacto con la viga de apoyo. Conociendo el valor de D_y , y realizando una sumatoria de fuerzas en el eje y , se puede encontrar el valor de E_y :

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = E_y - D_y = 0$$

$$\Rightarrow E_y = D_y$$

$$\therefore E_y = 167.787 \text{ N}$$

Se debe calcular que el esfuerzo al que va a estar sometida la viga vertical, debido a la fuerza D_y , no sea crítico para las dimensiones y material seleccionados. Para esto se obtiene el esfuerzo normal que experimenta la pieza en su sección transversal:

$$\sigma = \frac{D_y}{A} = \frac{|-167.787 \text{ N}|}{(0.072 \text{ m} \cdot 0.048 \text{ m}) - (0.06724 \text{ m} \cdot 0.04324 \text{ m})} = 305\,878.91 \text{ Pa}$$

En la anterior expresión, el signo negativo indica que las fuerzas que actúan sobre la pieza son de compresión. Dada su función dentro del ensamble, la viga vertical debe además ser analizada como una columna con carga céntrica. Para los componentes de este tipo, existe una carga máxima P_{cr} que puede ser soportada por ellos sin que pierdan su estabilidad. Si la fuerza aplicada a la columna es igual o mayor a la carga crítica P_{cr} , la mínima perturbación en el sistema llevara a la inestabilidad, y la columna se pandeará. Para asegurar que la viga vertical permanecerá en posición recta, se debe comprobar que la carga que experimentará y el derivado esfuerzo normal, sean menores que la carga crítica P_{cr} y el esfuerzo crítico σ_{cr} .

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \qquad \sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A}$$

El material de la viga vertical será el mismo que el seleccionado para la viga superior, ASTM A36. Para este acero, el módulo de elasticidad tiene un valor de 200 GPa. Además, se deben considerar las dimensiones del área transversal mostradas en la figura

111 y que la longitud de la viga vertical es de 968.23 mm. Con estos datos, se puede calcular:

$$I = \frac{0.072 \text{ m} \cdot (0.048 \text{ m})^3 - 0.067 \text{ m} \cdot (0.043 \text{ m})^3}{12} = 21.964 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

Por tanto, la magnitud de P_{cr} es:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 200 \text{ GPa} \cdot 21.964 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4}{(0.98776 \text{ m})^2} = 444.363 \text{ kN}$$

Y por su parte, σ_{cr} será:

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{444.363 \text{ kN}}{0.072 \text{ m} \cdot 0.048 \text{ m} - 0.067 \text{ m} \cdot 0.043 \text{ m}} = 810.080 \text{ MPa}$$

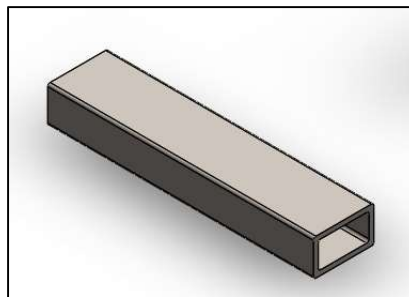
A partir de lo anterior se comprueba que la carga y el esfuerzo a los que está sometida la viga vertical son mucho menores que los valores críticos derivados de sus dimensiones y su material.

$$P \ll P_{cr} \qquad \sigma \ll \sigma_{cr}$$

$$167.787 \text{ N} \ll 444.363 \text{ kN} \qquad 305 \text{ 878.91 Pa} \ll 810.080 \text{ MPa}$$

Viga de apoyo:

Se requiere el uso de dos ejemplares de esta pieza, mostrada en la figura 114, una por cada viga vertical. Este componente tiene el propósito de dar sostén y balance al ensamble de la estructura exterior. Al igual que las vigas vistas previamente, esta pieza está conformada de acero ASTM A36.

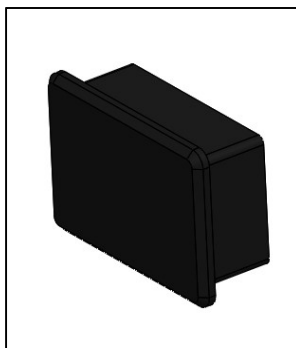


Fuente: Elaboración propia

Figura 114: Viga de apoyo.

Tapón:

Es necesaria la utilización de cuatro tapones de hule para completar el ensamble. Cada tapón debe ir colocado en uno de los extremos libres de las vigas de apoyo. Este componente desempeña una función de protección, pues se encarga de cubrir la superficie expuesta de los extremos mecanizados de la viga, que, de otra manera, podrían producir cortes durante la manipulación y ensamble del equipo. El tapón se muestra en la figura 115.

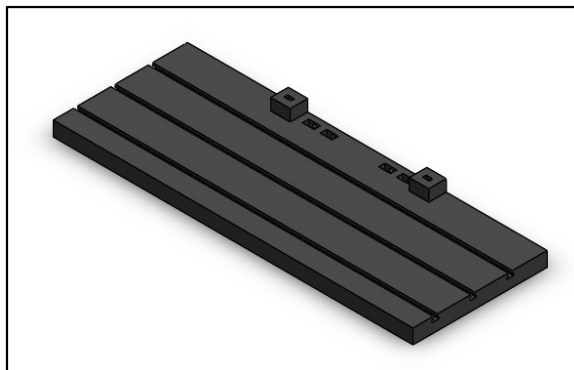


Fuente: Elaboración propia

Figura 115: Tapón.

d. Mesa de sujeción

La mesa de sujeción es la encargada de sujetar las mordazas y los soportes para las bisagras, brindando firmeza a las bisagras, tapa y sobre tapa durante el proceso de doblado. Este componente se muestra en la figura 116.



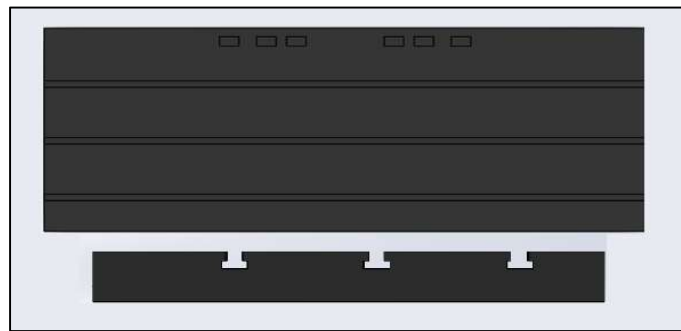
Fuente: Elaboración propia

Figura 116: Soporte de los cilindros.

El ensamble está conformado por tres componentes: dos soportes para bisagra y una placa ranurada en T. El detalle de estas piezas se muestra a continuación:

Placa ranurada en T:

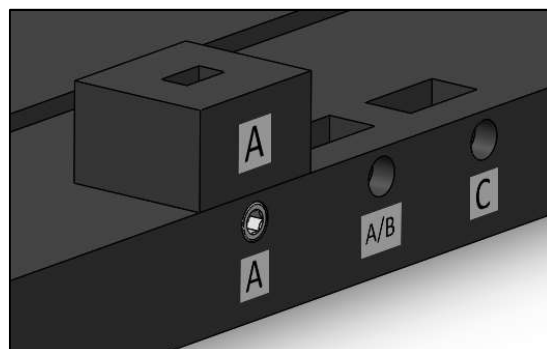
Este componente consiste en una placa con canales longitudinales con forma de T, mostrado en la figura 117. Posee 3 canales, en cada uno de los cuáles se introducen tuercas de perfil T, que con ayuda de un tornillo propician la sujeción de componentes sobre la mesa.



Fuente: Elaboración propia

Figura 117: Placa ranurada en T.

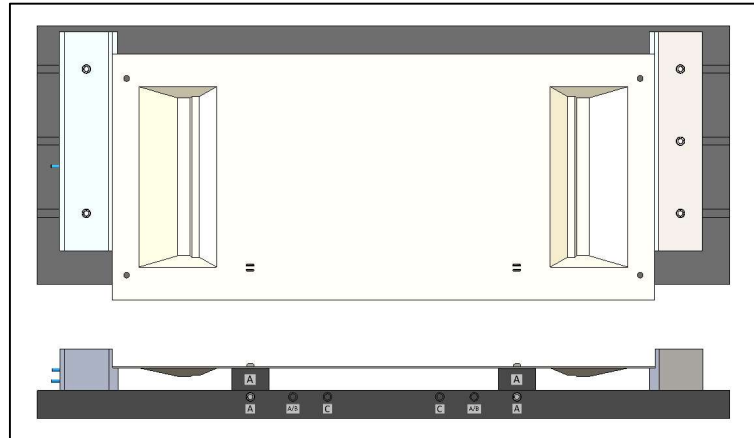
Además, posee tres cavidades rectangulares para la inserción de soportes. La unión entre los soportes y la mesa se logra mediante el uso de un tornillo, como muestra la figura 118:



Fuente: Elaboración propia

Figura 118: Detalle de la unión de la placa ranurada en T con los soportes para bisagra.

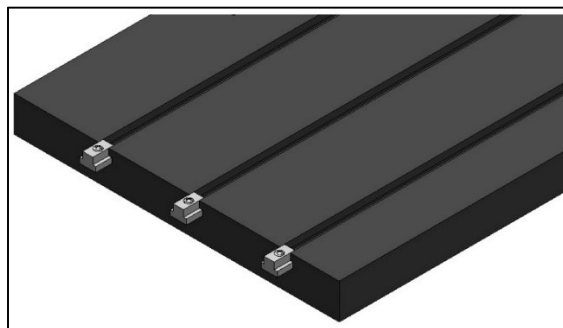
Las dimensiones de la placa ranurada son derivadas de su funcionamiento. Su dimensión de largo y ancho deben ser tales que sobre la placa puedan acomodarse las dos mordazas (fija y móvil) y la tapa de mayor tamaño (47-21360R-4), como se observa en la figura 119.



Fuente: Elaboración propia

Figura 119: Elementos que deben ser colocados sobre la placa ranurada.

Por su parte, las dimensiones de los canales ranurados se obtienen a partir de las medidas de las tuercas de perfil T que se introducirán en ellos. Este detalle se muestra en la figura 120.



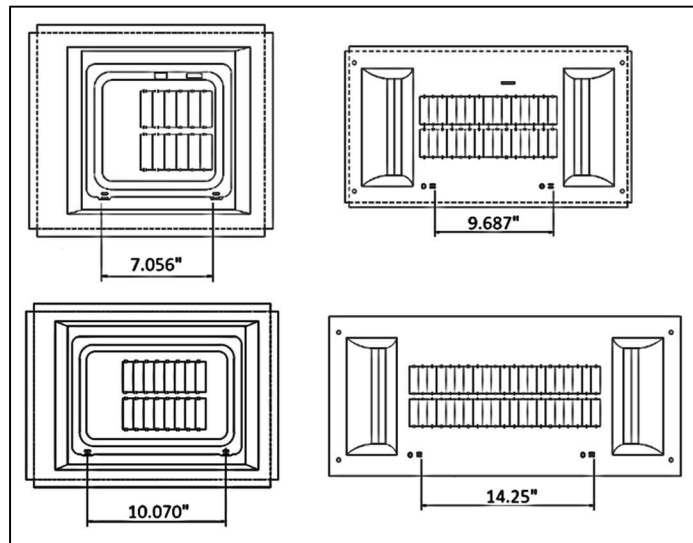
Fuente: Elaboración propia

Figura 120: Inserción de las tuercas de perfil T en los canales de la placa.

La medida nominal de ambos perfiles es la misma, sin embargo, se asigna a las dimensiones de los canales de la placa una tolerancia que garantice la existencia de un

juego entre el canal y la tuerca, de manera que esta última pueda deslizarse sobre él con facilidad. El número de canales de la placa, tres, fue seleccionado para garantizar un ajuste seguro de las mordazas.

El posicionamiento de las cavidades para la inserción de soportes está ligado a las distintas variantes de separación entre bisagras que existen para los modelos de tapas. Estas variantes son en total cuatro, como se muestra a continuación en la figura 121:



Fuente: Elaboración propia

Figura 121: Detalle de la unión de la placa ranurada en T con los soportes para bisagra.

En principio, se procuró diseñar un único soporte que se adecuara a todos los modelos de tapas, sin embargo, no fue posible concretar un diseño que se adaptara a cada variante. Se buscó entonces crear un solo modelo de soporte, que pudiera encajarse en distintas cavidades manufacturadas en la placa a distancias que fueran iguales a las distintas variantes de separación entre bisagras. Esto tampoco fue posible, porque la variación entre distancias no era tan drástica como para que todos los agujeros pudiesen crearse sin interferir entre ellos. Finalmente, se optó por crear diversos modelos de soporte, de manera que las distintas combinaciones de soportes con las cavidades logran abarcar las distintas variantes de distancia necesarias. Para facilitar la ubicación de cada soporte en la cavidad correcta, se identifica mediante una etiqueta cada una de las cavidades, asignándoles la

letra *a*, *b* o *c*, este detalle se observa en la figura 122. Los soportes tendrán a su vez una identificación equivalente, esto se verá con más detalle en el próximo apartado.



Fuente: Elaboración propia

Figura 122: Detalle de identificación de cada cavidad.

Este componente debe ser manufacturado a partir de una placa de acero ASTM A36. La selección de este material se realiza debido a que es el utilizado típicamente para la manufactura de mesas ranuradas a nivel comercial, además de que es un acero económico.

Soportes para bisagra:

Estas piezas tienen el propósito de servir de sostén para las bisagras, que deben colocarse dentro de la cavidad rectangular durante el proceso de doblado. Para adaptarse a las distintas variantes de distancia de separación entre bisagras, el diseño incluye tres opciones distintas de soportes, que pueden verse en la tabla 31:

Tabla 31. Variantes de soporte para bisagra.

Variante	Soporte de bisagra
A	
B	
C	

Fuente: Elaboración propia

Cada uno de estos soportes está marcado con la letra señalada en la columna *Variante*, de la tabla anterior. Como se mencionó en el apartado previo, la placa ranurada posee también una identificación equivalente en los espacios diseñados para la inserción de los soportes, de manera que se pueda localizar con facilidad la posición en la que debe de ir colocado cada uno.

Las cavidades más externas, diseñadas para las tapas de mayor tamaño, cuya separación entre bisagras es de 361.95 mm (14.250 in), están identificadas con la letra *A*. Por lo tanto, debe colocarse en ellas el soporte equivalente *A*, como se muestra en la figura 123:

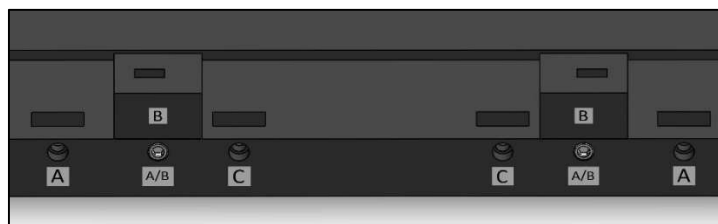


Fuente: Elaboración propia

Figura 123: Detalle de identificación de cada cavidad.

Para trabajar con esta configuración, se requiere utilizar la variante *D* de la herramienta de doblado, vista en la tabla 25. Este equipo permitirá ensamblar los centros de carga que incluyan tapas con los números de ítem 47-21360R-2 o 47-21360R-4 (ver tabla 9).

Las siguientes cavidades están identificadas con dos letras: *A* y *B*. Se debe utilizar en ellas el soporte *B* para trabajar con tapas cuya separación entre bisagras es de 255,78 mm (10.070 in). Este detalle de montaje se muestra en la figura 124:



Fuente: Elaboración propia

Figura 124: Detalle de identificación de cada cavidad.

Esta configuración requiere utilizar la variante *C* de la herramienta de doblado, vista en la tabla 25. Este equipo permitirá ensamblar los centros de carga que incluyan tapas con los números de ítem 47-21357R-3, 47-21357R-4, 47-21357R-5 o 47-59590R (ver tabla 9).

Por otra parte, al utilizar en esta cavidad el soporte *A*, se podrá trabajar con tapas cuya separación entre bisagras sea de 246,05 mm (9,687 in). Este detalle de montaje se muestra en la figura 125:

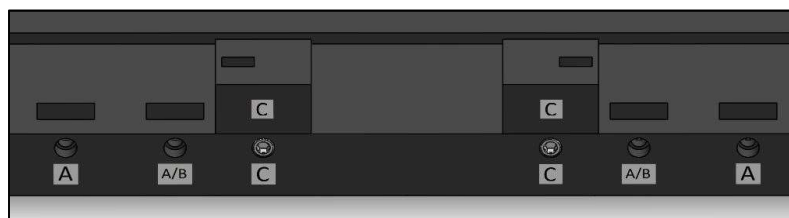


Fuente: Elaboración propia

Figura 125: Detalle de identificación de cada cavidad.

En conjunto con la variante *B* de la herramienta de doblado, vista en la tabla 25, este equipo permitirá ensamblar los centros de carga que incluyan tapas con los números de ítem 47-21360R o 47-21360R-3 (ver tabla 9).

Las cavidades más internas, diseñadas para las tapas de menor tamaño, cuya separación entre bisagras es de 179,22 mm (7.056 in), están identificadas con la letra *C*. Por lo tanto, debe colocarse en ellas el soporte equivalente *C*, como se muestra en la figura 126:



Fuente: Elaboración propia

Figura 126: Detalle de identificación de cada cavidad.

Para trabajar con esta configuración, se requiere utilizar la variante *A* de la herramienta de doblado, vista en la tabla 25. Este equipo permitirá ensamblar los centros de carga que incluyan tapas con los números de ítem 47-21359R-5, 47-21357R, 47-21357R-2, 47-21359R-5-P, 47-21359R-6 o 47-21359R-6-P (ver tabla 9).

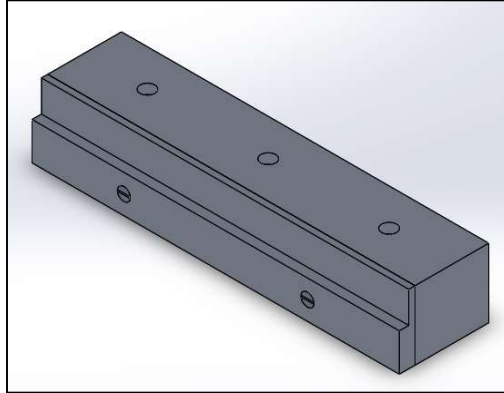
El material para la manufactura de los soportes es el mismo seleccionado previamente para la placa ranurada: acero ASTM A36.

e. Mordazas

Las mordazas son las encargadas de sujetar con firmeza la sobre tapa durante el proceso de doblado. Se toma como referencia para el diseño un modelo de prensa neumática encontrado en internet durante el proceso de investigación y formulación de ideas del proyecto [20]. Poseen 2 variantes: la mordaza fija y la mordaza móvil. Después de encajarse en las bisagras, la sobre tapa debe quedar apoyada sobre una mordaza en cada uno de sus extremos, la firmeza del ajuste se obtiene por medio de la mordaza móvil, que posee un cilindro neumático de carrera pequeña, de manera que al extenderse, se presiona la tapa sujeta en medio de las dos mordazas. Estos componentes se unen a la mesa de sujeción por medio de 2 tornillos -3, en el caso de la mordaza fija- de longitud $2 \frac{1}{4}$ de pulgada, que se enroscan dentro de tuercas para ranura en T ubicadas en los respectivos canales de la mesa de sujeción.

Mordaza fija

La mordaza fija es el primer componente sobre el que debe asentarse la tapa. Se muestra en la figura 127.



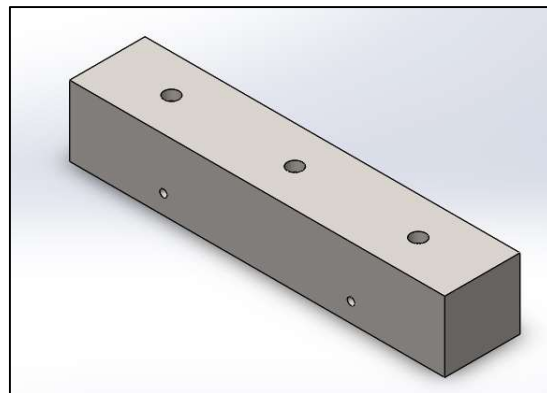
Fuente: Elaboración propia

Figura 127: Mordaza fija.

Sirve de punto de referencia, respecto al cuál se debe calcular el ajuste de la mordaza móvil. Está conformada por dos componentes: la caja y la mordaza. El detalle de estas piezas se muestra a continuación:

Caja:

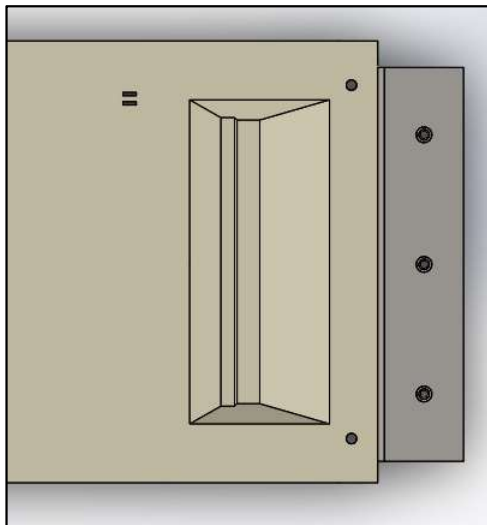
Prisma rectangular metálico sobre el cual se deben mecanizar 5 entradas para tornillo, mostrado en la figura 128. De estas, tres deben ir colocadas en la cara superior, y será en ellas que se inserte el tornillo que se roscará con la tuerca para ranura en T, asegurando la mordaza a la placa ranurada.



Fuente: Elaboración propia

Figura 128: Caja.

Los agujeros de tornillo restantes están ubicados en una cara lateral, y serán utilizados para fijar la pieza llamada mordaza, que puede verse en el siguiente apartado. La mordaza y la caja poseen ambas una misma dimensión de largo, esta se definió a partir de la tapa con la mayor dimensión de ancho, puesto que la mordaza debe poder sujetarla con firmeza, como se muestra en la figura 129. La dimensión de alto de este componente debe ser la misma que la de la caja con cavidad, y por su parte, la dimensión de ancho es una decisión de diseño.



Fuente: Elaboración propia

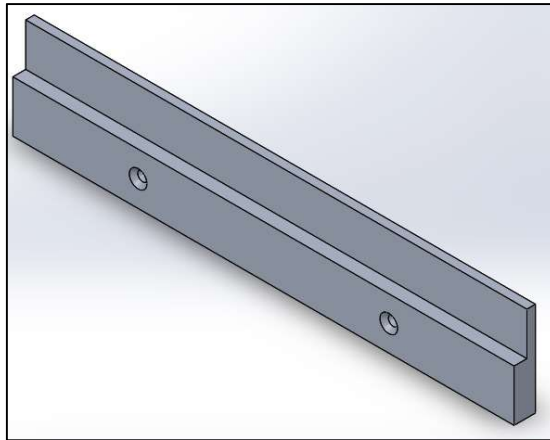
Figura 129: Presión de la mordaza fija sobre la tapa.

Este componente no está sometido a esfuerzos de importante magnitud o que puedan comprometer su integridad estructural. Por este motivo, el criterio de selección de material se basa en dos consideraciones principales: maquinabilidad y disponibilidad comercial del material. Se selecciona el material acero AISI 4140, esta selección es avalada por el personal que labora en el área de mecánica de precisión de la empresa Eaton Electrical.

Mordaza:

Placa escalonada sobre la cual debe apoyarse el borde la tapa para centros de carga, se muestra en la figura 130. Posee dos agujeros avellanados para la inserción

de tornillos rosca UNC 12-24. La posición de estos agujeros debe ser tal que coincida con los agujeros mecanizados en la caja para este mismo propósito. La inserción de los tornillos garantizará la unión entre ambas partes. Este componente debe poseer la misma dimensión de alto y largo que la caja, vista previamente. Las dimensiones de ancho son decisiones de diseño, para ellas solo se consideró que el escalón brindara suficiente superficie para el apoyo de la tapa.



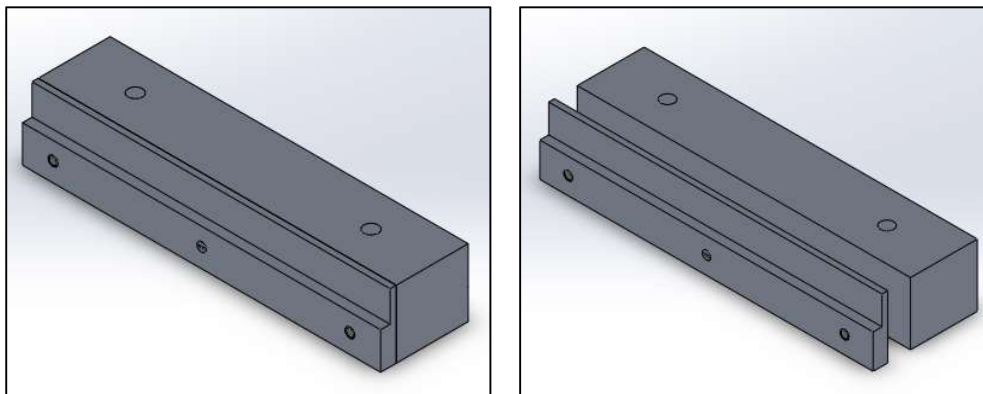
Fuente: Elaboración propia

Figura 130: Mordaza.

Al igual que para la pieza previa, los esfuerzos a los que se somete este componente son muy bajos y no comprometen su integridad estructural. Por lo tanto, el criterio de selección de material se rige por las mismas dos consideraciones: disponibilidad comercial y maquinabilidad. El material seleccionado es acero AISI 4140, nuevamente se busca el aval del personal de mecánica de precisión de la empresa Eaton Electrical.

Mordaza móvil

La mordaza móvil introduce el ajuste necesario para que la sujeción de la tapa sea firme. En la figura 131 se muestra su funcionalidad.



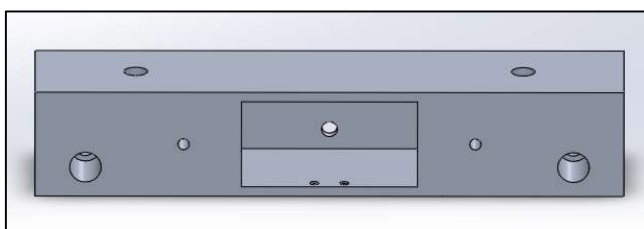
Fuente: Elaboración propia

Figura 131: Mordaza móvil cilindro devuelto (izquierda) cilindro extendido (derecha).

Está conformada por los componentes: caja con cavidad, mordaza con guías, placa, cilindro neumático compacto y un pie de fijación. El detalle de estas piezas se muestra a continuación:

Caja con cavidad:

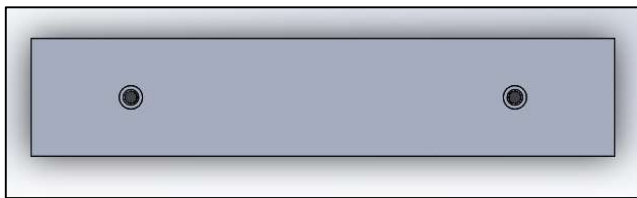
Prisma rectangular metálico sobre el cual se deben mecanizar seis entradas para tornillo y tres agujeros pasantes. A diferencia de la caja para la mordaza fija, esta debe ser hueca para albergar en su interior un cilindro neumático compacto, como se muestra en la figura 132:



Fuente: Elaboración propia

Figura 132: Caja con cavidad.

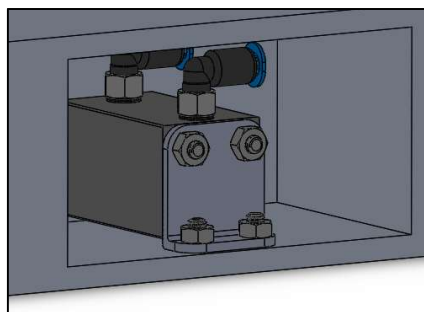
Dos de las entradas de tornillo deben ir sobre la cara superior (figura 133), pues será en ellas que entrará el tornillo que debe roscarse con la tuerca para ranura en T, asegurando la mordaza a la placa ranurada.



Fuente: Elaboración propia

Figura 133: Entradas de tornillo en la cara superior.

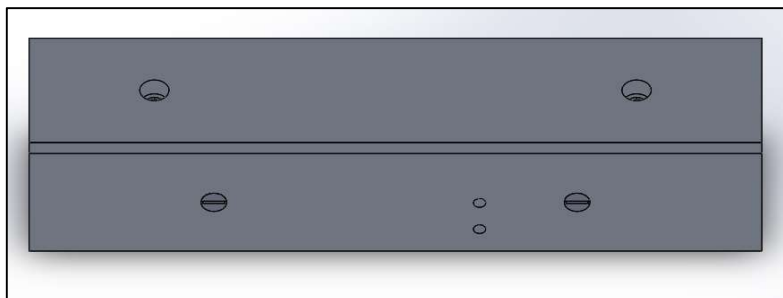
Dos entradas de tornillo más deben ser maquinadas en el interior de la cavidad de la mordaza, estas servirán para el sostén del pie de fijación del cilindro compacto, como se muestra en la figura 134 a continuación:



Fuente: Elaboración propia

Figura 134: Detalle de fijación del cilindro compacto.

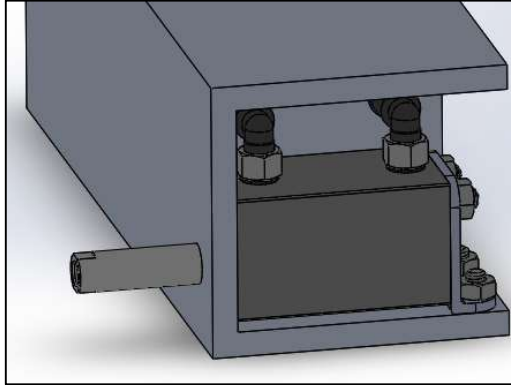
Las dos entradas de tornillo restantes deben ir sobre la cara trasera de la pieza, en estas se insertarán los tornillos que sujetarán la tapa, según muestra la figura 135:



Fuente: Elaboración propia

Figura 135: Detalle de entradas de tornillo en la cara trasera para sujeción de la tapa.

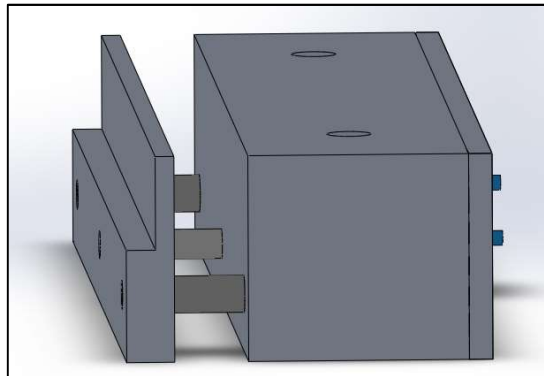
En cuanto a los agujeros pasantes, uno de ellos –ubicado en el centro de la cara frontal- debe ser mecanizado para permitir la salida del eje del cilindro neumático, como se muestra en la figura 136:



Fuente: Elaboración propia

Figura 136: Detalle de agujero pasante para salida del émbolo del cilindro compacto.

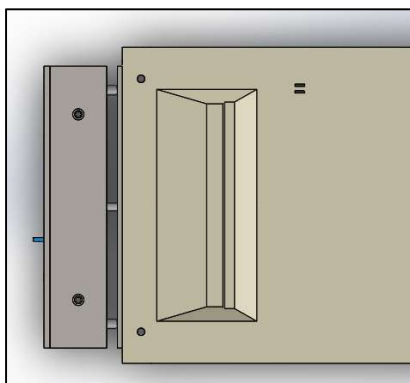
Los otros dos agujeros –los más cercanos a las caras laterales de la pieza- son requeridos para que en su interior se deslicen las guías de la mordaza, como se muestra en la figura 137:



Fuente: Elaboración propia

Figura 137: Detalle de agujeros pasantes para el deslizamiento de las guías.

La dimensión de largo de este componente es coincidente con la de la pieza llamada “caja”. Como se vio para esta última, se procuró la selección de un largo que permitiera la sujeción firme de las tapas, como se muestra en la figura 138.



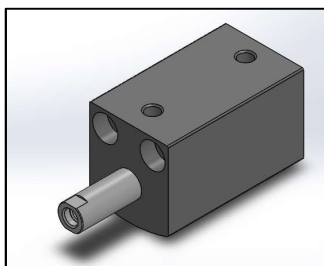
Fuente: Elaboración propia

Figura 138: Presión de la mordaza móvil sobre la tapa.

Las dimensiones de alto y ancho de este componente deben ser tales que permitan la inserción y sujeción en su interior del cilindro compacto y sus racores de conexión. Este es otro de los casos en los que la pieza no se ve sometida a esfuerzos importantes que puedan llevarla a fallar. El criterio de selección de material se rige nuevamente por las consideraciones de disponibilidad comercial y buena maquinabilidad. El material seleccionado es acero AISI 4140, avalado por personal que labora en el área de mecánica de precisión de la empresa Eaton Electrical.

Cilindro neumático compacto:

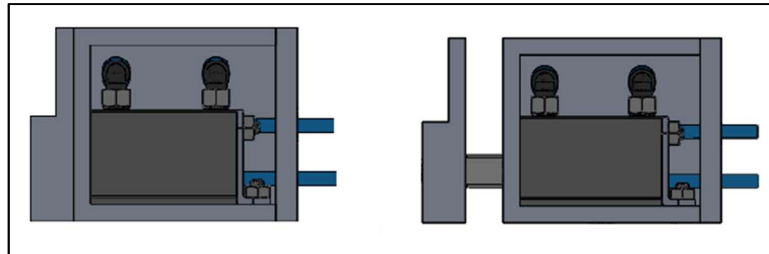
Actuador que produce la fuerza necesaria para sujetar con firmeza la tapa durante el proceso de doblado. Se muestra en la figura 139. Este componente además, introduce el factor de ajuste: cuando el émbolo está retraído, la mordaza con guías se mantiene unida a la caja con cavidad, pero al avanzar, la mordaza avanza con él, sujetando las tapas.



Fuente: Elaboración propia

Figura 139: Cilindro neumático compacto.

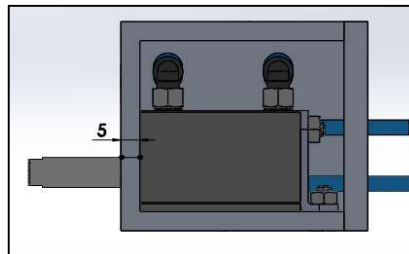
El cilindro, de la marca FESTO, es de doble efecto con un émbolo de 16 mm de diámetro y una carrera de 25 mm. Estas características corresponden a un modelo ADVC-16-25-I-P. Debido a su carrera corta este modelo de cilindro es el más conveniente, pues facilita tareas de sujeción en espacios reducidos. El valor de longitud del vástago se seleccionó para poder tener un rango de ajuste de 20 mm, como se muestra en la figura 140 a continuación:



Fuente: Elaboración propia

Figura 140: Comparación: vástago del cilindro retraído (izquierda) y extendido (derecha).

Se deben descontar 5 mm de la carrera del cilindro debido a que el vástago debe atravesar una pared con esta dimensión, como se observa en la figura 141:



Fuente: Elaboración propia

Figura 141: Detalle de montaje del cilindro compacto.

Como se mencionó anteriormente, el aire comprimido en las líneas de distribución de la empresa posee una presión con un valor entre los 115 y 125 psi (8.27 bar). Al igual que para el caso del cilindro de carrera larga, en esta ocasión se utilizará una presión de trabajo de 87 psi (6 bar, 600 000 Pa), pues es la recomendada por el fabricante. Bajo esta condición se puede calcular la fuerza de avance y retroceso del émbolo:

$$F_{avance} = P_{aire} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 600000 \text{ Pa} \cdot \frac{\pi \cdot (0.016 \text{ m})^2}{4} = 120.64 \text{ N}$$

$$F_{retroceso} = P_{aire} \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = 600000 \text{ Pa} \cdot \frac{\pi \cdot (0.016 \text{ m}^2 - 0.008 \text{ m}^2)}{4} \\ = 90.48 \text{ N}$$

El cálculo previo no realiza la consideración de la fricción del émbolo dentro del cilindro, que afectará negativamente el valor final de la fuerza de avance y retroceso. Se considerará que la fricción es igual a un 10% de la fuerza teórica del cilindro. Por lo tanto, el valor final de las fuerzas previamente calculadas será:

$$F_{avance} = 120.64 \text{ N} - 12 \text{ N} = 108.64 \text{ N}$$

$$F_{retroceso} = 90.48 \text{ N} - 12 \text{ N} = 78.48 \text{ N}$$

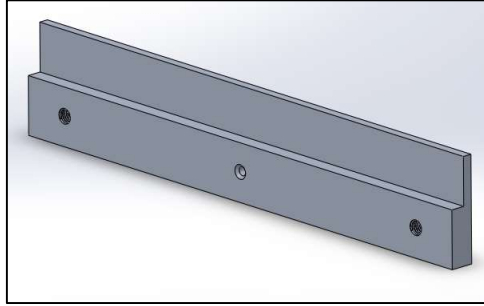
Además, para las características del pistón seleccionadas el consumo de aire correspondiente será:

$$Q = \frac{101.3 + P_{aire}}{101.3} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot s \cdot n \cdot (2D^2 - d^2) \\ Q = \frac{101\ 300 \text{ Pa} + 600\ 000 \text{ Pa}}{101\ 300 \text{ Pa}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.025 \text{ m} \cdot 120 \frac{\text{ciclos}}{\text{min}} \cdot (2 \cdot 0.016 \text{ m}^2 \\ - 0.008 \text{ m}^2) = 7.31 \text{ L/min}$$

Como se ha visto anteriormente, la variable n en la expresión anterior corresponde al número de ciclos por minuto esperados para el pistón. El valor seleccionado para esta variable es de 120, igual que para el cilindro de carrera larga. Este valor significa que el aire suministrado al émbolo del cilindro debe ser suficiente para que en un segundo pueda completar su movimiento de avance y retroceso dos veces.

Mordaza con guías:

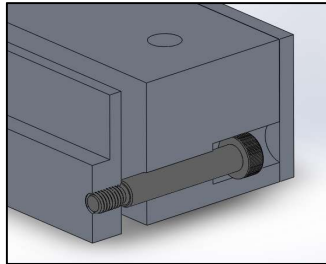
Placa escalonada para el apoyo del borde la tapa para centros de carga durante el ensamble. Posee un agujero avellanado para la inserción de un tornillo que se introduce en el vástago del cilindro compacto. Esta pieza se muestra en la figura 142.



Fuente: Elaboración propia

Figura 142: Mordaza con guías.

Posee además dos agujeros con rosca interna en los que debe colocarse el extremo roscado de dos tornillos de hombro. La sección lisa de estos tornillos será la que se deslice sobre los agujeros pasantes manufacturados en la caja con cavidad. Estas guías permitirán que el movimiento de avance y retroceso del émbolo del cilindro sea lineal. Este detalle de colocación del tornillo de hombro se muestra en la figura 143.

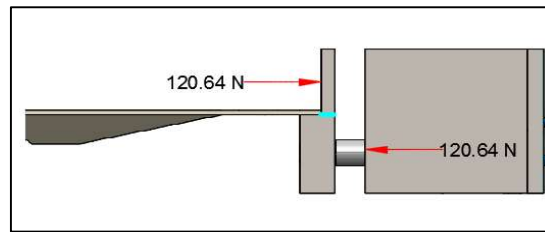


Fuente: Elaboración propia

Figura 143: Detalle de colocación del tornillo de hombro.

Las dimensiones de alto y largo para esta pieza son las mismas que las de la caja con cavidad, ambos componentes deben estar alineados en estas dos dimensiones. Las dimensiones de ancho son decisiones de diseño, para ellas solo se consideró que el escalón brindara suficiente superficie para el apoyo de la tapa. Los agujeros roscados están posicionados sobre la parte más ancha de la mordaza, de manera tal que el tornillo de hombro disponga de suficiente superficie roscada para el agarre. Una vez ensamblada y en cumplimiento de su función, esta pieza se ve sometida a dos fuerzas

de igual magnitud y diferente sentido, separadas entre ellas por una pequeña distancia, como se puede observar en la figura 144:



Fuente: Elaboración propia

Figura 144: Fuerzas que actúan sobre la mordaza con guías.

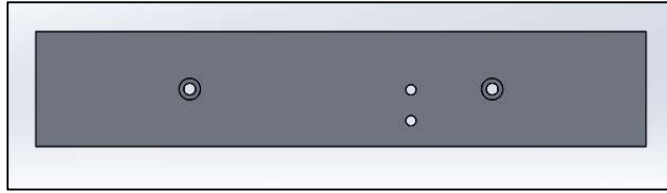
En la anterior imagen, la flecha que apunta a la izquierda corresponde a la fuerza debida al avance del pistón del cilindro compacto, calculada en la sección previa. A su vez, la flecha restante representa la reacción de la tapa sobre la mordaza, que para cumplir con las condiciones de equilibrio debe tener la misma magnitud de 120.64 N. Debido a su configuración, estas fuerzas van a producir un esfuerzo cortante sobre la sección transversal de la mordaza. Este esfuerzo será mayor sobre la sección más delgada, donde el área transversal es menor. Se requiere calcularlo para verificar que el componente lo resistirá.

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{120.64 \text{ N}}{0.2978 \text{ m} \cdot 0.0051 \text{ m}} = 79.432 \text{ KPa}$$

Se selecciona como material para este componente el acero AISI 4140 cuyo límite elástico es de 460 MPa.

Placa:

Debe ser colocada en la parte trasera de la caja y su objetivo es cubrir el interior hueco de la misma, protegiendo el cilindro. Posee dos agujeros pasantes, estos son necesarios para permitir la salida de las mangueras que transportan el aire comprimido al cilindro, tal como puede observarse en la figura 145.



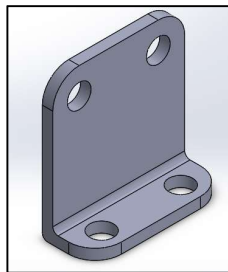
Fuente: Elaboración propia

Figura 145: Placa.

Sus dimensiones de largo y alto deben coincidir con las de la caja con cavidad. La dimensión de ancho es una decisión de diseño. La placa es otra de las piezas que no sufre esfuerzos capaces de comprometer su integridad estructural. En este caso son también la disponibilidad comercial y el criterio experto las consideraciones tomadas en cuenta para la selección del material, el cual será acero AISI 4140.

Pie de fijación:

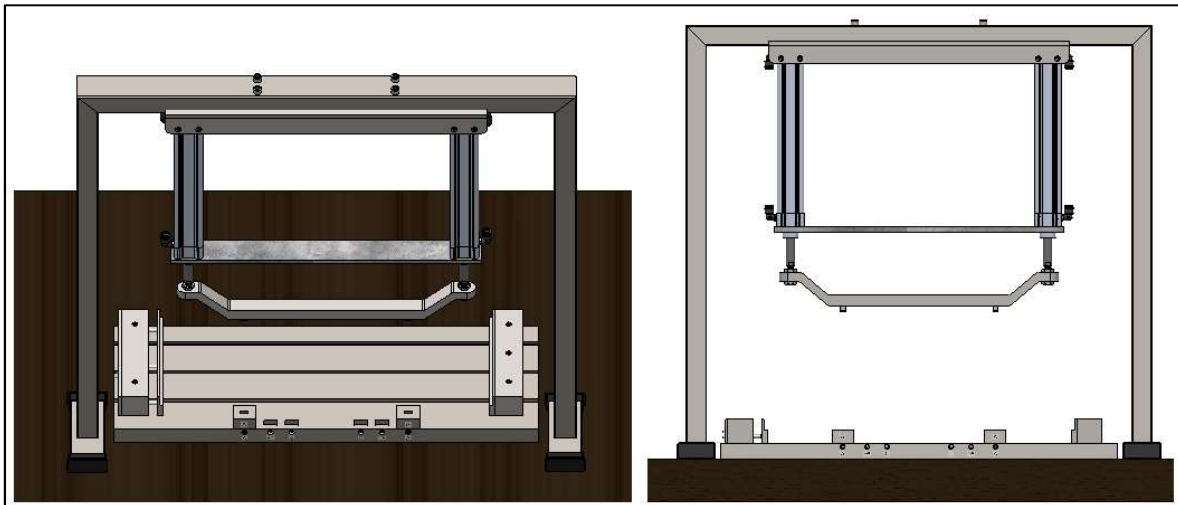
Facilita la sujeción del cilindro compacto dentro de la cavidad de la caja. Es un accesorio de fijación diseñado por la marca FESTO para este modelo, y puede verse en la figura 146.



Fuente: Elaboración propia

Figura 146: Pie de fijación.

Los anteriormente expuestos son los equipos y componentes requeridos para el desarrollo de la solución en su aspecto mecánico. El ensamble de todos estos componentes deriva en el mecanismo de doblado mostrado en la figura 147.



Fuente: Elaboración propia

Figura 147: Ensamble de componentes mecánicos.

Los planos mecánicos desarrollados para las partes no estandarizadas o compradas comercialmente, se adjuntan en el apéndice C.

7.2 Sistema Neumático

a. Descripción de la aplicación

Este proceso de automatización implica la realización de las siguientes actividades:

El operario coloca manualmente las bisagras en el lugar designado. A continuación, sitúa la sobre tapa y tapa, encajándolas de manera apropiada sobre las bisagras, en un procedimiento realizado también de manera manual. El usuario cierra las puertas de la guarda, activando el sensor de seguridad. Seguidamente, gira el interruptor que produce el avance del émbolo del cilindro compacto ubicado en la mordaza móvil, para asegurar un ajuste firme de la tapa. Este cilindro no liberará la presión sino hasta que el operario vuelva el correspondiente interruptor a su posición de apagado. Una vez que las piezas estén correctamente montadas y sujetas, el operario deberá presionar el botón que inicia el movimiento de los cilindros de carrera larga, cuyos émbolos bajarán hasta ser detectados por los sensores de proximidad inferiores, que enviarán la señal encargada de hacerlos retornar a su posición original. La señal del sensor de proximidad superior, representará el final del movimiento. El operario mueve a su posición de apagado el interruptor que controla el cilindro compacto ubicado en la mordaza móvil, liberando las piezas sujetas. En este punto el operario puede abrir la puerta de la guarda de seguridad sin riesgo de bloquear el sistema.

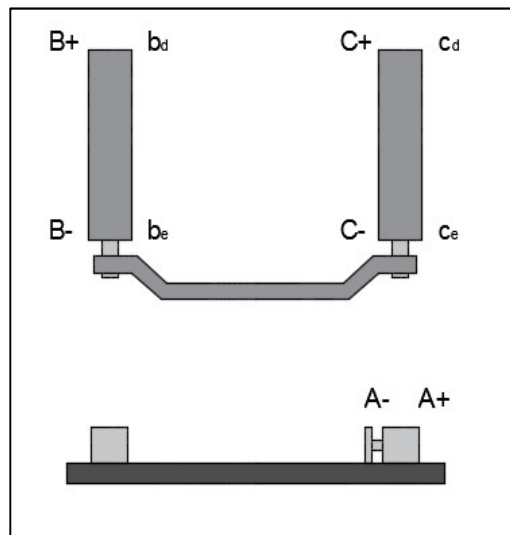
El proceso se puede dividir en las siguientes etapas:

1. El sistema espera la activación del botón de inicio.
2. El operario instala las bisagras, tapa y sobre tapa y cierra la compuerta. Al cerrarse, la salida del sensor de bloqueo de seguridad pasa de abierto a cerrado.
3. El operario mueve el interruptor que controla el cilindro compacto ubicado en la mordaza móvil.
4. Se activa una válvula que inicia el movimiento de extensión del émbolo del cilindro compacto.

5. El operario presiona el botón que activa la posición de la válvula encargada de iniciar el movimiento de extensión de los cilindros de carrera larga.
6. Los sensores de proximidad inferiores de cada cilindro detectan la extensión máxima esperada para el émbolo.
7. Al detectar la señal del paso anterior, se activa la válvula que inicia el retroceso de los cilindros.
8. Los sensores de proximidad superiores de cada cilindro detectan cuando los émbolos han llegado a su posición inicial.
9. El operario mueve a su posición de apagado el interruptor que controla el cilindro compacto ubicado en la mordaza móvil, liberando las piezas sujetas.
10. Se vuelve a la etapa 2.

b. Dibujo esquemático de la aplicación

El dibujo esquemático de los actuadores utilizados en la aplicación neumática puede verse en la figura 148:



Fuente: Elaboración propia

Figura 148: Dibujo esquemático de los componentes neumáticos.

De acuerdo a la anterior figura, y considerando las etapas del proceso, se puede definir la secuencia como sigue:

Secuencia del proceso

Botón Inicio, A+, B+ C+, B- C-, A-

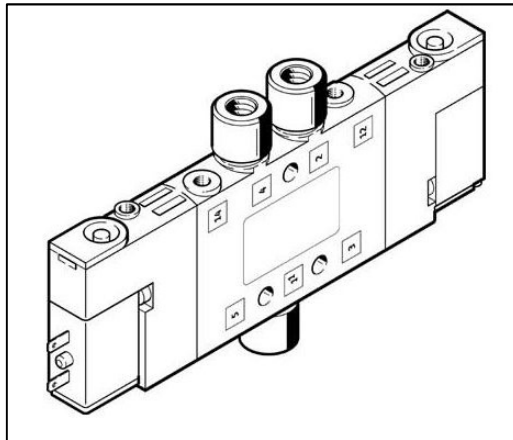
c. Componentes neumáticos

A continuación se enlistan los componentes requeridos para el desarrollo de la solución, todos los cuales son fabricados por la compañía especializada en equipos hidráulicos y neumáticos FESTO.

- **Electroválvula 5/2 biestable CPE10-M1BH-5JS-M5:** Su función consiste en controlar el avance y retroceso del émbolo del cilindro compacto. Se selecciona una válvula activada eléctricamente para garantizar que el control de la misma pueda ser realizado con una señal de salida de un PLC. La tensión de funcionamiento es de 24 VDC, el valor previamente establecido para el voltaje de control del sistema. El tamaño elegido es de 10 mm, el menor disponible para las válvulas de modelo CPE; esto es deseado dadas las pequeñas dimensiones del cilindro compacto y su bajo requerimiento de consumo. Se seleccionó para las conexiones neumáticas de la válvula, una salida con rosca interior tipo M5, que permite el acople posterior de racores. La selección de este tipo de conexión neumática se realizó porque, en combinación con la selección de tamaño, derivan en un modelo que posee un caudal nominal de 180 litros por minuto, el menor entre las variantes disponibles. Este valor de caudal es mayor que el valor de consumo de aire encontrado para el cilindro compacto, lo que garantiza que la válvula no va a representar una restricción en cuanto a la cantidad de aire que llega al cilindro por minuto. Todos los datos técnicos mencionados anteriormente se resumen a continuación:
 - Tamaño: 10 mm
 - Función: 5/2 vías, biestable
 - Conexión neumática: Rosca interior M5
 - Tensión de funcionamiento: 24 VDC

- Consumo eléctrico: 1.28 W
- Caudal nominal: 180 L/min
- Presión de funcionamiento: 0.9 a 10 bar

El principal material de la válvula es la fundición inyectada de aluminio. En la figura 149 se muestra una representación del modelo de válvula CPE seleccionado:



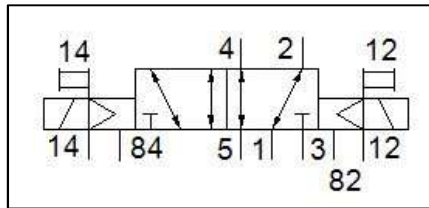
Fuente: FESTO [21]

Figura 149: Representación a modo de ejemplo de la válvula 5/2.

La distribución de las conexiones visibles en la anterior imagen es la que se muestra a continuación:

- 1.Presión
- 2.Puerto a pistón A
- 3.Escape
- 4.Puerto a pistón B
- 5.Escape

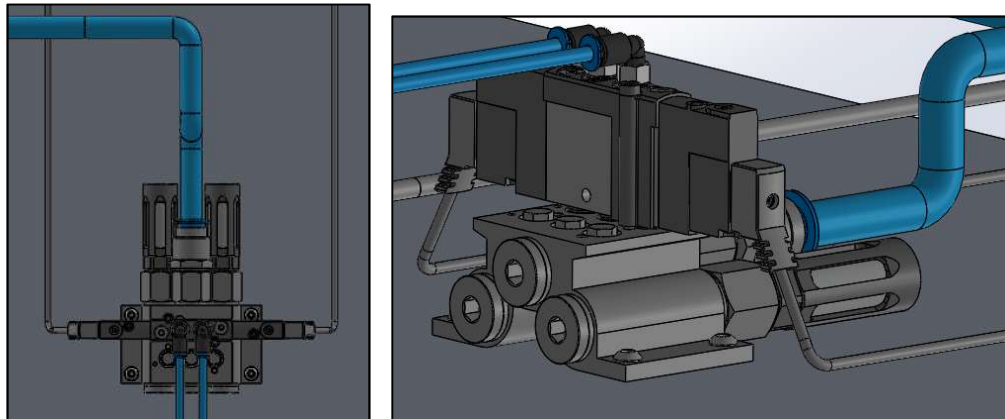
La simbología correspondiente a este componente se muestra en la figura 150:



Fuente: FESTO [21]

Figura 150: Simbología válvula 5/2.

En la anterior figura pueden identificarse las cinco vías y dos posiciones de la válvula. Las conexiones neumáticas a realizar entre la válvula y el cilindro deben ser tales que, al activar la posición izquierda de la válvula el émbolo avance y al activar la posición derecha, retroceda. A continuación, en la figura 151 se muestra el ensamble esperado para esta válvula:



Fuente: Elaboración propia

Figura 151: Ensamble de válvula 5/2.

- **Electroválvula 5/3 con centro a presión CPE24-M1H-5/3BS-3/8:** Su función consiste en controlar el avance y retroceso de los cilindros de carrera larga. El control de los dos se realizará con una misma válvula, por lo que el caudal nominal de ésta debe permitir el paso de suficiente aire para suplir el consumo de ambos:

$$\text{Caudal nominal} \geq 2 \cdot 960.45 \text{ L/min}$$

$$\Rightarrow \text{Caudal nominal} \geq 1920.89 \text{ L/min}$$

El tamaño elegido para la válvula es de 24 mm, y para las conexiones neumáticas se optó por una salida con rosca interior G3/8, que permite el acople posterior de racores. La selección de estas últimas dos características se realiza porque, en combinación, especifican un modelo que posee un caudal nominal de 2600 litros por minuto, el mayor entre las variantes disponibles y el único superior a los 1900 litros por minuto. Puede notarse que este valor supera los 1920.89 litros por minuto, es decir, supera el consumo encontrado para la combinación de ambos cilindros de carrera larga, por lo que se garantiza la capacidad de la válvula para suministrar la cantidad de aire requerido.

Se decide que el control de los pistones sea realizado por una sola electroválvula para que una misma señal eléctrica sea la encargada de activar el movimiento en ambos. De esta manera, se evita la posibilidad de que, por un fallo de control eléctrico, en algún momento el avance de los cilindros no sea simultáneo, lo cual induciría grandes esfuerzos en los émbolos, la herramienta de doblado y las tuercas que mantienen unidas estas dos partes. Al utilizar una sola válvula, para controlar que el movimiento de los ejes inicie simultáneamente, también es necesario que se garantice una misma distancia de separación física entre cada cilindro y la válvula de control. Es decir, que la longitud de las mangueras de conexión que van desde la válvula hasta las entradas de cada uno de los cilindros debe ser la misma. La conexión a realizar, entonces, debería ser la siguiente:



Para garantizar precisión en que la medida de cada conexión sea la misma, se buscará la utilización de tubería rígida en lugar de manguera. La selección de una electroválvula con una tensión de funcionamiento de 24 VDC obedece al lineamiento previamente establecido de utilizar este valor como voltaje de control del sistema.

Todos los datos técnicos mencionados anteriormente se resumen a continuación:

- Tamaño: 24 mm
- Función: 5/3 vías, centro a presión
- Conexión neumática: Rosca interior G3/8
- Tensión de funcionamiento: 24 VDC
- Consumo eléctrico: 1.5 W
- Caudal nominal: 2600 L/min
- Presión de funcionamiento: 0.9 a 10 bar

El principal material de la válvula es la fundición inyectada de aluminio. En la figura 152 se muestra una representación del modelo de válvula CPE seleccionado:



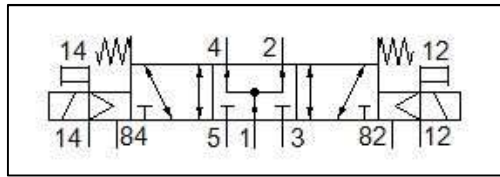
Fuente: FESTO [22]

Figura 152: Representación a modo de ejemplo de la válvula 5/2.

La distribución de las conexiones visibles en la anterior imagen es la que se muestra a continuación:

1. Presión
2. Puerto a pistón A
3. Escape
4. Puerto a pistón B
5. Escape

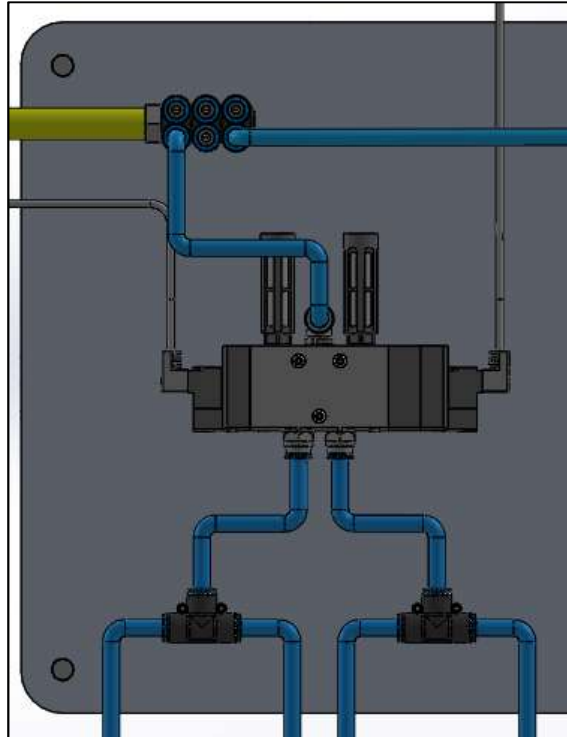
La simbología correspondiente a este componente se muestra en la figura 153:



Fuente: FESTO [22]

Figura 153: Simbología válvula 5/3.

En la anterior figura pueden identificarse las cinco vías y tres posiciones de la válvula. Al realizar las conexiones, la activación de la posición izquierda implicará el avance del émbolo de los cilindros, mientras que la activación de la posición derecha los hará retroceder. La selección de una válvula 5/3 con centro a presión se realiza por motivos de seguridad. En una válvula de este tipo, la tercera posición, la central, sólo entra en funcionamiento al enviar una señal simultánea en ambas conexiones eléctricas (izquierda y derecha). Al ocurrir esto, ambas entradas de los cilindros –la de avance y la de retroceso- quedan conectadas a presión, deteniéndose el movimiento de los émbolos, y permaneciendo todas las piezas móviles, estáticas. Si por el contrario, el centro se encontrase conectado a descarga, al activarse la posición central de la válvula se liberaría la presión dentro de los pistones y los émbolos, en conjunto con la herramienta de doblado, caerían libremente, corriéndose el riesgo de que en su trayectoria impacten alguna extremidad del operario. A continuación, en la figura 154, se muestra el ensamble esperado para esta válvula:



Fuente: Elaboración propia

Figura 154: Ensamble de válvula 5/3.

- Cilindro de carrera larga DSBC-50-320-PA-N3:** Este actuador se estudió previamente en la sección 7.1.a, pues forma parte del sub ensamble denominado estructura de doblado. Su función dentro de la máquina diseñada consiste en introducir la fuerza encargada de plegar las aletas de la bisagra. El accionamiento de este cilindro será regulado por medio de la válvula 5/3 del punto anterior. Se vio que el modelo seleccionado tiene una capacidad de caudal máxima de 2600 L/min ($0.043 \text{ m}^3/\text{s}$), a partir de este dato se puede calcular la velocidad de avance y retroceso esperada para el cilindro:

$$Vel_{avance} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad Vel_{retroceso} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D^2 - d^2)}$$

$$\Rightarrow Vel_{avance} = \frac{4 \cdot 0.043 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot (0.05 \text{ m})^2} = 22.07 \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow Vel_{retroceso} = \frac{4 \cdot 0.043 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot (0.05 \text{ m}^2 - 0.020 \text{ m}^2)} = 26.27 \text{ m/s}$$

Los restantes datos técnicos de este componente, además del cálculo de sus características de fuerza de avance, fuerza de retroceso y consumo, fueron ya mostrados en la sección 7.1.a, por lo que a continuación sólo se mencionarán brevemente:

- Carrera: 320 mm
- Diámetro del émbolo: 50 mm
- Fuerza de avance: 1103.1 N
- Fuerza de retroceso: 914.6 N
- Velocidad de avance: 22.07 m/s²
- Velocidad de retroceso: 26.27 m/s²
- Número máximo de ciclos por minuto esperados: 120 ciclos/min
- Consumo de aire por minuto: 960.447 L/min

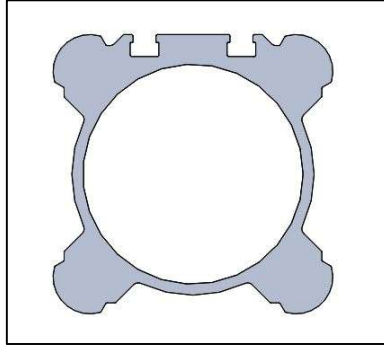
Entre otros, los principales materiales que componen este dispositivo son acero de aleación fina para el vástago y aleación forjada de aluminio anodizado para el cuerpo. En la figura 155 se muestra una representación del modelo de cilindros DSCB:



Fuente: FESTO [23]

Figura 155: Representación a modo de ejemplo del cilindro de carrera larga.

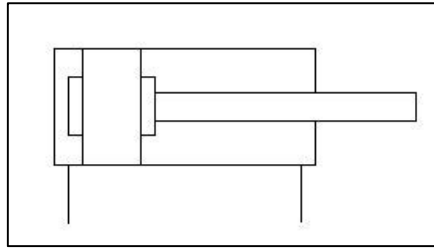
Como puede verse, en una de sus caras laterales, corren dos canales longitudinales, cuyo perfil, en forma de T favorece la inserción de los sensores de detección de proximidad. El detalle del perfil se muestra en la figura 156:



Fuente: Elaboración propia

Figura 156: Detalle del perfil del cilindro.

La simbología correspondiente a este dispositivo, es la general utilizada para representar los cilindros de doble efecto, mostrada en la figura 157:



Fuente: FESTO [23]

Figura 157: Simbología cilindro doble efecto.

- **Cilindro compacto ADVC-16-25-I-P:** Este actuador se estudió previamente, en la sección 7.1.e, pues es uno de los componentes que conforman el sub ensamble de la mordaza móvil. Su función reside en introducir la fuerza encargada de sujetar con firmeza la tapa durante el proceso de doblado. El accionamiento de este cilindro será regulado por medio de la válvula 5/2 vista anteriormente. Para el modelo de esta válvula se tiene una capacidad de caudal máxima de 180 L/min (0.003 m³/s), a partir de este dato, se puede calcular la velocidad de avance y retroceso esperada para el cilindro:

$$Vel_{avance} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad Vel_{retroceso} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D^2 - d^2)}$$

$$\Rightarrow Vel_{avance} = \frac{4 \cdot 0.003 \text{ m}^3/s}{\pi \cdot (0.016 \text{ m})^2} = 14.92 \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow Vel_{retroceso} = \frac{4 \cdot 0.003 \text{ m}^3/s}{\pi \cdot (0.016 \text{ m}^2 - 0.008 \text{ m}^2)} = 19.89 \text{ m/s}$$

Los datos técnicos más importante para este componente, y los cálculos de sus características de fuerza de avance, fuerza de retroceso y caudal, fueron incluidos en la mencionada sección 7.1.e, por lo que a continuación sólo se mencionarán brevemente:

- Carrera: 25 mm
- Diámetro del émbolo: 16 mm
- Fuerza de avance: 108.64 N
- Fuerza de retroceso: 78.48 N
- Velocidad de avance: 14.92 m/s²
- Velocidad de retroceso: 19.89 m/s²
- Número máximo de ciclos por minuto esperados: 120 ciclos/min
- Consumo de aire por minuto: 7.3078 L/min

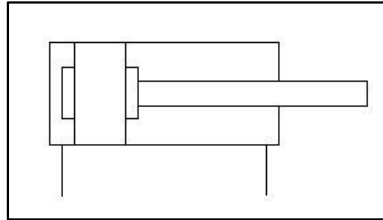
El vástago está compuesto de acero de aleación fina, mientras que la camisa es de aluminio anodizado. En la figura 158 se muestra una representación del modelo de cilindros ADVC:



Fuente: FESTO [24]

Figura 158: Representación a modo de ejemplo del cilindro compacto.

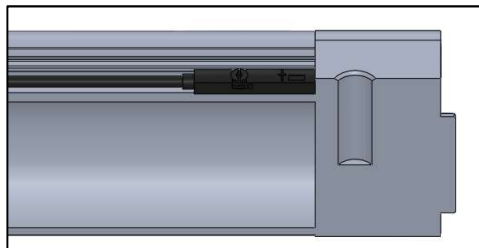
Nuevamente, la simbología correspondiente a este componente es la utilizada para representar cilindros de doble efecto en general, y se muestra en la figura 159:



Fuente: FESTO [24]

Figura 159: Simbología cilindro doble efecto.

- **Sensor de proximidad SME-8M-DS-24V-K-2,5-OE:** Debe utilizarse para detectar la posición de los émbolos dentro de los cilindros de carrera larga. Se requiere uno en cada extremo de cada uno de los cilindros; montados en la ranura de la carcasa hasta quedar al ras con el perfil del cilindro, como se muestra en la figura 160:



Fuente: Elaboración propia

Figura 160: Detalle de montaje del sensor.

Se debe recordar que los émbolos de los cilindros estarán conectados a una misma pieza: la herramienta de doblado, y el movimiento de avance en ambos cilindros debe ser simultáneo. Por ende, teóricamente, en cada instante de tiempo ambos émbolos van a estar en la misma posición dentro del cuerpo de su respectivo cilindro. A pesar de lo anterior, la utilización de dos sensores independientes en cada uno de los cilindros no debe considerarse como una redundancia, sino que es importante porque garantizará el movimiento sincronizado, compensando posibles variaciones de posicionamiento entre uno y

otro émbolo, de manera que ninguno de los dos avanzará sin que se haya detectado previamente que su homólogo esté también preparado para hacerlo. Además, la utilización de dos juegos de sensores añade robustez al control, puesto que, aún si ocurre el fallo de uno de ellos, se tendrá suficiente información para que el sistema siga funcionando. Estos sensores trabajan con el principio magnético Reed, es decir, que la salida conmuta en presencia de un campo magnético. El modelo seleccionado es normalmente abierto, por ende, al detectar la presencia del émbolo, sus contactos se cerrarán, entregando una corriente de salida que podrá ser leída por el PLC para tomar decisiones de control. Respecto a la tensión de funcionamiento, se seleccionó un valor de 24 V, siguiendo lo indicado en los requerimientos de control. Para facilitar la conexión entre este último y el sensor, se selecciona el extremo abierto, sin ningún tipo de conector. Todos los datos técnicos mencionados anteriormente se resumen a continuación:

- Función: Detector de posición para ranura en T
- Tensión nominal de funcionamiento: 24 VDC
- Salida: Interruptor de 3 hilos normalmente abierto
- Corriente máxima de salida: 500 mA
- Técnica de conexión: Extremo abierto
- Longitud del cable: 2.5 m

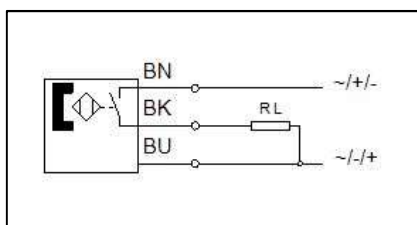
En la siguiente figura se muestra una representación del sensor SME seleccionado:



Fuente: FESTO [25]

Figura 161: Representación a modo de ejemplo del sensor SME.

La simbología correspondiente a este componente se muestra en la figura 162:



Fuente: FESTO [25]

Figura 162: Simbología sensor de proximidad.

En la figura 162 puede identificarse la cualidad de normalmente abierto del sensor.

- **Unidad de filtro y regulador MS6-LFR-3/8-D7-C-R-M-AS:** Este componente está conformado por un filtro y una válvula reguladora de presión, ambos integrados en una sola unidad. El filtro con separador de agua se encarga de la retención de partículas de suciedad, depósitos minerales de los tubos, óxido y condensados. La unidad posee una purga de condensado manual, que permite la extracción de los residuos filtrados. Por su parte, la función del regulador consiste en graduar la presión del aire, hasta ajustarla a un valor deseado. La presión de las líneas de aire comprimido que corren en la planta es de aproximadamente 8.5 bar, valor que deberá ser regulado hasta alcanzar los 6 bar. La salida del regulador es la entrada de aire que suplirá el consumo de todos los dispositivos del circuito neumático, por lo tanto, debe cumplirse que el caudal nominal de la unidad de filtrado y regulación, sea mayor o igual a la sumatoria de los caudales requeridos por los componentes individuales del sistema. En secciones previas se realizaron cálculos para determinar el consumo de aire demandado por cada cilindro, con base en lo cual se seleccionaron las válvulas más idóneas. En cada caso, la válvula seleccionada, a pesar de ser la más cercana, tiene una capacidad de caudal mayor que la originalmente requerida por los cilindros. El sistema debe por lo tanto, ser capaz de suplir mínimamente el consumo combinado de ambas válvulas 5/2 y 5/3:

$$\text{Caudal nominal} \geq \text{Caudal válvula 5/2} + \text{Caudal válvula 5/3}$$

$$\text{Caudal nominal} \geq 180 \text{ L/min} + 2600 \text{ L/min}$$

$$\text{Caudal nominal} \geq 2780 \text{ L/min}$$

Se seleccionó una unidad con un rango de regulación de presión que va de 0.5 a 12 bar. Además, el tamaño elegido es 6 y para las conexiones neumáticas se optó por una salida con rosca interior G3/8. La elección de estas dos últimas características se realiza porque, en combinación, especifican un modelo que posee un caudal nominal de 3500 litros por minuto, el más cercano al requerimiento calculado. Se selecciona una capacidad de filtrado de partículas de hasta 5 μm . Al realizar las conexiones, se debe tomar en cuenta que el sentido del flujo dentro de la unidad es de izquierda a derecha. En último lugar, se debe mencionar que la unidad incluye un manómetro que indica el valor de la presión en la salida. Todos los datos técnicos mencionados anteriormente se resumen a continuación:

- Tamaño: 6
- Función: Unidad de filtro y regulador
- Conexión neumática: Rosca interior G3/8
- Gama de regulación de la presión: 0.5 a 12 bar
- Graduación del filtro: 5 μm
- Caudal nominal: 3500 L/min
- Descarga de condensado: Manual

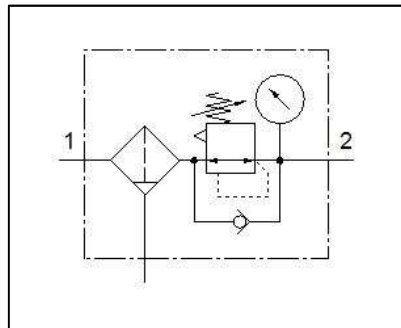
En la figura 163 se muestra una representación de la unidad de regulado y filtrado MS6 seleccionada:



Fuente: FESTO [26]

Figura 163: Representación a modo de ejemplo de la unidad de filtro y regulador.

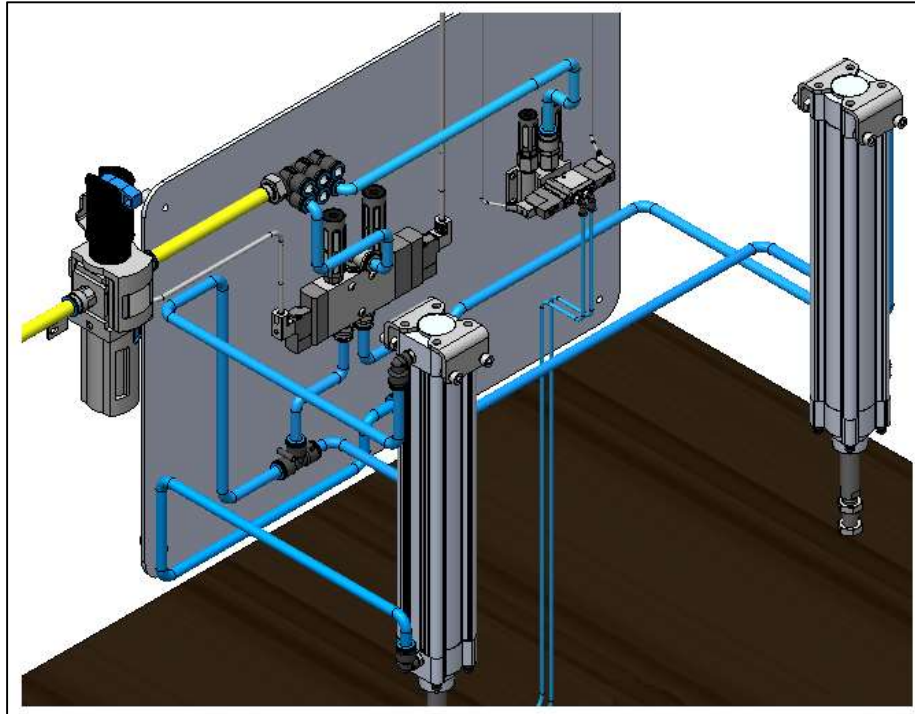
La simbología correspondiente a este componente se muestra en la figura 164:



Fuente: FESTO [26]

Figura 164: Simbología unidad de filtro y regulador.

Los anteriores corresponden a los equipos requeridos para el desarrollo de la solución en su aspecto neumático. El ensamble de todos estos componentes se debe realizar en un panel según como se muestra en la figura 165.

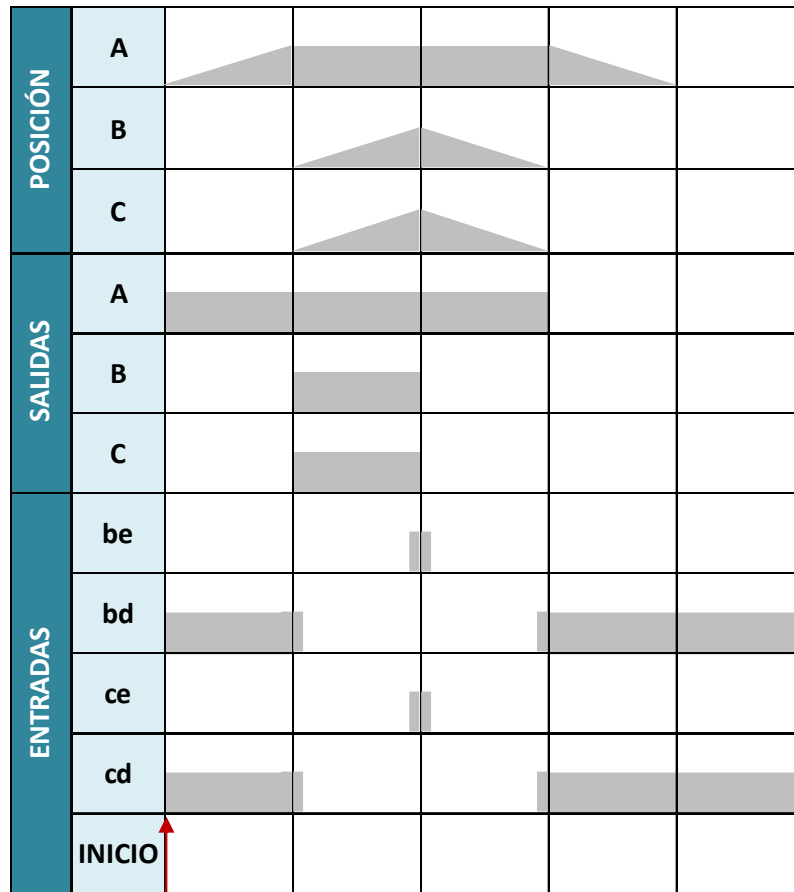


Fuente: Elaboración propia

Figura 165: Ensamble de componentes neumáticos.

d. Diagrama espacio-fase

La secuencia del proceso puede traducirse en un diagrama de espacio-fase. Este consiste en una representación del cambio en las entradas, salidas y posición de los émbolos de los cilindros en función del tiempo. Las variables incluidas en el diagrama, se muestran representadas en el esquema de la figura 148. El diagrama se muestra a en la figura 166.

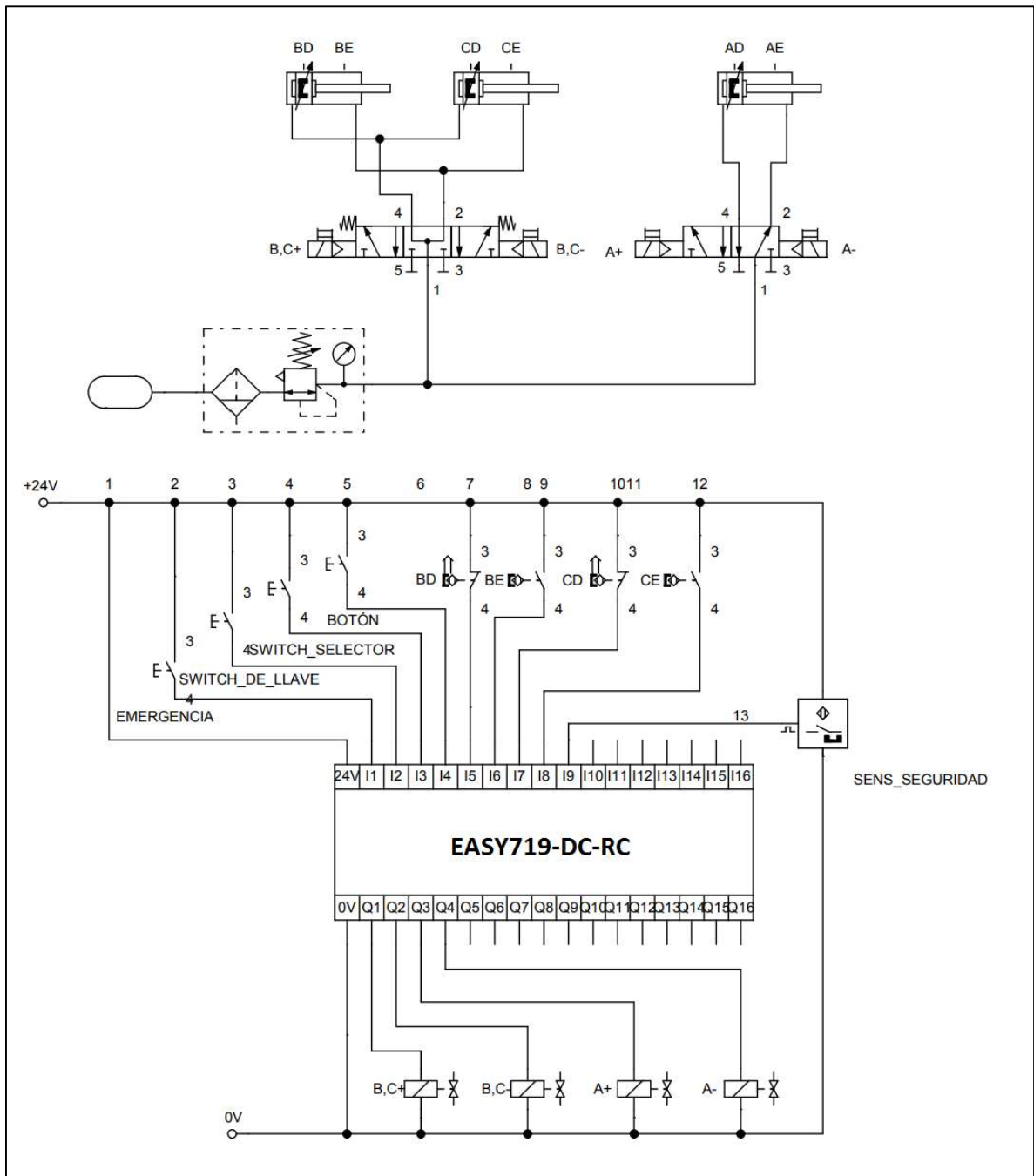


Fuente: Elaboración propia

Figura 166: Diagrama de espacio-fase.

e. Plano Electroneumático

La figura 167 muestra el detalle de las conexiones electroneumáticas necesarias para la aplicación desarrollada. En las siguientes secciones se verá el detalle de los equipos de control que aparecen en esta figura. Adicionalmente, más adelante se planteará que en todas las entradas y salidas del PLC (EASY719-DC-RC) se debe utilizar un relay de que sirva de interfaz de conexión entre los equipos de campo y el PLC. Para ver el plano con mayor nivel de detalle, ir al apéndice C.



Fuente: Elaboración propia

Figura 167: Plano electropneumático.

7.3 Control Automático

a. Descripción de la aplicación

La aplicación desarrollada requiere la implementación de un sistema de control. Estos típicamente están constituidos por una unidad central (PLC) que lee las señales eléctricas de módulos externos, tales como sensores o dispositivos de mando. Siguiendo la lógica programada en su memoria, el PLC interpreta la lectura realizada y envía señales eléctricas que activan o desactivan válvulas de control direccional.

Entre los componentes presentados hasta ahora, se encuentran tres actuadores: los cilindros de carrera larga y el cilindro compacto. El avance y retroceso de los émbolos de estos dispositivos no puede ser controlado directamente, sino que se requiere la utilización de válvulas eléctricas, cuyos modelos y características también han sido mostrados con anterioridad. El inicio del movimiento de avance en los émbolos de los cilindros debe ser determinado por el operario de la máquina, mediante el accionamiento de dispositivos de mando. Por este motivo se incluye en el mecanismo una botonera de control.

Entre las señales que deben ser leídas por el PLC, se encuentran las de los sensores de proximidad ubicados en cada uno de los cilindros de carrera larga. Estos permiten conocer la posición de los émbolos dentro de ellos. Aunque el inicio del movimiento es accionado por el operario, los émbolos bajarán hasta ser detectados por los sensores de proximidad inferiores, que enviarán la señal encargada de hacerlos retornar a su posición original. La señal del sensor de proximidad superior, representará el final del movimiento. Esta lógica debe ser controlada por el PLC.

La aplicación contiene mecanismos de seguridad, implementados con el propósito de evitar riesgos como el atrapamiento de extremidades en las piezas móviles, expulsión de partículas metálicas, etc. Sin embargo, debe contemplarse la posibilidad de que estos mecanismos fallen. Con esto en mente se incluye entre los dispositivos de control una

botonera de emergencia. Al presionar el botón de emergencia, el PLC debe encargarse de detener el avance de todos los componentes móviles de la estructura.

b. Componentes de control

A continuación se enlistan los componentes requeridos para el desarrollo de la solución de control:

- **Botonera de control:** Es la que contiene los dispositivos de mando de la máquina, estos son: un interruptor de llave, un interruptor selector y un botón (figura 168). Los cuales cumplen funciones de control del avance y retroceso del émbolo de los cilindros y de apagado/encendido de la máquina.



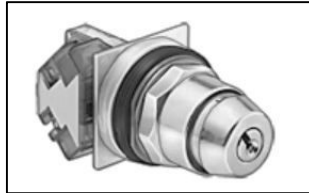
Fuente: Elaboración propia

Figura 168: Botonera de control.

El detalle de los componentes que conforman la botonera de control se muestra a continuación, todos ellos serán comprados a la distribuidora de equipos industriales McMaster:

- Interruptor de llave 9235K51:** Este es el interruptor principal del sistema, se muestra en la figura 169. Es imprescindible que esté en su posición de encendido para garantizar el funcionamiento de los demás dispositivos eléctricos que conforman la máquina de doblado. Es un interruptor de dos posiciones normalmente abierto. Al insertar la llave y girarla hacia la

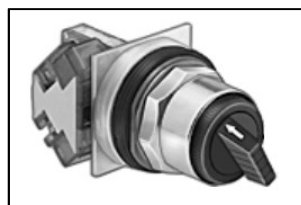
derecha, los contactos internos se cierran, permitiendo el paso de la corriente. El interruptor se mantendrá en esta posición hasta que la llave se gire nuevamente a su posición inicial. Diseñado para la instalación en un panel con orificios de 30 mm de diámetro, soporta una tensión de hasta 600 V DC.



Fuente: McMaster [27]

Figura 169: Interruptor de llave.

- b. Interruptor selector 9235K41:** Interruptor que controla el movimiento de avance y retroceso del émbolo del cilindro compacto, se muestra en la figura 170. Es un selector de dos posiciones normalmente abierto. Al girarlo manualmente sus contactos internos se cierran, permitiendo el paso de la corriente. Su salida activa la bobina de un relay, que en seguida cierra sus contactos y deja pasar una señal que es leída en una entrada del PLC. Éste, al detectar la corriente en una de sus entradas, activará la posición de la válvula 5/2 encargada del avance. El interruptor se mantendrá en esta posición hasta que manualmente se devuelva a su posición original. Cuando esto ocurra, su salida volverá ser cero, los contactos de relay se abrirán y el PLC habilitará la posición de la válvula que inicia el retroceso. Diseñado para la instalación en un panel con orificios de 30 mm de diámetro, soporta una tensión de hasta 600 V DC.



Fuente: McMaster [28]

Figura 170: Interruptor selector.

c. **Botón 9235K27:** Pulsador que inicia el movimiento de avance y retroceso de los émbolos de los cilindros de carrera larga. Es un dispositivo normalmente abierto. Al presionarlo, sus contactos internos se cierran, permitiendo el paso momentáneo de la corriente. Esta corriente será detectada por el PLC por medio de un relay, y se activará la posición de la válvula 5/3 encargada del avance. La función del botón es instantánea, y dejará de actuar una vez se libere la presión aplicada en él. Por lo tanto, el botón servirá principalmente para que el operario dé inicio a la acción de doblado, pero el resto del movimiento estará gobernado por la acción de los sensores de proximidad. Al alcanzarse el máximo avance del pistón, los sensores de proximidad ubicados en los extremos inferiores de los cilindros, detectarán la posición de los émbolos y sus contactos se cerrarán, entregando una corriente de salida que, por medio de un relay, será detectada por el PLC. Este último habilitará la posición de la válvula 5/3 que inicia el retroceso. Los sensores de proximidad ubicados en los extremos superiores de los cilindros detectarán cuando los émbolos hayan retrocedido el máximo posible, indicando que los dispositivos están listos para iniciar el proceso nuevamente. Este botón está diseñado para la instalación en un panel con orificios de 30 mm de diámetro y resiste una tensión de hasta 600 V DC, y se muestra en la figura 171:



Fuente: McMaster [29]

Figura 171: Botón.

d. **Botonera metálica con 3 agujeros de 30 mm:** Caja metálica en la cual se debe de instalar cada uno de los dispositivos de mando vistos anteriormente,

se muestra en la figura 172. Posee tres agujeros de 30 mm y orificios para la salida de los cables de conexión que vienen desde la fuente y los que van hacia el PLC.



Fuente: McMaster [30]

Figura 172: Botonera metálica con tres agujeros.

Los dispositivos de mando deben de estar debidamente identificados para facilitar el uso por parte de los operarios. Este detalle se muestra en la figura 173:



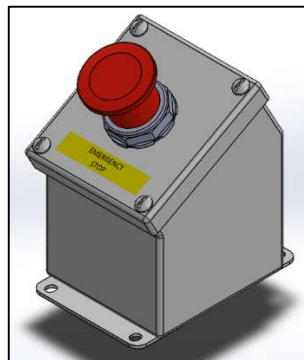
Fuente: Elaboración propia

Figura 173: Detalle de identificación de los dispositivos de mando.

El primer dispositivo que aparece, de izquierda a derecha, es el botón. Tal como se vio anteriormente, su función consiste en controlar el movimiento de los cilindros de carrera larga, los cuáles a su vez se encargan del doblado de las bisagras, por esta razón la etiqueta correspondiente indica “*doblar bisagra*”. En el centro se encuentra el interruptor selector, puesto que su función es controlar el movimiento del cilindro compacto, y este proporciona el ajuste firme de la tapa,

la etiqueta enuncia “*Sujetar tapa*”. Finalmente, el tercer dispositivo es el interruptor de llave, tal como se mencionó, es el interruptor principal del sistema y su etiqueta indica “*Apagado/Encendido*”. Para los dispositivos de dos posiciones, se añaden además dos etiquetas que indican la posición en que el interruptor está apagado (contactos abiertos) o encendido (contactos cerrados).

- **Botonera de emergencia:** Posee el botón que debe ser presionado en caso de emergencia. Se muestra en la figura 174:



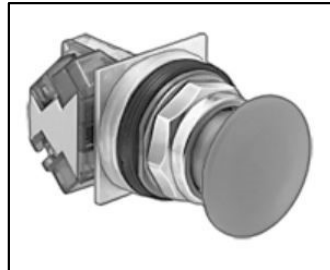
Fuente: Elaboración propia

Figura 174: Botonera de emergencia

La botonera de emergencia está compuesta por dos elementos: el botón y la caja metálica, ambos serán adquiridos en la distribuidora de equipos industriales McMaster:

- Botón de emergencia 9235K2:** Pulsador que debe ser presionado en caso de que se presente una emergencia, se muestra en la figura 175. La máquina de doblado cuenta con dos mecanismos de seguridad: una guarda y un sensor, sin embargo, debe añadirse un botón de emergencia que permita detener el movimiento de todos los componentes en caso de que los mecanismos de seguridad fallen. Este es un dispositivo de mando normalmente cerrado. Al presionarlo, sus contactos internos se abren, su salida pasa a ser cero y se desactiva la bobina del relay que sirve de interfaz de conexión al PLC. Este último detectará la pérdida de la señal proveniente

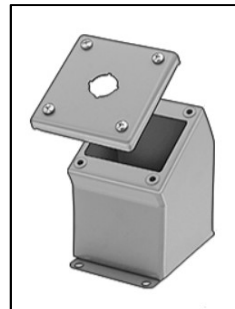
del botón, y activará la posición central de la válvula 5/3. Con esta posición, las entradas de avance y retroceso de los cilindros de carrera larga quedan conectadas a presión, interrumpiéndose el movimiento de los émbolos. La activación de este botón impedirá además, el cambio de posición de la válvula 5/2 que controla el cilindro compacto, de manera que éste permanecerá en el mismo estado en el que se encontraba antes de la activación del botón. Este dispositivo se mantendrá presionado hasta que manualmente se devuelva a su posición original. Está diseñado para la instalación en un panel con orificios de 30 mm de diámetro y resiste una tensión de hasta 600 V DC.



Fuente: McMaster [31]

Figura 175: Botón de emergencia.

- b. Botonera metálica con un único agujero de 30 mm:** Caja metálica en la cual se debe instalar el botón de paro de emergencia. Posee un orificio de 30 mm de diámetro y salidas para los cables de conexión que vienen desde la fuente y los que van hacia el PLC. Se muestra en la figura 176.



Fuente: McMaster [32]

Figura 176: Botonera metálica con un agujero.

La botonera de emergencia debe estar apropiadamente identificada para facilitar el uso por parte de los operarios. El detalle se muestra en la figura 177:



Fuente: Elaboración propia

Figura 177: Detalle de identificación del botón de emergencia.

Para facilitar la identificación de este botón, se busca instalarlo en una botonera individual, separada de la botonera de control vista previamente. De esta manera se evita que, por error o confusión, el operario active el paro de emergencia en un momento que no sea requerido. El botón seleccionado, además, es de mayor tamaño que los dispositivos de mando vistos antes y su color rojo ayuda a distinguirlo de ellos. Finalmente, como puede verse en la figura previa, se coloca una etiqueta que indica “*Emergency Stop*”.

- **Relay Programable EASY719-DC-RC:** Es el PLC que se utilizará para la aplicación desarrollada. Fabricada por Eaton, esta unidad será la encargada de leer las señales eléctricas de los sensores de proximidad, el botón de emergencia, los dispositivos de mando de la botonera de control y el sensor de seguridad. Con base en esta lectura, y siguiendo la lógica programada en su memoria, la unidad enviará señales de salida para controlar las válvulas 5/2 y 5/3, que se encargan de los movimientos de avance y retroceso de los cilindros compacto y de carrera larga.

Los *easy Relays* combinan, en una unidad fácilmente programable, temporizadores, relés, contadores, entradas y salidas. El uso de la serie *easy700*, es recomendada para el control de aplicaciones de tamaño mediano. El criterio considerado para la selección de esta serie es la cantidad de entradas y salidas requeridas. Estas se resumen en la tabla 32:

Tabla 32. Variables de entrada y salida al PLC.

N°	Entradas	Salidas
1	Botón de emergencia	Conexión izquierda válvula 5/2
2	Interruptor de llave	Conexión derecha válvula 5/2
3	Interruptor selector	Conexión izquierda válvula 5/3
4	Botón	Conexión derecha válvula 5/3
5	Sensor de proximidad superior B	
6	Sensor de proximidad inferior B	
7	Sensor de proximidad superior C	
8	Sensor de proximidad inferior C	
9	Sensor de seguridad	

Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto, la aplicación demanda que el PLC tenga la capacidad para leer, cuando menos, nueve entradas y controlar cuatro salidas. La serie seleccionada posee doce entradas y seis salidas, aunque son más de las necesarias este es el modelo más cercano a lo requerido. Además, las entradas y salidas sobrantes podrían permitir la conexión de más sensores y actuadores si se desean introducir futuras modificaciones en el mecanismo. Se seleccionó una tensión de alimentación de 24 V DC, este es el voltaje de control general seleccionado para todos los componentes electrónicos requeridos. Los datos técnicos más importantes para este componente se resumen a continuación:

- Cantidad de entradas: 12

- Cantidad de salidas: 6
- Voltaje de alimentación: 24 V DC
- Consumo eléctrico: 3.5 W
- Montaje: En riel DIN 35 mm.

En la figura 178 se muestra una representación del *relay programable easy 700* seleccionado:



Fuente: Eaton Electrical [33]

Figura 178: Representación del relay programable.

Fuente de alimentación EASY400-POW: Esta fuente será la encargada de introducir en el sistema el voltaje de control requerido para energizar los distintos componentes electrónicos. Dado que el voltaje de control general es de 24 V, esta fue la tensión de salida seleccionada para la fuente. Otro criterio adicional que debe ser tomado en cuenta es la potencia que la fuente es capaz de suministrar. Esta última debe ser tal que cumpla los requerimientos de todos los componentes alimentados por ella: sensores de proximidad, sensor de seguridad, válvulas electroneumáticas y el relay programable *EASY719*. El voltaje suministrado por este componente se utilizará también como la señal de entrada de las botoneras y switch de control, sin embargo, estos elementos son considerados pasivos, su consumo eléctrico es despreciable y atribuido únicamente a las pérdidas por la resistencia del material al paso de la corriente, por este motivo no serán

considerados en el cálculo total de potencia de la fuente requerida. La potencia eléctrica total requerida se muestra en la tabla 33:

Tabla 33. Requerimientos de potencia.

Dispositivo	Designación	Cantidad	Tensión de alimentación (V)	Consumo unitario (W)	Consumo total (W)
Electroválvula 5/3	CPE24-M1H-5/3BS-3/8	1	24	1,50	1,50
Electroválvula 5/2	CPE10-M1BH-5JS-M5	1	24	1,28	1,28
Sensor de proximidad	SME-8M-DS-24V-K-2,5-OE	4	24	0,6	2,40
Sensor de seguridad	RS2-11-C3	1	24	0,72	0,72
Easy relay programable	EASY719-DC-RC	1	24	3,5	3,50
TOTAL				7,6	9,4

Fuente: Elaboración propia

La anterior información fue obtenida de las fichas de especificaciones técnicas provistas por el fabricante para cada uno de los equipos. El modelo de fuente *EASY400* es el que puede proporcionar la potencia más cercana al valor calculado previamente. Las características técnicas más importantes de la fuente se resumen a continuación:

- Voltaje de alimentación: 24 V DC
- Potencia eléctrica: 30 W
- Montaje: En riel DIN 35 mm.

En la figura 179 se muestra una representación de la fuente *EASY400-POW* seleccionada:



Fuente: Eaton Electrical [34]

Figura 179: Representación de la fuente de voltaje.

Relay de estado sólido D96115ACZ3: Se estandarizará el uso de uno de estos componentes por cada entrada y salida que se deba conectar al PLC. Este elemento funcionará como interfaz de conexión entre el PLC y todos los componentes electrónicos requeridos para el control: botoneras, válvulas electroneumáticas, sensores de proximidad y sensor de seguridad. Para la máquina desarrollada no se requiere una etapa de potencia, sino que únicamente hay un voltaje de control con un valor de 24 V, por lo cual la utilización de los relay no obedece a una necesidad de acoplar las etapas de potencia y control (que es uno de los usos típicos de esta clase de componentes). Su utilización responde a una medida de protección del PLC seleccionado, pues en caso de que ocurra un cortocircuito el relay puede fallar sin afectar sus entradas y/o salidas. Adicionalmente, su uso facilitaría el reemplazo de la unidad programable EASY719-DC-RC por otro PLC en caso de que sea necesario, o de igual manera, la sustitución de los sensores o válvulas por otros modelos sin que esto afecte la lógica de la programación.

Para seleccionar el modelo adecuado se siguieron varios criterios, en primer lugar, el rango de voltajes en el que es posible producir la conmutación de la bobina (voltaje de entrada), debía de incluir el valor de tensión de las salidas del PLC, igual a 24 V. Además, el voltaje máximo admitido en los contactos del relay (voltaje de salida) debía ser, cuando menos, igual a 24 V. El modelo que cumplía con la combinación de estas características, tenía además como especificación una corriente máxima en los contactos (corriente máxima de salida) de 15 A. Este es un valor aceptable, pues las corrientes de los contactos siempre serán del orden de los miliamperios.

Las características técnicas más importantes para este componente se resumen a continuación:

- Voltaje de entrada: 3.5-32 VDC.
- Voltaje de salida: 3-50 VDC.
- Corriente máxima de salida: 15 A.
- Tipo de contacto: Normalmente cerrado.

- Montaje: En riel DIN 35 mm.

En la figura 180 se muestra una representación del relay D96115ACZ3 seleccionado:

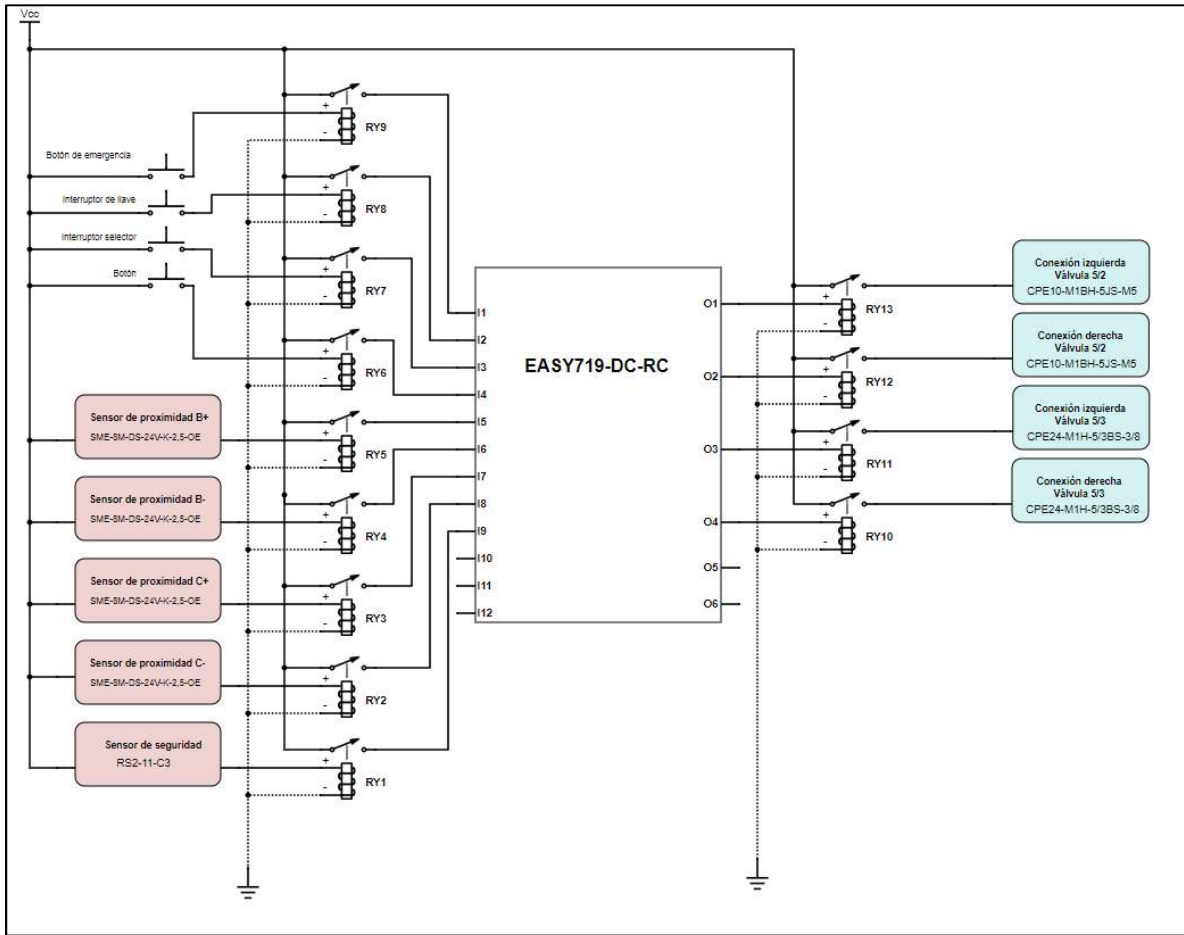


Fuente: Eaton Electrical [35]

Figura 180: Representación del relay de estado sólido.

c. Diagrama de control

A continuación, en la figura 181, se muestra un diagrama que resume el conexionado de los distintos equipos de control. Para ver la imagen con mayor nivel de detalle, ir al apéndice D.1.

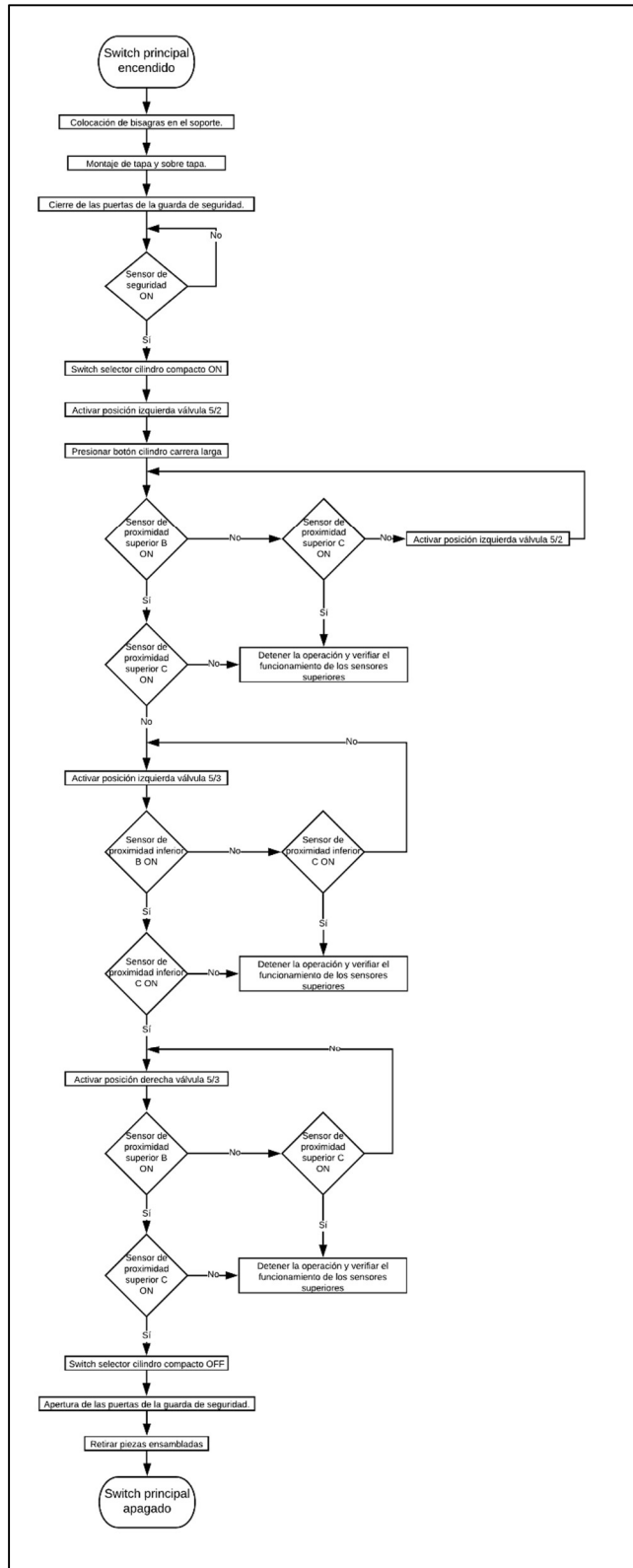


Fuente: Elaboración propia

Figura 181: Diagrama de control.

d. Lógica de programación

La lógica de programación que debe seguirse para la programación del PLC de la presente aplicación, se muestra en la figura 182. Para ver la imagen con mayor nivel de detalle, ir al apéndice D.2.



Fuente: Elaboración propia

Figura 182: Diagrama de flujo de la lógica de control.

7.4 Mecanismos de Seguridad

a. Descripción de la aplicación

La aplicación desarrollada requiere la utilización de partes móviles. Tal como se mostró anteriormente, el émbolo del cilindro de carrera larga alcanza en su avance una fuerza de hasta 1178,097 N. Esto equivale a la fuerza desarrollada por una masa de aproximadamente 120 kg en caída libre. Si de manera accidental el operario introduce alguna de sus extremidades en el camino de los émbolos estando estos en movimiento, sufrirá una lesión severa o podría sufrir atrapamiento. Otro resultado posible es que, al golpear la herramienta la bisagra para el doblado, una partícula de material salga expulsada. Para esta última situación existe inclusive un precedente.

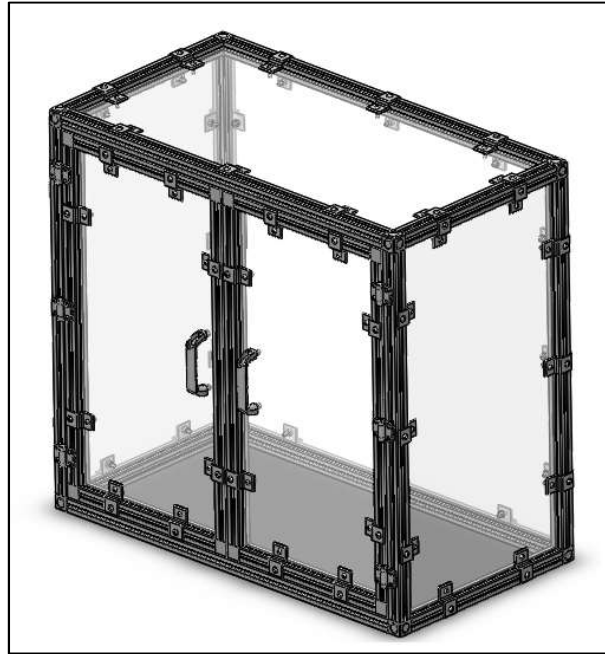
Puesto que el diseño de un mecanismo de doblado responde a una necesidad en materia de seguridad, puede inferirse que el dispositivo desarrollado no puede introducir más riesgos al proceso. Por esta razón, en conjunto al diseño del mecanismo debe crearse una solución de seguridad que mitigue o elimine los nuevos posibles riesgos. Ante este escenario se decide la implementación de una guarda de seguridad, dentro de la cual deberán colocarse todos los componentes de la máquina de doblado. Estos no podrán ser accionados antes de que las puertas de la guarda estén cerradas. Para forzar a que esto último ocurra, se incluye en las puertas de la guarda un sensor de seguridad, que indicará al PLC cuando las puertas estén en la posición deseada.

b. Elementos de seguridad

A continuación se realiza una descripción de los elementos de seguridad por utilizar:

- **Guarda de seguridad:** Fabricada a partir de láminas de policarbonato montadas en un marco de aluminio, el objetivo de esta estructura es mantener encerrado en su interior los equipos durante el proceso de doblado. Para el diseño de este dispositivo se seleccionó policarbonato como material debido a que posee una muy elevada resistencia al impacto, es tenaz a temperatura ambiente, por lo que

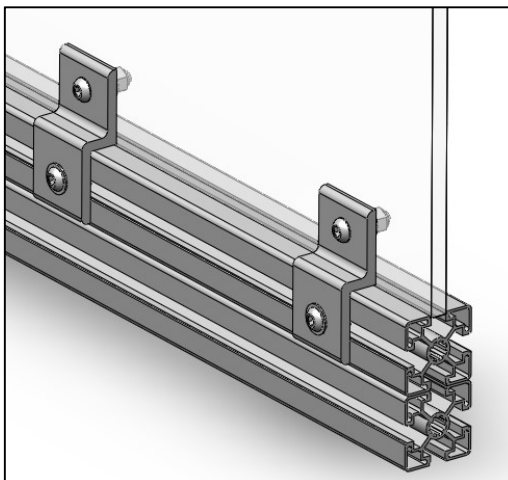
es muy difícil de romper, resistiendo hasta 30 [38] veces más que el acrílico y tiene buena capacidad de aislamiento eléctrico. Este material además, gracias a su alto grado de transparencia, permite al operario la supervisión visual del proceso y es el material más comúnmente utilizado en la industria para la fabricación de guardas [39]. La guarda de seguridad se muestra en la figura 183.



Fuente: Elaboración propia

Figura 183: Guarda de seguridad.

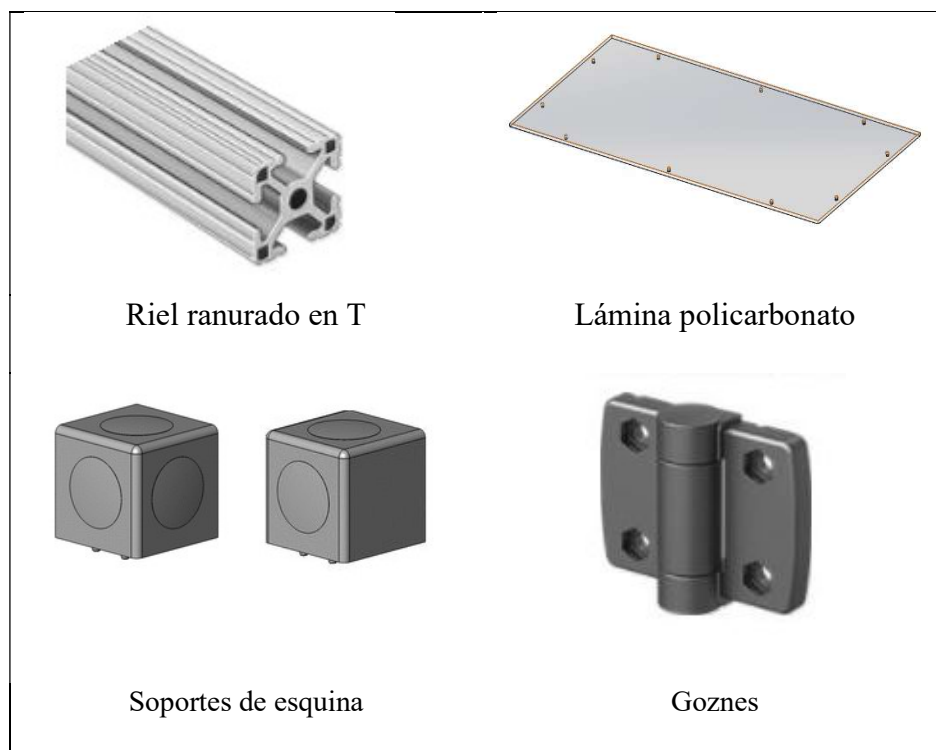
El grosor de lámina seleccionado es de 10 mm. Este es el mayor ancho comercial disponible en el mercado costarricense. Para este grosor la lámina posee una resistencia al impacto de hasta 30kJ/m^2 . Las láminas de policarbonato deben montarse sobre un marco de piezas de aluminio. Estas últimas poseen un perfil ranurado en T. La utilización de aluminio se traduce en una solución liviana y resistente. Además, con la utilización del perfil en T se busca la facilidad de montaje y la facilidad de usar los múltiples accesorios existentes para este tipo de perfil (tornillos, tuercas, goznes...). El detalle de montaje de la lámina de policarbonato sobre el riel de aluminio se muestra en la figura 184:

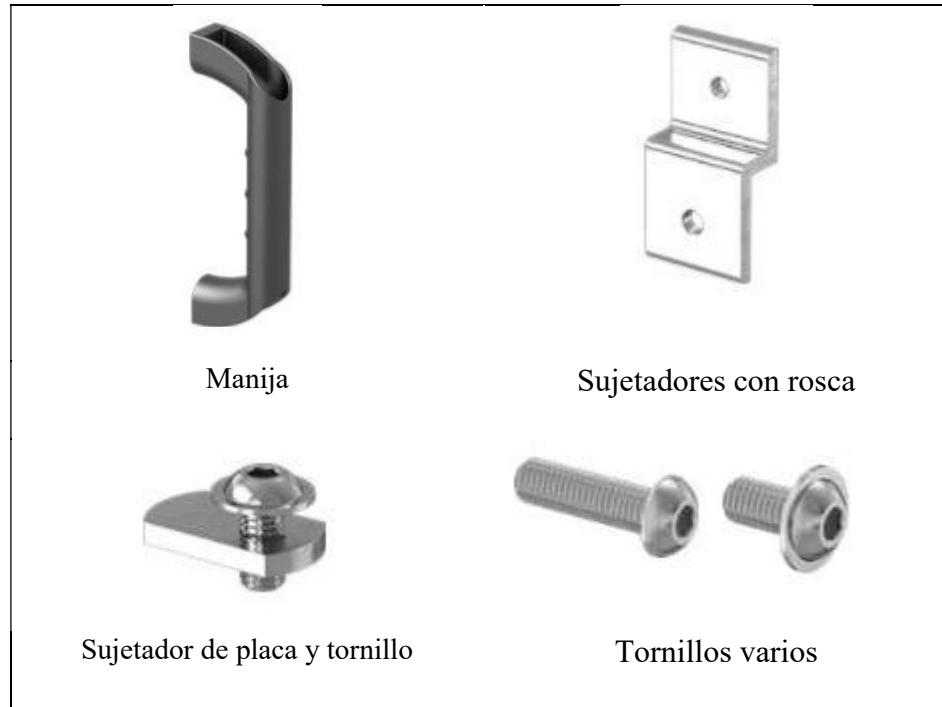


Fuente: Elaboración propia

Figura 184: Detalle de instalación de la lámina en los rieles de aluminio.

La lista de los componentes que conforman la guarda de seguridad se muestra en la figura 185. Las láminas de policarbonato serán adquiridas de la empresa nacional Polyacril. Los restantes componentes serán comprados a la distribuidora de equipos industriales McMaster:





Fuente: McMaster [36]

Figura 185: Componentes de la guarda de seguridad.

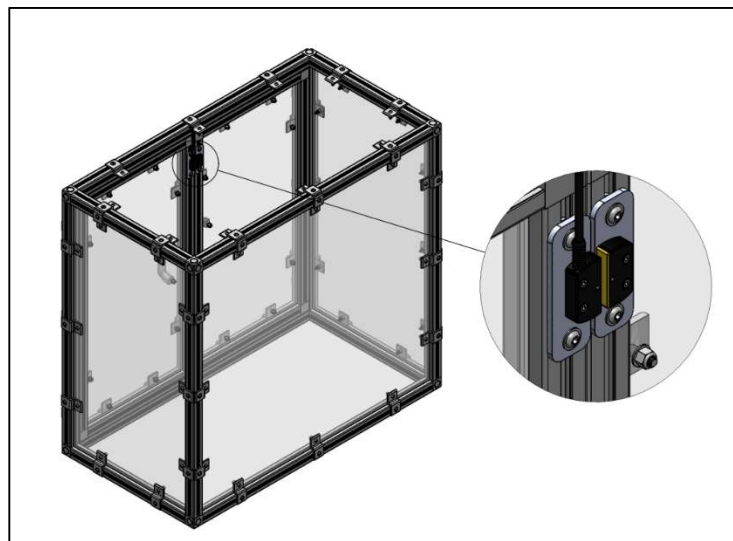
- **Safety Interlock Switch RS2-11-C3:** Se utiliza este componente con el objetivo de tener control sobre la apertura de las puertas de la guarda. Son sensores específicamente diseñados para el monitoreo de guardas de protección. El conjunto comprende dos componentes, un sensor y un actuador magnético, como se muestra en la figura 186.



Fuente: Eaton Electrical [37]

Figura 186: Representación del sensor de seguridad.

Los dos componentes deben ser instalados en secciones independientes de una misma estructura, y al menos una de ellas debe ser móvil. Debido a que es un interruptor de seguridad sin contacto, no se requiere que los dos componentes estén en contacto directo entre ellos, sino que pueden instalarse con una distancia de hasta 19 mm entre uno y otro. En el caso desarrollado, el montaje de estos componentes se realizará sobre el marco de las puertas, en la cara interna de las piezas verticales que quedan una junta a la otra al cerrar las puertas, como se muestra en la figura 187.



Fuente: Elaboración propia

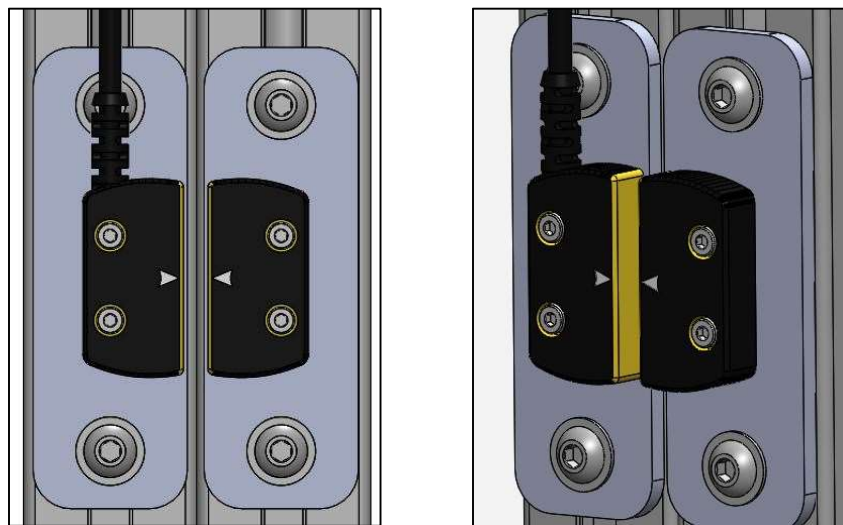
Figura 187: Ubicación del interruptor de seguridad en la guarda.

El funcionamiento de estos sensores se rige a partir del principio magnético Reed, es decir, que la salida del sensor cambiará de estado en presencia del campo producido por el actuador magnético. Cuando el sensor y el actuador se acerquen a una distancia admisible dentro del rango de operación, los contactos de salida van a cerrarse, emitiendo una señal que puede ser leída por el PLC. El modelo elegido trabaja con una tensión de funcionamiento de 24 V DC, esta característica cumple con la convención establecida para los equipos eléctricos utilizados en este proyecto. Con el propósito de facilitar la conexión entre el PLC y el sensor,

se selecciona el extremo abierto, sin ningún tipo de conector. Todos los datos técnicos mencionados anteriormente se resumen a continuación:

- Función: Interruptor de seguridad
- Tensión nominal de funcionamiento: 24 VDC
- Salida: Normalmente abierto
- Corriente máxima de salida: 300 mA
- Técnica de conexión: Extremo abierto
- Longitud del cable: 3 m

El montaje en los rieles verticales del marco de las puertas se realizará con ayuda de dos placas, sobre las cuáles se atornillarán primeramente el sensor y el actuador magnético, para luego ser unidas mediante un tornillo deslizante al riel del marco. Este detalle se muestra en las figura 188:



Fuente: Elaboración propia

Figura 188: Detalle de montaje del sensor.

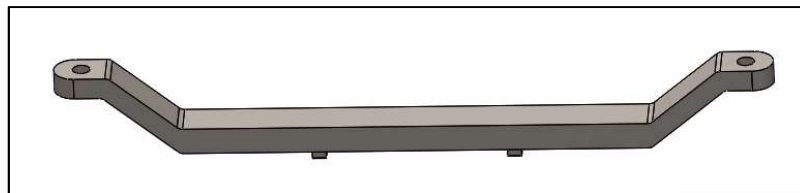
Capítulo 8

Validación en software

En la sección 7.1.a se realizó el cálculo de esfuerzos para los componentes mecánicos del sistema que estarán expuestos a las condiciones más críticas, y se designó, para cada uno de ellos, un material tal que se pudiera garantizar la resistencia de la pieza. En la presente sección se realiza la comprobación de estos resultados. Por medio de una simulación estática del sistema se pretende observar el comportamiento real de las piezas cuando actúan sobre ellas las fuerzas previamente definidas. Para la realización de este análisis se utilizará el software de simulación y modelado SolidWorks, con él cual fueron diseñados los distintos componentes.

Herramienta de doblado:

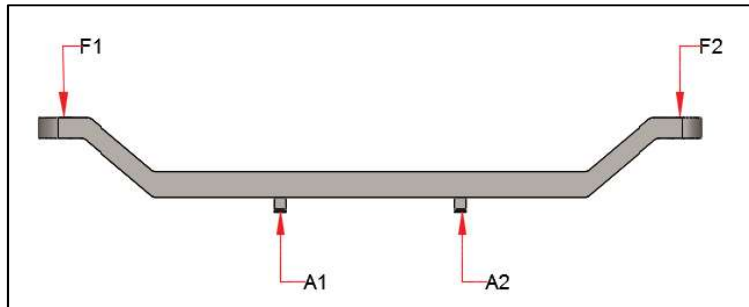
El estudio para esta pieza demostró que la variante A (tabla 25), la de menor distancia de separación entre puntas biseladas, es la que sufre los mayores esfuerzos internos. La herramienta de doblado se muestra en la figura 189.



Fuente: Elaboración propia

Figura 189: Herramienta de doblado variante A.

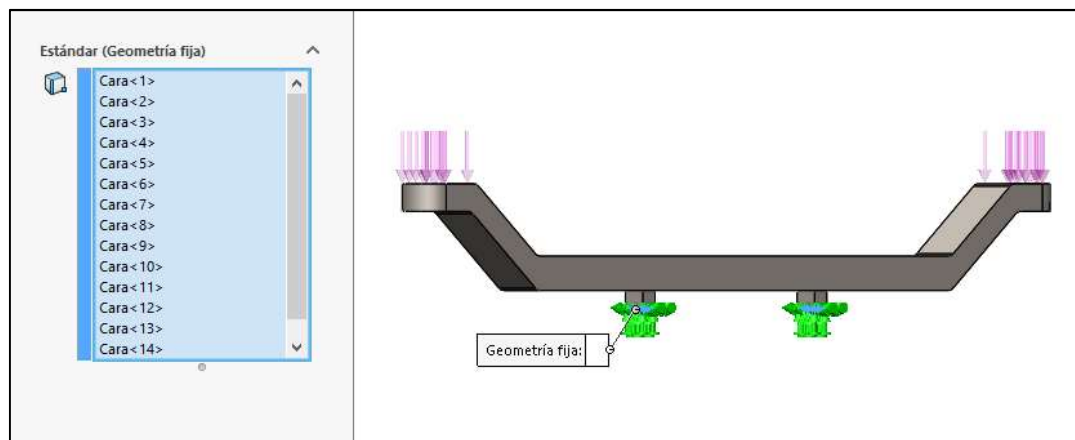
En la figura 190 se muestran las fuerzas que actúan sobre la herramienta de doblado para la variante A. Se recuerda que estas fuerzas son las que surgen en el momento en que la elongación de los cilindros es máxima, y la herramienta baja hasta hacer contacto con las bisagras para el doblado. El análisis se realiza para este momento porque es el que representa la condición más crítica de esfuerzo.



Fuente: Elaboración propia

Figura 190: Fuerzas que actúan sobre la variante A de la herramienta de doblado.

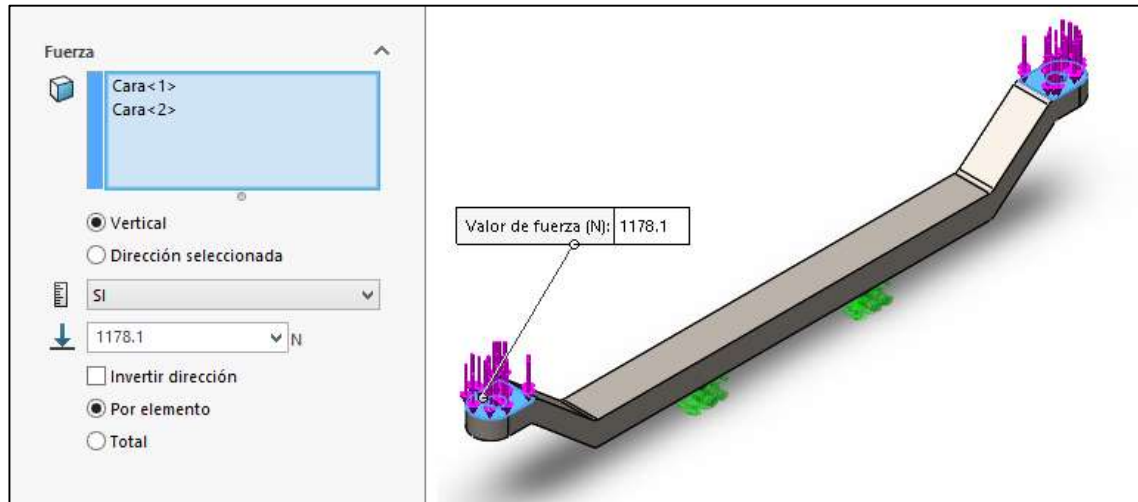
Las fuerzas F1 y F2 representan la acción de los cilindros sobre la pieza, mientras que las fuerzas A1 y A2 provienen de la reacción en los puntos de contacto con las bisagras. Para la realización de la simulación se requiere, en primer lugar, definir las sujeciones de la pieza. Es decir, los puntos que la sostienen, impidiendo que se mueva indefinidamente en la dirección en que las fuerzas externas la empujan. Estos equivaldrían en la figura 190 a los puntos en que actúan A1 y A2, o sea, la zona de la punta biselada. La selección de esta sujeción en el software se muestra en la figura 191:



Fuente: Elaboración propia

Figura 191: Sujeciones de la variante A de la herramienta de doblado.

Seguidamente, deben agregarse al modelo las fuerzas externas que actúan sobre la pieza, estas son F1 y F2 en la figura 190. En la sección 7.1.a se definió que el valor de F1 es 1178.1 N. La inserción de estas fuerzas en el software se muestra en la figura 192:



Fuente: Elaboración propia

Figura 192: Fuerzas que actúan sobre la variante A de la herramienta de doblado.

Finalmente, debe definirse en el modelo el material del que estará compuesta la pieza. Este se concretó con anterioridad, siendo el elegido acero para maquinaria AISI 4340. La selección del material en el software se muestra en la figura 193:

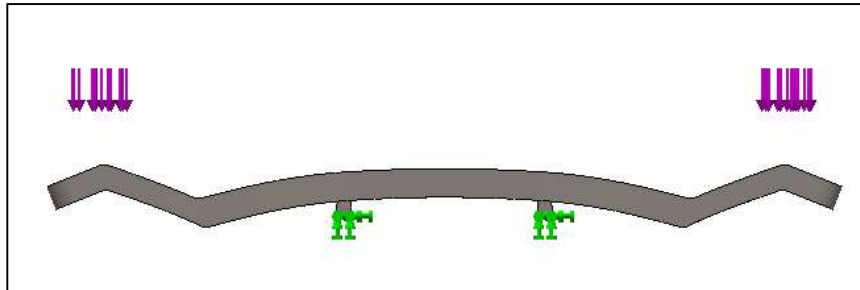
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	205000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.32	N/D
Módulo cortante	80000	N/mm ²
Densidad de masa	7850	kg/m ³
Límite de tracción	1110	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	710	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1.23e-005	/K

El material asignado a esta pieza es:
AISI 4340 Acero normalizado
Módulo de Young:
 2.05e+011N/mm²
Límite elástico:
 7.1e+008N/m²

Fuente: Elaboración propia

Figura 193: Selección de material para la herramienta de doblado.

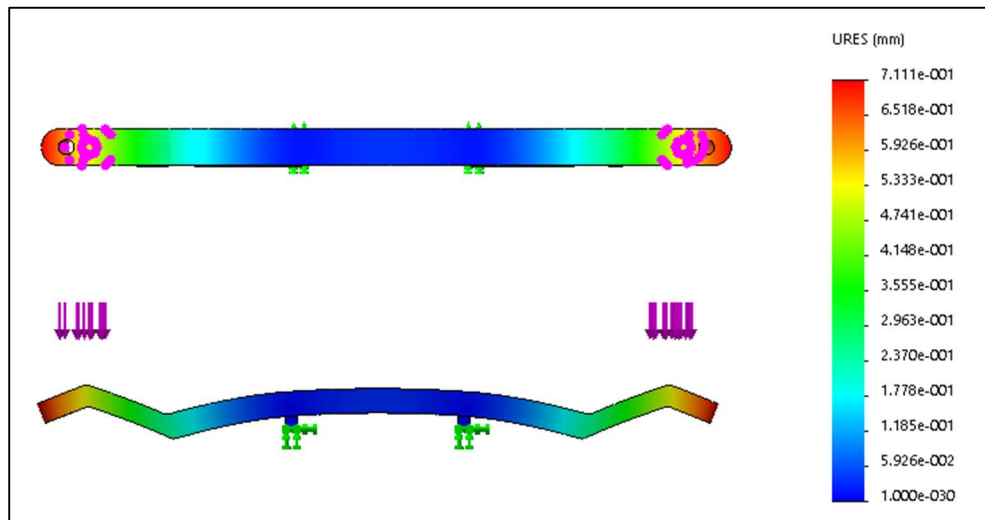
Tras haber definido los anteriores parámetros, se puede proseguir con la simulación, que arrojará resultados como la deformación esperada, la tensión de von Mises y el desplazamiento en cada punto de la pieza. El primer resultado que se obtiene es la deformación esperada, mostrada en la figura 194, esta debe servir de parámetro para determinar si los resultados obtenidos se adaptan a lo previsible para el modelo desarrollado:



Fuente: Elaboración propia

Figura 194: Deformación esperada para la herramienta de doblado.

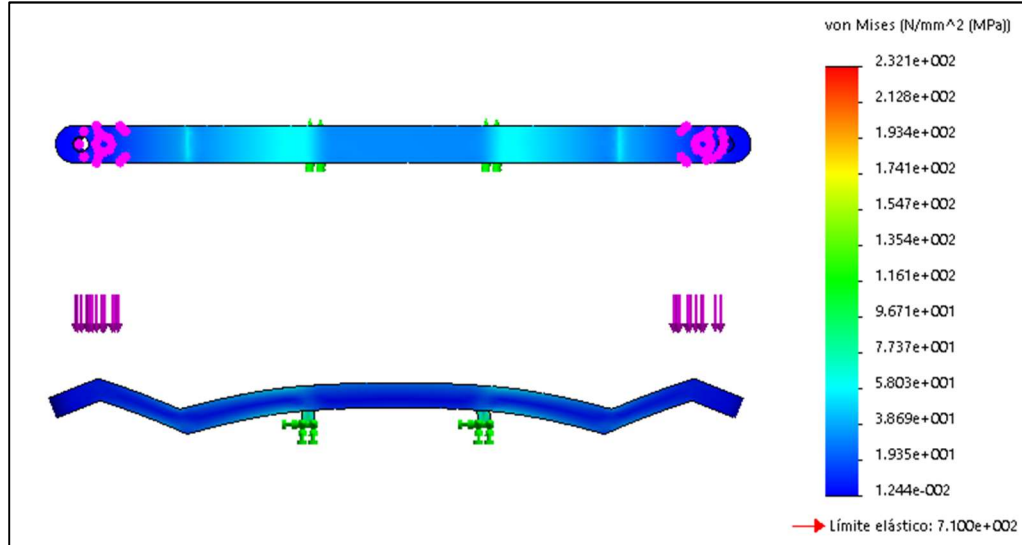
En seguida, en la figura 195, puede verse el desplazamiento de los distintos puntos de la herramienta. Este incluye una escala que indica el desplazamiento, en milímetros, asociado a cada color representado en la pieza.



Fuente: Elaboración propia

Figura 195: Simulación de desplazamiento para la herramienta de doblado.

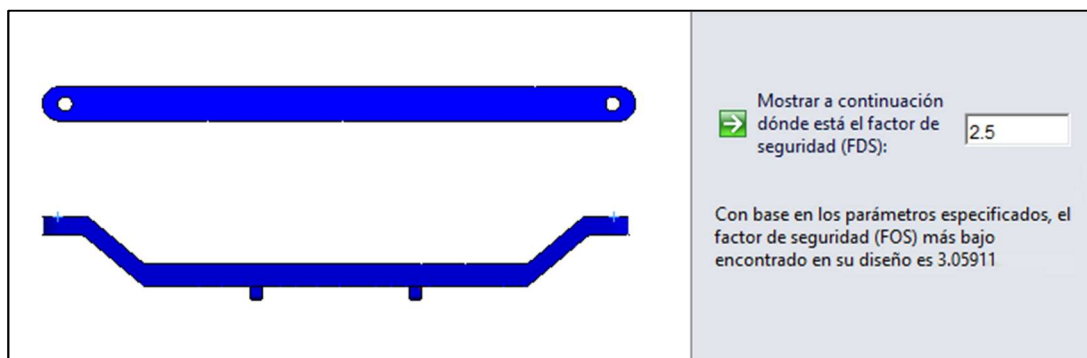
A continuación, en la figura 196, se obtiene el resultado del esfuerzo presente en cada punto de la pieza. Nuevamente se tiene una escala, pero esta indica el nivel de esfuerzo, en Newton por metro cuadrado, asociado a cada color representado en la pieza.



Fuente: Elaboración propia

Figura 196: Simulación de esfuerzo von Mises para la herramienta de doblado.

El último resultado presentado por el software consiste en un cálculo del factor de seguridad mínimo encontrado en la pieza. Este es estimado a partir del valor de esfuerzo máximo y el límite elástico del material. El resultado se muestra en la figura 197:



Fuente: Elaboración propia

Figura 197: Factor de seguridad observado en la herramienta de doblado.

En el recuadro señalado con la leyenda “Mostrar a continuación dónde está el factor de seguridad (FDS)”, se introduce un valor de 2.5, que representa el valor mínimo esperado según los requerimientos mecánicos establecidos para el sistema. El software realiza una evaluación del estado de la pieza bajo el valor de este factor.

Soporte vertical:

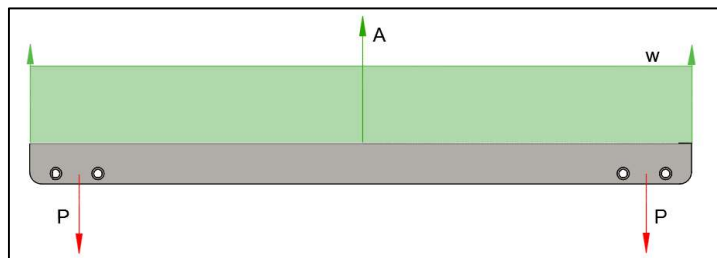
Este fue el primer componente analizado cuya funcionalidad consiste en soportar el peso de otras piezas: la herramienta de doblado, la brida de fijación, los cilindros de carrera larga, los pies de fijación y los racores roscados G1/4-8. El soporte vertical se muestra en la figura 198.



Fuente: Elaboración propia

Figura 198: Soporte vertical.

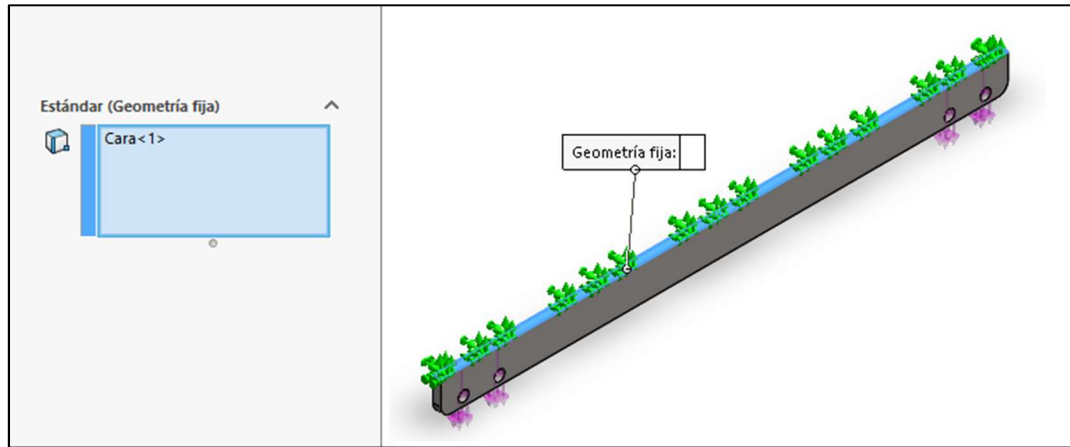
Para observar las fuerzas que actúan sobre este componente, se retoma el diagrama de cuerpo libre de la figura 199, ya anteriormente mostrado:



Fuente: Elaboración propia

Figura 199: Diagrama de cuerpo libre del soporte vertical.

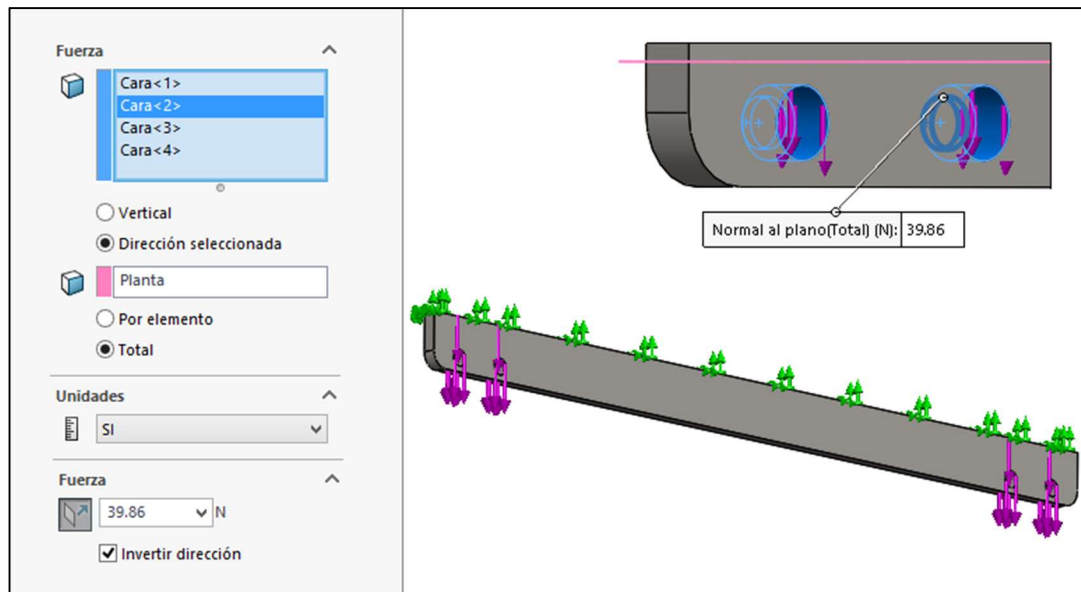
Donde las fuerzas P representan el peso combinado de los elementos soportados por los soportes verticales. Al ser dos soportes, se asume que sobre cada uno actúa la mitad del peso total. A su vez, la carga distribuida w , representa la reacción de contacto con el soporte horizontal, que sirve de sostén para esta pieza. Se proceden a definir a nivel de software las sujeciones de la pieza. En este caso es sólo una, y corresponde en la figura 199 a la carga distribuida w . La selección de esta sujeción se muestra en la figura 200:



Fuente: Elaboración propia

Figura 200: Sujeciones del soporte vertical.

A continuación, se incluyen en el modelo las fuerzas externas que actúan sobre la pieza, es decir las fuerzas P de la figura 199. En la sección 7.1.b se encontró que el valor P_{total} soportado por cada soporte vertical es de 79.71 N. Por lo tanto, el valor de P en cada extremo es de 39.86 N. A nivel de software, se introducen estas fuerzas P de manera independiente, como se muestra en la figura 201:



Fuente: Elaboración propia

Figura 201: Fuerzas que actúan sobre el soporte vertical.

En último lugar, debe seleccionarse en el modelo un material para la composición de la pieza. Este se eligió anterioridad, y será acero AISI 1020. La selección del material en el software se muestra en la figura 202:

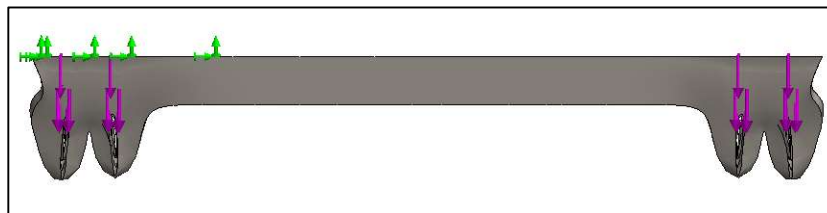
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2e+011	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	7.7e+010	N/m ²
Densidad de masa	7900	kg/m ³
Límite de tracción	420507000	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	351571000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica	1.5e-005	/K

El material asignado a esta pieza es:
AISI 1020
Módulo de Young:
 2e+011N/m²
Límite elástico:
 3.51571e+008N/m²

Fuente: Elaboración propia

Figura 202: Selección de material para el soporte vertical.

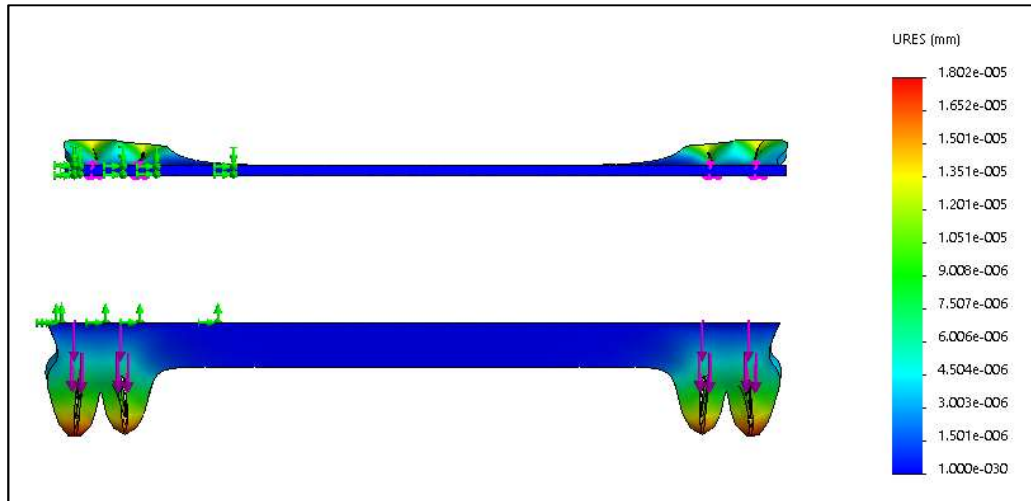
Con la definición de los anteriores parámetros es posible continuar con la simulación. El primer resultado observado es la deformación esperada, de la figura 203, por medio de la cual se va a identificar si los resultados obtenidos se adaptan a lo previsible para el modelo desarrollado:



Fuente: Elaboración propia

Figura 203: Deformación esperada para el soporte vertical.

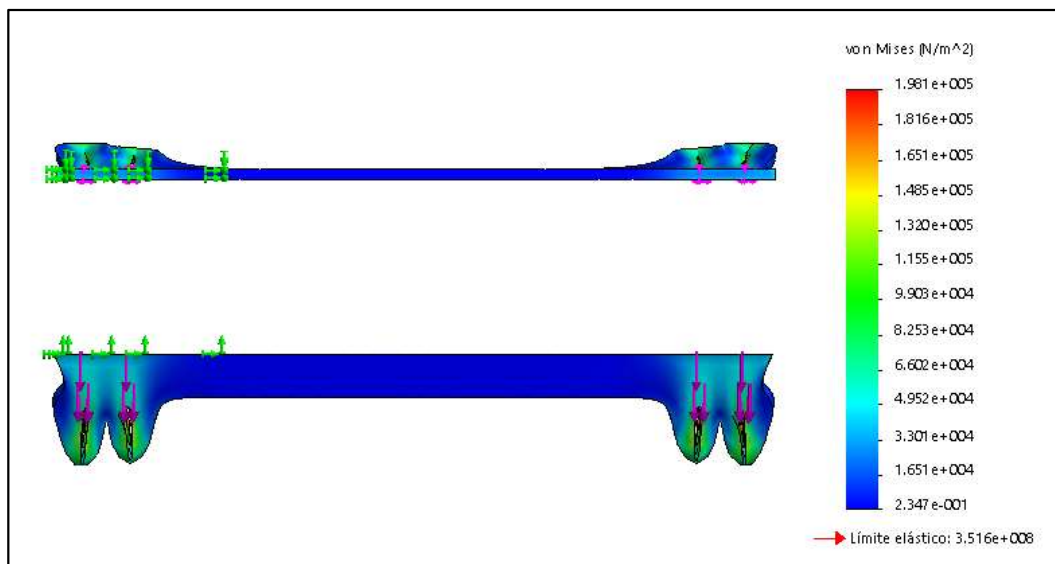
En seguida, en la figura 204, puede verse el desplazamiento de los distintos puntos de la pieza. La escala adjunta señala el valor de desplazamiento, en milímetros, correspondiente a cada color representado en ella.



Fuente: Elaboración propia

Figura 204: Simulación de desplazamiento para el soporte vertical.

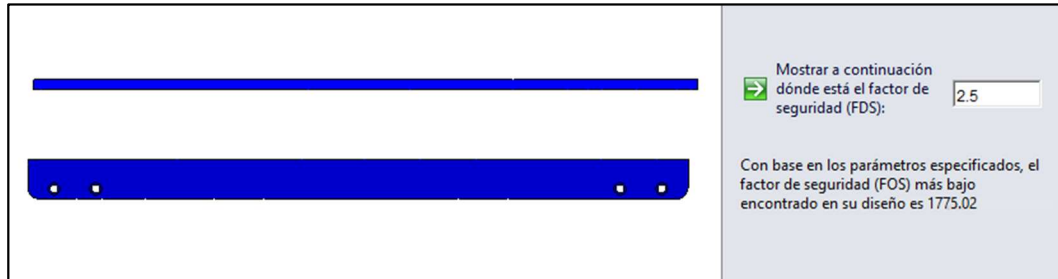
A continuación, en la figura 205, se obtiene el resultado del esfuerzo en el soporte vertical. La escala muestra el valor de esfuerzo, en Newton por metro cuadrado (Pa), correspondiente a cada color mostrado en la pieza.



Fuente: Elaboración propia

Figura 205: Simulación de esfuerzo von Mises para el soporte vertical.

Por último, el software realiza el cálculo del factor de seguridad mínimo encontrado en la pieza, este está ligado al valor de esfuerzo máximo presente en ella y el límite elástico del material. Lo anterior se muestra en la imagen 206:



Fuente: Elaboración propia

Figura 206: Factor de seguridad observado en el soporte vertical.

En el recuadro señalado con la leyenda “Mostrar a continuación dónde está el factor de seguridad (FDS)”, se introduce un valor de 2.5, que representa el valor mínimo esperado según los requerimientos mecánicos establecidos para el sistema.

Soporte horizontal:

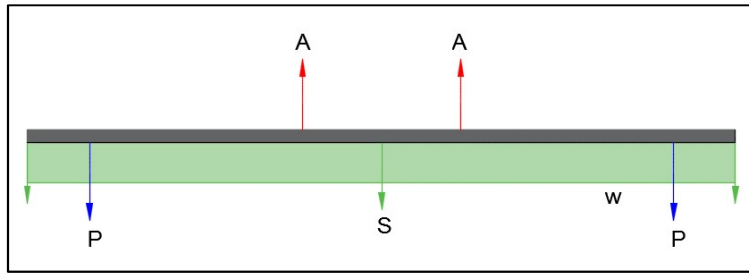
El objetivo de este componente consiste en resistir el peso de los soportes verticales y demás elementos que, a su vez, estos soportan. El soporte horizontal se muestra en la figura 207.



Fuente: Elaboración propia

Figura 207: Soporte horizontal.

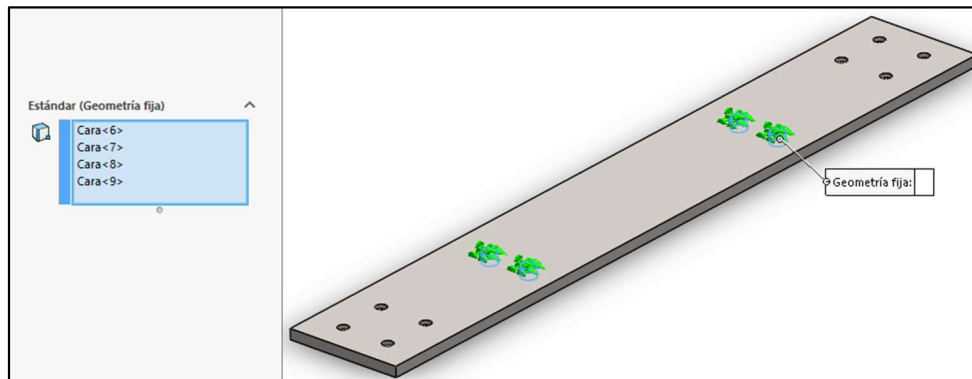
Sobre este componente actúan las fuerzas mostradas en el siguiente diagrama de cuerpo libre de la figura 208, que se retoma de la sección 7.1.b:



Fuente: Elaboración propia

Figura 208: Diagrama de cuerpo libre del soporte horizontal.

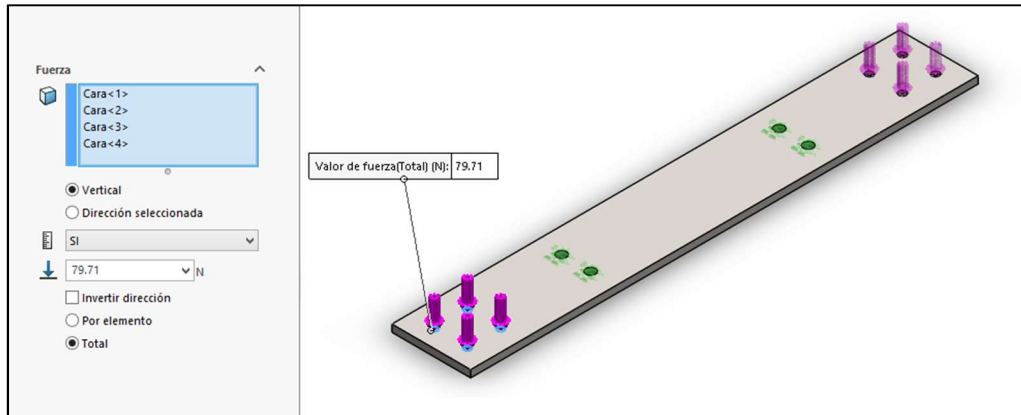
Donde, el valor de cada una de las cargas concentradas P es 79.71 N, es decir, la mitad del peso total de la herramienta de doblado, la brida de fijación, los cilindros de carrera larga, los pies de fijación y los racores roscados G1/4-8, mismos elementos considerados para el soporte vertical visto previamente. Debe resistir, adicionalmente, el peso de estas últimas piezas, pero su consideración debe realizarse separadamente, puesto que su peso actúa como una carga distribuida, en el diagrama representada por w , y cuyo valor es de 66.51 N/m. A su vez, las fuerzas en A representan los puntos de apoyo producidos por el contacto con la viga superior de la estructura externa. Se definen a nivel de software estos puntos de sujeción de la pieza, como se muestra en la figura 209:



Fuente: Elaboración propia

Figura 209: Sujeciones del soporte horizontal.

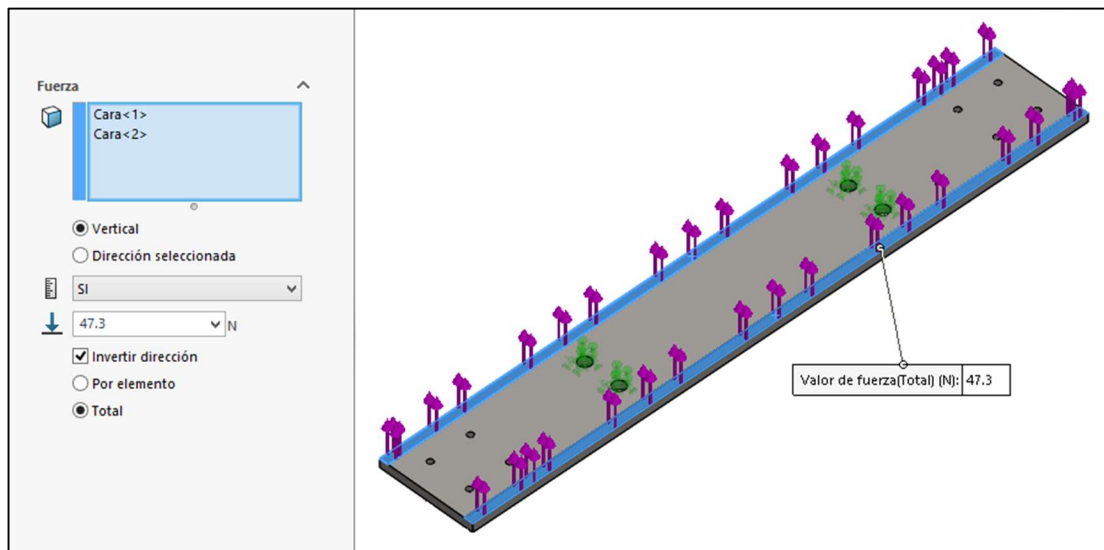
A continuación, se realiza la consideración de las fuerzas externas. En la figura 210, se observa la configuración de la fuerza P en uno de los extremos de la pieza.



Fuente: Elaboración propia

Figura 210: Fuerzas P que actúan sobre el soporte horizontal.

En seguida, en la figura 211, se muestra la configuración a nivel de software de la carga distribuida, ubicada en cara inferior de la pieza, en las secciones que tienen contacto con los soportes verticales:



Fuente: Elaboración propia

Figura 211: Fuerza distribuida w que actúa sobre el soporte horizontal.

Al calcular los esfuerzos que experimenta el soporte horizontal, se optó por la utilización de acero AISI 1020, que garantiza la seguridad de la pieza. Este material debe ser seleccionado a nivel del software, como se muestra en la figura 212:

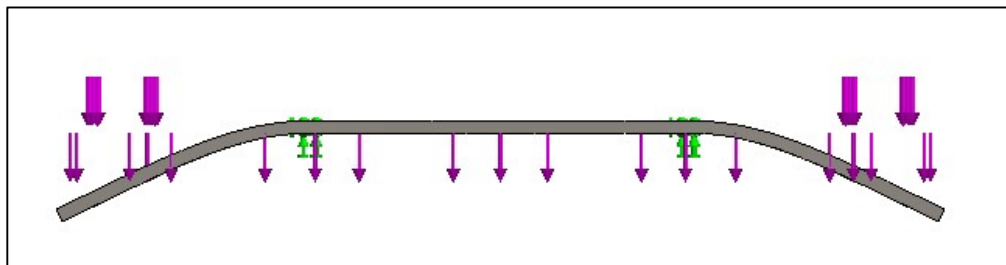
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2e+011	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	7.7e+010	N/m ²
Densidad de masa	7900	kg/m ³
Límite de tracción	420507000	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	351571000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica	1.5e-005	/K

El material asignado a esta pieza es:
AISI 1020
Módulo de Young:
 2e+011N/m²
Límite elástico:
 3.51571e+008N/m²

Fuente: Elaboración propia

Figura 212: Selección de material para el soporte horizontal.

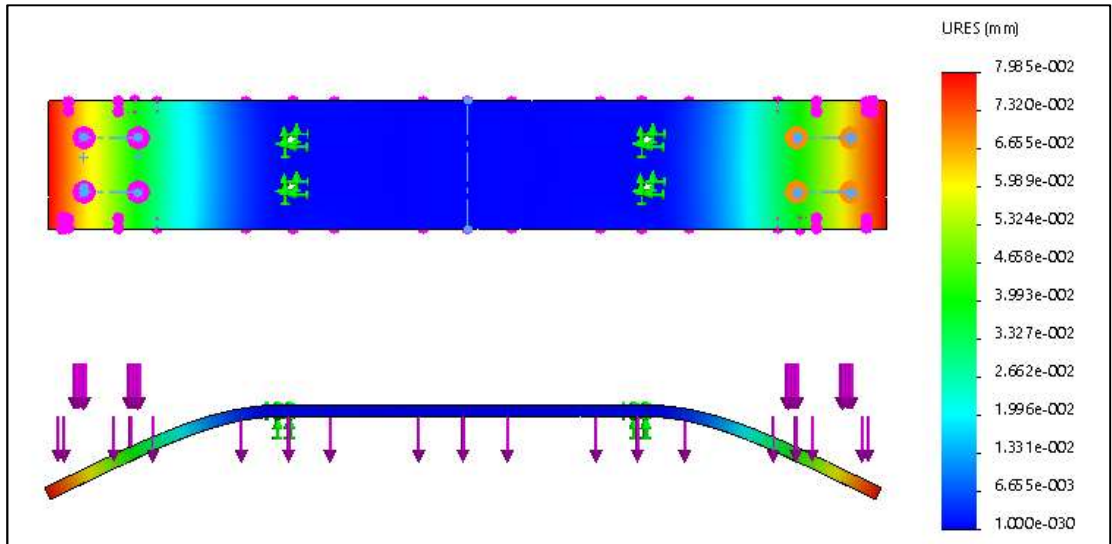
Concluida la configuración de los anteriores parámetros, se procede a simular el comportamiento esperado. Nuevamente, el primer resultado alcanzado es una animación de la deformación esperada en la pieza, mostrado en la figura 213, esta debe confirmar si la respuesta obtenida se adapta a lo previsible para el modelo desarrollado:



Fuente: Elaboración propia

Figura 213: Deformación esperada para el soporte horizontal.

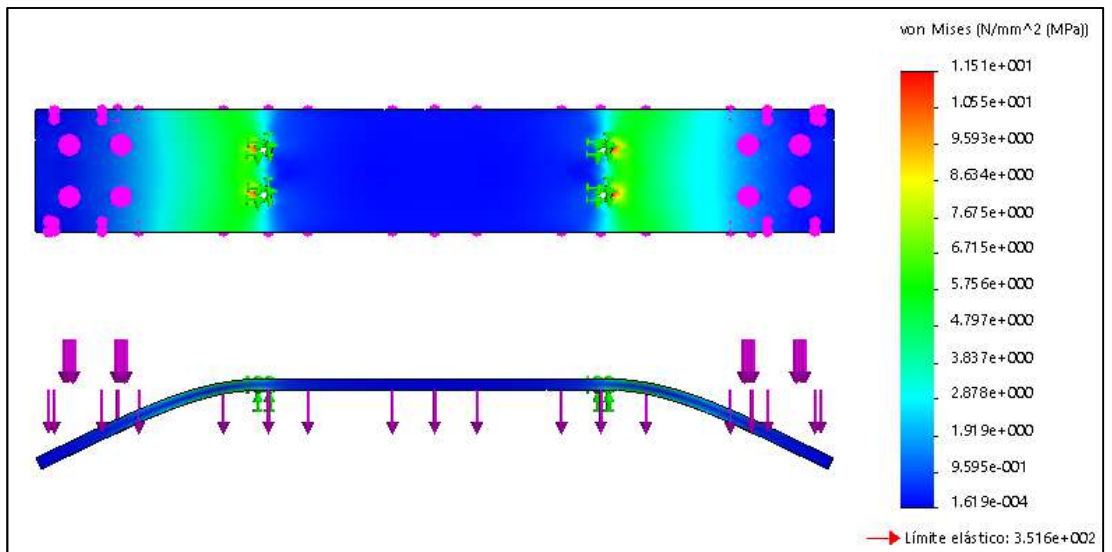
Posteriormente, en la figura 214, se obtiene el desplazamiento en cada punto de la superficie del componente. La escala adjunta muestra el rango de valores de desplazamiento, en milímetros, equivalentes a cada tono mostrado en la pieza.



Fuente: Elaboración propia

Figura 214: Simulación de desplazamiento para el soporte horizontal.

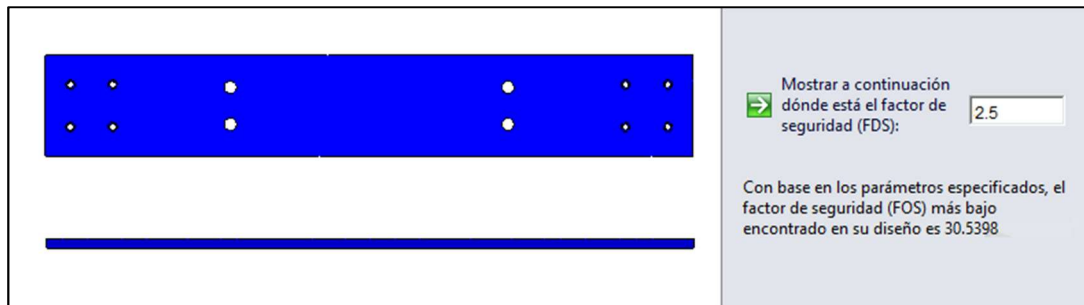
En seguida se obtiene la tensión de von Mises, que se muestra en la figura 215. La escala muestra el valor de esfuerzo, en Newton por metro cuadrado, correspondiente a cada color mostrado en la pieza.



Fuente: Elaboración propia

Figura 215: Simulación de esfuerzo von Mises para el soporte horizontal.

Finalmente, se obtiene el cálculo del factor de seguridad mínimo presente en la pieza, como se muestra en la imagen 216:



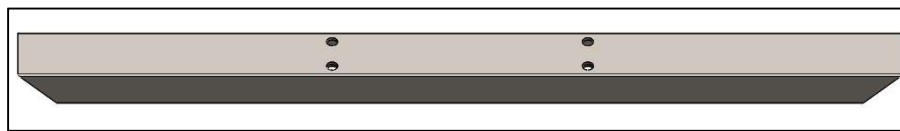
Fuente: Elaboración propia

Figura 216: Factor de seguridad observado en el soporte horizontal.

Como se explicó para la pieza previa, se introduce un valor de 2.5 en el recuadro que solicita un valor de factor de seguridad, pues este es el valor mínimo establecido por los requerimientos mecánicos.

Viga superior:

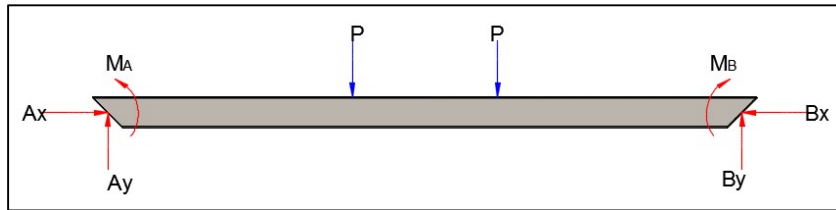
El objetivo de este componente consiste en resistir el peso del soporte horizontal y demás elementos que, a su vez, este sostiene. La viga superior se muestra en la figura 217.



Fuente: Elaboración propia

Figura 217: Viga superior.

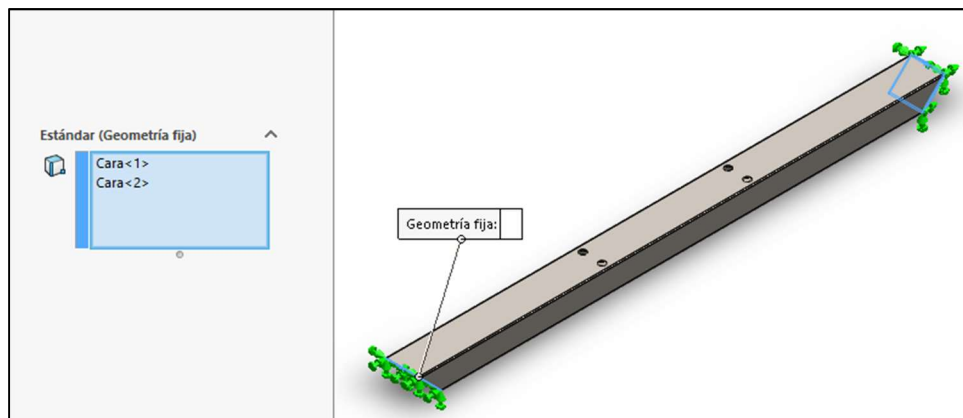
Las fuerzas externas que actúan sobre este componente se muestran en el diagrama de cuerpo libre de la figura 218, que se retoma de la sección 7.1.c:



Fuente: Elaboración propia

Figura 218: Diagrama de cuerpo libre de la viga superior.

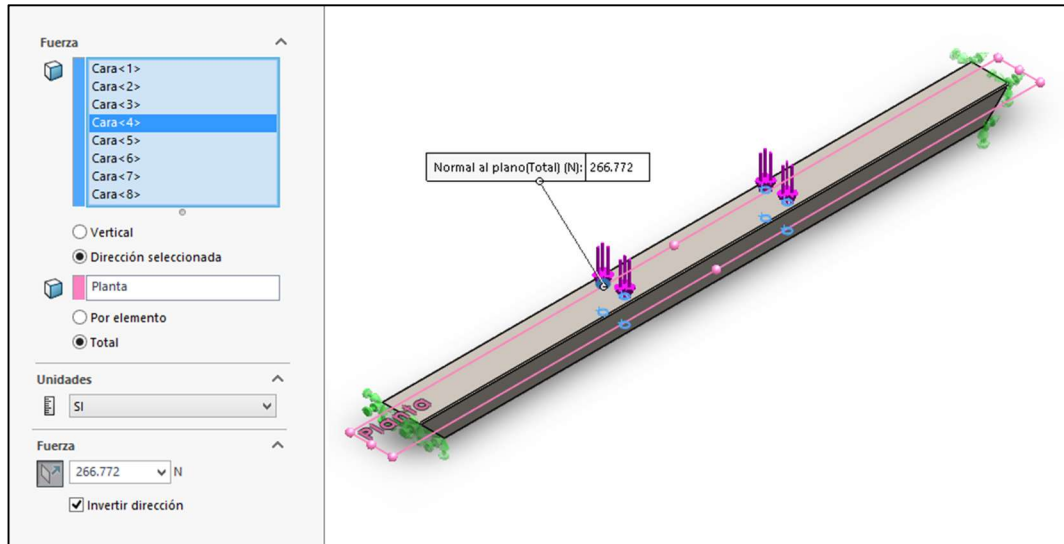
Donde, el valor de cada una de las cargas concentradas P , es la mitad del peso total de la herramienta de doblado, la brida de fijación, los cilindros de carrera larga, los pies de fijación, los racores roscados G1/4-8, los soportes verticales y el soporte horizontal, es decir, los componentes que conforman el soporte de los cilindros y la estructura de doblado. La magnitud de P es 133,386 N. Por otra parte, A_x , A_y , M_A , B_x , B_y y M_B son las reacciones derivadas del contacto con las vigas verticales que sirven de apoyo para este componente. Se definen a nivel de software estos puntos de sujeción de la pieza, como se muestra en la figura 219:



Fuente: Elaboración propia

Figura 219: Sujeciones de la viga superior.

Posteriormente, se introducen en el modelo las fuerzas P , como se muestra en la figura 220:



Fuente: Elaboración propia

Figura 220: Fuerzas P que actúan sobre la viga superior.

Se selecciona a nivel del software el material del que está conformada la pieza, como se muestra en la figura 221:

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2e+011	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.26	N/D
Módulo cortante	7.93e+010	N/m ²
Densidad de masa	7850	kg/m ³
Límite de tracción	400000000	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	250000000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica		/K
Conductividad térmica		W/(m·K)

El material asignado a esta pieza es:

ASTM A36 Acero

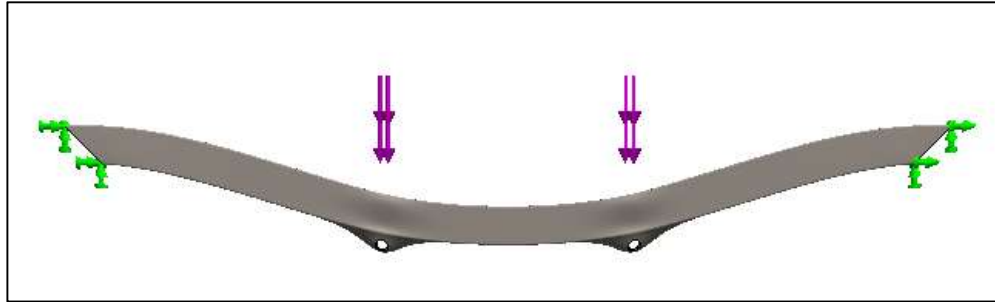
Módulo de Young:
2.90075e+007psi

Límite elástico:
36259.4psi

Fuente: Elaboración propia

Figura 221: Selección de material para la viga superior.

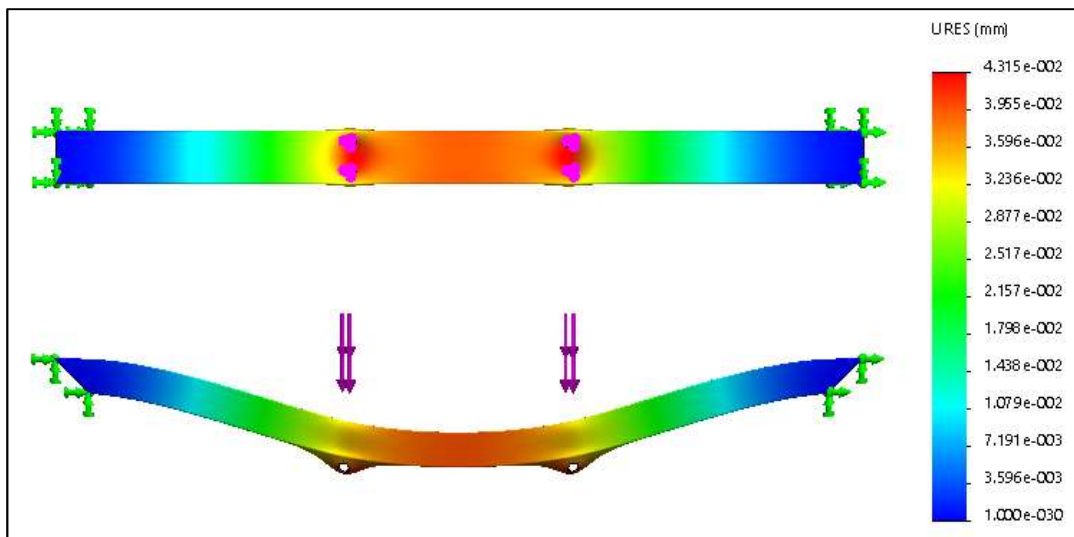
Tras la configuración de los parámetros anteriormente mostrados, se inicia la simulación. Se observa el primer resultado, en la figura 222, que muestra una animación de la deformación en la pieza, con el cual se confirma si el comportamiento mostrado es permisible para el modelo desarrollado:



Fuente: Elaboración propia

Figura 222: Deformación observada en la viga superior.

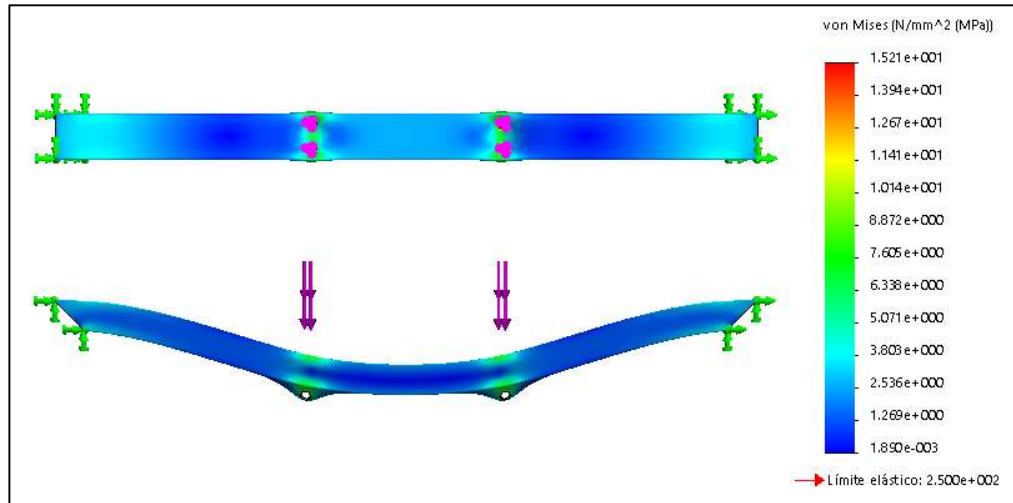
A continuación, en la figura 223, se muestra el resultado del desplazamiento de cada punto superficial del componente. Con la escala adjunta se puede interpretar el valor, en milímetros, correspondiente a cada desplazamiento según su correspondiente tono asociado.



Fuente: Elaboración propia

Figura 223: Simulación de desplazamiento para la viga superior.

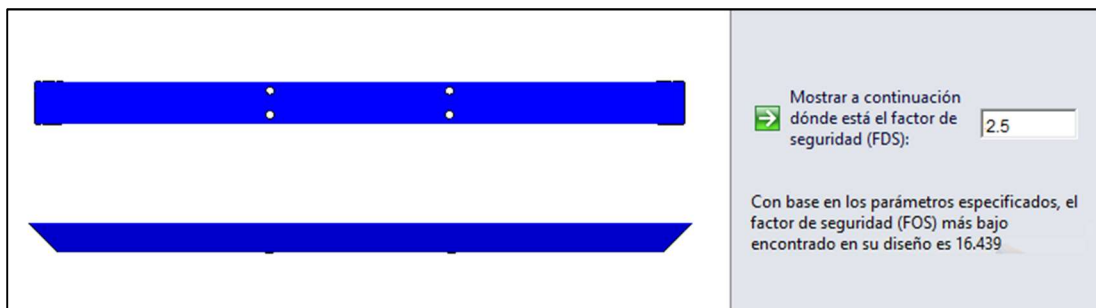
Seguidamente, se obtiene la tensión de von Mises, observada en la figura 224. La escala adjunta permite conocer el valor de esfuerzo, en Newton por metro cuadrado, asociado a cada color mostrado en la pieza.



Fuente: Elaboración propia

Figura 224: Simulación de esfuerzo von Mises para la viga superior.

En último lugar, se obtiene el valor del factor de seguridad mínimo calculado por el software para los esfuerzos máximos presentes en la pieza, como se muestra en la imagen 225:



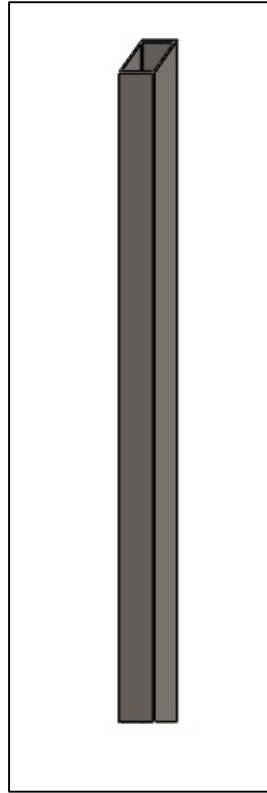
Fuente: Elaboración propia

Figura 225: Factor de seguridad observado en la viga superior.

Una vez más, se introduce un valor de 2.5 en el recuadro que solicita un factor de seguridad, ya que esta es la restricción de seguridad mínima establecida por los requerimientos mecánicos.

Viga vertical:

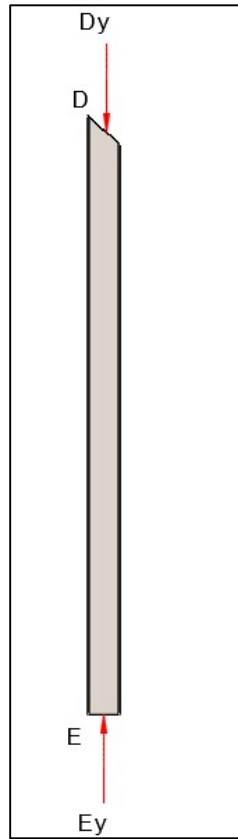
Un par de estas piezas se unen a los extremos de la viga superior. Actúan como columnas, sosteniendo el peso de la viga superior y los restantes componentes que unidos a esta. Esta viga se observa en la figura 226.



Fuente: Elaboración propia

Figura 226: Viga vertical.

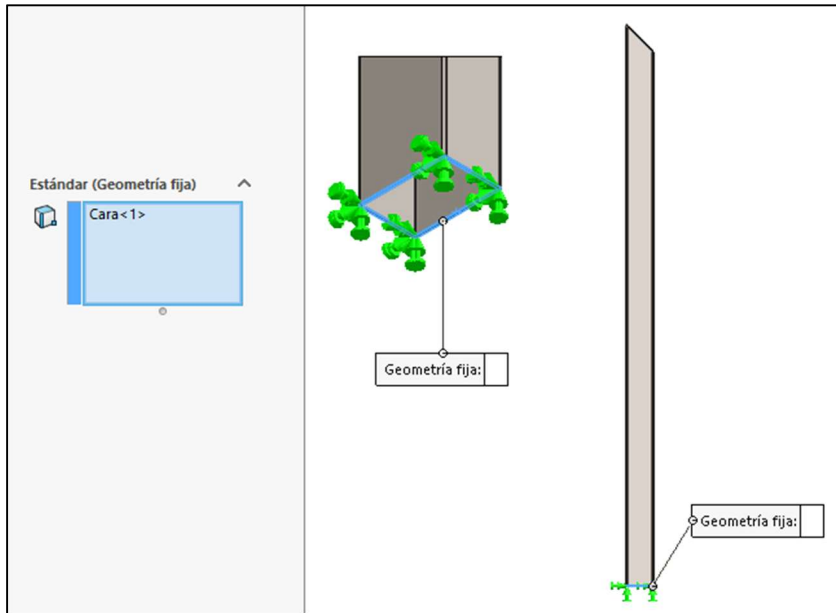
Las fuerzas externas que actúan sobre la viga vertical se muestran en el diagrama de cuerpo libre de la figura 227, que se retoma de la sección 7.1.c:



Fuente: Elaboración propia

Figura 227: Diagrama de cuerpo libre de la viga vertical.

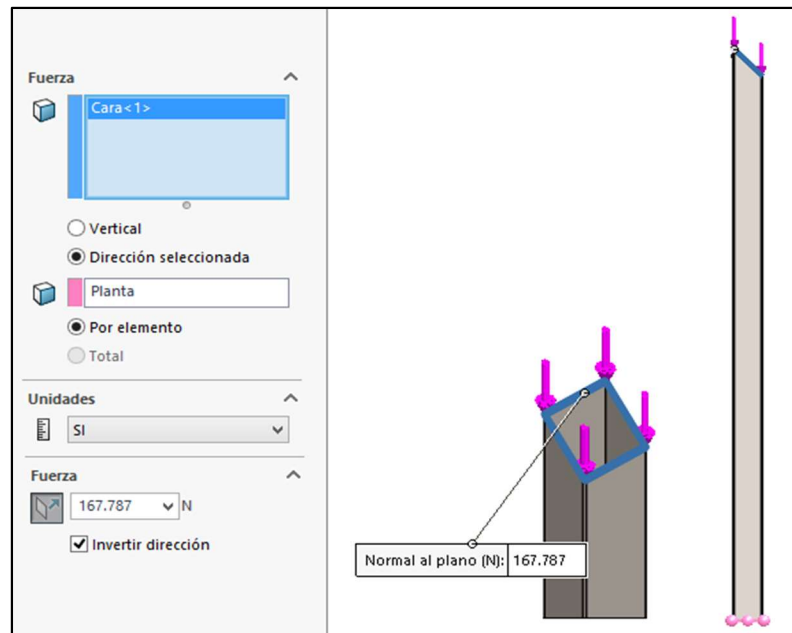
Donde, D_y corresponde a la mitad del peso de todos los componentes soportados por cada una de las vigas verticales, los cuales son: la herramienta de doblado, la brida de fijación, los cilindros de carrera larga, los pies de fijación, los racores roscados G1/4-8, los soportes verticales, el soporte horizontal y la viga superior. Por tanto, la magnitud de D_y es 167,787 N. Por su parte, el componente E_y corresponde a la reacción en el punto de contacto con la viga de apoyo. Para la realización del análisis estático, el punto de apoyo es lo primero que debe ser definido en el software, como se muestra en la figura 228:



Fuente: Elaboración propia

Figura 228: Punto de sujeción de la viga vertical.

A continuación, se realiza a nivel de software la consideración de la fuerza externa D_y , como puede verse en la figura 229:



Fuente: Elaboración propia

Figura 229: Fuerza D_y que actúa sobre la viga vertical.

Se asigna, a nivel del software, el material del que está conformada la pieza. Este fue determinado con anterioridad, y debe ser acero ASTM A36. Esta asignación de material se muestra en la figura 230:

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2e+011	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.26	N/D
Módulo cortante	7.93e+010	N/m ²
Densidad de masa	7850	kg/m ³
Límite de tracción	400000000	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	250000000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica		/K
Conductividad térmica		W/(m·K)

El material asignado a esta pieza es:

ASTM A36 Acero

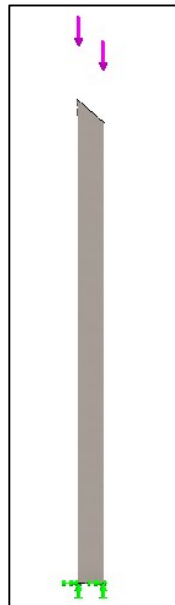
Módulo de Young:
2.90075e+007psi

Límite elástico:
36259.4psi

Fuente: Elaboración propia

Figura 230: Selección de material para la viga vertical.

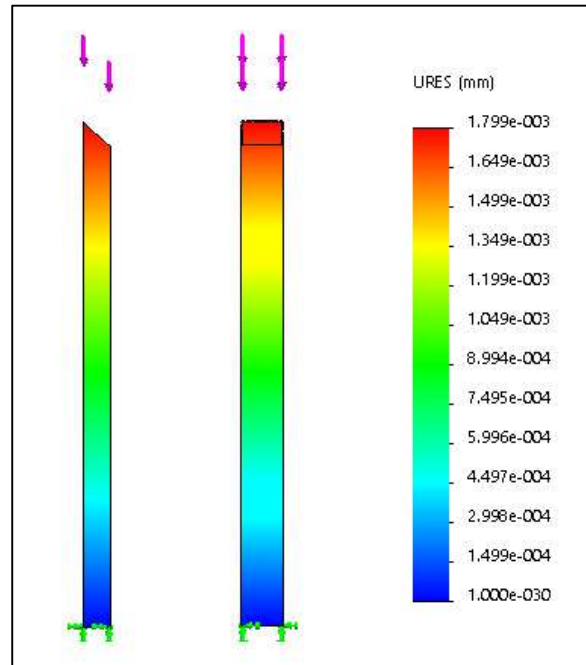
Al concluir la configuración de los parámetros previos, se tienen todos los datos requeridos para iniciar la simulación. El primer resultado del análisis estático, visible en la figura 231, muestra una animación de la deformación en la pieza, permite determinar si el comportamiento simulado se adapta a las predicciones para el modelo desarrollado:



Fuente: Elaboración propia

Figura 231: Deformación observada en la viga vertical.

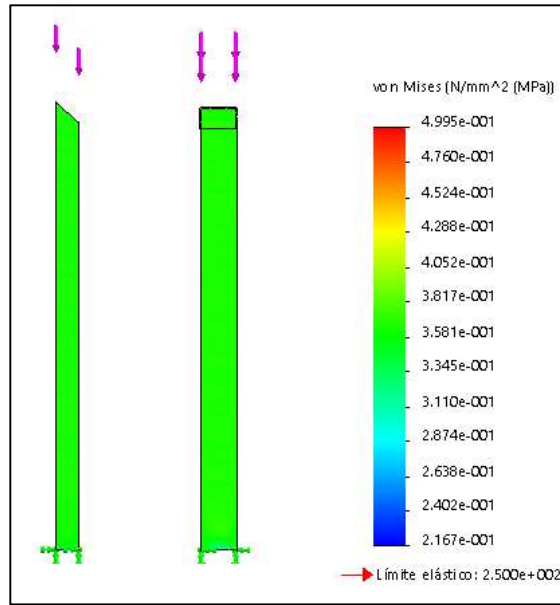
El siguiente resultado, mostrado en la figura 232, permite observar el desplazamiento en cada punto de la superficie del componente. Se adjunta una escala para interpretar el valor, en milímetros, correspondiente a cada desplazamiento según su correspondiente color asociado.



Fuente: Elaboración propia

Figura 232: Simulación de desplazamiento para la viga superior.

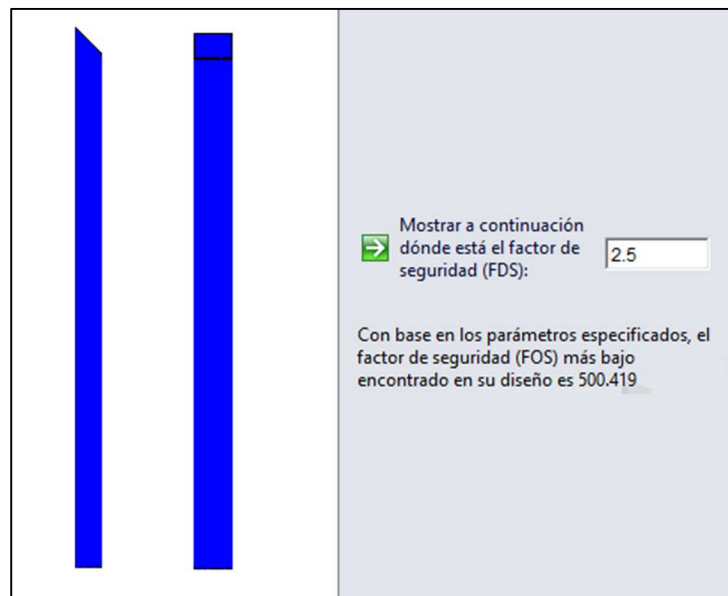
El tercer resultado obtenido, mostrado en la figura 233, es la tensión de von Mises. Con la escala anexa se puede conocer el valor de esfuerzo, en Pascal, asociado a cada color mostrado en la pieza.



Fuente: Elaboración propia

Figura 233: Simulación de esfuerzo von Mises para la viga vertical.

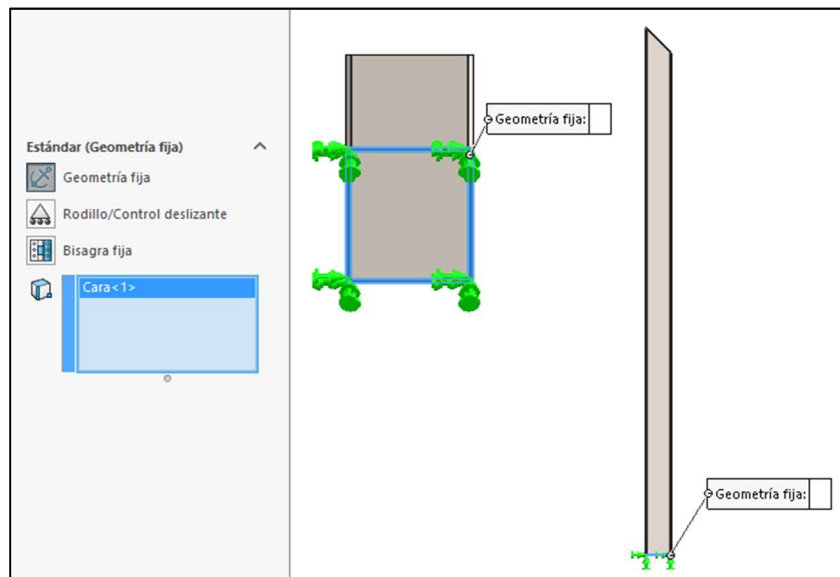
Por último, se muestra el factor de seguridad mínimo calculado por el software según los esfuerzos máximos presentes en esta pieza, el cual se observa en la figura 234:



Fuente: Elaboración propia

Figura 234: Factor de seguridad observado en la viga vertical.

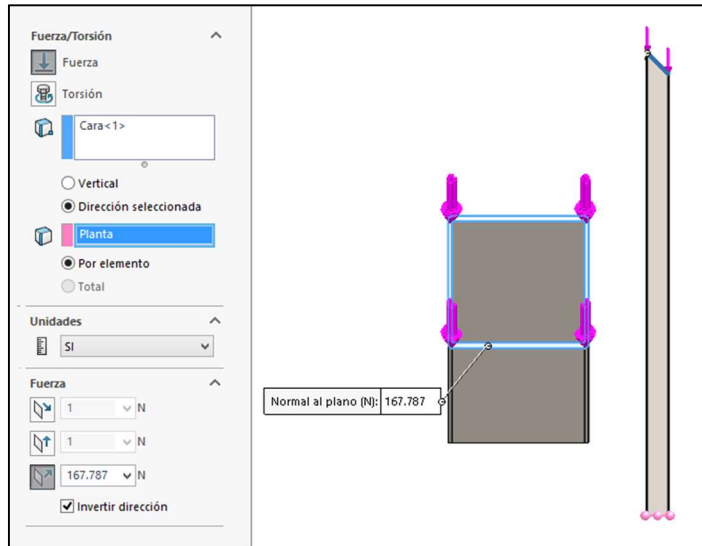
Al igual que con los casos previos, el valor introducido para el factor de seguridad es 2.5, el establecido por los requerimientos mecánicos como valor mínimo. Para esta pieza, dado su funcionamiento dentro del ensamble, debe ser realizado además un análisis de pandeo. Como se vio en la sección 7.1.c, el pandeo es una condición que aparece en las columnas, cuando la carga que actúa sobre ella supera un valor crítico P_{cr} . A nivel de software el análisis de pandeo requiere la configuración de los mismos parámetros: sujeciones, cargas externas y material. La diferencia respecto al análisis estático radica en el tipo de estudio seleccionado y en los resultados que este arroja. A continuación, en la figura 235, se muestra la configuración del punto de sujeción de la pieza:



Fuente: Elaboración propia

Figura 235: Configuración del punto de sujeción para el análisis de pandeo.

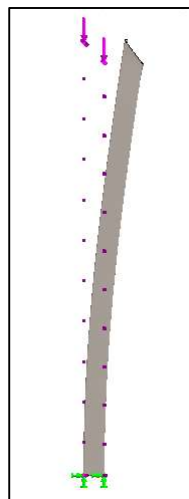
En seguida se introduce la carga externa D_y , como puede verse en la siguiente figura:



Fuente: Elaboración propia

Figura 236: Configuración de las cargas externas para el análisis de pandeo.

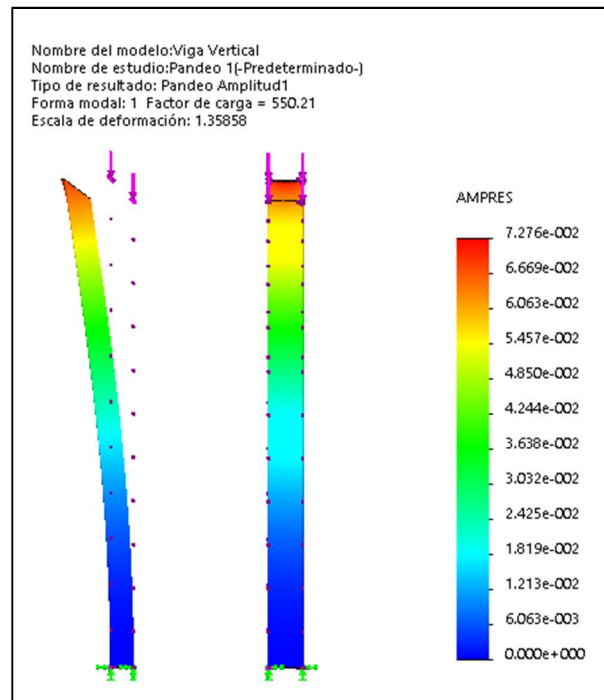
El material de la pieza ya se había asignado para el estudio previo, y no es requerido hacerlo nuevamente. Concluida la configuración, se puede realizar la simulación y obtener los resultados del estudio. El primer resultado del análisis de pandeo es también una animación, se observa en la figura 237, muestra la deformación en la pieza y permite determinar si el comportamiento obtenido mediante la simulación se adapta a lo esperado:



Fuente: Elaboración propia

Figura 237: Deformación observada en la viga vertical para el análisis de pandeo.

El resultado obtenido mediante el estudio de pandeo permite conocer el rango de amplitud, esta se refiere al desplazamiento de cada punto respecto a su posición original. El resultado muestra una escala adjunta que permite interpretar el valor, en milímetros, correspondiente a cada desplazamiento según su color asociado. Este resultado se muestra en la figura 238.

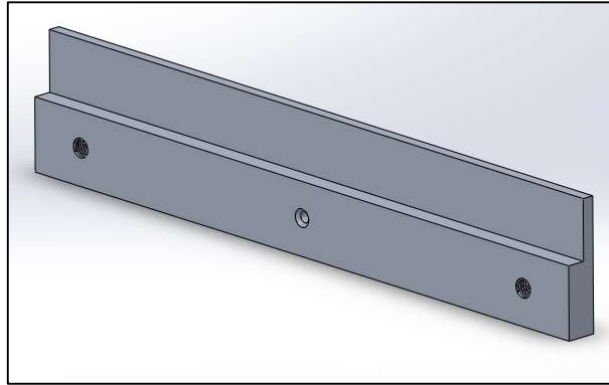


Fuente: Elaboración propia

Figura 238: Amplitud resultante para el estudio de pandeo de la viga superior.

Mordaza con guías:

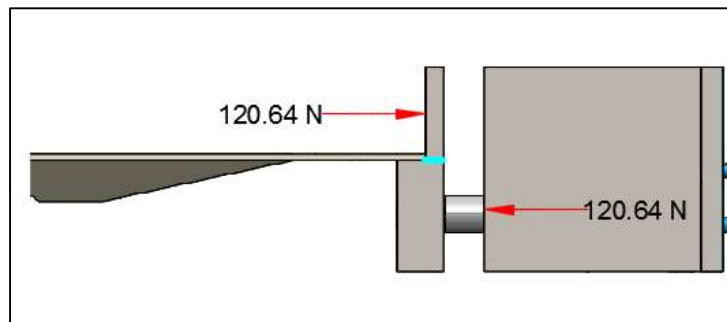
El objetivo de este componente, mostrado en la figura 239, consiste servir de sostén para las tapas durante el proceso de doblado de las bisagras.



Fuente: Elaboración propia

Figura 239: Mordaza con guías.

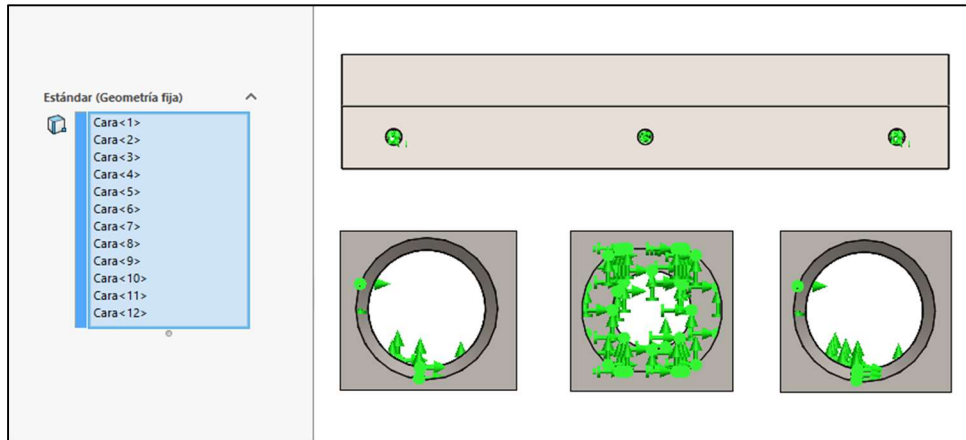
Sobre este componente actúan las fuerzas mostradas en la figura 240, que se retoma de la sección 7.1.e:



Fuente: Elaboración propia

Figura 240: Fuerzas que actúan sobre la mordaza con guías.

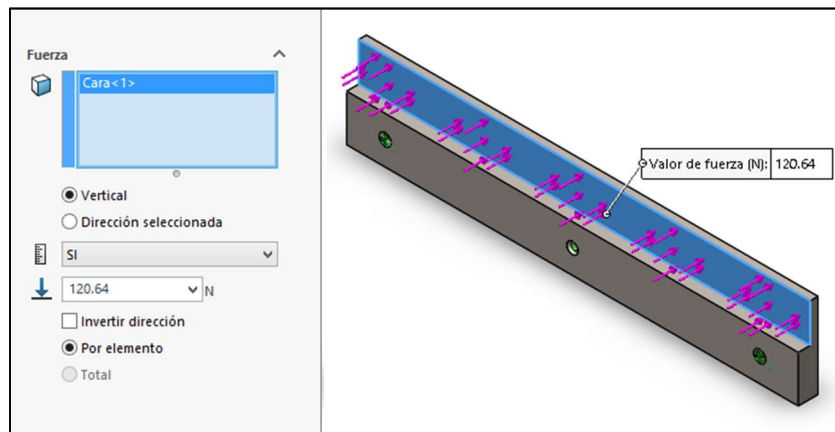
Para esta pieza, los puntos de conexión con el émbolo del cilindro y con los tornillos de hombro que sirven de guía, constituyen los apoyos o sujeciones. Estos se definen a nivel de software como se muestra en la figura 241:



Fuente: Elaboración propia

Figura 241: Sujeciones de la mordaza con guías.

La anterior figura muestra el detalle ampliado de la selección de los tres puntos de apoyo. Seguidamente, debe ingresarse la fuerza de reacción debida al empuje de la tapa, que será de 120.64 N. Como se muestra en la figura 240, esta carga actúa sobre la cara lateral de la sección transversal más delgada. La configuración de esta fuerza se muestra en la figura 242:



Fuente: Elaboración propia

Figura 242: Fuerza que actúa sobre la mordaza con guías.

En la sección 7.1.e, se escogió como material para esta pieza el acero AISI 4140, este se configura, a nivel del software, como se muestra en la figura 243:

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	205000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.285	N/D
Módulo cortante	80000	N/mm ²
Densidad de masa	7870	kg/m ³
Límite de tracción	975	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	690	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica		/K

El material asignado a esta pieza es:

AISI 4140 Acero aleado

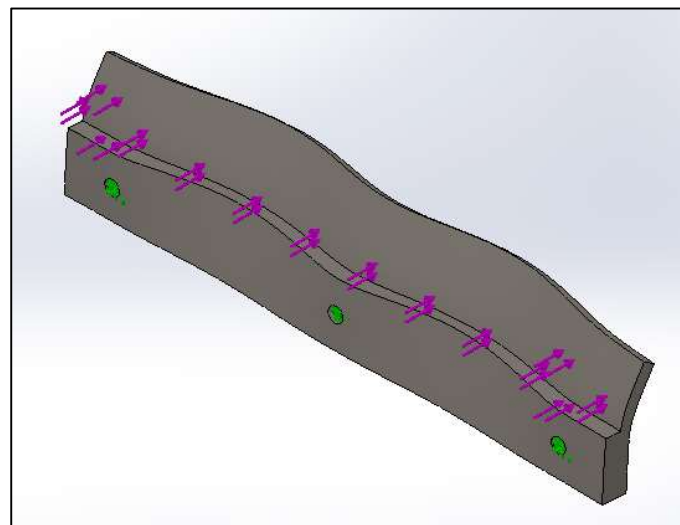
Módulo de Young:
2.05e+011N/mm²

Límite elástico:
6.9e+008N/m²

Fuente: Elaboración propia

Figura 243: Selección de material para la mordaza con guías.

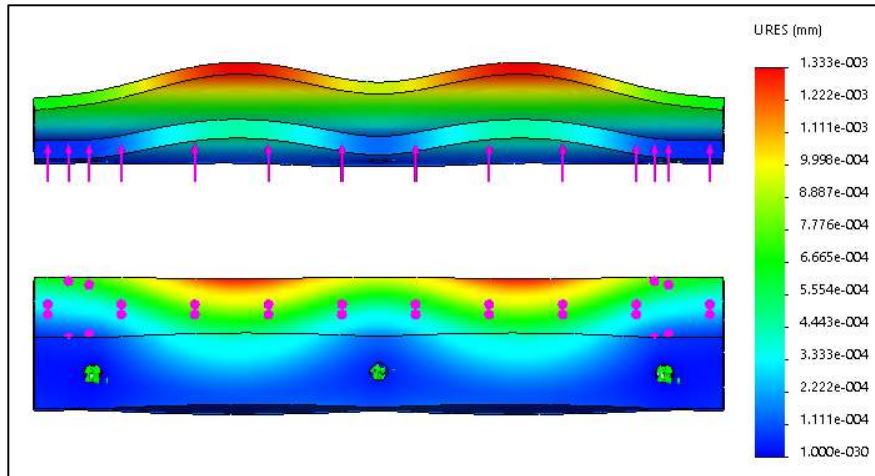
Concluida la configuración de los anteriores parámetros, se procede a simular el comportamiento esperado. Como en los casos previos, en primer lugar se muestra una animación de la deformación obtenida por la simulación, esta debe servir de guía para identificar si la respuesta obtenida se adapta a lo previsto para el modelo desarrollado, y se muestra en la figura 244:



Fuente: Elaboración propia

Figura 244: Deformación esperada para la mordaza con guías.

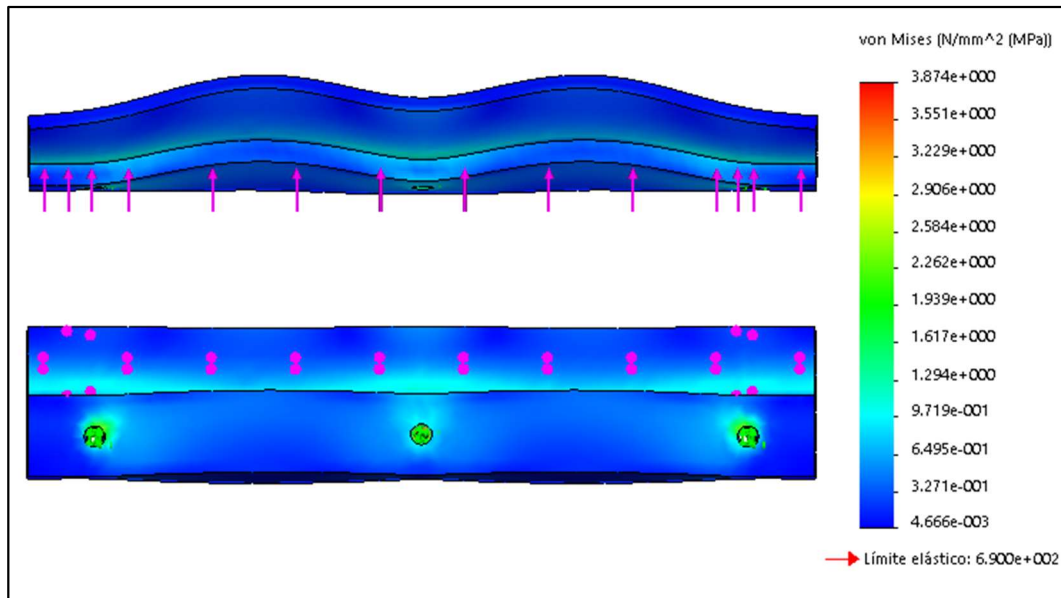
El siguiente resultado, de la figura 245, muestra el desplazamiento en cada punto de la superficie del componente. Posee una escala adjunta para la interpretación de los valores de desplazamiento, según cada tono mostrado en la pieza.



Fuente: Elaboración propia

Figura 245: Simulación de desplazamiento para la mordaza con guías.

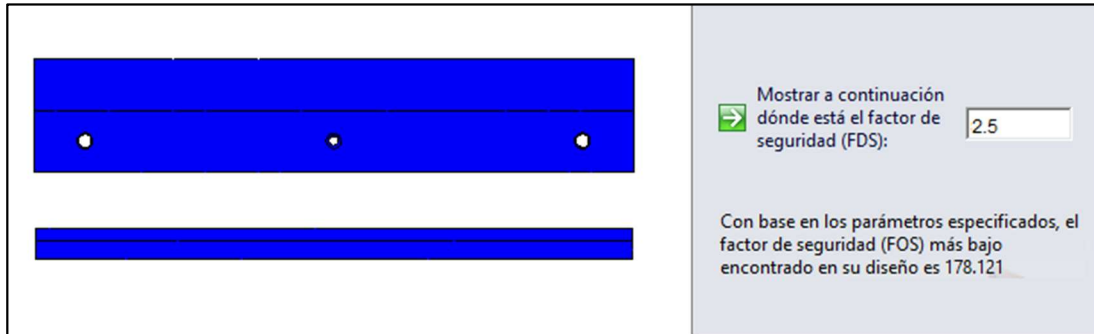
A continuación se obtiene la tensión de von Mises, que se muestra en la figura 246. La escala, en Newton por metro cuadrado, muestra los valores de esfuerzo asociados a cada color en la pieza.



Fuente: Elaboración propia

Figura 246: Simulación de esfuerzo von Mises para la mordaza con guías.

El último resultado, muestra el valor del factor de seguridad mínimo calculado por el software para los esfuerzos máximos presentes en la pieza, como se observa en la imagen 247:



Fuente: Elaboración propia

Figura 247: Factor de seguridad observado en mordaza con guías.

Como en los casos previos, dada la especificación mecánica que indica que el factor de seguridad para los diseños debe tener un valor mínimo de 2.5, se introduce este número en el recuadro correspondiente.

Capítulo 9

Resultados y Análisis

a. Componentes Mecánicos

Para cada pieza vista en la sección previa, de validación, se obtuvieron cuando menos cuatro resultados a partir de la simulación de las sujeciones y cargas, estos serán analizados en el presente capítulo. El primer resultado obtenido en cada caso es una animación del desplazamiento producido en la pieza, esta debe ser analizada para verificar si los resultados obtenidos se adaptan a lo previsible para el modelo desarrollado.

El segundo resultado es una simulación de desplazamiento en la que se asigna un color a cada punto de la pieza, el cual está asociado a un valor en milímetros, interpretable a partir de una escala anexa. Para asegurar que la pieza está diseñada dentro de los parámetros esperados, es necesario comprobar que el desplazamiento máximo observado en ella no exceda la restricción de 1 mm planteada en la definición de especificaciones. Esta restricción se establece siguiendo criterios de funcionalidad: aunque las características del material seleccionado para la pieza permitan alcanzar un valor de deformación mayor antes de llegar al rango plástico, la funcionalidad de la pieza podría verse comprometida. Todos los componentes fueron diseñados y dimensionados de manera tal que puedan cumplir de manera precisa con su función correspondiente, cualquier deformación exagerada puede modificar las condiciones del ensamble y variar su funcionalidad, llevando a que, por ejemplo, la herramienta de doblado no actúe sobre las bisagras en la posición correcta o con la fuerza suficiente.

El siguiente resultado obtenido es una simulación del esfuerzo de von Mises, que al igual que en el caso previo, se representa sobre la pieza por medio de una asignación de colores con un valor de esfuerzo correspondiente, que se interpreta a partir de una escala adjunta. Para este resultado se debe verificar que en ningún punto de la pieza diseñada se alcance un valor de esfuerzo que supere el límite elástico del material, se sabe que a partir de este límite

las deformaciones producidas sobre la pieza son permanentes, por lo tanto, lo que se busca es que en todo momento las deformaciones sean reversibles y la pieza pueda volver su condición original.

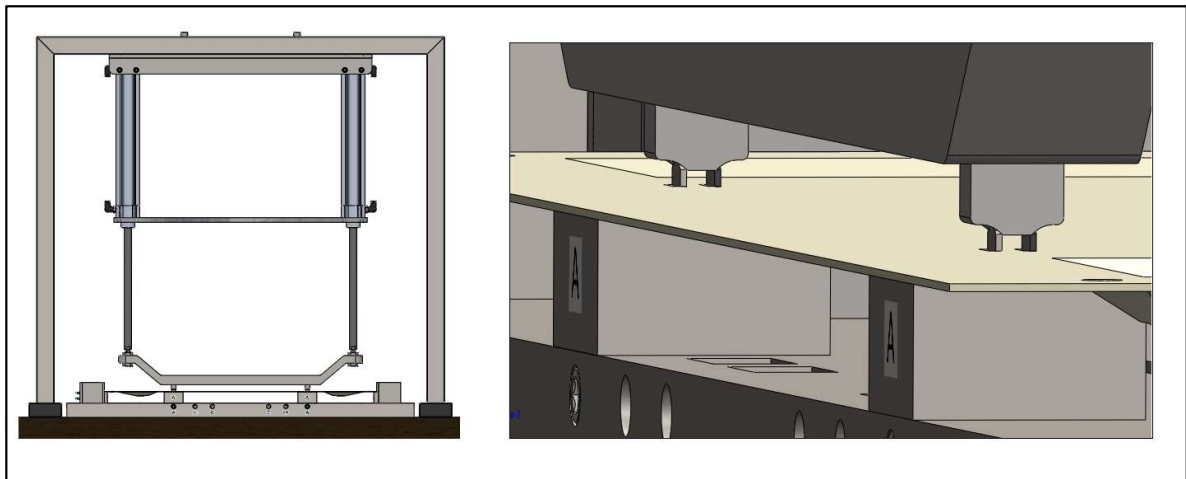
El último resultado mostrado, corresponde a una estimación del factor de seguridad mínimo en la pieza, este se obtiene a partir del valor de esfuerzo máximo que el componente experimenta y el límite elástico del material del que está compuesto. El factor de seguridad es un indicador de cuántas veces podría ser mayor el esfuerzo máximo inducido en la pieza, antes de producir una deformación permanente en ella. Es importante que el factor de seguridad asociado a un diseño mecánico sea mayor a la unidad, esto permitirá que exista un margen de seguridad que garantice la fiabilidad e integridad de las piezas ante cualquier variación imprevista en las cargas o cualquier defecto interno del material que no haya sido contemplado. Considerando lo anterior, en la sección de requerimientos mecánicos, se definió que el factor de seguridad mínimo para las piezas desarrolladas en el presente proyecto debe ser 2.5. El resultado obtenido mediante el software posee una casilla rotulada “Mostrar a continuación dónde está el factor de seguridad (FDS)”, en ella pueden ser ingresados diversos números de factor que se desea que sean valorados para la pieza y sus condiciones. Siempre que el factor ingresado sea inferior al factor de seguridad mínimo, la valoración debería arrojar como resultado una entonación azul en la pieza, caso contrario, las zonas de la pieza con un factor de seguridad inferior al evaluado, tendrán una coloración rojiza. En el caso presente, para todas las piezas estudiadas se ingresó en esta casilla un valor de 2.5, y se debe comprobar que para este valor las condiciones en las piezas sean buenas.

Siguiendo estos lineamientos se procederá a realizar el análisis de los resultados obtenidos para cada componente.

Herramienta de doblado:

Al observar la animación de la deformación esperada, mostrada en la figura 194 puede notarse como, al asentarse la pieza sobre las bisagras, si la fuerza vertical aplicada actúa sin restricción, va a tender a desplazar los extremos, como consecuencia de lo cual la pieza se curvará longitudinalmente. Este representa, efectivamente, el escenario planteado, con la salvedad de que las fuerzas verticales introducidas por los cilindros de

carrera larga no actúan sin restricción, al contrario, están condicionadas por la longitud máxima del émbolo de los cilindros. Las piezas de la estructura externa y los soportes de los cilindros están dimensionadas de manera tal que, al alcanzar los cilindros su elongación máxima, la herramienta de doblado apenas se asiente sobre las bisagras. Lo anterior se muestra en la figura 248, aquí pueden verse los cilindros de carrera larga con el émbolo completamente extendido, y como, para esta posición, las puntas de la herramienta de doblado tocan las bisagras apenas lo suficiente para doblarlas.



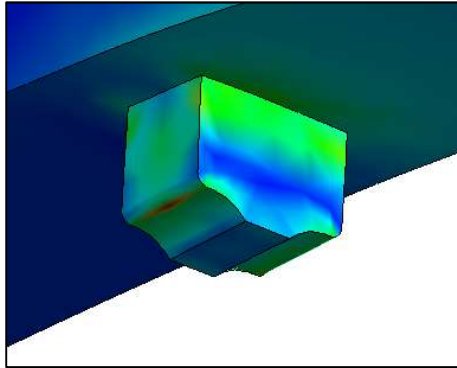
Fuente: Elaboración propia

Figura 248: Elongación máxima de los cilindros de carrera larga.

Los distintos valores de desplazamiento alcanzados por la herramienta de doblado se muestran en la figura 195. En ella puede verse que, partiendo del centro de la pieza, conforme se avanza hacia los extremos el valor del desplazamiento aumenta. Mientras que en la región central el desplazamiento es prácticamente nulo, en los extremos llega a un máximo de 0.711 mm. Este valor, sin embargo, permanece por debajo del límite de 1 mm establecido en los requerimientos mecánicos, por lo que se le puede considerar admisible.

Los valores de esfuerzo presentes en la pieza se observan en la figura 196. Es notable que, en general, los esfuerzos que experimenta el componente son bajos. Esto se refleja en que la coloración de la pieza es, casi en su totalidad, azul, que equivale a un valor de esfuerzo aproximado de 12.44 kPa. La zona de mayor esfuerzo encontrada está cerca de los puntos donde se localizan las puntas biseladas, diseñadas para acoplarse a las bisagras

y doblarlas (ver figura 249). En esta región la tonalidad verde mostrada corresponde a un esfuerzo cercano a los 154.7 MPa, y en los radios de redondeo se muestra una pequeña zona con un esfuerzo que puede llegar hasta los 232.1 MPa.



Fuente: Elaboración propia

Figura 249: Detalle de esfuerzo en las puntas biseladas de la herramienta de doblado.

Para el material seleccionado, AISI 4340, el límite elástico posee un valor de aproximadamente 710.0 MPa. Esto quiere decir que el valor de esfuerzo máximo no llega a producir una deformación permanente en la pieza, por tanto, se le considera un valor admisible.

Finalmente, al realizar la evaluación del factor de seguridad igual de 2.5 sobre la pieza, puede verse en ella una tonalidad completamente azul (figura 197). Esta indica que aunque el esfuerzo aumentase 2.5 veces, el componente no fallaría. El software muestra además, que el factor de seguridad mínimo presente en el componente es igual a 3.0591.

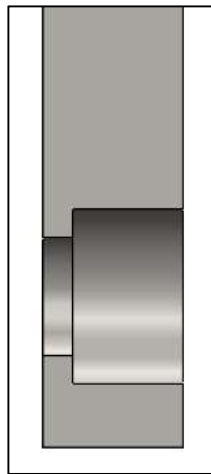
$$FS_{min} = \frac{710.0 \text{ MPa}}{232.1 \text{ MPa}} = 3.0591$$

Este factor indica que el dimensionamiento y materiales escogidos derivan en una pieza que puede resistir, con una amplia incertidumbre, las cargas a las que estará sometida.

En resumen, el diseño de esta pieza ha sido correcto. Sus dimensiones y material aseguran que podrá desempeñar su función sin fallar o deformarse permanentemente.

Soporte vertical:

Para este componente la animación de la deformación esperada, se muestra en la figura 203. La sujeción seleccionada para esta pieza, que actúa sobre su cara superior, representa la unión de soldadura con el soporte horizontal. Esta sujeción evita que las fuerzas que actúan sobre la pieza tiendan a curvarla, por lo que los efectos de la carga sobre el soporte sólo se observan, de manera focalizada, en sus extremos. En cada uno de estos extremos se localizan las dos entradas de tornillo por medio de las cuáles se acopla la carga a este componente. Cada una de estas entradas es un agujero pasante con diámetro escalonado como puede verse a continuación:



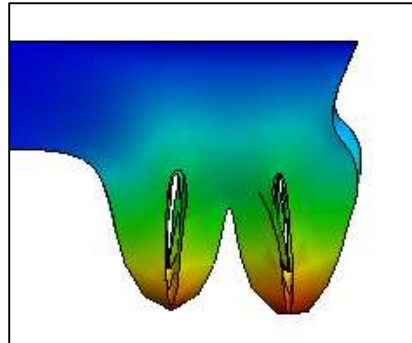
Fuente: Elaboración propia

Figura 250: Detalle de agujero con diámetro escalonado.

Como se muestra en la anterior figura, la variación del diámetro obedece al tipo de tornillo que se utilizará, pues se busca que su cabeza quede oculta. Esta variación en el diámetro es la que conduce a que la pieza se deforme en sus tres dimensiones. Cabe mencionar que esta animación muestra los efectos del desplazamiento a escala, por lo cual tenderán a verse mayores de lo que realmente son.

Los distintos valores de desplazamiento que se producen sobre este soporte se muestran en la figura 204. Puede verse que, hacia la región central, el desplazamiento es

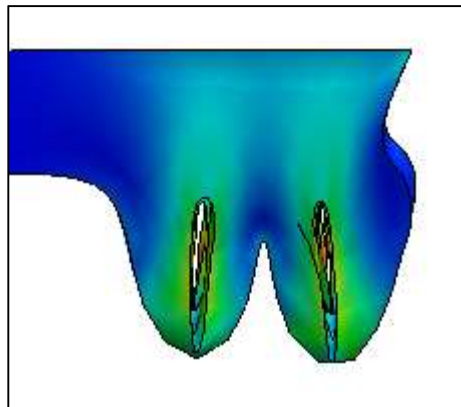
prácticamente nulo, mientras que en los extremos llega a un máximo de $1.802 \cdot 10^{-5}$ mm, como se observa en la siguiente vista de detalle:



Fuente: Elaboración propia

Figura 251: Detalle de desplazamientos existentes en los extremos de la pieza.

Este valor de desplazamiento, es muy inferior al límite de 1 mm establecido en los requerimientos mecánicos, por lo cual puede admitirse. Para esta pieza se muestran en la figura 205 los valores de esfuerzo experimentados. Estos últimos, en la mayor parte de su cuerpo son de un valor muy bajo, reflejado esto en la coloración azul prevalente, que corresponde a un valor de esfuerzo aproximado de 0.235 Pa. Los extremos de la pieza, en la región circundante a las entradas de tornillo, son los que muestran el mayor valor de esfuerzo, correspondiente aproximadamente a 0.1981 MPa, como se observa en la figura 252:



Fuente: Elaboración propia

Figura 252: Detalle de esfuerzos presentes en los extremos de la pieza.

Para el material seleccionado, AISI 1020, el límite elástico posee un valor de aproximadamente 351.6 MPa, un valor mucho mayor al esfuerzo máximo experimentado por la pieza, por tanto, este último se considera válido.

Finalmente, al realizar la evaluación del factor de seguridad igual a 2.5 sobre la pieza, como en la figura 206, puede verse en ella una tonalidad completamente azul. Esta indica que ante un aumento de 2.5 veces el esfuerzo máximo experimentado, el componente no fallaría. El análisis muestra además, que el factor de seguridad mínimo presente en el componente es igual a 1775.02.

$$FS_{min} = \frac{351.6 \text{ MPa}}{0.1981 \text{ MPa}} = 1775.02$$

Este factor de seguridad mínimo indica que el dimensionamiento y materiales escogidos derivan en una pieza que puede resistir, con un amplio margen, las cargas a las que estará sometida.

Después de analizar todos los anteriores puntos puede decirse, en síntesis, que se observa un correcto diseño del componente, el cual podrá desempeñar de manera efectiva su función.

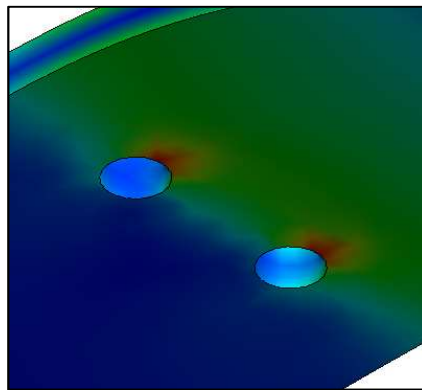
Soporte horizontal:

La figura 213 muestra la animación de la deformación esperada para este componente. Puede verse como las cargas aplicadas sobre la pieza tienden a curvarla longitudinalmente. Puesto que el valor de las cargas puntuales que actúan sobre los extremos es mucho mayor que el de la carga distribuida, la curvatura de la pieza es más pronunciada hacia los extremos que hacia el centro del componente. Este comportamiento se ajusta a lo esperado para esta pieza particular.

Los valores de desplazamiento generados en la pieza se muestran en la figura 214. Es notable que, desde el centro de la pieza hacia los extremos, el valor del esfuerzo va en aumento. En tanto que en la región central el desplazamiento es prácticamente nulo, en los extremos alcanza un máximo de 0.07985 mm. Esto es acorde con la magnitud de las cargas, pues estas son mayores en los extremos, tal como se mencionó previamente. Debe

notarse que el máximo desplazamiento alcanzado es muy inferior a 1 mm, el límite establecido según el requerimiento mecánico, por lo que se considera admisible.

En la figura 215 se muestran los valores de esfuerzo presentes en el soporte horizontal. Nuevamente, la coloración observada en la mayor parte de la pieza pertenece al rango de valores inferiores de la escala, es decir, que los esfuerzos que experimenta el componente son bajos. El color preponderante es el azul, que equivale a un valor de esfuerzo prácticamente nulo. Por otra parte, en las franjas intermedias entre los agujeros y los extremos de la pieza, se observa una tonalidad verde que corresponde a un esfuerzo de 6.715 MPa. Más cerca de los agujeros, en una pequeña zona, se encuentra el valor máximo de esfuerzo experimentado por la pieza, con un valor de 11.51 MPa. El detalle de este punto puede verse en la figura 253:



Fuente: Elaboración propia

Figura 253: Detalle de esfuerzo máximo en el soporte horizontal.

El material de esta pieza es el mismo que el visto para el componente previo, AISI 1020, por lo que el límite elástico tendrá nuevamente un valor de 351.6 MPa. El esfuerzo máximo encontrado es considerablemente menor a este límite, por lo que puede considerarse admisible.

El último punto es el análisis del factor de seguridad en el componente. Al realizar la evaluación con un factor igual a cinco, la pieza adquiere una tonalidad completamente azul (figura 216), que comprueba que esta podría resistir un esfuerzo hasta 2.5 veces

mayor sin fallar. El análisis indica también que el factor de seguridad mínimo en la pieza es igual a 30.5398.

$$FS_{\min} = \frac{351.6 \text{ MPa}}{11.51 \text{ MPa}} = 30.5398$$

Este factor de seguridad mínimo demuestra que la pieza diseñada puede resistir, fácilmente, las cargas a las que estará sometida.

Tras el anterior análisis puede concluirse que el componente ha sido diseñado correctamente, y resistirá las condiciones a las que estará sometido durante su funcionamiento.

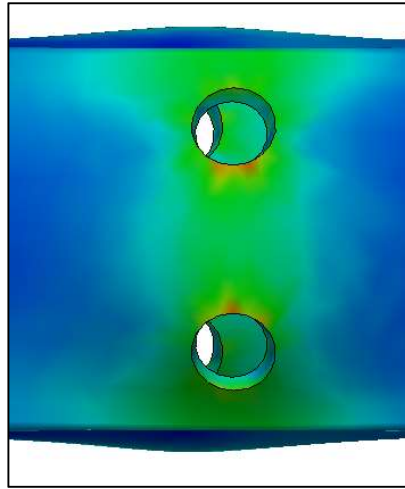
Viga superior:

Al observar la animación de la deformación esperada, mostrada en la figura 222 puede notarse que, los pesos soportados por la pieza van producir una curva convexa sobre la viga. La sección donde se asientan los tornillos, que sufre directamente el efecto de las cargas, experimenta una deformación mayor. Esto corresponde a lo esperado para las condiciones planteadas.

Los distintos valores de desplazamiento alcanzados se muestran en la figura 223. Puede verse que hacia los extremos el desplazamiento es casi nulo, pero conforme se avanza hacia el centro de la pieza su valor aumenta, llegando a un máximo de aproximadamente 0.0395 mm. Este desplazamiento máximo se encuentra muy por debajo del límite de 1 mm establecido en los requerimientos mecánicos, por lo que se considera que es admisible.

Los valores de esfuerzo presentes en la viga se muestran en la figura 224. Pueden notarse a lo largo de la pieza tres valores predominantes de esfuerzo. En los extremos y en la sección central ubicada entre los dos pares de agujeros, predomina una tonalidad turquesa, cuyo esfuerzo equivalente es de 3.803 MPa. En la sección intermedia ubicada entre cada extremo y el par de agujeros más cercano a él, el esfuerzo es bajo, de color azul, con un valor equivalente a 1.850 kPa. La sección circundante a los agujeros diseñados para la inserción de tornillos experimenta un esfuerzo de 7.65 MPa, y en dos

pequeñas zonas se localiza el esfuerzo máximo, de 15.21 MPa, como muestra la siguiente figura de detalle:



Fuente: Elaboración propia

Figura 254: Detalle de esfuerzo máximo en la viga superior.

Finalmente, se debe realizar el análisis del factor de seguridad en el componente. El material seleccionado para esta pieza es el ASTM A36, cuyo límite elástico es de 250.0 MPa. La simulación indica que el factor de seguridad mínimo en la pieza es igual a 16.439.

$$FS_{min} = \frac{250.0 \text{ MPa}}{15.21 \text{ MPa}} = 16.439$$

Esto quiere decir que el componente cumple con el requerimiento de poseer un factor de seguridad mayor o igual a 2.5. Al introducir este último valor en la herramienta de evaluación del factor de seguridad que posee el software, se obtiene como resultado la pieza en coloración azul, como se muestra en la figura 223. Lo anterior demuestra que el componente diseñado puede resistir esfuerzos mayores a los cuales estará sometido.

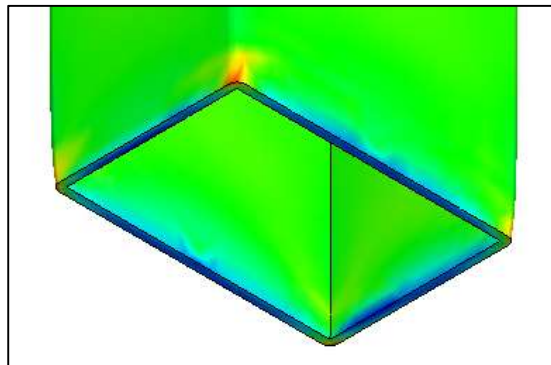
En conclusión, puede decirse que el diseño del componente ha sido correcto, su dimensionamiento y material seleccionado derivan en una pieza capaz de sufrir las cargas de trabajo y cumplir su función sin fallar o deformarse de manera permanente en el proceso.

Viga vertical:

El primer estudio realizado sobre esta pieza pretende analizar el efecto de compresión producido sobre ella por el peso de las cargas que soporta. En la animación de deformación esperada, mostrada en la figura 231, se observa que la acción de las fuerzas produce una reducción en la dimensión longitudinal del componente, es decir, un efecto de compresión o aplastamiento. Esto corresponde efectivamente al comportamiento esperado para las condiciones simuladas.

La deformación producida puede cuantificarse a partir la figura 232. En ella se muestra que el valor de desplazamiento máximo ocurre en el extremo superior de la pieza, y es de aproximadamente $1.799 \cdot 10^{-3}$ mm, y desde ahí hacia el extremo inferior, va en disminución, llegando a ser casi nulo en la base del componente. El valor de desplazamiento máximo es muy inferior al límite de 1 mm establecido en los requerimientos mecánicos, por lo que se considera que es admisible.

Los valores de esfuerzo presentes en la viga se muestran en la figura 233. Se observa que la pieza experimenta una distribución del esfuerzo prácticamente uniforme, esto se refleja en que la coloración es casi en su totalidad verde, que equivale a un valor de esfuerzo aproximado de 0.3817 MPa. En la base del componente, sin embargo, se encuentran esfuerzos de otras magnitudes concentrados en pequeñas regiones, como puede verse en la figura 255. El máximo esfuerzo alcanzado tiene un valor de 0.4995 MPa.



Fuente: Elaboración propia

Figura 255: Detalle de esfuerzo máximo en la viga vertical.

En último lugar debe realizarse el análisis del factor de seguridad mínimo presente en la pieza. El material seleccionado para esta viga es el ASTM A36, ya visto para el componente previo, cuyo límite elástico es de 250.0 MPa. La simulación señala que el factor de seguridad mínimo en este componente es igual a:

$$FS_{min} = \frac{250.0 \text{ MPa}}{0.4995 \text{ MPa}} = 500.419$$

Lo que indica que la pieza se adapta al requerimiento de poseer un factor de seguridad mayor o igual a cinco. Al realizar sobre esta viga la evaluación de un factor de seguridad de cinco, el resultado muestra una coloración azul sobre todo el componente (figura 234), esta indica que podría soportar sin riesgos un esfuerzo 2.5 veces mayor.

El segundo estudio realizado sobre esta pieza pretende analizar el efecto de pandeo. Al observar la animación de la deformación esperada, mostrada en la figura 237, puede observarse el efecto de pandeo que se producirá en la pieza si la fuerza vertical aplicada supera la carga crítica. Por su parte, en la figura 238 hay dos resultados que deben ser rescatados. El primero va en relación con la amplitud resultante del pandeo, que tiene una magnitud máxima de 0.0727 mm. En segundo lugar, el estudio realizado por el software arroja un factor de carga igual a 550.21. Este es un factor de seguridad que indica la relación entre la carga aplicada a la columna y la carga crítica a la que tendría que estar sometida para ceder al pandeo. Esto quiere decir, que la carga aplicada sobre el componente debería de aumentar 550.21 veces para que la columna se pandee.

Tras los estudios realizados sobre esta pieza, puede verse que ha sido diseñada adecuadamente, sus dimensiones y material aseguran que puede soportar las cargas de trabajo sin fallar, deformarse irreversiblemente o experimentar pandeo.

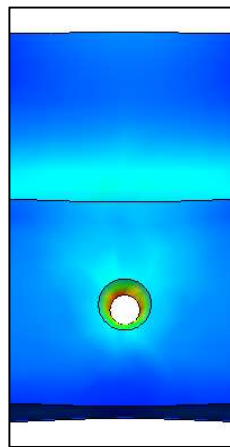
Mordaza con guías:

La observación de la deformación esperada para esta pieza, expuesta en la figura 244 muestra como la carga distribuida va a producir la deflexión de las franjas de la pieza que no están conectadas a un punto de sujeción (tornillos guía o émbolo del cilindro compacto). Puede verse además, como, si la magnitud de la carga es muy alta, tenderá a inclinar la sección más angosta de la mordaza. Esta inclinación podría resultar en una

deformación permanente de la pieza. El escenario representado en esta animación corresponde a las condiciones previstas para la pieza.

Los valores de desplazamiento producidos sobre la mordaza se muestran en la figura 245. Puede verse como, desde la base del componente hacia arriba, la medida del desplazamiento aumenta. Mientras que en la parte inferior el desplazamiento es prácticamente nulo, en cara superior alcanza una medida máxima de 0.0013 mm. Este valor se encuentra muy por debajo del límite de 1 mm establecido en los requerimientos mecánicos, por lo que se considera que es admisible.

Los valores de esfuerzo presentes en la pieza se observan en la figura 246. Se debe destacar que la mayor parte de la pieza muestra una coloración azul oscura, esto indica que experimenta esfuerzos principalmente de baja magnitud, cercanos a los 4.666 kPa. La zona de mayor esfuerzo en esta pieza se encuentra en el agujero diseñado para unir la mordaza a la caja con cavidad mediante un tornillo, como se muestra en la figura 256. En este agujero, se observa una pequeña concentración de un esfuerzo igual a 3.874 MPa. El material seleccionado para esta pieza es el AISI 4140 cuyo límite elástico es de 460 MPa. Al comparar ambos valores, puede verse que el esfuerzo máximo experimentado por la pieza es muy inferior al límite elástico del material.



Fuente: Elaboración propia

Figura 256: Detalle de esfuerzo máximo en la mordaza con guías.

La simulación indica que el factor de seguridad mínimo en la pieza es igual a:

$$FS_{min} = \frac{690.0 \text{ MPa}}{3.874 \text{ MPa}} = 178.121$$

Esto indica que se cumple el requerimiento de poseer un factor de seguridad mayor o igual a 2.5. Al introducir un factor de cinco en la herramienta de evaluación del software, se obtiene como resultado la pieza en coloración azul, como se muestra en la figura 247. Lo anterior confirma que la pieza diseñada puede resistir fácilmente las cargas a las que estará sometida.

En resumen, el diseño del componente ha sido correcto, su dimensionamiento y material aseguran que la pieza será capaz de sufrir las cargas de trabajo y cumplir su función sin fallar o deformarse de manera permanente en el proceso.

b. Evaluación de seguridad

Uno de los requerimientos estipulados para la realización del diseño de un mecanismo para el doblado de bisagras, fue el asegurar que los riesgos residuales de nivel alto y muy alto identificados para este proceso (ver detalle en apéndice A.3) disminuyeran a un nivel de gravedad inferior, de categoría media o baja. Con el propósito de evaluar este punto, se aplica nuevamente la “Guía para la identificación de los peligros y la evaluación de los riesgos de salud y seguridad ocupacional”, asumiendo esta vez que se utilizará en el proceso el mecanismo de doblado diseñado. El resultado completo de este estudio se muestra en el apéndice A.4. En la tabla 34 se muestra un extracto de este estudio:

Tabla 34. Nuevas tareas aparecidas en el proceso de doblado.

Tarea	Peligros para la seguridad, aspectos ambientales, seguridad patrimonial	Medida de Control del Riesgo	Nivel de Riesgo Residual
Cerrar las puertas de la guarda de seguridad	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	4,5
Accionado de los dispositivos de control (botoneras)	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	4,5
Apertura de las puertas de la guarda de seguridad	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	4,5

Fuente: Eaton Electrical

La colocación del cincel sobre la bisagra para el martilleo y el posterior golpe final dado sobre las bisagras con el martillo, fueron identificadas como tareas con riesgos graves asociados, según se muestra en la tabla 7 de la sección 3.d. Con la utilización del mecanismo de doblado diseñado, estos pasos desaparecen y dan lugar a las nuevas tareas mostradas en la tabla 31. La evaluación del riesgo muestra que para cada una de ellas, el riesgo asociado está relacionado con la repetitividad de la tarea (factores ergonómicos), para mitigar este efecto la empresa promueve la realización de pausas activas dos veces por día, estas actúan como medida de control sobre el riesgo. Finalmente, el riesgo residual para estas nuevas tareas es de 4.5, que equivale a un nivel bajo. De esta manera se concluye que con la implementación del mecanismo de doblado se logra la eliminación de los riesgos más graves para el operario.

Capítulo 10

Presupuesto

Con el propósito de obtener una estimación aproximada del costo económico que implicaría la implementación de la máquina de doblado, se muestra a continuación un desglose de los precios y proveedores considerados para la obtención de los distintos materiales y equipos.

Tabla 35. Costo de los equipos neumáticos requeridos.

	Cantidad	Designación	Proveedor	Precio unitario (\$)	Precio Total (\$)
Componentes Hidráulicos					
Cilindro neumático compacto	1	ADVC-16-25-I-P	FESTO	106,42	106,42
Cilindro neumático de carrera larga	2	DSBC-50-320-PA-N3	FESTO	413,51	827,02
Electroválvulas 5/3	1	CPE24-M1H-5/3BS-3/8	FESTO	368,79	368,79
Electroválvulas 5/2	1	CPE10-M1BH-5JS-M5	FESTO	260,87	260,87
Sensor de proximidad	4	SME-8M-DS-24V-K-2,5-OE	FESTO	63,50	254,00
Unidad de filtro y regulador	1	MS6-LFR-3/8-D7-C-R-M-AS	FESTO	188,43	188,43
Racor rápido roscado en L	10	QSML-M5-4	FESTO	10,35	103,50
Racor rápido roscado en L	10	QSL-3/8-12	FESTO	20,46	204,60
Racor rápido roscado en T	10	QST-12	FESTO	29,65	296,50
Racores múltiples	10	QSLV6-G3/8-12	FESTO	86,28	862,80
Racor reductor	10	NPFC-R-G14-M5-MF	FESTO	3,33	33,30
Racor rápido roscado en L	10	QSL-1/4-12	FESTO	17,93	179,30
Tubo de Poliuretano (manguera)	10 m	PUN-12X2-BL	FESTO	5,32	5,32
Pies de fijación	4	HNC-50	FESTO	48,96	195,84
				TOTAL	3886,69

Fuente: Elaboración propia

Tabla 36. Costo de los equipos y materiales requeridos para la guardia de seguridad.

	Cantidad	Designación	Proveedor	Precio unitario (\$)	Precio Total (\$)
Dispositivos de Seguridad					
Guarda de seguridad					
Riel ranurado en T frontal	4	5537T134	McMaster	25,8	103,2
Riel ranurado en T lateral	4	5537T134	McMaster	14,03	56,12
Riel ranurado en T vertical	4	5537T134	McMaster	25,8	103,2
Marco horizontal puerta	4	5537T134	McMaster	14,03	56,12
Marco vertical puerta	4	5537T134	McMaster	25,8	103,2
Lámina lateral (policarbonato)	2	Policarbonato	Polyacril	76,94	76,94
Lámina Frontal (policarbonato)	1	Policarbonato	Polyacril	76,94	76,94
Lámina Superior (policarbonato)	1	Policarbonato	Polyacril	76,94	76,94
Hoja puerta (policarbonato)	2	Policarbonato	Polyacril	76,94	76,94
Soporte de esquina	8	5537T292	McMaster	11,73	93,84
Soporte de esquina de dos vías	8	5537T288	McMaster	9,64	77,12
Gozne	6	5537T325	McMaster	14,98	89,88
Manija	2	5537T54	McMaster	8,38	16,76
Sujetador con rosca	58	5537T311	McMaster	6,71	389,18
Placa	62	5537T459	McMaster	5,41	44,63
Placa pequeña	24	5537T527	McMaster	4,7	28,2
Platina	2	Acero inoxidable 304	McMaster	14,08	28,16
Tornillo de cabeza redonda M8x30	62	92095A290	McMaster	6,69	46,83
Tornillo de cabeza redonda M8x16	66	5537T459	McMaster	5,41	44,63
Tornillo de cabeza redonda M6x20	25	90909A729	McMaster	7,00	7,00
Tornillo M4x20	4	91292A121	McMaster	8,24	8,24
Tuerca M8x1.25	63	99908A102	McMaster	12,63	25,26
Tuerca cuadrada M4x0.7	4	96887A329	McMaster	10,00	10,00
Sensor puerta	1	RS2-02-C3	Eaton	33,44	33,44
TOTAL					1672,78

Fuente: Elaboración propia

Tabla 37. Costo de los equipos y materiales requeridos para los componentes mecánicos.

	Cantidad	Designación	Proveedor	Precio unitario (\$)	Precio Total (\$)
Componentes Mecánicos					
<i>Mesa de sujeción</i>					
Placa ranurada en T	1	Acero ASTM A36	Aceros ROAG	270,28	270,28
Soporte Bisagra (A, B y C)	3	Acero ASTM A36	McMaster	22,59	67,76
<i>Mordazas</i>					
Caja	1	Acero AISI 4140	Aceros Vargas	32,44	32,44
Caja con Cavidad	1	Acero AISI 4140	Aceros Vargas	32,44	32,44
Mordaza	1	Acero AISI 4140	Aceros Vargas	27,97	27,97
Mordaza con guías	1	Acero AISI 4140	Aceros Vargas	27,97	27,97
Placa	1	Acero AISI 4140	Aceros Vargas	27,97	27,97
<i>Estructura</i>					
Viga Superior	1	Acero ASTM A36	METALCO	9,84	9,84
Viga Vertical	2	Acero ASTM A36	METALCO	9,84	19,68
Viga Apoyo	2	Acero ASTM A36	METALCO	8,69	17,37
Tapón	4	Hule	EL LAGAR	1,00	4,00
<i>Soporte de los Cilindros</i>					
Soporte Horizontal	1	Acero AISI 1020	Aceros ROAG	24,947	24,95
Soporte Vertical	2	Acero AISI 1020	Aceros ROAG	10,754	21,51
<i>Estructura de Doblado</i>					
Brida de Fijación	1	AISI 4140	Aceros Vargas	92,33	92,33
Herramienta de Doblado (A, B, C y D)	4	AISI 4340	McMaster	716,95	2867,80
<i>Tornillos</i>					
Tornillo avellanado M4, 20mm longitud, DIN 963*	100	91430A228	McMaster	0,123	12,3
Tornillo avellanado UNC 12-24, 1" longitud*	50	91781A296	McMaster	0,154	7,68
Tornillo M12, 70 mm longitud	4	91290A235	McMaster	3,33	13,32
Tornillo M4, 45 mm longitu	50	91290A145	McMaster	0,2104	10,52
Tornillo M4, 8 mm longitud, DIN 912	100	91290A140	McMaster	0,0914	9,14
Tornillo M8, 14 mm longitud, DIN 912	50	91290A417	McMaster	0,1514	7,57
Tornillo UNC 5/16-18, 2 1/4" longitud	5	90044A140	McMaster	1,918	9,59
Tornillo UNC 5/16-18, 3/4" longitud	50	91251A581	McMaster	0,1678	8,39
Tornillo de hombro	2	90265A167	McMaster	3,59	7,18
<i>Tuercas</i>					
Tuerca para ranura en T #5/16-18, 2" longitud	5	94750A602	McMaster	2,57	12,85
Tuerca M4x0,7, DIN 934	100	90685A039	McMaster	0,0968	9,68
TuercaM12x1,75, DIN 934*	10	94223A104	McMaster	0,682	6,82
				TOTAL	3659,32

Fuente: Elaboración propia

Tabla 38. Costo de los equipos y materiales requeridos para la etapa de control.

	Cantidad	Designación	Proveedor	Precio unitario (\$)	Precio Total (\$)
Control					
Relay Programable	1	EASY719-DC-RC	Eaton	96,66	96,66
Fuente 24 VDC	1	EASY400-POW	Eaton	26,66	26,66
Relay de estado sólido	13	D96115ACZ3	Eaton	13,11	170,43
Botonera de emergencia (1 agujero)	1	7756k21	McMaster	89,01	89,01
Paro de emergencia (Push Button)	1	9235K2	McMaster	115,46	115,46
Botonera de control (3 agujeros)	1	9203K13	McMaster	114,33	114,33
Interruptor de llave 30 mm	1	9235K51	McMaster	122,31	122,31
Interruptor selector metálico 30 mm	1	9235K41	McMaster	56,58	56,58
Botón metálico 30 mm	1	9235K27	McMaster	45,60	45,60
Caja metálica	1	75345K210	McMaster	14,36	14,36
TOTAL					851,40

Fuente: Elaboración propia

Al sumar el costo individual de los anteriores rubros se obtiene el monto total de la máquina, que será igual a:

Tabla 39. Costo de los equipos y materiales requeridos para la etapa de control.

Clasificación de los materiales/equipos	Precio Total (\$)
Control	851,40
Componentes Mecánicos	3659,32
Componentes Hidráulicos	3886,69
Dispositivos de seguridad	1672,78
TOTAL	\$10070,19

Fuente: Elaboración propia

Análisis de flujo financiero

En términos económicos es necesaria la realización de un estudio adicional, este es un análisis de flujo financiero que, tomando en cuenta aspectos como la inversión a realizar, el retorno y depreciación de la máquina, permite determinar la viabilidad del proyecto para la empresa. Este estudio es realizado a partir de un formato proporcionado por la compañía, y requiere la consideración de los siguientes puntos:

- 1. Totalidad de la inversión a realizar:** Este rubro toma en consideración el costo de compra de todos los materiales y equipos mostrado previamente, pero incluye,

además, aspectos como el pago de mano de obra de dos operarios encargados de la manufactura y ensamble de piezas, y un monto asociado a fletes e impuestos de los equipos comprados en el extranjero. Para estos últimos, se estimó que la sumatoria de fletes e impuestos tendría un costo de 0.8 veces el precio de venta de cada producto. En cuanto a la mano de obra, el monto considerado corresponde a lo designado por el Ministerio de Trabajo para un técnico profesional.

Tabla 40. Salario Base de profesionales técnicos.

Salario Base				
Profesión	Salario por día	Cantidad de días	Total (C)	Total (\$)
Mecánico de Precisión	C 13.141,39	20	C 262.827,80	\$ 459,49
Electromecánico	C 13.141,39	20	C 262.827,80	\$ 459,49

Fuente: Ministerio de trabajo [40]

2. Retorno de la inversión: A pesar de que el objetivo principal buscado con el desarrollo del mecanismo de doblado de bisagras es un aumento en la seguridad para el operario encargado de la labor de montaje de tapas y sobre tapas, es importante considerar que con la implementación del mecanismo se logra también una leve disminución del tiempo de ensamble y un consecuente aumento en el número de equipos listos por unidad de tiempo. Se realizó una inspección del proceso de montaje de tapas y sobre tapas y se realizó un total de diez mediciones del tiempo invertido por el operario en cada etapa del proceso. Estos datos se registraron en la tabla que se muestra a continuación:

Tabla 41. Medición del tiempo (en segundos) invertido en cada etapa del proceso de montaje.

°	Descripción del paso	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Promedio (s)
1	Colocación de las bisagras en el accesorio de soporte	2,23	6,41	5,11	1,83	1,89	2,48	2,61	2,90	1,83	3,20	3,049
2	Colocación de la sobre tapa sobre el accesorio de soporte	2,56	5,47	4,17	3,59	4,64	3,66	5,90	2,82	3,48	2,94	3,923
3	Colocación de la tapa encima de la sobre tapa	6,62	4,60	4,52	5,99	3,99	4,60	3,53	3,52	4,58	3,40	4,535
4	Colocación del cincel sobre la bisagra y martilleo	5,85	6,25	5,44	4,83	5,61	3,14	2,86	5,60	3,11	5,63	4,832
5	Martilleo final	5,75	3,44	3,29	3,65	2,58	3,46	2,16	3,11	2,87	3,44	3,375
	Total	23,01	26,17	22,53	19,89	18,71	17,34	17,06	17,95	15,87	18,61	19,714

Fuente: Elaboración propia

En las columnas numeradas del 1 al 10, se muestra el tiempo de cada etapa medido en segundos, con una sumatoria del tiempo total mostrada en la última casilla. En la columna final, se muestra el promedio de tiempo por cada etapa, y en la casilla final, el dato del tiempo promedio de todo el proceso, que es de 19,714 s. Con la implementación de la máquina de doblado, algunas de estas etapas serán suprimidas o reemplazadas por otras, variando el tiempo total de ensamblaje. En la siguiente tabla se muestran las nuevas etapas del proceso:

Tabla 42. Tiempos de cada etapa del proceso de montaje automatizado.

Nº	Descripción del paso	Tiempo (s)
1	Colocación de las bisagras en el accesorio de soporte	3,0490
2	Colocación de la sobre tapa sobre el accesorio de soporte	3,9230
3	Colocación de la tapa encima de la sobre tapa	4,5350
4	Actuación del cilindro compacto	0,0029
5	Actuación del cilindro de carrera larga	0,0267
6	Cierre y apertura de las puertas de la guarda de seguridad	5,0000
Total		16,537

Fuente: Elaboración propia

Como puede verse, las etapas 1, 2 y 3 no varían, y se asignó a cada una de ellas su correspondiente tiempo promedio. Las etapas 4, 5 y 6 son nuevas. Los tiempos asignados a 4 y 5 se obtuvieron del cálculo de velocidad realizado en la sección 7.2.c para cada uno de los cilindros, a partir de esta velocidad y conociendo la distancia de la carrera de cada cilindro, se puede realizar el cálculo de tiempo de avance y retroceso.

Cilindro de carrera larga:

$$t_{avance} = \frac{d}{v} = \frac{0.320 \text{ m}}{22.07 \text{ m/s}} = 0.0145 \text{ s}$$

$$t_{retroceso} = \frac{0.320 \text{ m}}{26.27 \text{ m/s}} = 0.0122 \text{ s}$$

$$t_{total} = 0.0145 \text{ s} + 0.0122 \text{ s} = 0.0267 \text{ s}$$

Cilindro compacto:

$$t_{avance} = \frac{d}{v} = \frac{0.025 \text{ m}}{14.92 \text{ m/s}} = 0.0017 \text{ s}$$

$$t_{retroceso} = \frac{0.025 \text{ m}}{19.89 \text{ m/s}} = 0.0012 \text{ s}$$

$$t_{total} = 0.0017 \text{ s} + 0.0013 \text{ s} = 0.0029 \text{ s}$$

A partir de estadísticas de producción internas de la empresa, y asumiendo cuatro semanas laborales de 48 horas por mes, se obtiene que, en promedio, se producen 11.19 centros de carga mayores a 12 circuitos por hora. Esto quiere decir que, se requieren 321.65 segundos para completar el proceso de armado de un centro de carga completo, tal como muestra el siguiente cálculo:

$$\textit{Tiempo de fabricación por centro de carga} = \frac{3600 \text{ s}}{11.19 \text{ unidades}} = 321.65 \text{ s}$$

De este tiempo, sólo 19.714 segundos (tabla 36) son destinados al montaje de tapas y sobre tapas, el tiempo restante se destina a otras labores no contempladas dentro de este proyecto, como atornillado de bornes y barras de neutro, colocación de etiquetas adhesivas, embalaje, etc. Estas labores adicionales requieren para ser realizadas un tiempo mínimo de:

$$\textit{Tiempo de labores adicionales} = 321.65 \text{ s} - 19.714 \text{ s} = 301.94 \text{ s}$$

Las labores adicionales previamente mencionadas no pueden ser omitidas en el proceso de fabricación de centros de carga, por lo cual, para encontrar el tiempo total que tomará realizar la fabricación utilizando la máquina de doblado, debe sumarse a 301.94 segundos el nuevo tiempo calculado para montaje de tapas y sobre tapas (tabla 37):

$$\textit{Nuevo tiempo de fabricación} = 301.94 \text{ s} + 16.537 \text{ s} = 318.48 \text{ s}$$

Con el anterior cambio, en una hora se producirán:

$$\text{Unidades producidas por hora} = \frac{3600 \text{ s}}{318.48 \text{ s}} = 11.30 \text{ unidades}$$

En primera instancia podría parecer que la diferencia no es importante, sin embargo, en el largo plazo se traduce en un beneficio económico para la empresa. A continuación, se muestra el cálculo de la cantidad de centros de carga adicionales que se fabricarían en un mes:

$$\text{Sin máquina de doblado} = 11.19 \frac{\text{unidades}}{h} \cdot 192 \text{ h} = 2148.89 \text{ unidades}$$

$$\text{Con máquina de doblado} = 11.30 \frac{\text{unidades}}{h} \cdot 192 \text{ h} = 2170.33 \text{ unidades}$$

Es decir, que durante un mes se producirá un adicional de 21 centros de carga. Los centros fabricados varían en modelo y en precio pero, para efectos de cálculo, se considerará para cada uno de ellos un precio de \$41.11, un valor promedio. Por tanto, los adicionales producirán una ganancia \$881.36 extra por mes, o lo que es lo mismo, \$10 576.32 por año.

- 3. Depreciación de la máquina:** El análisis de flujo financiero se realiza para un plazo de diez años. Es necesario estimar la depreciación de la máquina en este período, para lo cual se considerará que al final del mismo, los equipos comprados no tendrán ningún valor residual. Bajo estas condiciones la depreciación anual será:

$$\text{Depreciación anual} = \frac{\$ 10\,070.19}{10 \text{ años}} = \$ 1007.02$$

Todos los anteriores puntos deben ser introducidos en el formato proporcionado por la empresa para el estudio. Este permitirá determinar si la realización de la máquina es viable. El formato completo se encuentra en el apéndice F. A continuación se muestra un extracto de la tabla que muestra el resultado del estudio:

Tabla 43. Resultado del estudio de flujo financiero.

Resultados del análisis de flujo		
Indicadores	Valor	Decisión
Duración del proyecto (años)	10,0	
Período de depreciación	10,0	
Costo capital	6%	
Retorno (años)	1,0	Proyecto aprobado
Valor actual neto (NPV)	\$44.376	Proyecto aprobado
Tasa interna de rendimiento (IRR)	143%	Proyecto aprobado
Costo-Beneficio	2,5	Proyecto aprobado
Costo estimado (un año)	\$10.576,32	
Inflación según las predicciones del BCCR	2%	

Fuente: Eaton Electrical

Como puede verse, el resultado se divide en cuatro vertientes principales: payback, valor actual neto (NPV), tasa interna de rendimiento (IRR) y relación costo-beneficio. La primera de estas indica que se requiere sólo un año para que se recupere el dinero de la inversión inicial realizada. El valor actual neto se refiere al efectivo, en tiempo presente, que sobra una vez cubierta la inversión inicial. La tasa interna de rendimiento, como su nombre indica, señala el rendimiento del efectivo, en valor presente, contrastado contra una tasa de corte definida por la empresa. Finalmente, la relación costo-beneficio determina la cantidad de veces que los ingresos superan a los costos. Los cuatro resultados obtenidos confirman la viabilidad del proyecto y aprueban su desarrollo.

Capítulo 11

Conclusiones

1. La identificación de las variables del proceso de ensamblaje manual que pueden ser controladas, facilita el bosquejo de una solución de automatización para el proceso.
2. Los requerimientos de diseño seleccionados garantizan el diseño de un dispositivo que funcionará dentro de los parámetros óptimos.
3. Los elementos mecánicos diseñados permiten el ensamble automatizado de la tapa y sobre tapa de centros de carga. Los planos mecánicos desarrollados para estas piezas documentan sus características dimensionales, acabados superficiales, materiales, peso y ensamblaje.
4. Los equipos de control seleccionados y la lógica de trabajo de los mismos, representada en un diagrama, garantizan una solución para la regulación del funcionamiento del sistema mecánico desarrollado.
5. La simulación en un software de modelado 3D de la condición estática de las piezas sometidas a las cargas más críticas, comprueba que las deformaciones y esfuerzos inducidos sobre ellas no exceden el límite establecido según los requerimientos.

Capítulo 12

Recomendaciones

Al finalizar el presente proyecto se formulan las siguientes recomendaciones, que pretenden servir de ayuda o guía durante el proceso de construcción u operación de la máquina:

- En piezas mecánicas las esquinas actúan como concentradores de esfuerzos, por este motivo es aconsejable redondear todas las aristas de los componentes.
- La aplicación de tratamientos térmicos sobre las piezas mecánicas pueden contribuir a un aumento de la vida útil de las mismas.
- Capacitar a los empleados en el funcionamiento del equipo y el respeto a las normas de seguridad.
- Capacitar a los empleados en el procedimiento a seguir en caso de que ocurra un accidente relacionado con el equipo.
- Establecer una rutina de revisión periódica que permita comprobar la integridad y funcionamiento de la guarda de seguridad.
- No retirar la guarda de seguridad sin antes haber apagado o desconectado las fuentes de energía del sistema.

Bibliografía

- [1] Eaton. (2017). “*About Us*” [Online]. Disponible en: www.eaton.com/Eaton/OurCompany/AboutUs/index.htm
- [2] Eaton. (2017). “*Centros de Carga*” [Online]. Disponible en: www.eaton.cr/EatonCAC/ProductosySoluciones/Energia/ProductosyServicios/Residencial/CentrosdeCarga/index.htm
- [3] Eaton. (2017). “*Brochure de Centros de Carga y Tableros de Distribución*” [Online]. Disponible en: www.eaton.cr/EatonCAC/ProductosySoluciones/Energia/ProductosyServicios/Residencial/CentrosdeCarga/CentrosdeCargaCH/index.htm#tabs-2
- [4] Eaton. (2017). “*Catálogo General: Productos de control y distribución de energía*” .Pág. 155-157. [Online]. Disponible en: www.eaton.mx/ecm/idcplg?IdcService=GET_FILE&allowInterrupt=1&RevisionSelectionMethod=LatestReleased&Rendition=Primary&dDocName=PCT_1586004
- [5] SINGE. (2017). “*Centros de Carga Tipo CH*”. [Online]. Disponible en: www.singecr.com/producto/centros-de-carga-tipo-ch-2/
- [6] Beer, F., Johnston, R. and DeWolf, J. (2013). “*Mecánica de Materiales*”. McGraw-Hill Interamericana. 6a Edición.
- [7] Cano, L. (2017). “*Factor de Seguridad y Esfuerzo de Diseño Permisible*”. [Online]. Disponible en: www.academia.edu/23012894/FACTOR_DE_SEGURIDAD_Y_ESFUERZO_DE_DISEÑO_PERMISIBLE_ESFUERZO_DE_TRABAJO
- [8] Marín G., J. (2008). “*Apuntes de diseño de máquinas*”. Editorial Club Universitario. 2a Edición.
- [9] Avilés G., R. (2015). “*Métodos de cálculo de fatiga para ingeniería. Metales*”. Ediciones Paraninfo, S.A. 1a Edición.
- [10] Creus, A. (2007). “*Neumática e hidráulica*”. Marcombo, ProQuest Ebook Central. [Online]. Disponible en: <https://ebookcentral.proquest.com/lib/itcrsp/reader.action?docID=3175431>.

- [11] Guillén, A. (1993). “*Introducción a la neumática*”. Marcombo, ProQuest Ebook Central. [Online]. Disponible en: <https://ebookcentral.proquest.com/lib/itcrsp/reader.action?docID=3185258>
- [12] Escorza, A. (2008). “*Consumo de aire*”. Automatismos Neumáticos y Electroneumáticos. [Online]. Disponible en: <http://www.mescorza.com/neumatica/neumateoria/tema4/calculo3.htm>
- [13] Roemheld GmbH. (2018). “*Cosas interesantes a conocer sobre cilindros hidráulicos*”. Roemheld – Hilma Stark, Elementos y sistemas para ingeniería de producción. [Online]. Disponible en: [www.roemheld-gruppe.de/no_cache/download.html?tx_trpdamdownloadssolr_damdownloadssolr\[action\]=download&tx_trpdamdownloadssolr_damdownloadssolr\[controller\]=DownloadItem&tx_trpdamdownloadssolr_damdownloadssolr\[uid\]=13379&tx_trpdamdownloadssolr_damdownloadssolr\[name\]=Wissenswertes_Hydraulikzylinder_es_0212.pdf](http://www.roemheld-gruppe.de/no_cache/download.html?tx_trpdamdownloadssolr_damdownloadssolr[action]=download&tx_trpdamdownloadssolr_damdownloadssolr[controller]=DownloadItem&tx_trpdamdownloadssolr_damdownloadssolr[uid]=13379&tx_trpdamdownloadssolr_damdownloadssolr[name]=Wissenswertes_Hydraulikzylinder_es_0212.pdf)
- [14] Salinas, M. (2006). “*Ruido Laboral: Efecto del ruido en las UCI neonatales*”. Revista Ciencia y Trabajo. [Online]. Disponible en: <http://www.cienciaytrabajo.cl/cytqa/EdicionesAnteriores/Volumen%202020.pdf#page=3>
- [15] Suter, A. (2014). “*Ruido: Riesgos Generales*”. Enciclopedia de Salud y Seguridad en el Trabajo. [Online]. Disponible en: www.cso.go.cr/tematicas/higiene/agentes/fisico/01_ruido_lugar_trabajo.pdf
- [16] Griffin, M. (2014). “*Vibraciones: Riesgos Generales*”. Enciclopedia de Salud y Seguridad en el Trabajo. [Online]. Disponible en: www.cso.go.cr/tematicas/higiene/agentes/fisico/00_vibraciones.pdf
- [17] Confederación Regional de Organizaciones Empresariales de Murcia. (2017). “*Prevención de Riesgos Ergonómicos*” [Online]. Disponible en: www.croem.es/prevergo/formativo/1.pdf
- [18] Prevalia, S.L.U. (2013). “*Riesgos Mecánicos derivados de la utilización de Equipos de Trabajo en las Empresas Lideradas por Jóvenes empresarios*”. Asociación de Jóvenes Empresarios. [Online]. Disponible en: http://www.ajemadrid.es/wp-content/uploads/aje_mecanicos.pdf
- [19] Instituto de Normas Técnicas de Costa Rica (INTECO). (2001). “*INTE 31-06-07:2011 Guía para la identificación de los peligros y la evaluación de los riesgos de salud y seguridad ocupacional*”.



- [20] Winn, J. (2014). “*Pneumatic Clamp PS-150-AL*”. [Archivo de video]. Disponible en: www.youtube.com/watch?v=q0pOE2_3axc&list=PL-qanBExo8SzM3-OezKHDdyMBSHnHACMB
- [21] FESTO. (2018). “*Válvulas CPE: CPE10-M1BH-5JS-M5*”. Grupo FESTO. [Online]. Disponible en: https://www.festo.com/cat/es-mx_mx/search?query=CPE10-M1BH-5JS-M5
- [22] FESTO. (2018). “*Válvulas CPE: CPE24-M1H-5/3BS-3/8*”. Grupo FESTO. [Online]. Disponible en: https://www.festo.com/cat/es-mx_mx/search?query=CPE24-M1H-5/3BS-3/8
- [23] FESTO. (2018). “*Cilindro normalizado DSBC: DSBC-50-320-PA-N3*”. Grupo FESTO. [Online]. Disponible en www.festo.com/cat/es-mx_mx/search?query=DSBC-50-320-PA-N3
- [24] FESTO. (2018). “*Cilindros de carrera corta ADVC: ADVC-16-25-I-P*”. Grupo FESTO. [Online]. Disponible en: www.festo.com/cat/es-mx_mx/search?query=ADVC-16-25-I-P
- [25] FESTO. (2018). “*Sensor de proximidad SME-8M-DS-24V-K-2.5-OE*”. Grupo FESTO. [Online]. Disponible en: https://www.festo.com/cat/es-mx_mx/search?query=SME-8M-DS-24V-K-2.5-OE
- [26] FESTO. (2018). “*Unidad de filtro y regulador MS6-LFR-3/8-D7-C-R-M-AS*”. Grupo FESTO. [Online]. Disponible en: www.festo.com/cat/es-mx_mx/search?query=MS6-LFR-3/8-D7-C-R-M-AS
- [27] McMaster. (2018). “*Metal 30 mm Panel-Mount Lever Switches*”. McMaster-Carr. [Online]. Disponible en: <https://www.mcmaster.com/#catalog/124/932/=1ddgp40>
- [28] McMaster. (2018). “*Metal 30 mm Panel-Mount Lever Switches*”. McMaster-Carr. [Online]. Disponible en: <https://www.mcmaster.com/#catalog/124/932/=1ddgr0t>
- [29] McMaster. (2018). “*Metal Premium 30 mm Panel-Mount Push-Button Switches*”. McMaster-Carr. [Online]. Disponible en: <https://www.mcmaster.com/#catalog/124/932/=1ddgs0t>
- [30] McMaster. (2018). “*Push-Button Slant-Top Oil-Resistant Enclosures*”. McMaster-Carr. [Online]. Disponible en: <https://www.mcmaster.com/#catalog/124/927/=1ddgt0c>
- [31] McMaster. (2018). “*30 mm Emergency Stop Panel-Mount Push-Button Switches*”. McMaster-Carr. [Online]. Disponible en: <https://www.mcmaster.com/#catalog/124/934/=1ddgtyl>

- [32] McMaster. (2018). “*Push-Button Slant-Top Oil-Resistant Enclosures*”. McMaster-Carr. [Online]. Disponible en: <https://www.mcmaster.com/#catalog/124/927/=1ddgusa>
- [33] Eaton PowerEdge. (2018). “*Easy Programmable Relays: EASY719-DC-RC*”. Eaton. [Online]. Disponible en: <http://pe.eaton.com/search/EASY719-DC-RC>
- [34] Eaton PowerEdge. (2018). “*Easy Programmable Relays: EASY400-POW*”. Eaton. [Online]. Disponible en: <http://pe.eaton.com/search/EASY400-POW>
- [35] Eaton PowerEdge. (2018). “*D96 Series Solid-State Relay: D96115ACZ3*”. Eaton. [Online]. Disponible en: <http://pe.eaton.com/search/D96115ACZ3>
- [36] McMaster. (2018). “*T-Slotted Framing*”. McMaster-Carr. [Online]. Disponible en: <https://www.mcmaster.com/#catalog/124/1978/=1ddh0wb>
- [37] Eaton PowerEdge. (2018). “*RS Series Safety Interlock Switch: RS2-11-C3*”. Eaton. [Online]. Disponible en: <http://pe.eaton.com/search/RS2-11-C3>
- [38] Hydrosight. (2018). “*Acrílico vs. Policarbonato*”. Hydrosight Corp. [Online]. Disponible en: <http://www.hydrosight.com/es/acrilico-vs-policarbonato/>
- [39] Aceros Levinson. (2018). “*Policarbonatos*”. Levinson Aceros, Plásticos Metales. [Online]. Disponible en: <http://www.aceroslevinson.com/plasticos/policarbonatos/>
- [40] Ministerio de Trabajo. (2018). “*Lista de salarios mínimos. Sector privado. Año 2018*”. [Online]. Disponible en: www.mtss.go.cr/temas-laborales/salarios/Documentos-Salarios/lista_ocupacion_2018.pdf




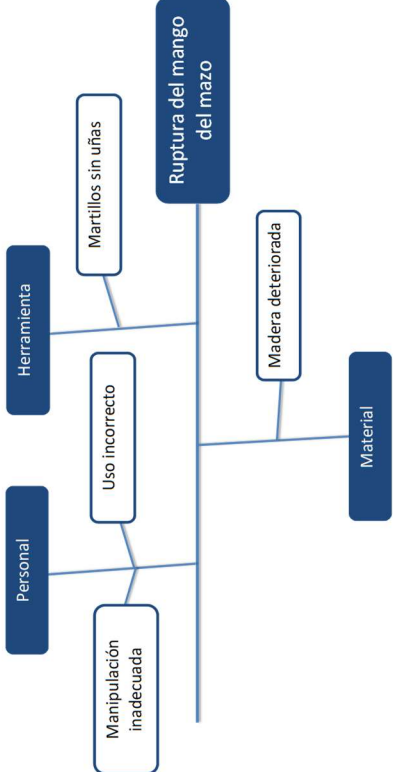
Apéndices

Apéndice A. Documentación de Seguridad

A.1. Alerta de Incidente

	Incident Alert 09/ 2017		 <i>Powering Business Worldwide</i> Costa Rica
Date: 05/07/2017	Area: Assembly Line		PA-09-2017
Type of injury: Wound		Part of the body: Left arm	
Activity: Assembly (cover)		Source: NA	
Machine: NA			
Description of the event: A cover was being assembled, so a hinge was required. The hinge is placed on the cover and is struck with a hammer and a chisel to adjust it. When the employee struck the first blow, a particle (of the chisel) projected to her arm, causing a small wound. No stitches were required.			
<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: flex-start;"> <div style="text-align: center;"> <p>Hinge placement</p>  </div> <div style="text-align: center;">  </div> <div style="text-align: center;"> <p>Chisel</p>  </div> </div>			
Observations: Containment measure: Use another type of chisel that does not have the risk of projecting parts Final measure: Change the type of hinge assembly to eliminate hammer blow			


A.2. Formato A3 de resolución de problemas

 REPORTE DE DESEMPEÑO DEL PROYECTO -A3																															
Título: Utilización de mazos en CC's		Número: 22	FECHA: dic-13																												
Organización: Eaton lectrical S.A.	Líder: I. Carballo	Area/Depto: Calidad	EQUIPO: Ileana Carballo / Alex Quiros / Rafael / Emmanuel E																												
1. Antecedentes y definición de objetivos Fecha de inicio: 15/12/2013 Puede usar YSM futuro		 <p>Se recomienda utilizar el poka yoke para proteger la mano de algún golpe</p>																													
2. Análisis de la situación actual ¿Cómo es la situación? ¿Qué pasó? ¿Dónde? ¿Cuándo? ¿Qué estuvo involucrado? ¿Por qué pasó? ¿Causas? ¿Hay algún antecedente similar?		 <p>Realizando la tarea de ensamblaje de la sobretapa en la tapa requerida en los centros de carga del CH12 al CH42, se quebró el mango del mazo partitiéndose en dos.</p>																													
3. Causa Raiz / Análisis de la mejora Puede usar un diagrama de pescado "Ishikawa", flujo de ideas o cualquier 5 veces porque? / o a la en mas focal contense 1) Porque se dio el problema 2) porque se dieron las variables del problema 3) porque no se controlaron dichas variables																															
5. Actividades importantes para el proyecto con responsables y fechas de cumplimiento		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Acciones</th> <th>Responsables</th> <th>Fecha Programada de cierre</th> <th>Fecha Real de cierre</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1 Compra de mazos nuevos</td> <td>Dani Rodriguez</td> <td>31-dic</td> <td>20-dic</td> </tr> <tr> <td>2 Ajustar los poka yoke</td> <td>Harold C</td> <td>23-dic</td> <td>19-dic</td> </tr> <tr> <td>3 Revisar poka yokes pequeños</td> <td>Beatriz H</td> <td>31-dic</td> <td></td> </tr> <tr> <td>4 Hacer uñas para el martillo</td> <td>Beatriz H</td> <td>31-dic</td> <td>19-dic</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>6</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>		Acciones	Responsables	Fecha Programada de cierre	Fecha Real de cierre	1 Compra de mazos nuevos	Dani Rodriguez	31-dic	20-dic	2 Ajustar los poka yoke	Harold C	23-dic	19-dic	3 Revisar poka yokes pequeños	Beatriz H	31-dic		4 Hacer uñas para el martillo	Beatriz H	31-dic	19-dic	5				6			
Acciones	Responsables	Fecha Programada de cierre	Fecha Real de cierre																												
1 Compra de mazos nuevos	Dani Rodriguez	31-dic	20-dic																												
2 Ajustar los poka yoke	Harold C	23-dic	19-dic																												
3 Revisar poka yokes pequeños	Beatriz H	31-dic																													
4 Hacer uñas para el martillo	Beatriz H	31-dic	19-dic																												
5																															
6																															
6. Métricas o indicadores clave para dar seguimiento		Status del proyecto: ■ ■ ■ 75% 19/nov																													
7. Próximos pasos y lecciones aprendidas.		Puede usar YSM futuro																													

A.3. Resultado de la aplicación de la “Guía para la identificación de los peligros y la evaluación de los riesgos de salud y seguridad ocupacional” sobre el proceso de doblado de bisagra realizado manualmente.

Workstation EHS Risk Assessment and Controls Publicar en la estación de trabajo en caso de una actualización o cambio significativo.									
Nombre de la Planta: Eaton Electrical S.A.			Miembros del grupo encargado del WSRA:				Puesto de Trabajo: Ensamble CC's		
Establecer el alcance: Ensamble de tapas y sobretapas de centros de carga.			Trabajos Anteriores:				Fecha: 15-12-2017		
Personas afectadas: Empleados y público general.									
# Tarea	Tarea <i>Escriba los pasos del procedimiento de la tarea.</i>	Peligros para la seguridad, aspectos ambientales, seguridad patrimonial <i>Junto a cada tarea, enlistar los peligros que pueden ocasionar daños, afectar el medio ambiente, o dar lugar a un problema de patrimonio (Tener en cuenta las condiciones de emergencia normales, anormales)</i>	Medida de Control del Riesgo <i>Enumere las medidas actuales de control necesarias para gestionar los riesgos, usar los tipos de control para eliminar o minimizar los riesgos más altos (Consultar legal local, la evaluación de riesgos específicos y requisitos Eaton)</i>	Nivel de Riesgo del Medio Ambiente, Salud y Seguridad <i>Alinear con los controles existentes</i>					Acciones a seguir <i>Eliminación, reducción o control del riesgo</i>
				Probabilidad (1-5)	Consecuencia (1-9)	Riesgo Inicial	Control (0.25-1)	Nivel de Riesgo Residual	
1	Buscar los elementos trabajo (bisagras, tapas, sobretapas, pokayoke, cinceles, martillo, trancas, cajas de cartón desarmadas)	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
		Impacto o golpe	Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea.	4	3	12	0.75	9	
2	Pegar etiqueta en la caja desarmada de cartón	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
3	Armar caja de cartón.	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
4	Colocar la caja con el interior del centro de carga dentro de la caja de cartón.	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
		Impacto o golpe	Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea.	3	3	9	0.75	6.75	
5	Verificar que la orden de trabajo coincida con el interior del centro de carga.	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
6	Verificar que las etiquetas sean las correctas y que las piezas del interior se encuentren en su lugar.	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
7	Colocar las bisagras en el pokayoke.	Impacto o golpe	Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea.	3	3	9	0.75	6.75	
		Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
		Corte, laceración, punción	Utilizar EPP (Guantes anticorte) y tener mente en la tarea.	3	3	9	0.25	2.25	
		Cuerpos extraños o proyección de partículas (partes, virutas, polvo, etc.)	Tener mente en la tarea y utilizar EPP (lentes de seguridad)	3	3	9	0.75	6.75	
8	Colocar encima del pokayoke la sobretapa.	Impacto o golpe	Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea.	4	3	12	0.75	9	
		Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
		Corte, laceración, punción	Utilizar EPP (Guantes anticorte) y tener mente en la tarea.	3	3	9	0.25	2.25	
		Cuerpos extraños o proyección de partículas (partes, virutas, polvo, etc.)	Tener mente en la tarea y utilizar EPP (lentes de seguridad)	3	3	9	0.75	6.75	
9	Colocar encima de la sobretapa la tapa	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
		Impacto o golpe	Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea.	4	3	12	0.75	9	
10	Empujar con fuerza hacia abajo la tapa para introducir las bisagras en las ranuras correspondientes.	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
		Corte, laceración, punción	Utilizar EPP (Guantes anticorte) y tener mente en la tarea.	3	3	9	0.25	2.25	
		Impacto o golpe	Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea.	4	3	12	0.75	9	
11	Colocar cinceles sobre bisagras y martillar para inclinar la pasta de la misma.	Impacto o golpe	Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea.	5	3	15	0.75	11.25	
		Ruido (en el lugar de trabajo)	Uso de equipo de protección auditiva (EPP)	5	1	5	0.5	2.5	
		Vibración (mano-brazo y cuerpo entero)	Descansos dentro de la jornada y adopción de buenas posturas de trabajo.	5	3	15	0.75	11.25	
		Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
		Corte, laceración, punción	Uso de equipo de guantes de protección (EPP)	3	3	9	1	9	
		Cuerpos extraños o proyección de partículas (partes, virutas, polvo, etc.)	Tener mente en la tarea y utilizar EPP (lentes de seguridad)	3	3	9	0.5	4.5	
12	Martillar sobre las bisagras	Impacto o golpe	Uso de equipo de guantes protección (EPP)	5	3	15	1	15	
		Ruido (en el lugar de trabajo)	Uso de equipo de protección auditiva (EPP)	5	1	5	0.5	2.5	
		Corte, laceración, punción	Uso de equipo de guantes de protección (EPP)	3	3	9	1	9	
		Cuerpos extraños o proyección de partículas (partes, virutas, polvo, etc.)	Tener mente en la tarea y utilizar EPP (lentes de seguridad)	3	3	9	0.5	4.5	
		Vibración (mano-brazo y cuerpo entero)	Descansos dentro de la jornada y adopción de buenas posturas de trabajo.	5	3	15	0.75	11.25	
		Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
		Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
13	Verificar que la sobretapa se pueda abrir y cerrar sin dificultad.	Corte, laceración, punción	Utilizar EPP (Guantes anticorte) y tener mente en la tarea.	3	3	9	0.25	2.25	
		Impacto o golpe	Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea.	3	3	9	0.75	6.75	
14	Colocar tranca en la sobretapa.	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
		Corte, laceración, punción	Utilizar EPP (Guantes anticorte) y tener mente en la tarea.	3	3	9	0.25	2.25	
		Impacto o golpe	Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea.	3	3	9	0.75	6.75	
15	Colocar tapa terminada encima del caja de centro de carga	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
16	Cerrar la caja de cartón	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
17	Introducir la caja de cartón a la enchufadora.	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
Clave para el nivel de riesgo (según la evaluación anterior, con los controles existentes en su lugar):		BAJO Seguimiento del riesgo para garantizar que los controles se mantengan	MEDIO Tomar las medidas razonables para mitigar el riesgo. Establecer controles administrativos o EPP y evaluar las medidas de eliminación, sustitución o control ingeniería.	ALTO Actuar de mitigador del riesgo. Eliminación, sustitución o implementación de controles ingeniería. Si los controles no son inmediatamente accionables, establecer un subprograma para su aplicación y establecer estrategias provisionales de reducción del riesgo. La aprobación de EHS se requiere para altos riesgos.			MUY ALTO Actuar de mitigador para mitigar el riesgo. Evaluar, analizar y planear las prácticas operativas existentes. Insistir en el EHS. Solo los expertos deben operar riesgo de tal naturaleza o en tales lugares. No debe operarse sin aprobación del Director de Operaciones para continuar.		
Firmas		Firma del Supervisor (requerida en todas las evaluaciones).	Firma de la Gerente de EHS (requerida para los riesgos altos y muy altos)	Firma del Gerente de Planta (requerida para riesgos muy altos).					
TODAS LAS MEDIDAS DE CONTROL DEBEN SER INCLUIDAS EN LA INSTRUCCIÓN DE TRABAJO(Cuando sea NECESARIO)									

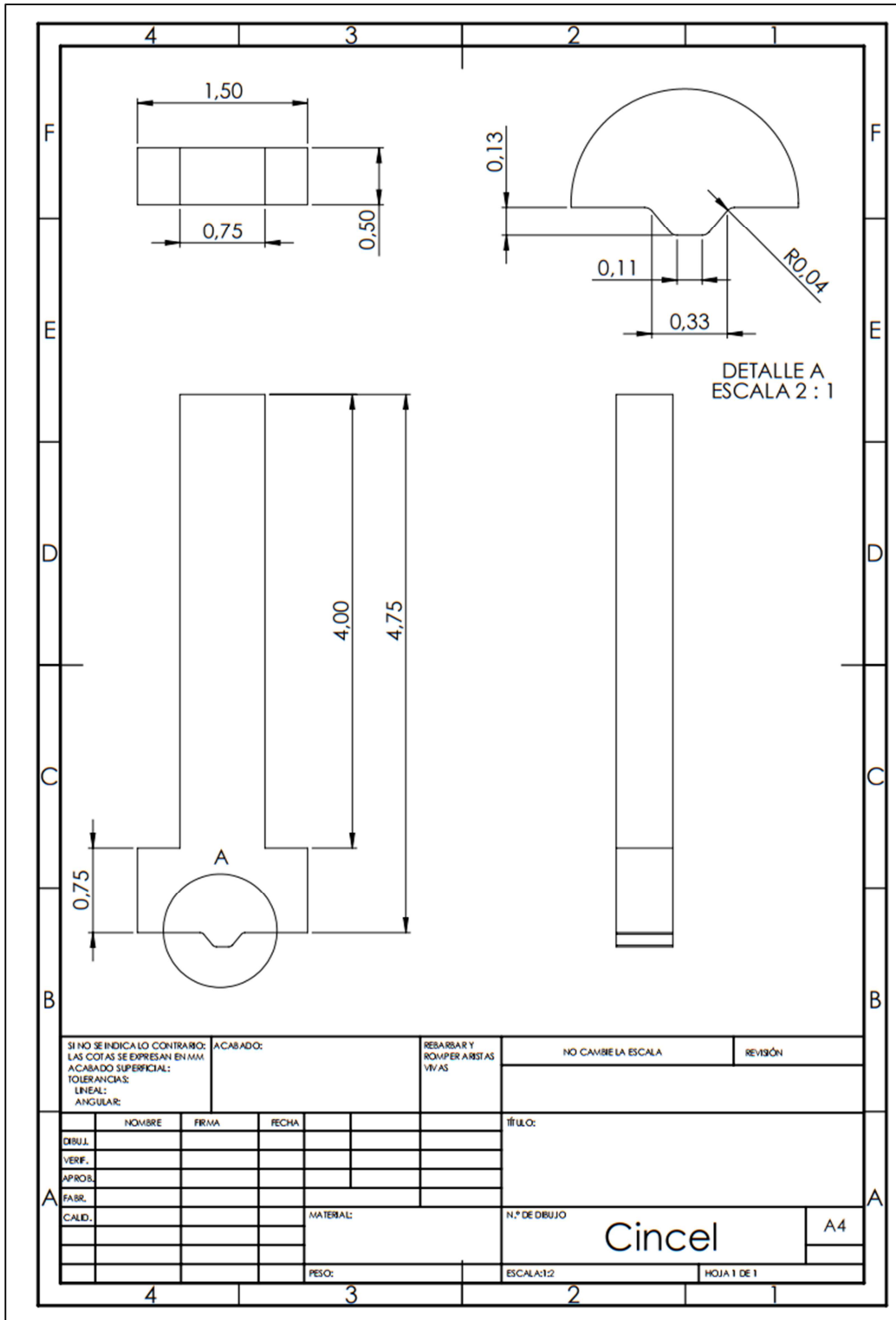
A.4. Resultado de la aplicación de la “Guía para la identificación de los peligros y la evaluación de los riesgos de salud y seguridad ocupacional” sobre el proceso de doblado de bisagra realizado con el mecanismo de doblado.

 Workstation EHS Risk Assessment and Controls Publicar en la estación de trabajo en caso de una actualización o cambio significativo.									
Nombre de la Planta: Eaton Electrical S.A.			Miembros del grupo encargado del WSRA:				Puesto de Trabajo: Ensamble CC's		
Establecer el alcance: Ensamble de tapas y sobretapas de centros de carga.			Trabajos Anteriores:				Fecha: 01-03-2018		
Personas afectadas: Empleados y público general.									
# Tarea	Tarea <i>Escriba los pasos del procedimiento de la tarea.</i>	Peligros para la seguridad, aspectos ambientales, seguridad patrimonial <i>Junta a cada tarea, elista los peligros que pueden ocasionar daños, afectar el medio ambiente, o dar lugar a un problema del patrimonio (Tener en cuenta , y las condiciones de emergencia normales, anormales).</i>	Medida de Control del Riesgo <i>Enumerar las medidas actuales de control necesarias para gestionar los riesgos, usar los tipos de control para eliminar o minimizar los riesgos aún más (Considere legal local, la evaluación de riesgos específicos y requisitos Eaton)</i>	Nivel de Riesgo del Medio Ambiente, Salud y Seguridad <i>Alinear con los controles existentes</i>					Acciones a seguir <i>Eliminación, reducción o control del riesgo</i>
				Probabilidad (1-5)	Consecuencia (1-5)	Riesgo Inicial	Control (0.25-1)	Nivel de Riesgo Residual	
1	Buscar los elementos trabajo (bisagras, tapas, sobretapas, pokayoke, cínzel, martillo, trancas, cajas de cartón desarmadas)	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas) Impacto o golpe	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales. Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea.	3	2	6	0.75	4.5	
2	Pegar etiqueta en la caja desarmada de cartón	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
3	Armar caja de cartón.	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
4	Colocar la caja con el interior del centro de carga dentro de la caja de cartón.	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas) Impacto o golpe	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales. Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea.	3	2	6	0.75	4.5	
5	Verificar que la orden de trabajo coincida con el interior del centro de carga.	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
6	Verificar que las etiquetas sean las correctas y que las piezas del interior se encuentren en su lugar.	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
7	Colocar las bisagras en el pokayoke.	Impacto o golpe Factores ergonómicos (industriales y de oficinas) Corte, laceración, punción Cuerpos extraños o proyección de partículas (partes, virutas, polvo, etc.)	Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea. Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales. Utilizar EPP (Guantes anticorte) y tener mente en la tarea. Tener mente en la tarea y utilizar EPP (lentes de seguridad)	3	3	9	0.75	6.75	
8	Colocar encima del pokayoke la sobretapa.	Impacto o golpe Factores ergonómicos (industriales y de oficinas) Corte, laceración, punción Cuerpos extraños o proyección de partículas (partes, virutas, polvo, etc.)	Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea. Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales. Utilizar EPP (Guantes anticorte) y tener mente en la tarea. Tener mente en la tarea y utilizar EPP (lentes de seguridad)	4	3	12	0.75	9	
9	Colocar encima de la sobretapa la tapa	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas) Impacto o golpe	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales. Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea.	3	2	6	0.75	4.5	
10	Empujar con fuerza hacia abajo la tapa para introducir las bisagras en las ranuras correspondientes.	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas) Corte, laceración, punción Impacto o golpe	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales. Utilizar EPP (Guantes anticorte) y tener mente en la tarea. Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea.	3	2	6	0.75	4.5	
11	Cerrar las puertas de la guarda de seguridad	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
12	Accionado de los dispositivos de control (botoneras)	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
13	Apertura de las puertas de la guarda de seguridad	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
14	Verificar que la sobretapa se pueda abrir y cerrar sin dificultad.	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas) Corte, laceración, punción Impacto o golpe	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales. Utilizar EPP (Guantes anticorte) y tener mente en la tarea. Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea.	3	2	6	0.75	4.5	
15	Colocar tranca en la sobretapa.	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas) Corte, laceración, punción Impacto o golpe	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales. Utilizar EPP (Guantes anticorte) y tener mente en la tarea. Utilizar EPP (Zapatos de seguridad) y tener mente en la tarea.	3	2	6	0.75	4.5	
16	Colocar tapa terminada encima del caja de centro de carga	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
17	Cerrar la caja de cartón	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
18	Introducir la caja de cartón a la encintadora.	Factores ergonómicos (industriales y de oficinas)	Pausas activas 2 veces al día y entrenamientos ergonómicos anuales.	3	2	6	0.75	4.5	
Clave para el nivel de riesgo (según la evaluación anterior, con los controles existentes en su lugar) :		BAJO Seguimiento del riesgo para garantizar que los controles se mantienen	MEDIO Tomar las medidas razonables para mitigar el riesgo. Establecer controles administrativos o EPP y evaluar las medidas de eliminación, sustitución o control ingenieril.	ALTO Actuación de mitigación del riesgo. Eliminación, sustitución o implementación de controles ingenieriles. Si los controles no son inmediatamente accesibles , establecer un calendario para su aplicación y establecer estrategias provisionales de reducción del riesgo. La aprobación de EHS se requiere para altos riesgos.			MUY ALTO Anular de inmediato para mitigar el riesgo . Eliminar cualquier parte en riesgo a menos que ingenieriles. Sustituir el trabajo peligroso por dispositivos seguros que el riesgo se ha reducido a un nivel aceptable. Se debe obtener la aprobación del Gerente de Operaciones para continuar.		
Firmas		Firma del Supervisor (requerida en todas las evaluaciones):	Firma de la Gerente de EHS (requerida para los riesgos altos y muy altos):	Firma del Gerente de Planta (requerida para riesgos muy altos):					

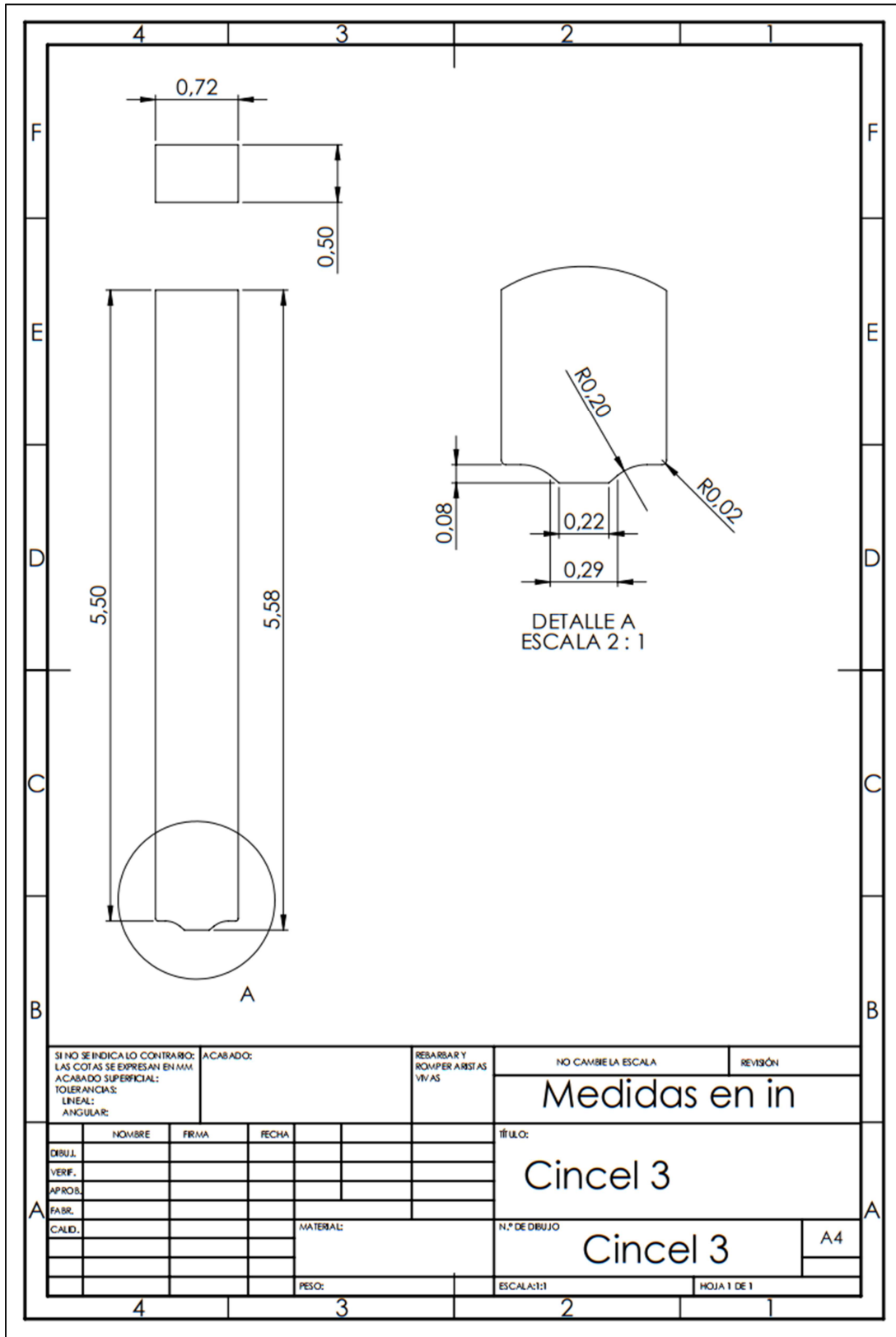
TODAS LAS MEDIDAS DE CONTROL DEBEN SER INCLUIDAS EN LA INSTRUCCIÓN DE TRABAJO(Cuando sea NECESARIO)

Apéndice B. Prototipos de herramienta de doblado

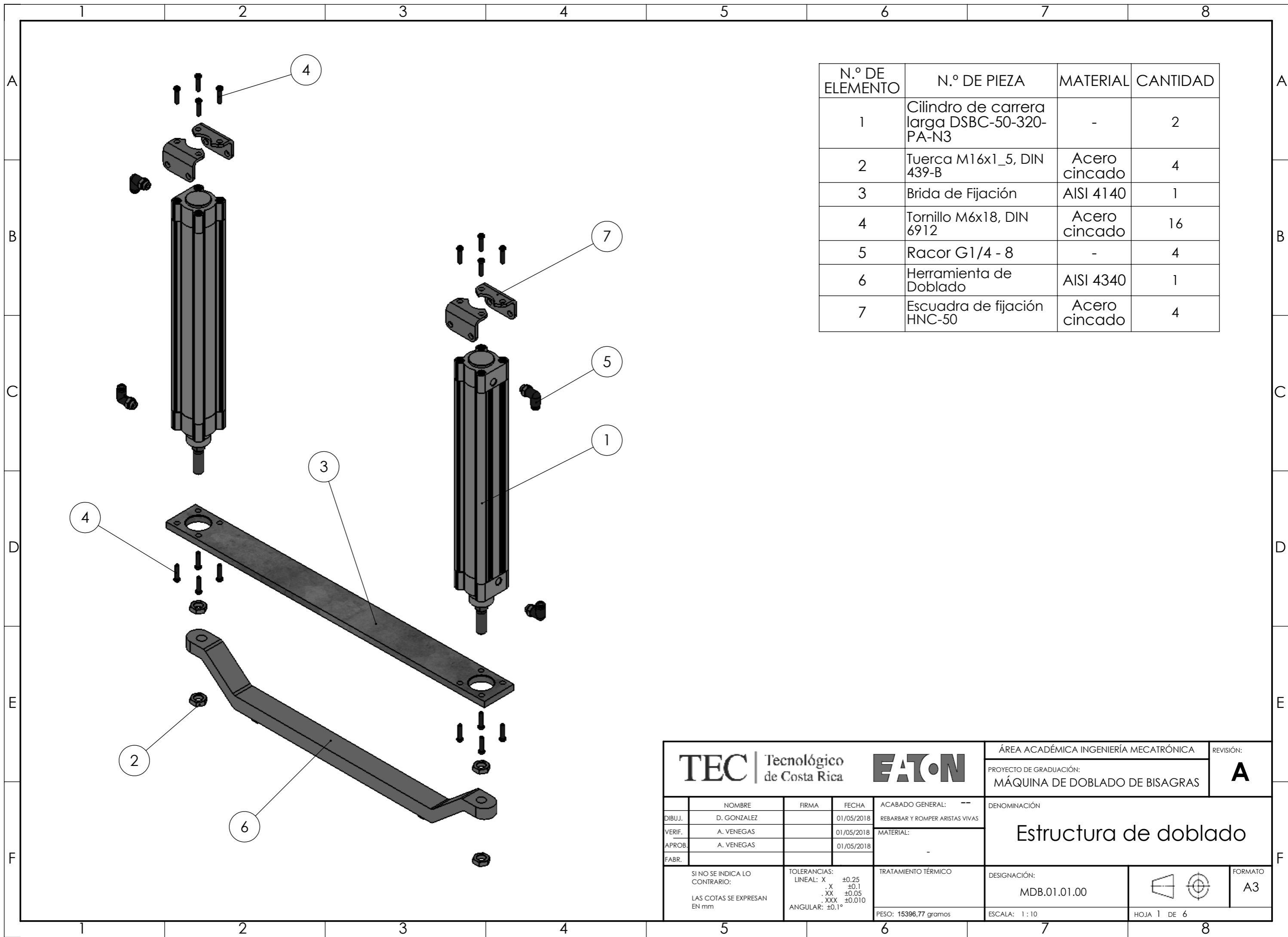
B.1. Herramienta de doblado 1



B.2. Herramienta de doblado 2

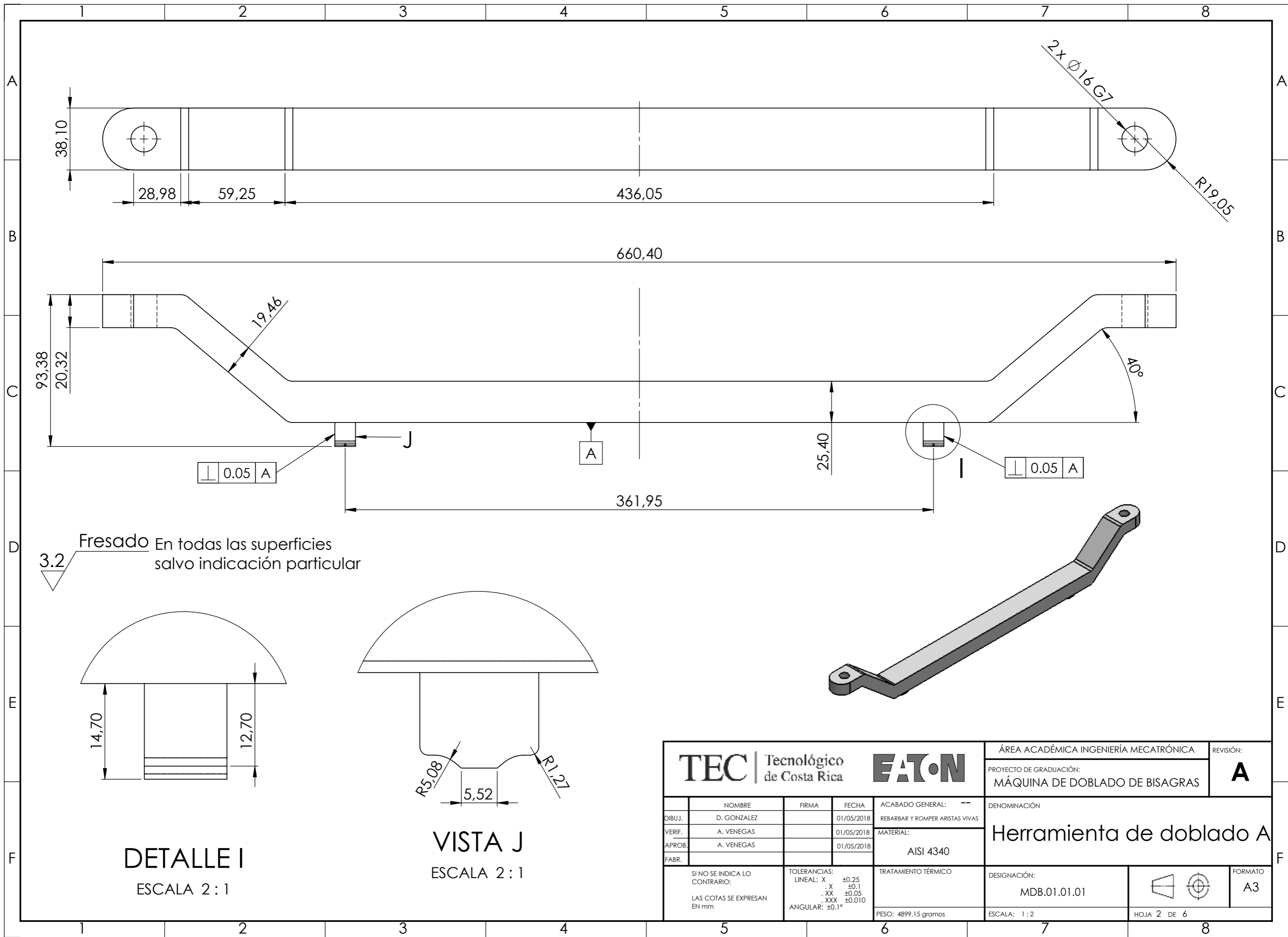


Apéndice C. Planos Mecánicos

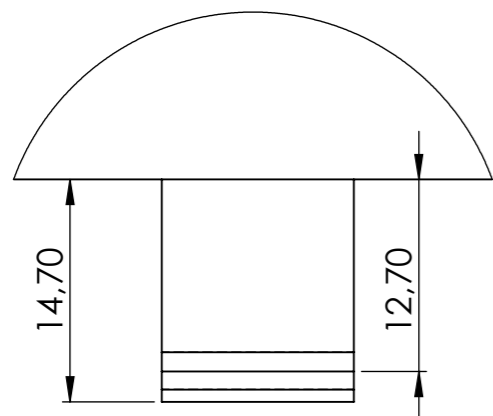


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Cilindro de carrera larga DSBC-50-320-PA-N3	-	2
2	Tuerca M16x1_5, DIN 439-B	Acero cincado	4
3	Brida de Fijación	AISI 4140	1
4	Tornillo M6x18, DIN 6912	Acero cincado	16
5	Racor G1/4 - 8	-	4
6	Herramienta de Doblado	AISI 4340	1
7	Escuadra de fijación HNC-50	Acero cincado	4

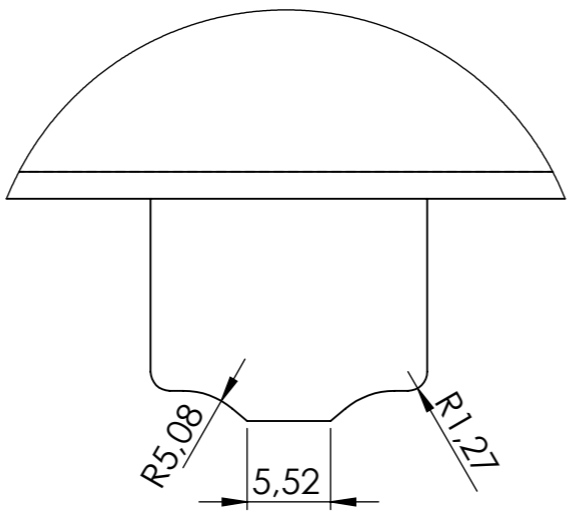
TEC Tecnológico de Costa Rica			EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN:
					PROYECTO DE GRADUACIÓN:		A
					MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS		
			ACABADO GENERAL: --		DENOMINACIÓN		
DIBUJ. D. GONZALEZ			FECHA 01/05/2018		Estructura de doblado		
VERIF. A. VENEGAS			FECHA 01/05/2018		MATERIAL:		
APROB. A. VENEGAS			FECHA 01/05/2018		-		
FABR.			TOLERANCIAS:		TRATAMIENTO TÉRMICO		DESIGNACIÓN:
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			LINEAL: X ±0.25 .X ±0.1 .XX ±0.05 .XXX ±0.010 ANGULAR: ±0.1°		PESO: 15396,77 gramos		MDB.01.01.00
					ESCALA: 1 : 10		HOJA 1 DE 6
							FORMATO A3



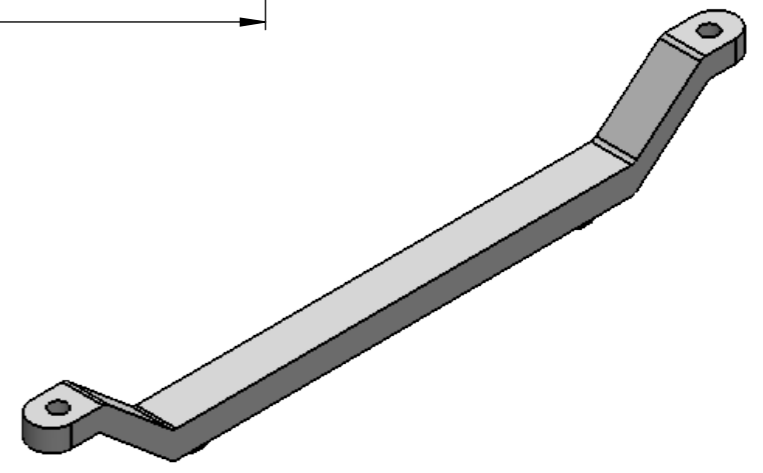
3.2 **Fresado** En todas las superficies salvo indicación particular



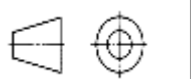
DETALLE I
ESCALA 2 : 1



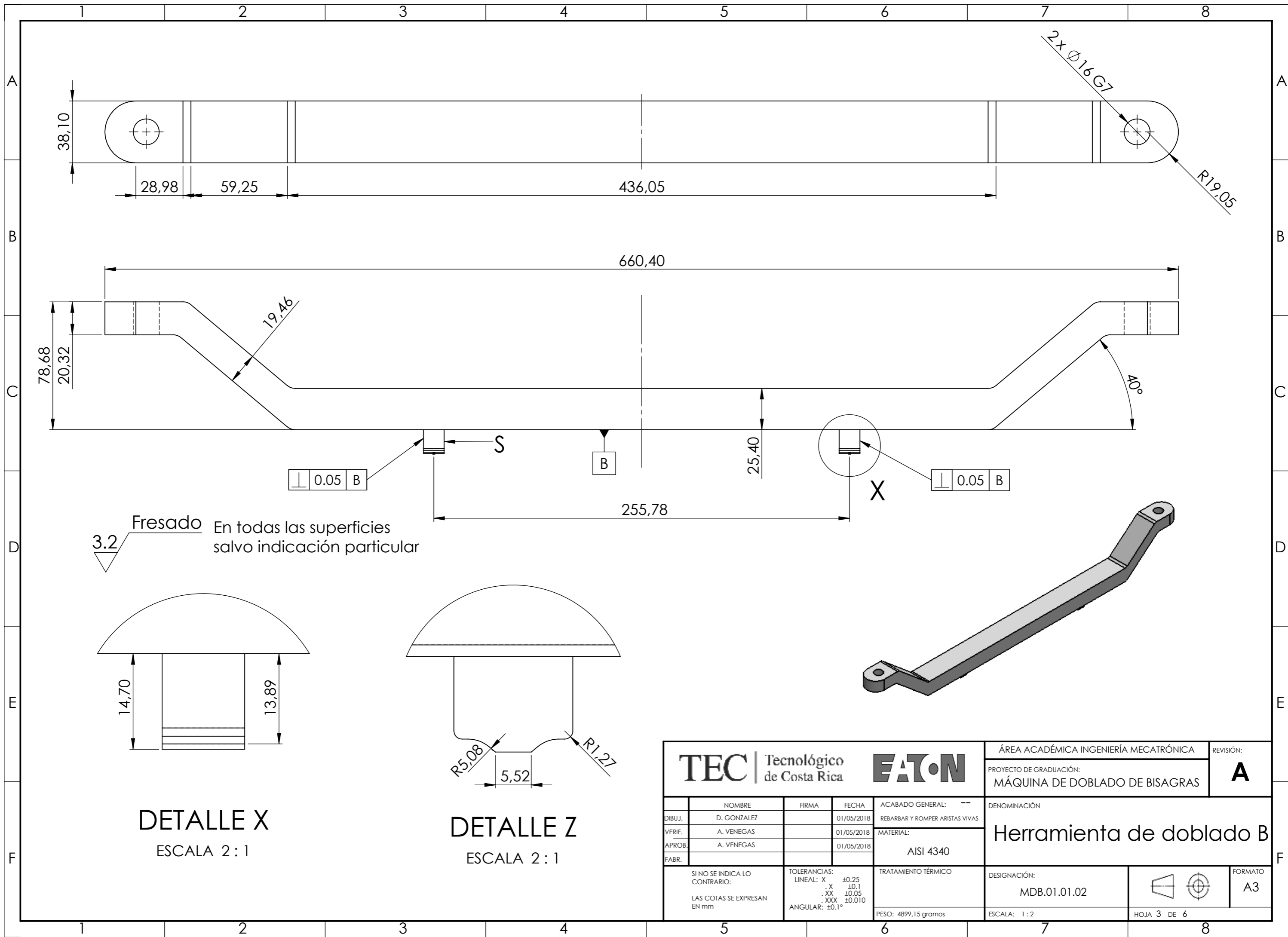
VISTA J
ESCALA 2 : 1



TEC Tecnológico de Costa Rica			EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN: A
DIBUJ. D. GONZALEZ			FECHA 01/05/2018		PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS		
VERIF. A. VENEGAS			FECHA 01/05/2018		DENOMINACIÓN: Herramienta de doblado A		
APROB. A. VENEGAS			FECHA 01/05/2018		MATERIAL: AISI 4340		
FABR.			TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0,25 .X ±0,1 .XX ±0,05 .XXX ±0,010 ANGULAR: ±0,1°		TRATAMIENTO TÉRMICO		DESIGNACIÓN: MDB.01.01.01
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			PESO: 4899,15 gramos		ESCALA: 1 : 2		HOJA 2 DE 6



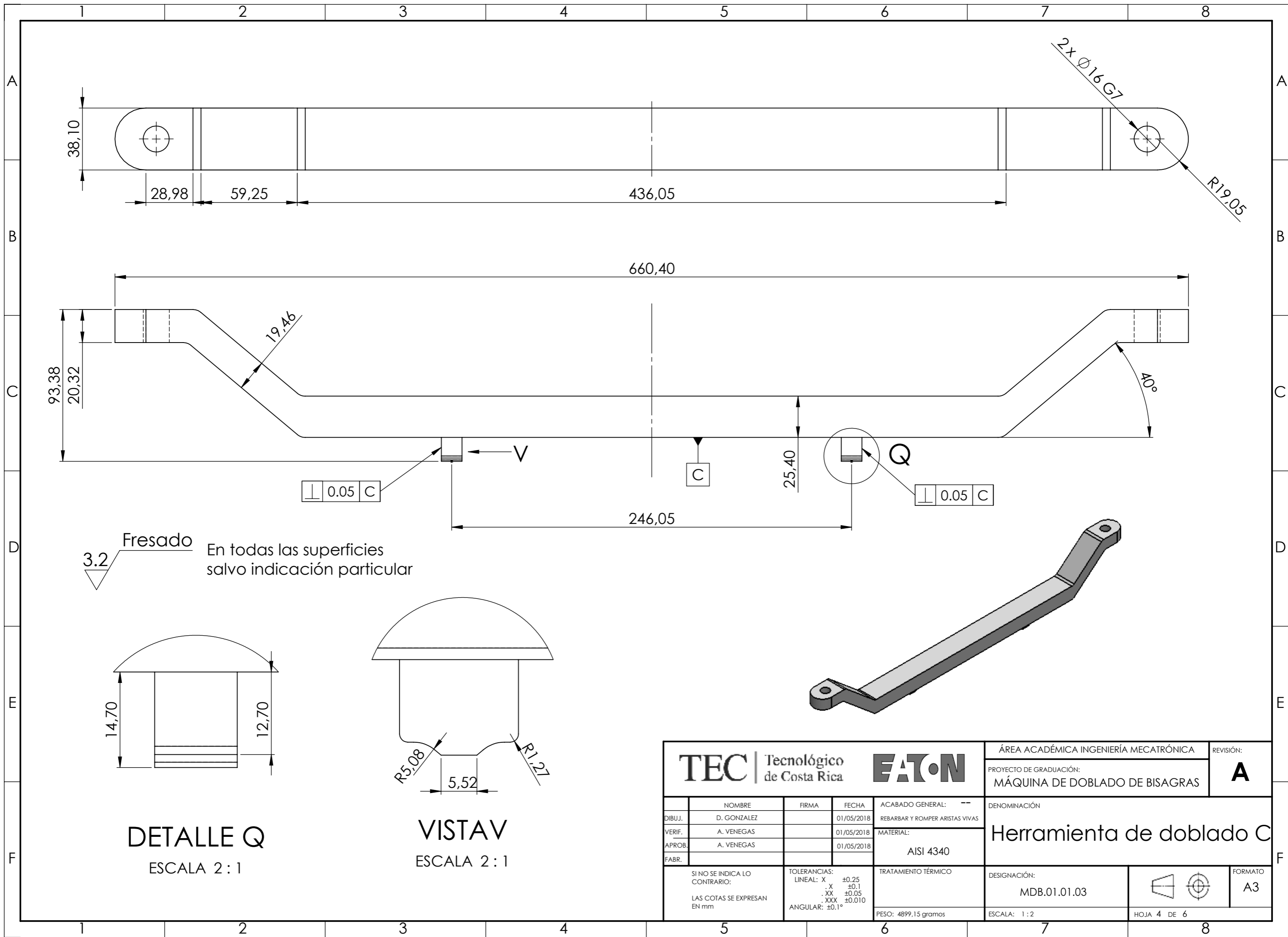
FORMATO
A3



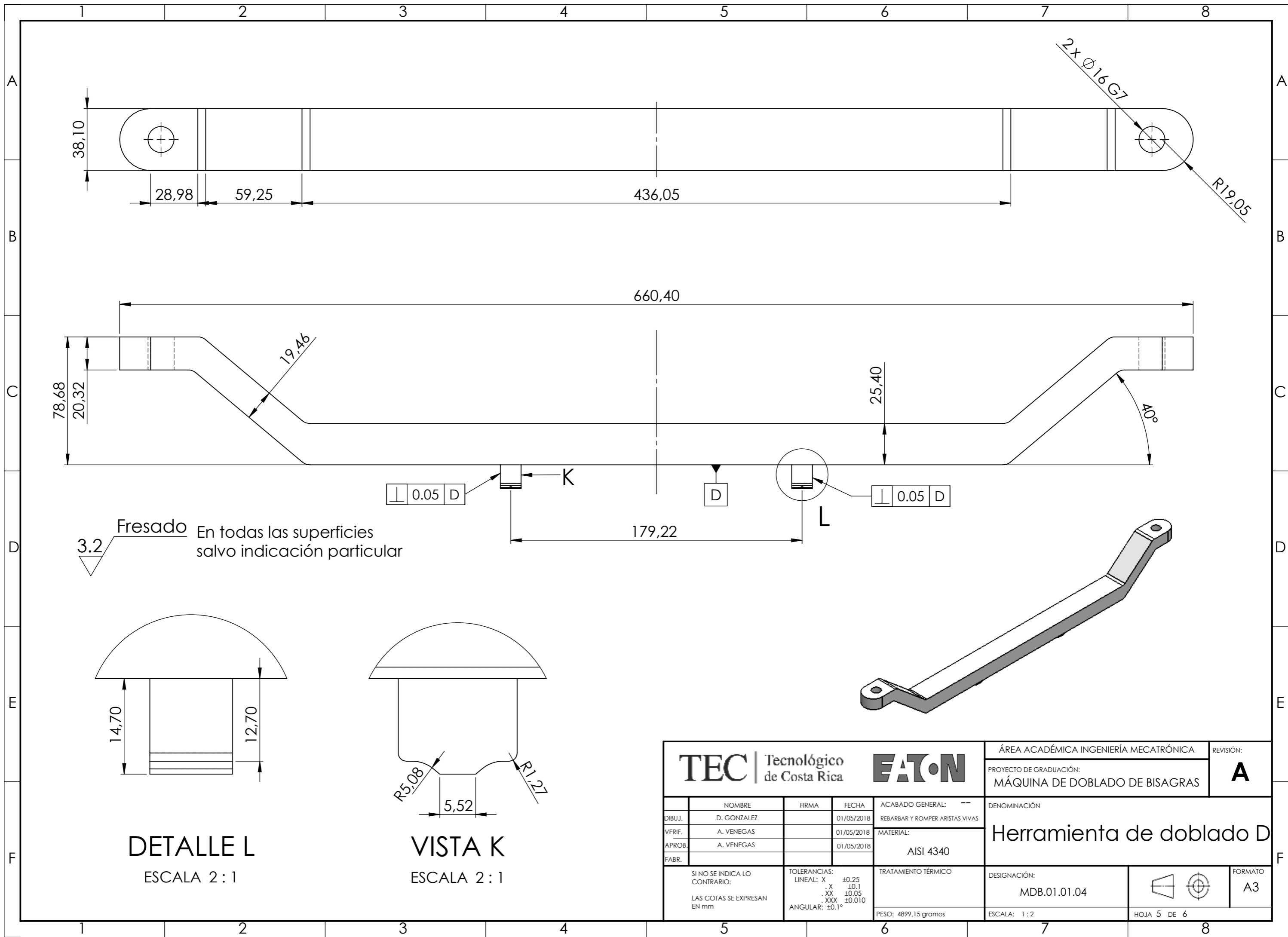
DETALLE X
ESCALA 2:1

DETALLE Z
ESCALA 2:1

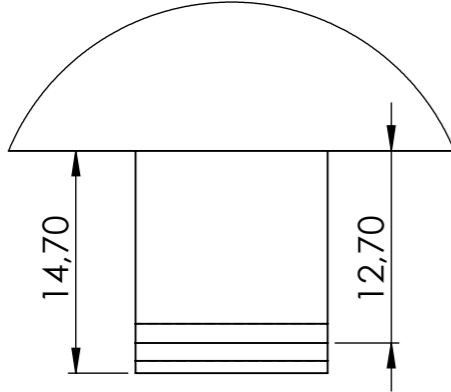
TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN:
						PROYECTO DE GRADUACIÓN:		A
						MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS		
						DENOMINACIÓN		
						Herramienta de doblado B		
						DESIGNACIÓN:		FORMATO
						MDB.01.01.02		A3
						ESCALA: 1:2		HOJA 3 DE 6
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm		TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0,25 .X ±0,1 .XX ±0,05 .XXX ±0,010 ANGULAR: ±0,1°		ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		TRATAMIENTO TÉRMICO		
				PESO: 4899,15 gramos				



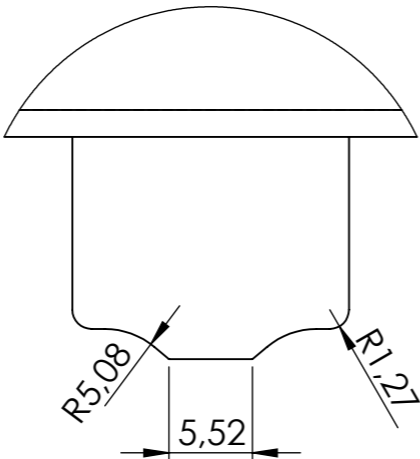
TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN:
						PROYECTO DE GRADUACIÓN:		A
						MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS		
						DENOMINACIÓN		
						Herramienta de doblado C		
						DESIGNACIÓN:		FORMATO
						MDB.01.01.03		A3
						ESCALA: 1:2		HOJA 4 DE 6
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm		TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0,25 .X ±0,1 .XX ±0,05 .XXX ±0,010 ANGULAR: ±0,1°		ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		TRATAMIENTO TÉRMICO		
				PESO: 4899,15 gramos				



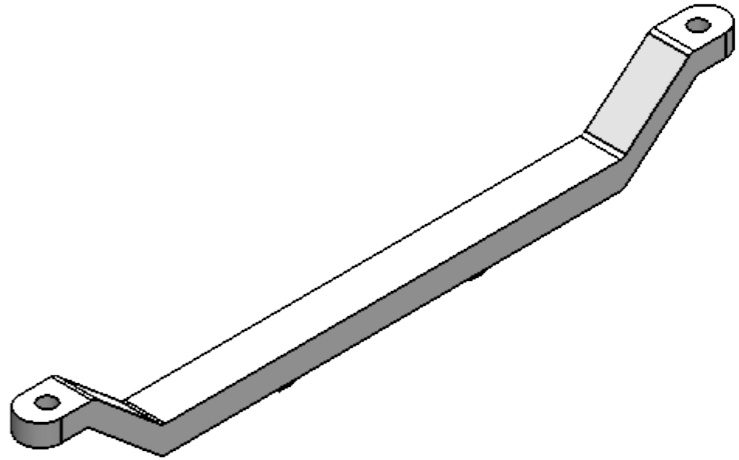
3.2 Fresado En todas las superficies salvo indicación particular



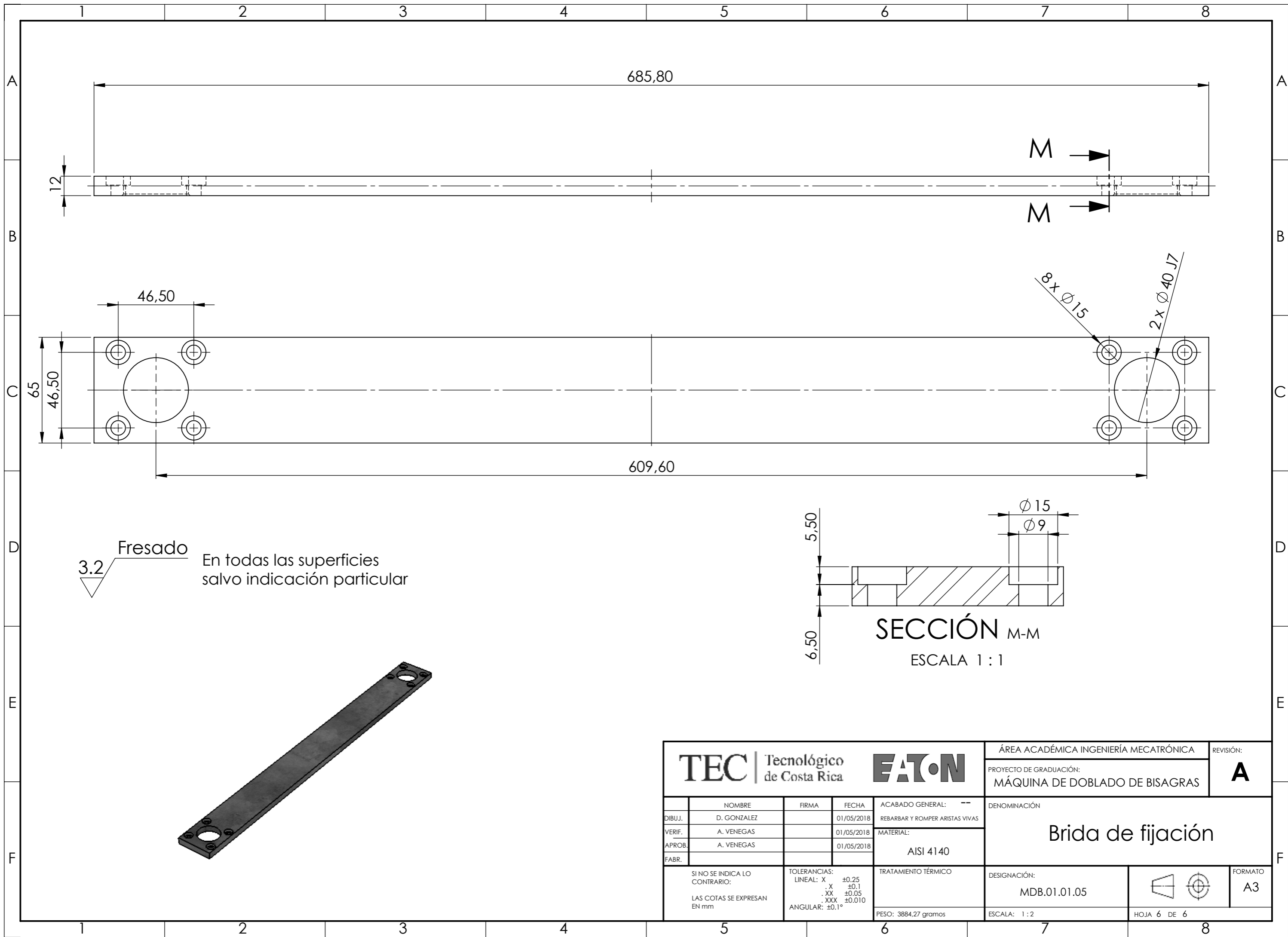
DETALLE L
ESCALA 2 : 1



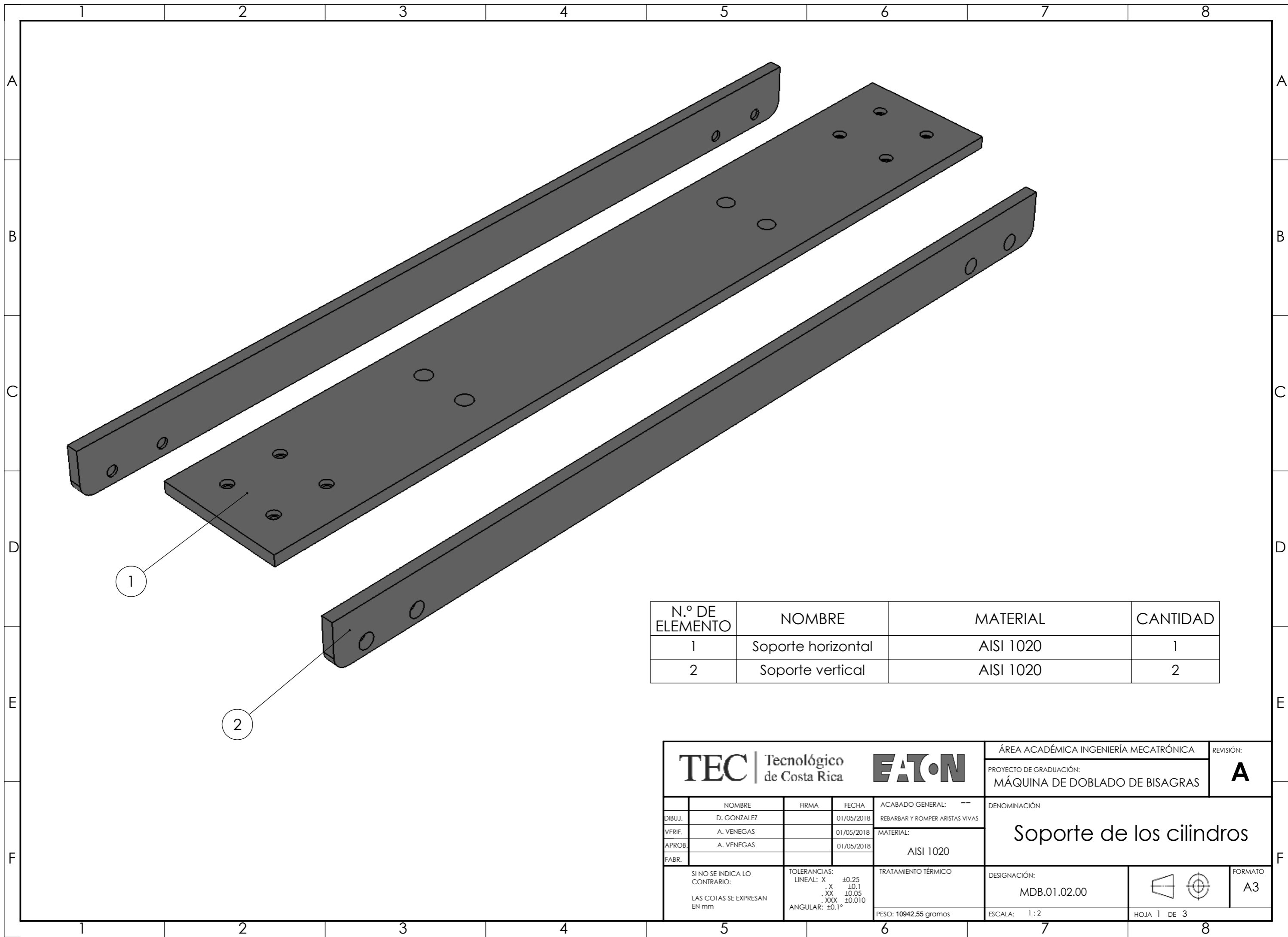
VISTA K
ESCALA 2 : 1



TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN: A	
DIBUJ. D. GONZALEZ				FECHA 01/05/2018		PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS			
VERIF. A. VENEGAS				FECHA 01/05/2018		DENOMINACIÓN: Herramienta de doblado D			
APROB. A. VENEGAS				FECHA 01/05/2018		MATERIAL: AISI 4340		DESIGNACIÓN: MDB.01.01.04	
FABR.				TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0,25 .X ±0,1 .XX ±0,05 .XXX ±0,010 ANGULAR: ±0,1°		TRATAMIENTO TÉRMICO		FORMATO: A3	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				PESO: 4899,15 gramos		ESCALA: 1 : 2		HOJA 5 DE 6	

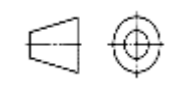


TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN:	
						PROYECTO DE GRADUACIÓN:		A	
						MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS			
NOMBRE D. GONZALEZ		FIRMA		FECHA 01/05/2018		ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		DENOMINACIÓN Brida de fijación	
VERIF. A. VENEGAS				01/05/2018		MATERIAL: AISI 4140			
APROB. A. VENEGAS				01/05/2018					
FABR.									
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			TOLERANCIAS: LINEAL: X $\pm 0,25$.X $\pm 0,1$.XX $\pm 0,05$.XXX $\pm 0,010$ ANGULAR: $\pm 0,1^\circ$			TRATAMIENTO TÉRMICO		DESIGNACIÓN: MDB.01.01.05	
						PESO: 3884,27 gramos		ESCALA: 1:2	
								HOJA 6 DE 6	
								FORMATO A3	

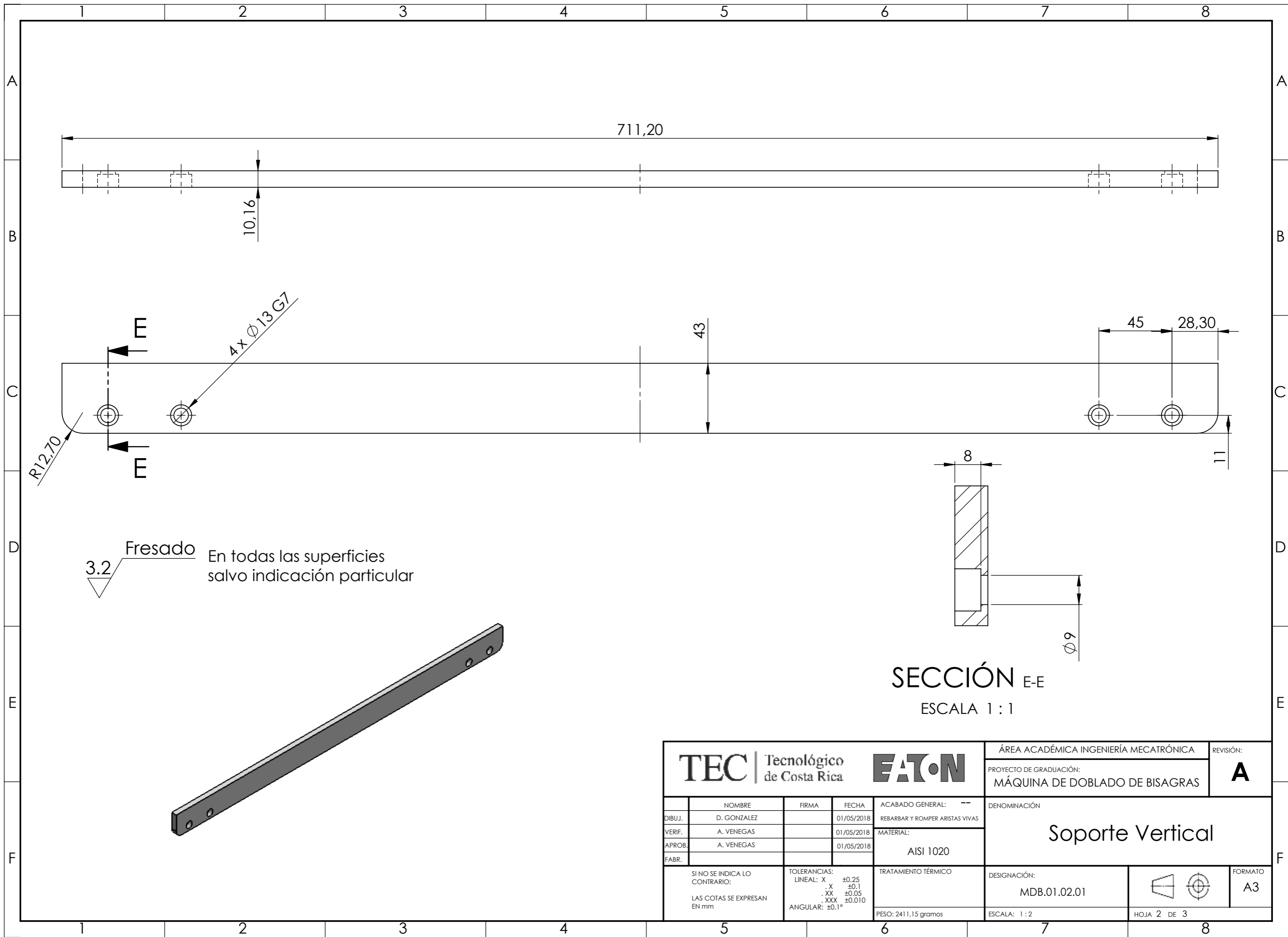


N.º DE ELEMENTO	NOMBRE	MATERIAL	CANTIDAD
1	Soporte horizontal	AISI 1020	1
2	Soporte vertical	AISI 1020	2

TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN: A	
DIBUJ. D. GONZALEZ FIRMA FECHA 01/05/2018 ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS						PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS			
VERIF. A. VENEGAS FIRMA FECHA 01/05/2018 MATERIAL:						Soporte de los cilindros			
APROB. A. VENEGAS FIRMA FECHA 01/05/2018 MATERIAL: AISI 1020									
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0.25 .X ±0.1 .XX ±0.05 .XXX ±0.010 ANGULAR: ±0.1°			TRATAMIENTO TÉRMICO		DESIGNACIÓN: MDB.01.02.00	
PESO: 10942.55 gramos						ESCALA: 1 : 2		HOJA 1 DE 3	



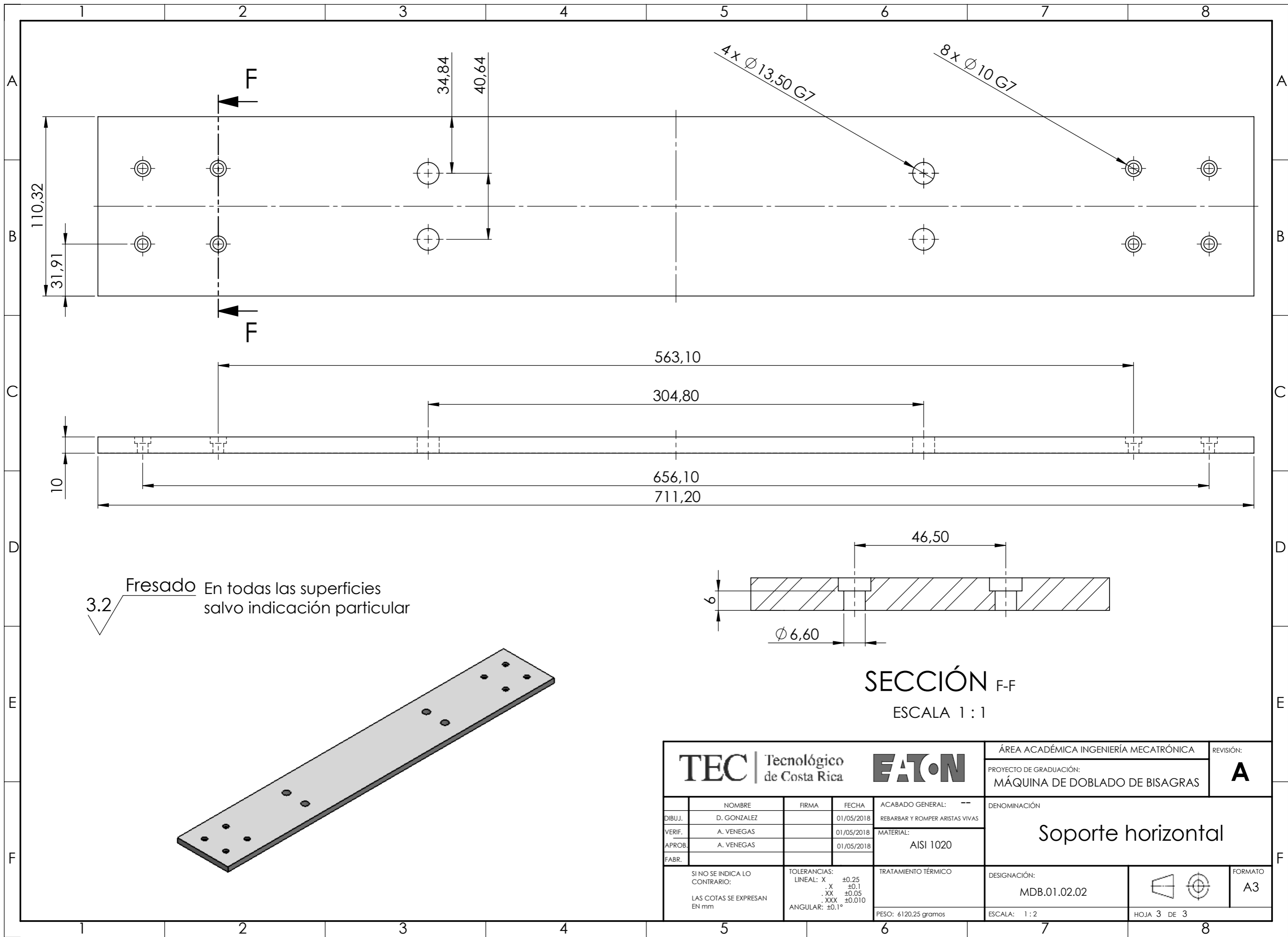
FORMATO
A3



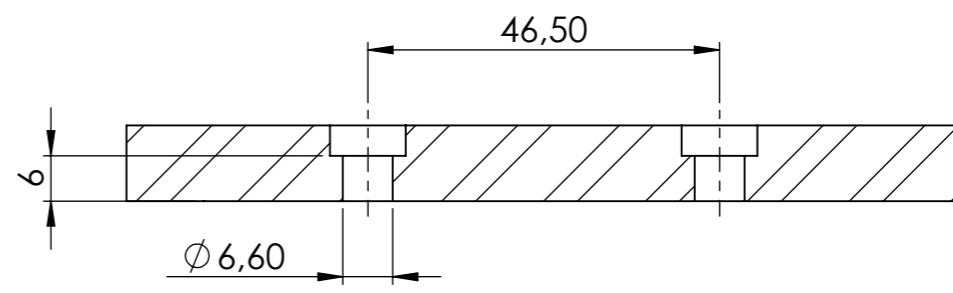
3.2 **Fresado** En todas las superficies salvo indicación particular

SECCIÓN E-E
ESCALA 1 : 1

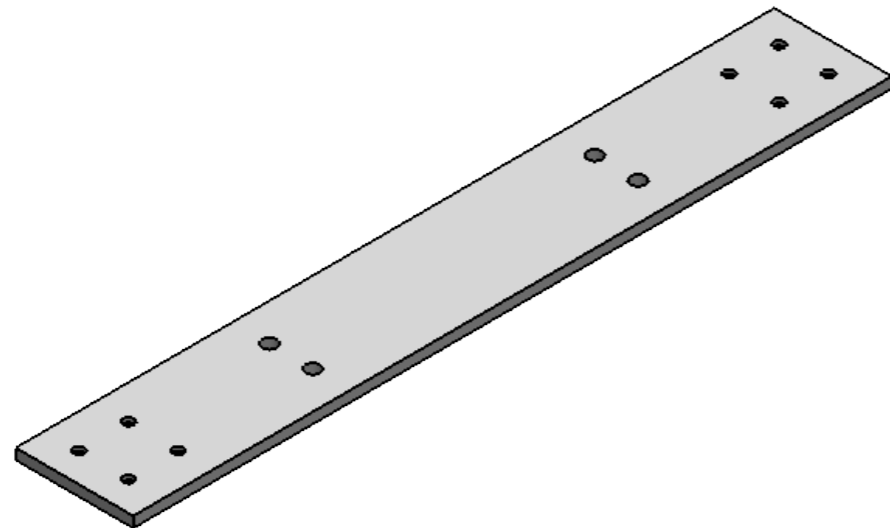
TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN: A	
DIBUJ. D. GONZALEZ				FECHA 01/05/2018		PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS			
VERIF. A. VENEGAS				FECHA 01/05/2018		DENOMINACIÓN: Soporte Vertical			
APROB. A. VENEGAS				FECHA 01/05/2018					
FABR.				ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIAL: AISI 1020		DESIGNACIÓN: MDB.01.02.01	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0.25 .X ±0.1 .XX ±0.05 .XXX ±0.010 ANGULAR: ±0.1°		TRATAMIENTO TÉRMICO		ESCALA: 1 : 2	
				PESO: 2411,15 gramos		HOJA 2 DE 3		FORMATO: A3	



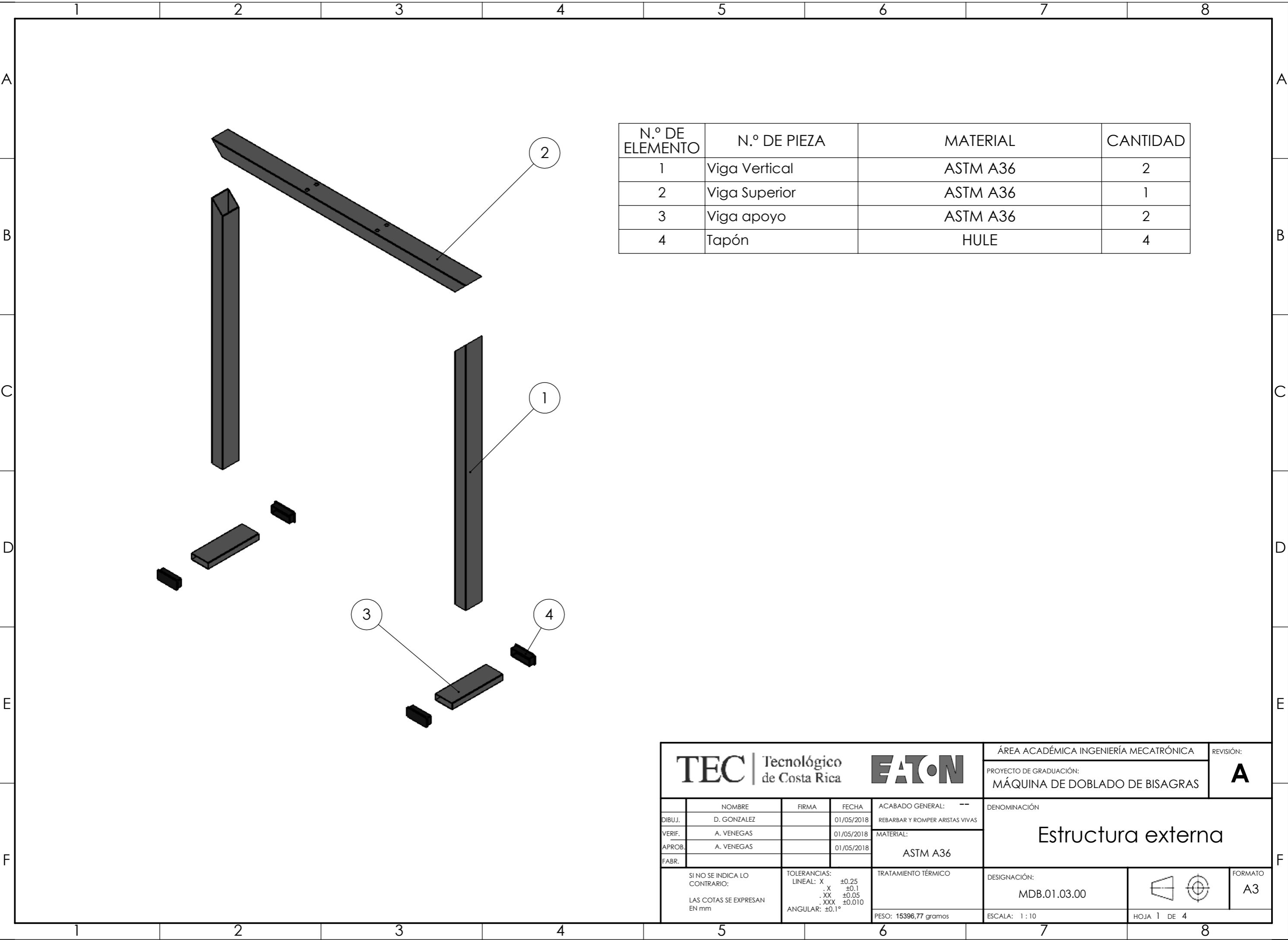
3.2 Fresado En todas las superficies salvo indicación particular



SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 1

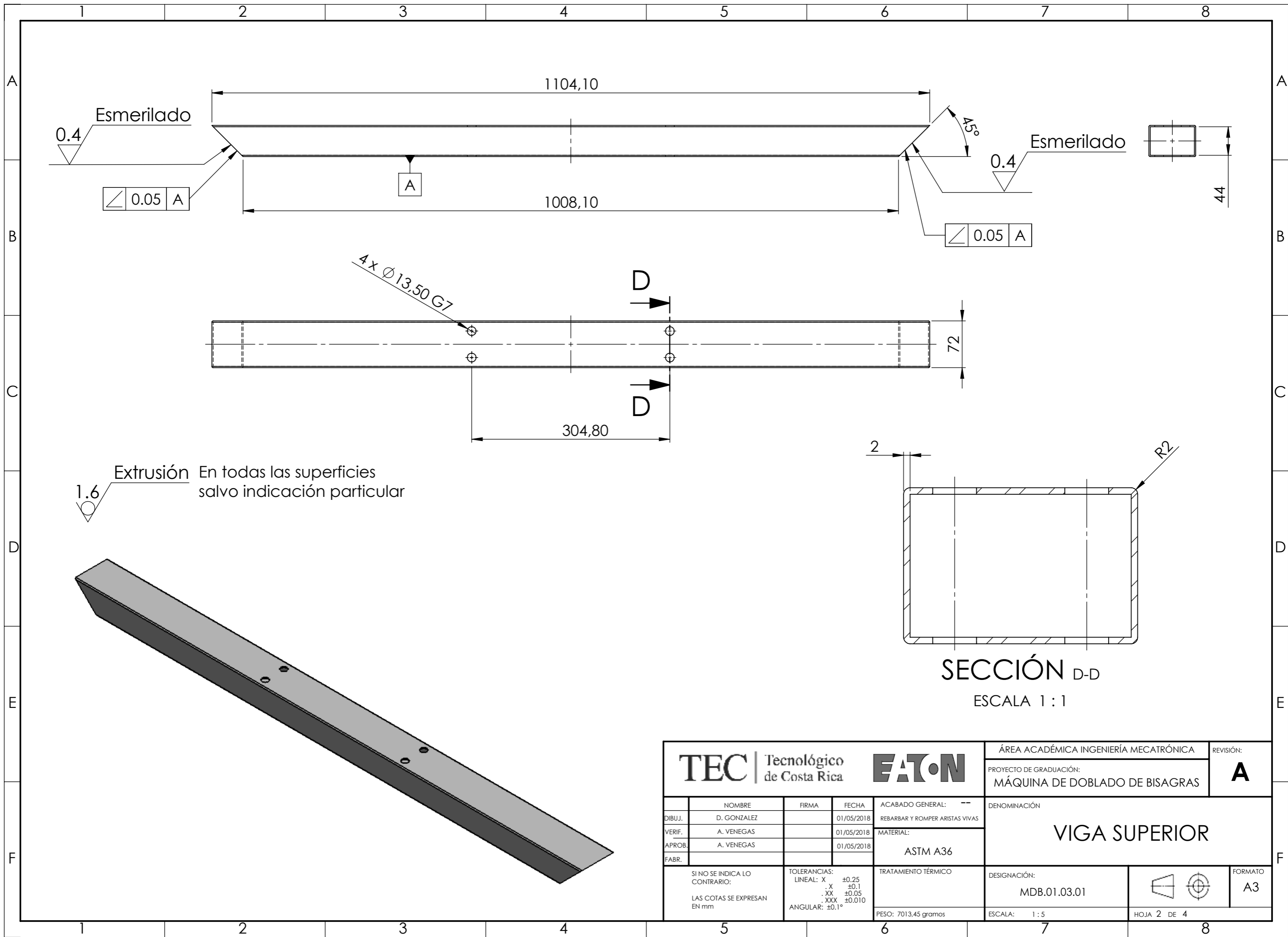


TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN: A	
DIBUJ. D. GONZALEZ VERIF. A. VENEGAS APROB. A. VENEGAS FABR.				FIRMA FIRMA FIRMA		FECHA 01/05/2018 FECHA 01/05/2018 FECHA 01/05/2018		ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0,25 .X ±0,1 .XX ±0,05 .XXX ±0,010 ANGULAR: ±0,1°		TRATAMIENTO TÉRMICO		DENOMINACIÓN: Soporte horizontal	
PESO: 6120,25 gramos				DESIGNACIÓN: MDB.01.02.02		ESCALA: 1 : 2		FORMATO: A3 HOJA 3 DE 3	

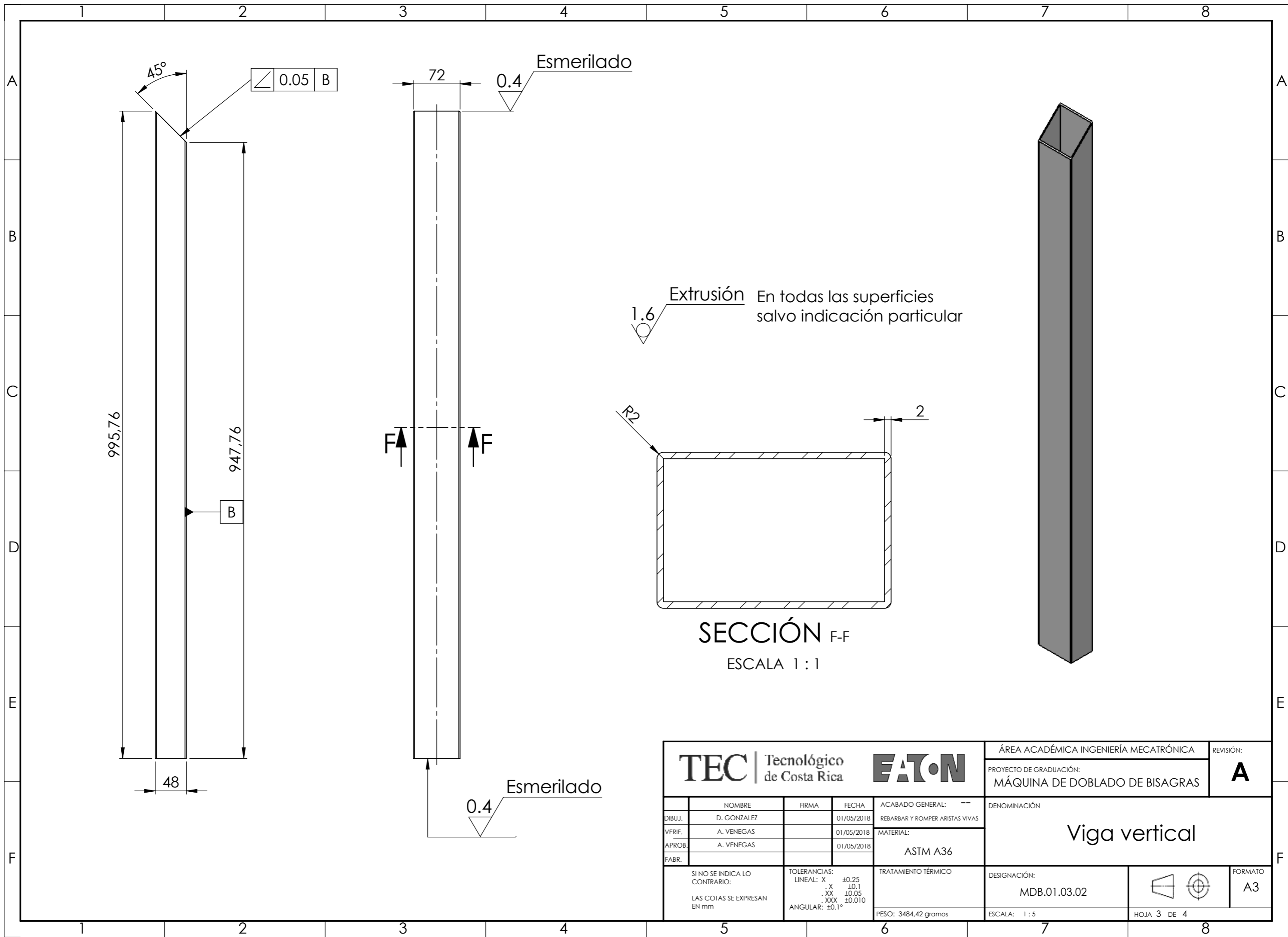


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Viga Vertical	ASTM A36	2
2	Viga Superior	ASTM A36	1
3	Viga apoyo	ASTM A36	2
4	Tapón	HULE	4

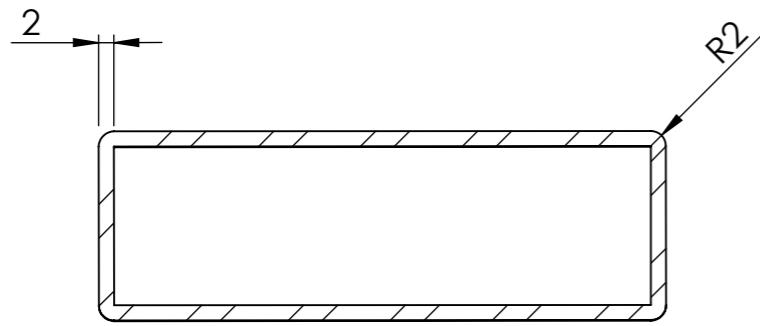
TEC Tecnológico de Costa Rica			EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA	REVISIÓN: A
DIBUJ. D. GONZALEZ			FECHA 01/05/2018		PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS	
VERIF. A. VENEGAS			FECHA 01/05/2018		DENOMINACIÓN: Estructura externa	
APROB. A. VENEGAS			FECHA 01/05/2018		MATERIAL: ASTM A36	
FABR.			TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0.25 .X ±0.1 .XX ±0.05 .XXX ±0.010 ANGULAR: ±0.1°		TRATAMIENTO TÉRMICO	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			PESO: 15396,77 gramos		DESIGNACIÓN: MDB.01.03.00	
					ESCALA: 1 : 10	
					HOJA 1 DE 4	
					FORMATO: A3	



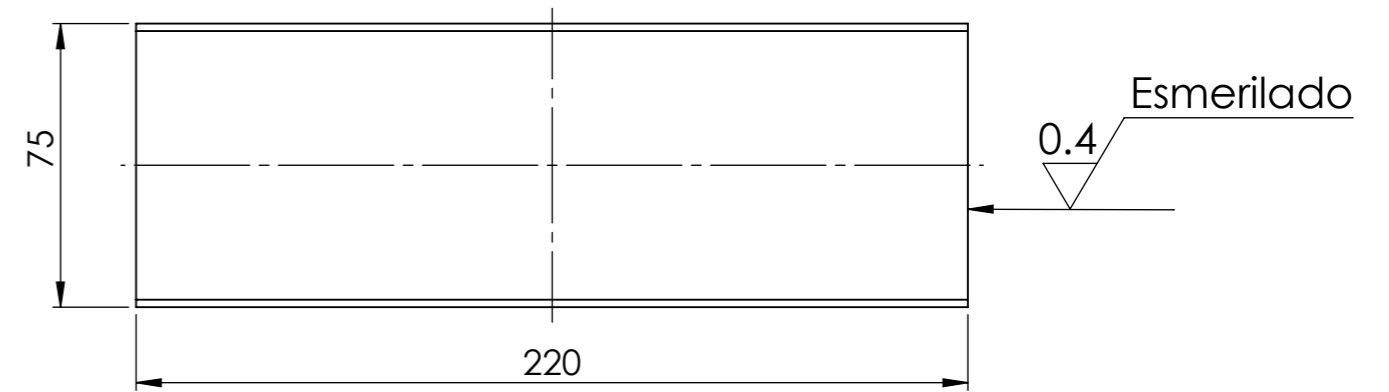
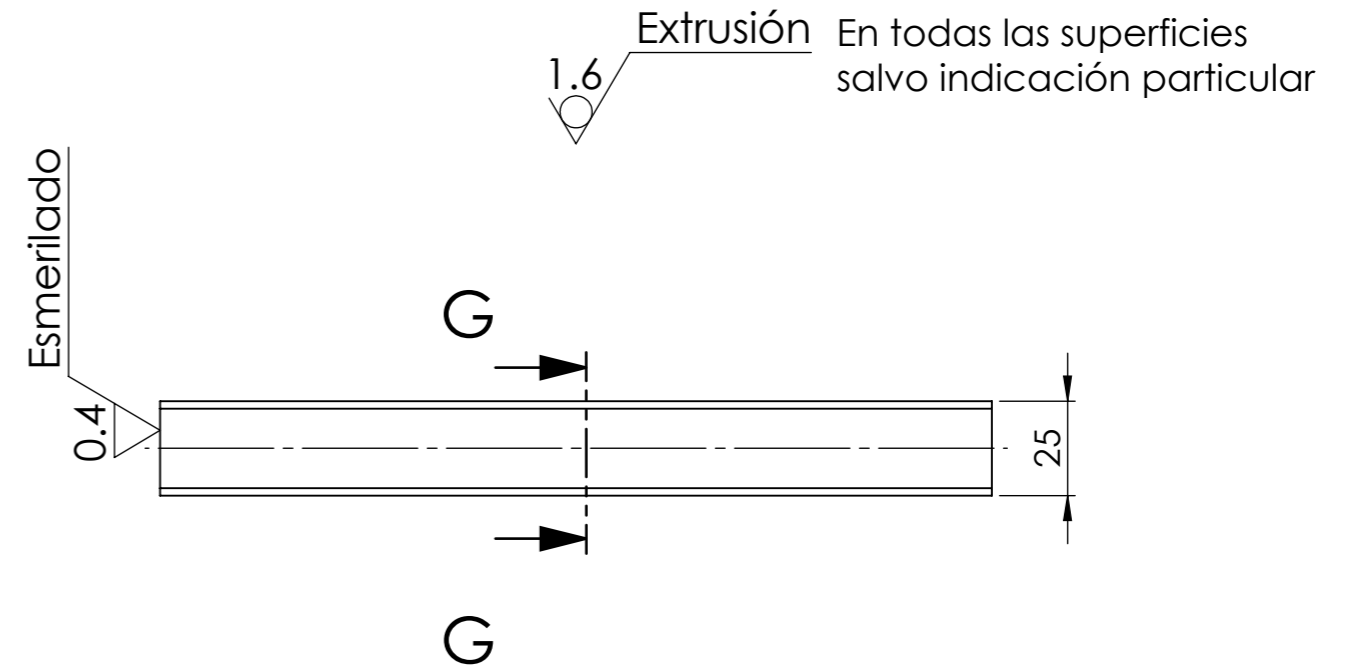
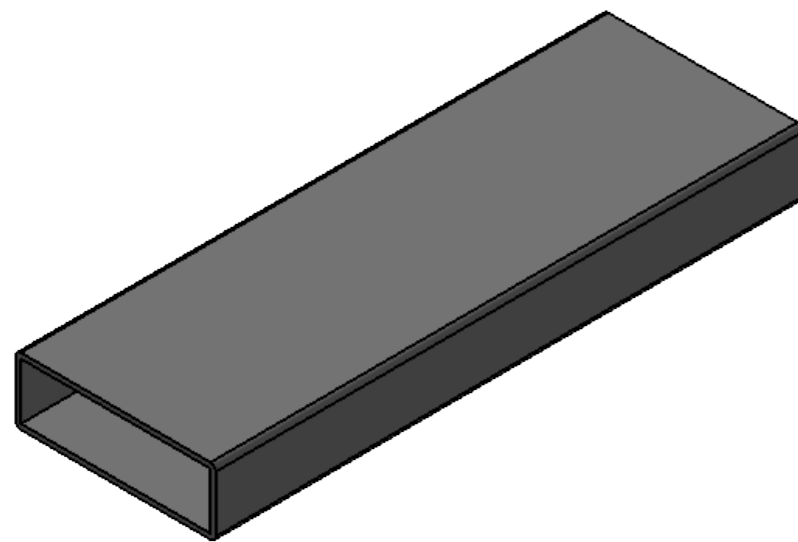
TEC Tecnológico de Costa Rica			EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA	REVISIÓN: A
PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS					DENOMINACIÓN: VIGA SUPERIOR	
DIBUJ. D. GONZALEZ VERIF. A. VENEGAS APROB. A. VENEGAS FABR.	FIRMA 	FECHA 01/05/2018 01/05/2018 01/05/2018	ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIAL: ASTM A36	DESIGNACIÓN: MDB.01.03.01	FORMATO: A3
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm		TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0,25 .X ±0,1 .XX ±0,05 .XXX ±0,010 ANGULAR: ±0,1°	TRATAMIENTO TÉRMICO	PESO: 7013,45 gramos	ESCALA: 1 : 5	HOJA 2 DE 4



TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN:	
						PROYECTO DE GRADUACIÓN:		A	
						MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS			
NOMBRE D. GONZALEZ		FIRMA		FECHA 01/05/2018		ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		DENOMINACIÓN Viga vertical	
VERIF. A. VENEGAS				01/05/2018		MATERIAL: ASTM A36			
APROB. A. VENEGAS				01/05/2018		TRATAMIENTO TÉRMICO		DESIGNACIÓN: MDB.01.03.02	
FABR.						PESO: 3484,42 gramos		ESCALA: 1 : 5	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0,25 .X ±0,1 .XX ±0,05 .XXX ±0,010 ANGULAR: ±0,1°				FORMATO A3	
						HOJA 3 DE 4			

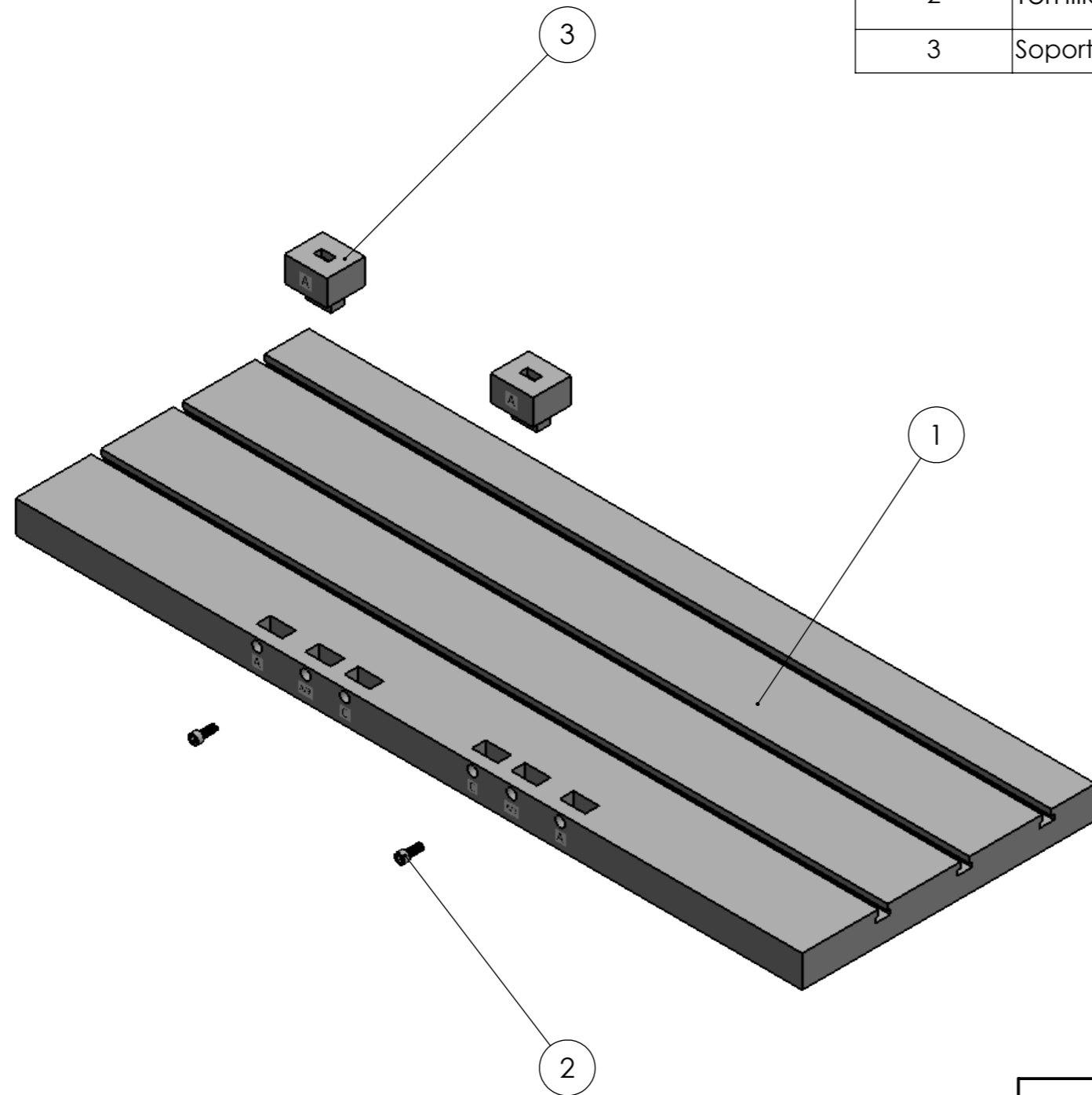


SECCIÓN G-G
ESCALA 1:1

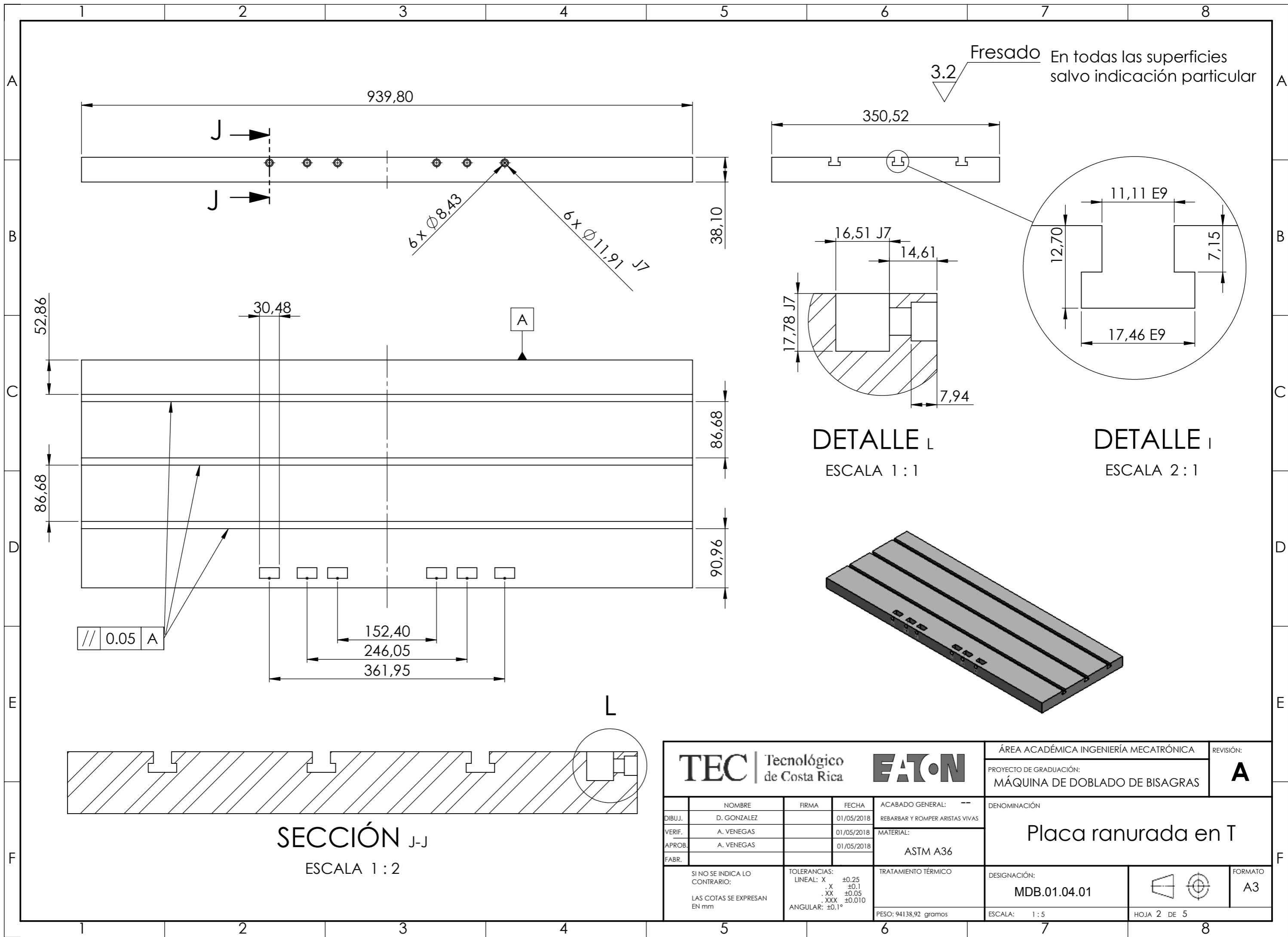


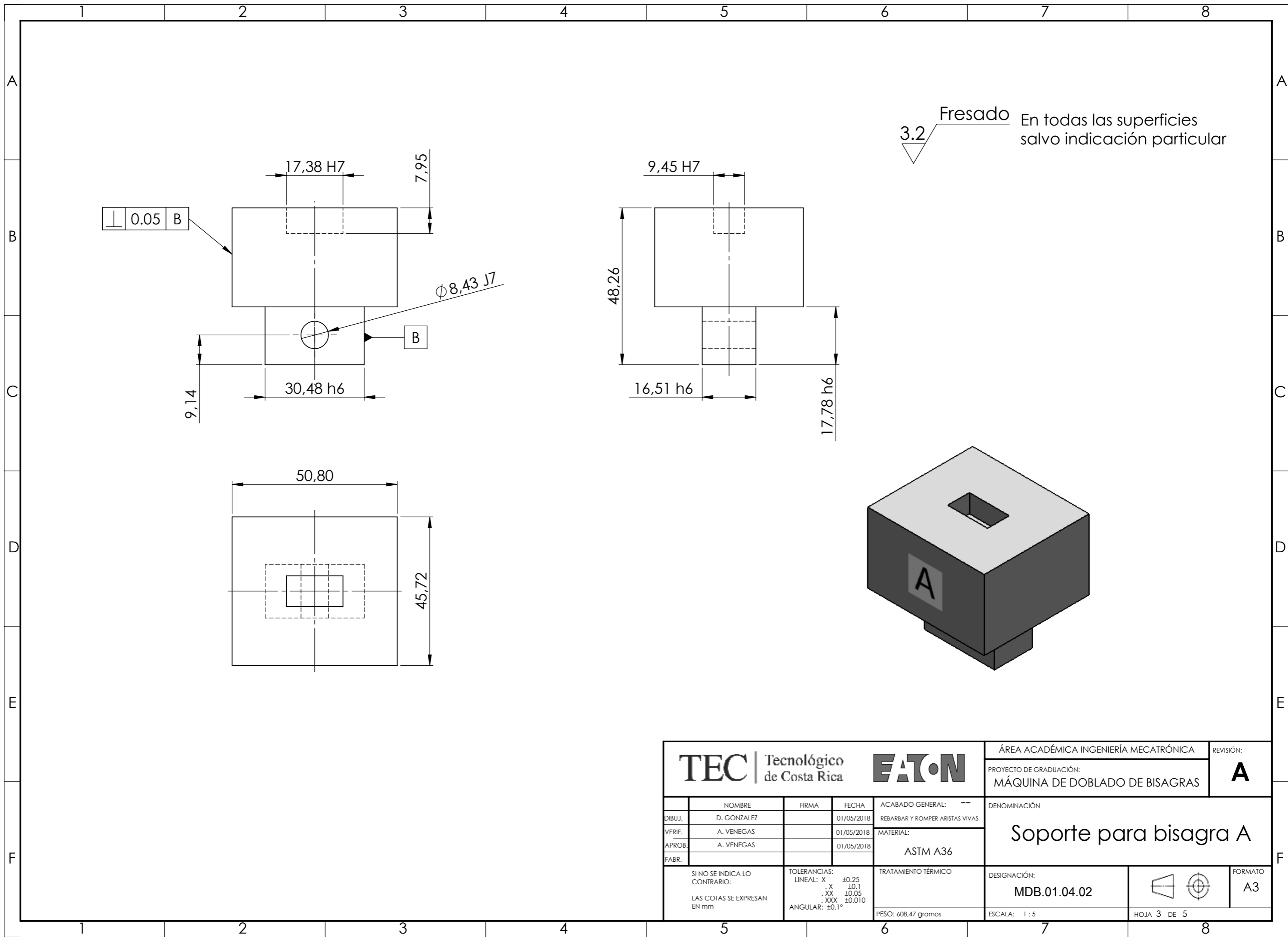
				ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA REVISIÓN: A	
DIBUJ. D. GONZALEZ VERIF. A. VENEGAS APROB. A. VENEGAS FABR.				PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS	
NOMBRE: D. GONZALEZ FIRMA: FECHA: 01/05/2018				DENOMINACIÓN: Viga de apoyo	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS MATERIAL: ASTM A36	
TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0.25 . X ±0.1 . XX ±0.05 . XXX ±0.010 ANGULAR: ±0.1°				TRATAMIENTO TÉRMICO: PESO: 657,24 gramos	
DESIGNACIÓN: MDB.01.03.03				ESCALA: 1:2 HOJA 4 DE 4	
FORMATO: A3					

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Placa ranurada en T	ASTM A36	1
2	Tornillo UNC 5/19-18 x 3/4	ASTM A36	2
3	Soporte Bisagra A	ASTM A36	2

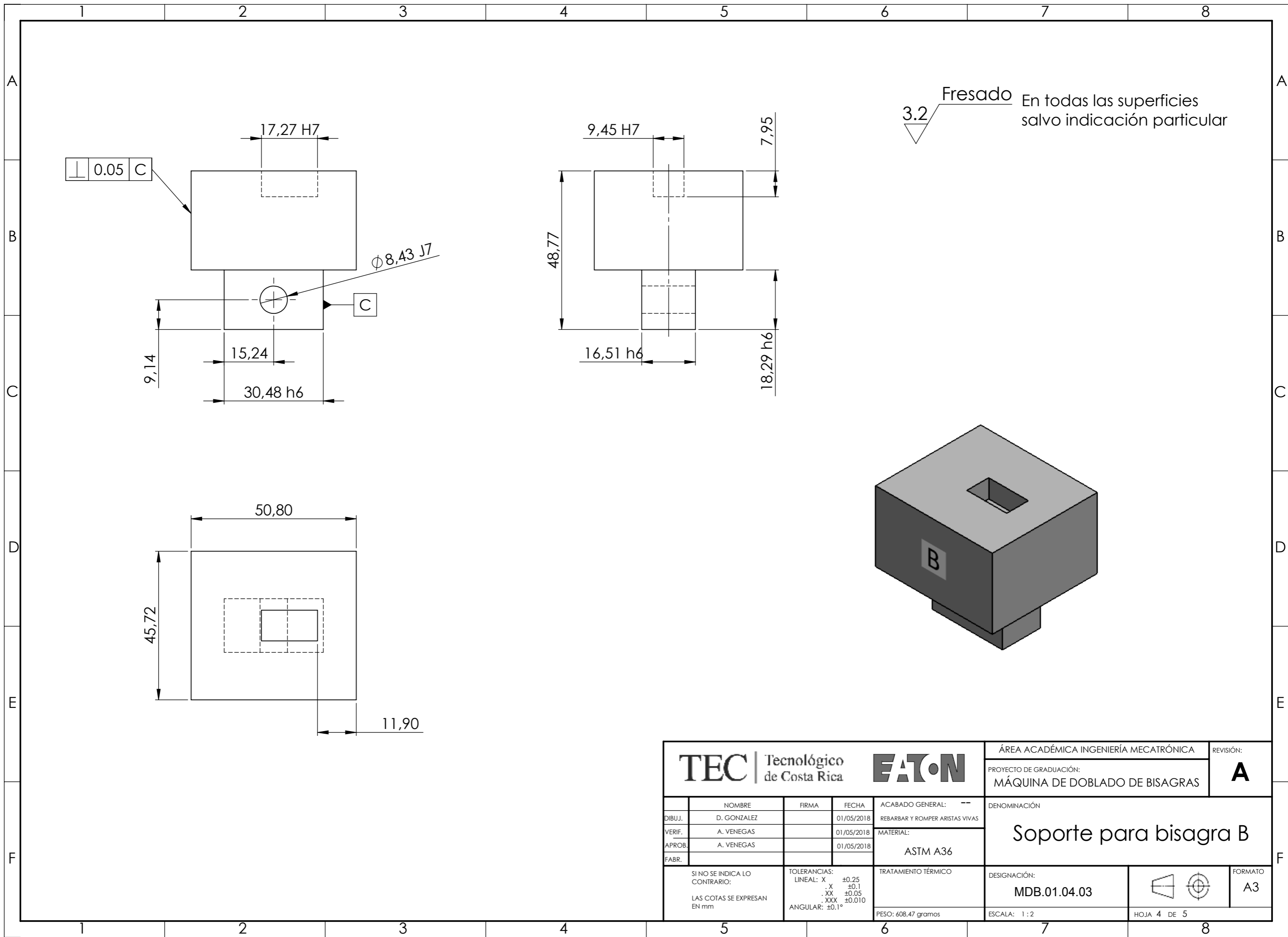


TEC Tecnológico de Costa Rica			EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA	REVISIÓN: A
PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS					DENOMINACIÓN: Mesa de Sujeción	
DIBUJ. D. GONZALEZ VERIF. A. VENEGAS APROB. A. VENEGAS FABR.	FIRMA	FECHA 01/05/2018 01/05/2018 01/05/2018	ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIAL: ASTM A36		
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm		TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0.25 .X ±0.1 .XX ±0.05 .XXX ±0.010 ANGULAR: ±0.1°	TRATAMIENTO TÉRMICO	DESIGNACIÓN: MDB.01.04.00		FORMATO: A3
PESO: 95964.33 gramos			ESCALA: 1 : 10	HOJA 1 DE 5		

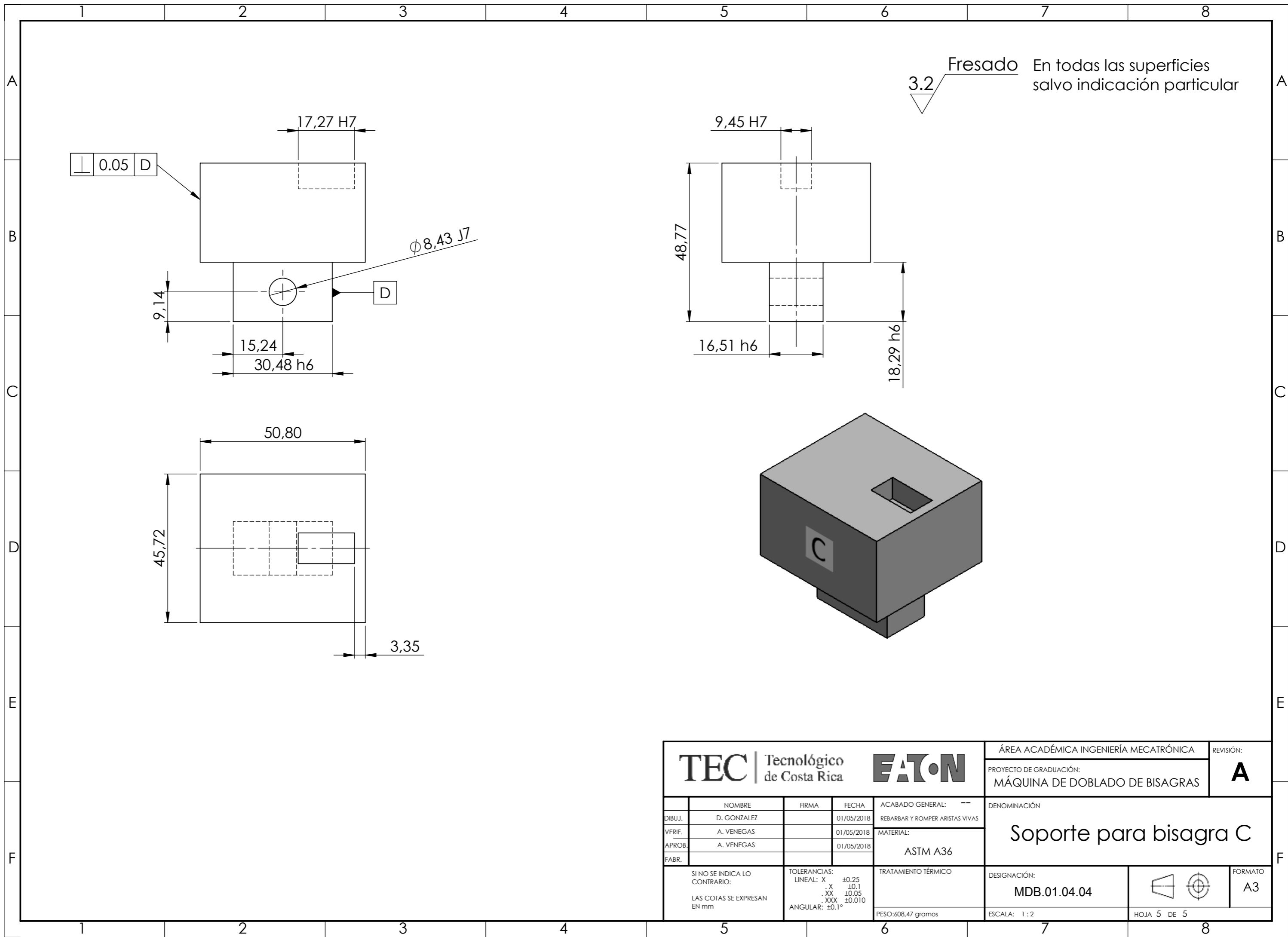




TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN: A	
DIBUJ. D. GONZALEZ				FECHA 01/05/2018		PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS			
VERIF. A. VENEGAS				FECHA 01/05/2018		DENOMINACIÓN: Soporte para bisagra A			
APROB. A. VENEGAS				FECHA 01/05/2018		MATERIAL: ASTM A36			
FABR.				TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0.25, .X ±0.1, .XX ±0.05, .XXX ±0.010, ANGULAR: ±0.1°		TRATAMIENTO TÉRMICO		DESIGNACIÓN: MDB.01.04.02	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				PESO: 608.47 gramos		ESCALA: 1:5		HOJA 3 DE 5	

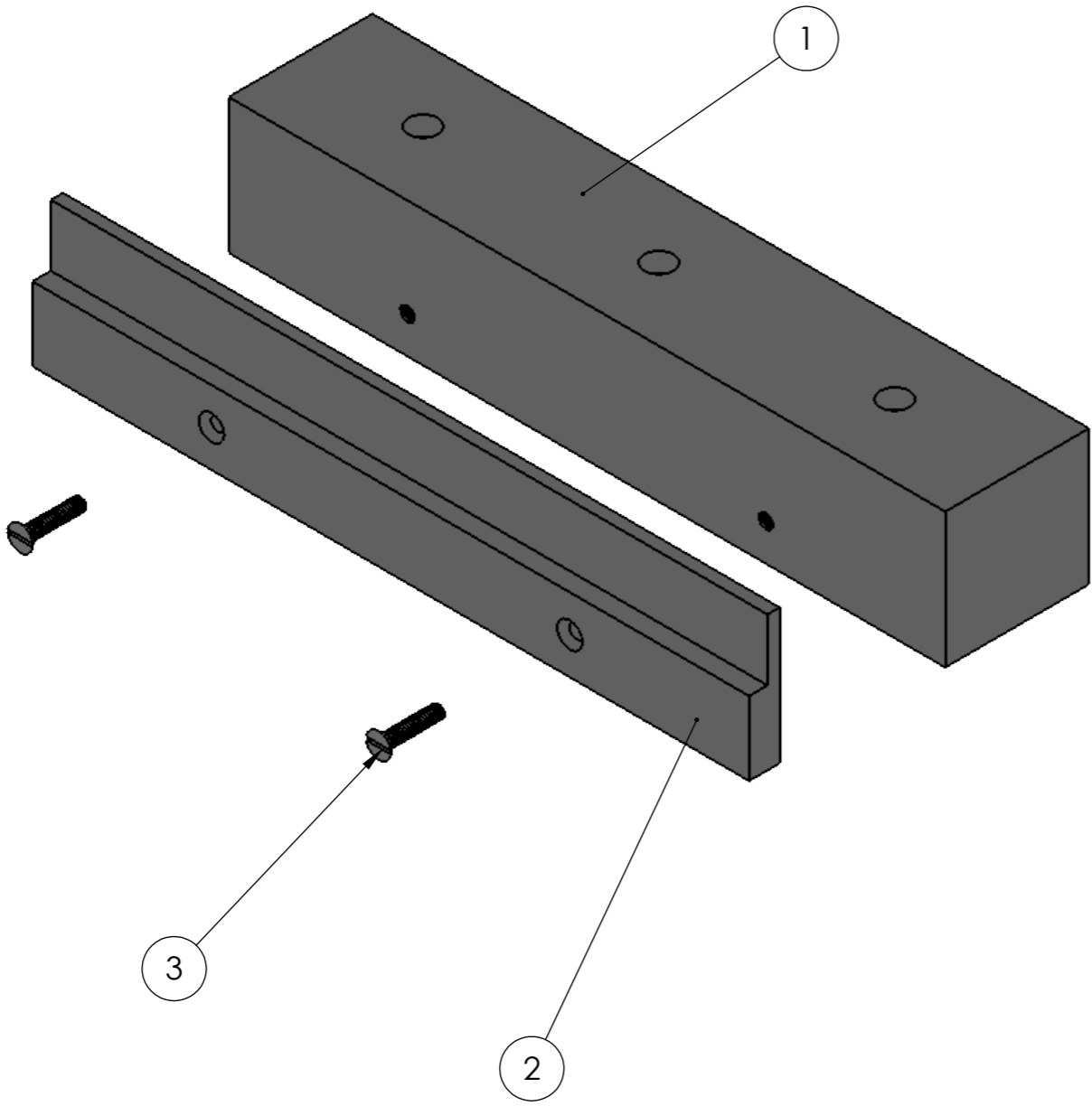


TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN: A	
DIBUJ. D. GONZALEZ				FECHA 01/05/2018		PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS			
VERIF. A. VENEGAS				FECHA 01/05/2018		DENOMINACIÓN: Soporte para bisagra B			
APROB. A. VENEGAS				FECHA 01/05/2018		MATERIAL: ASTM A36			
FABR.				TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0,25 .X ±0,1 .XX ±0,05 .XXX ±0,010 ANGULAR: ±0,1°		TRATAMIENTO TÉRMICO		DESIGNACIÓN: MDB.01.04.03	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				PESO: 608,47 gramos		ESCALA: 1 : 2		HOJA 4 DE 5	

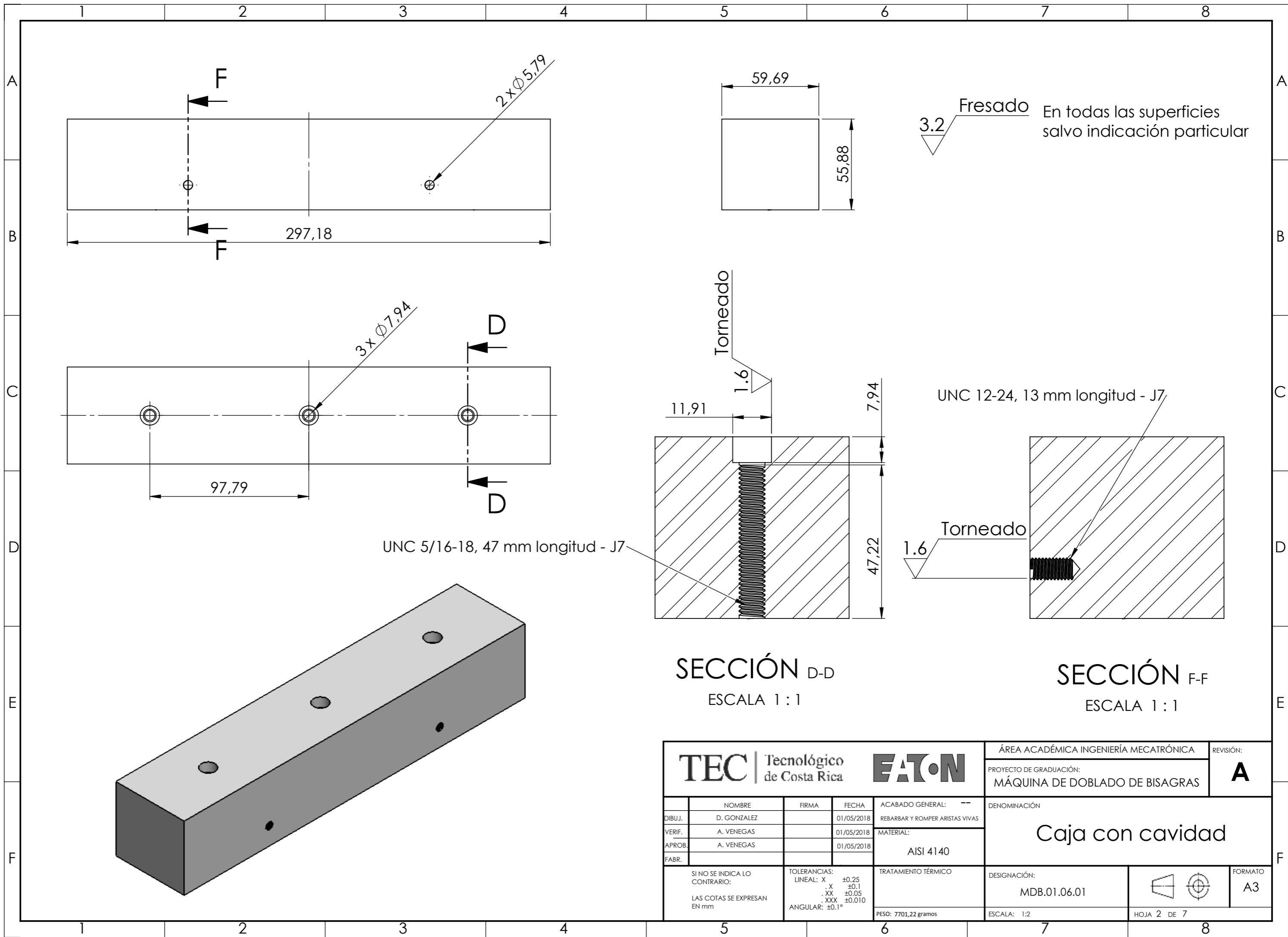


TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN: A	
DIBUJ. D. GONZALEZ				FIRMA		FECHA 01/05/2018		PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS	
VERIF. A. VENEGAS				FIRMA		FECHA 01/05/2018		DENOMINACIÓN: Soporte para bisagra C	
APROB. A. VENEGAS				FIRMA		FECHA 01/05/2018		MATERIAL: ASTM A36	
FABR.				FIRMA		FECHA		TRATAMIENTO TÉRMICO	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0,25 .X ±0,1 .XX ±0,05 .XXX ±0,010 ANGULAR: ±0,1°		PESO: 608,47 gramos		DESIGNACIÓN: MDB.01.04.04	
						ESCALA: 1 : 2		HOJA 5 DE 5	
								FORMATO: A3	

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	CAJA	AISI 4140	1
2	MORDAZA	AISI 4140	1
3	TORNILLO UNC 12-24	18-8 ACERO INOXIDABLE	2



TEC Tecnológico de Costa Rica			EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN: A
DIBUJ. D. GONZALEZ FIRMA FECHA 01/05/2018 ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS					DENOMINACIÓN: Mordaza fija		
VERIF. A. VENEGAS FECHA 01/05/2018 MATERIAL: AISI 4140					DESIGNACIÓN: MDB.01.05.00		
APROB. A. VENEGAS FECHA 01/05/2018					TRATAMIENTO TÉRMICO		FORMATO: A3
FABR.					PESO: 8898,04 gramos		ESCALA: 1 : 2
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm					TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0.25 .X ±0.1 .XX ±0.05 .XXX ±0.010 ANGULAR: ±0.1°		HOJA 1 DE 7



3.2 Fresado En todas las superficies salvo indicación particular

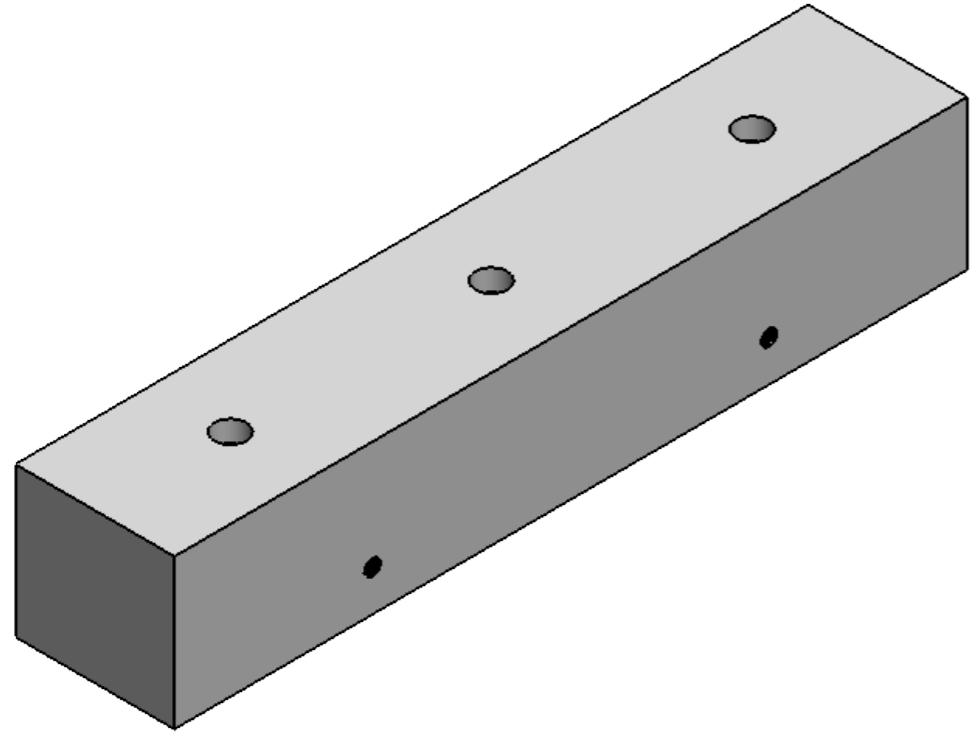
Torneado

UNC 12-24, 13 mm longitud - J7
Torneado

UNC 5/16-18, 47 mm longitud - J7

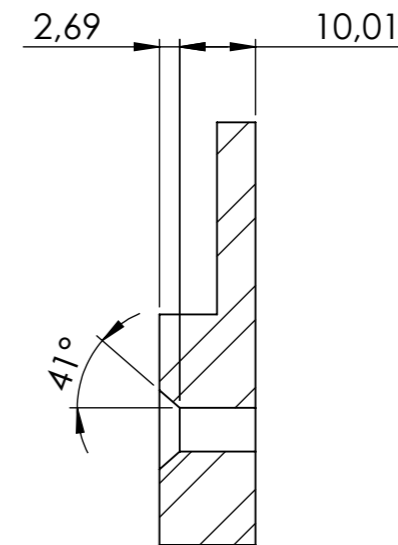
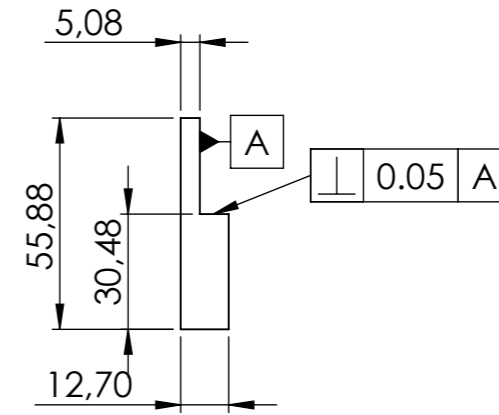
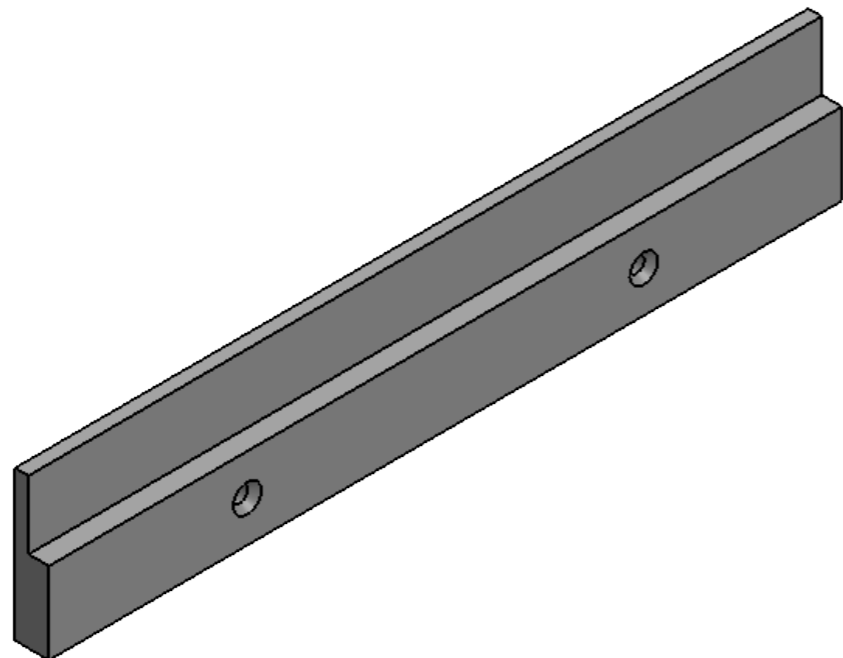
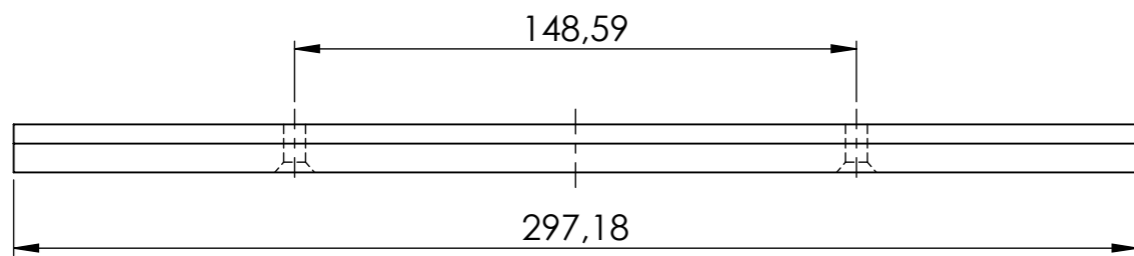
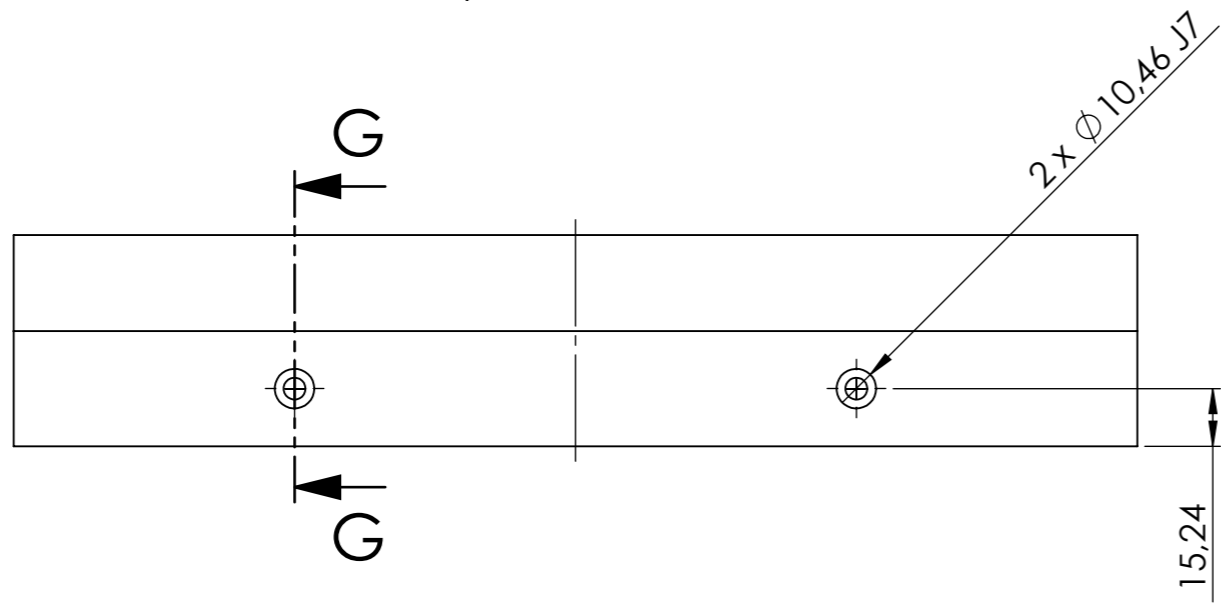
SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 1

SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 1



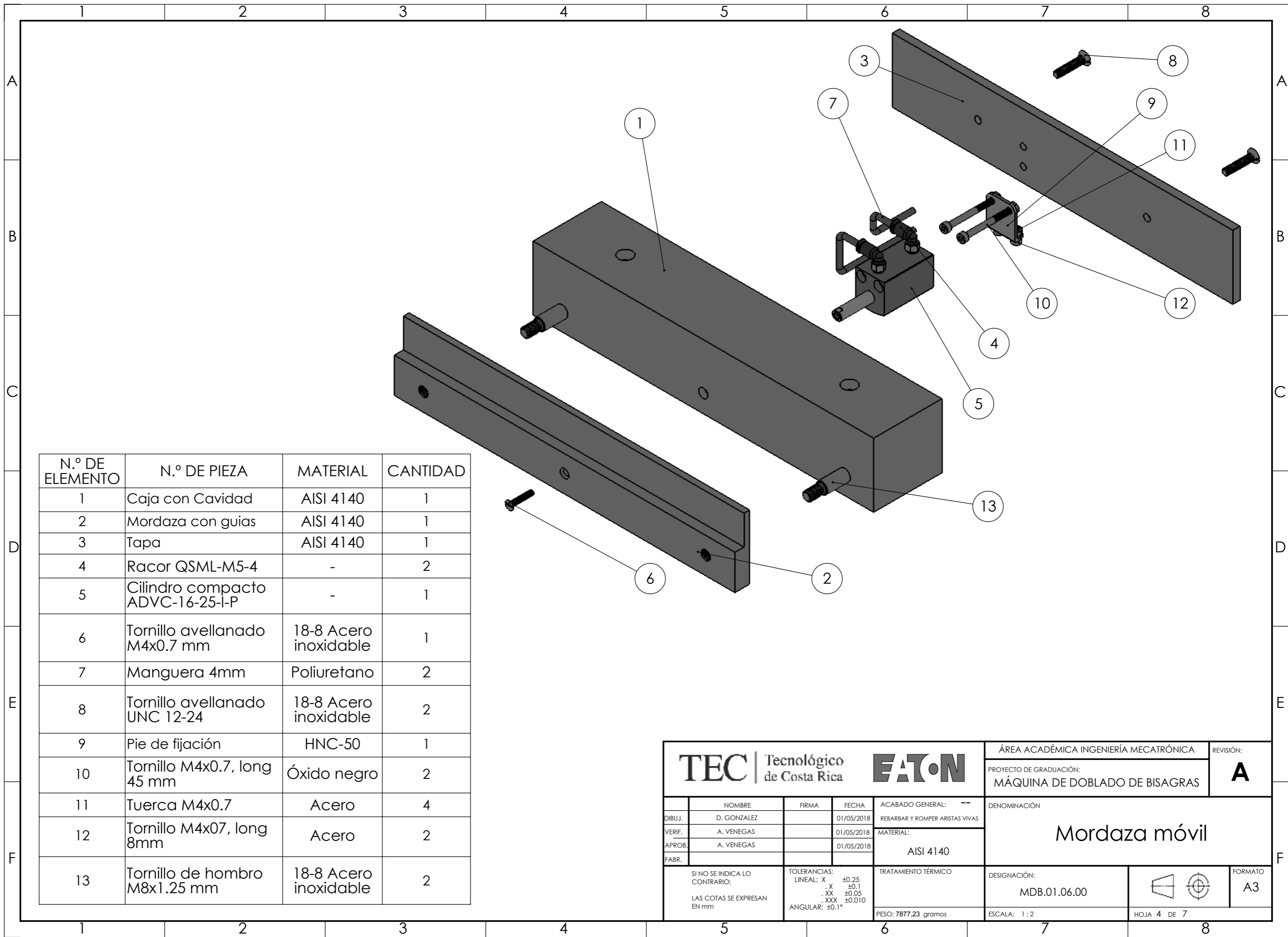
				ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA REVISIÓN: A	
DIBUJ. D. GONZALEZ VERIF. A. VENEGAS APROB. A. VENEGAS FABR.				PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS	
NOMBRE: D. GONZALEZ FIRMA: FECHA: 01/05/2018				DENOMINACIÓN: Caja con cavidad	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0,25 .X ±0,1 .XX ±0,05 .XXX ±0,010 ANGULAR: ±0,1°	
ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS				MATERIAL: AISI 4140	
TRATAMIENTO TÉRMICO				DESIGNACIÓN: MDB.01.06.01	
PESO: 7701,22 gramos				ESCALA: 1:2 HOJA 2 DE 7	
FORMATO: A3					

3.2 Fresado En todas las superficies salvo indicación particular



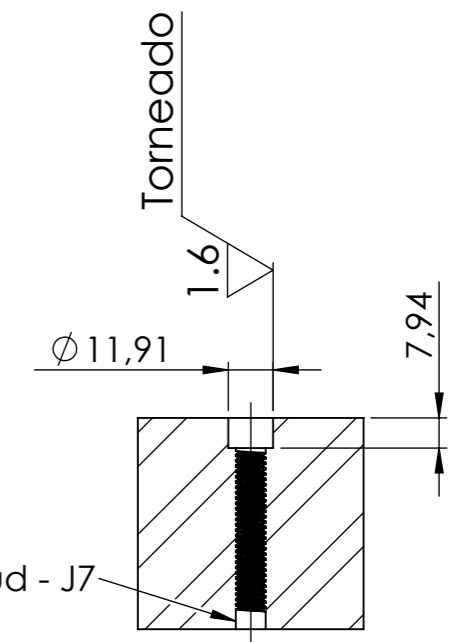
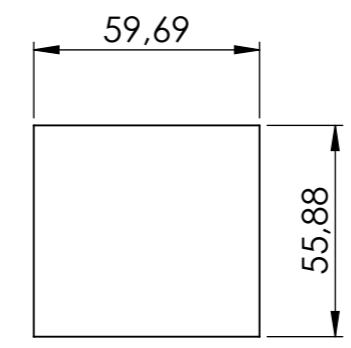
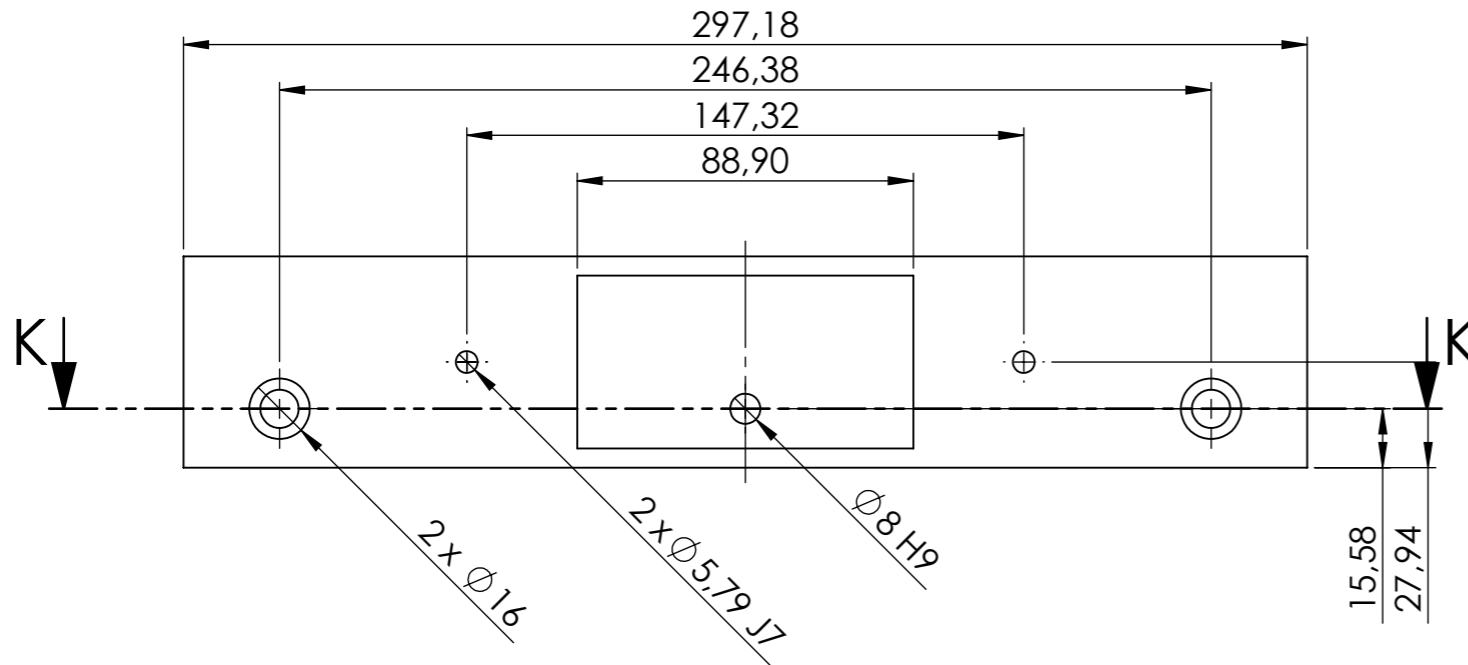
SECCIÓN G-G
ESCALA 1 : 1

				ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA REVISIÓN: A	
DIBUJ. D. GONZALEZ VERIF. A. VENEGAS APROB. A. VENEGAS FABR.				PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS	
NOMBRE: D. GONZALEZ FIRMA: [Signature] FECHA: 01/05/2018				DENOMINACIÓN: MORDAZA	
TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0.25 .X ±0.1 .XX ±0.05 .XXX ±0.010 ANGULAR: ±0.1°				ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS MATERIAL: AISI 4140	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				TRATAMIENTO TÉRMICO: PESO: 1196,82 gramos	
DESIGNACIÓN: MDB.01.05.02				ESCALA: 1 : 2 HOJA 3 DE 7	
FORMATO: A3					



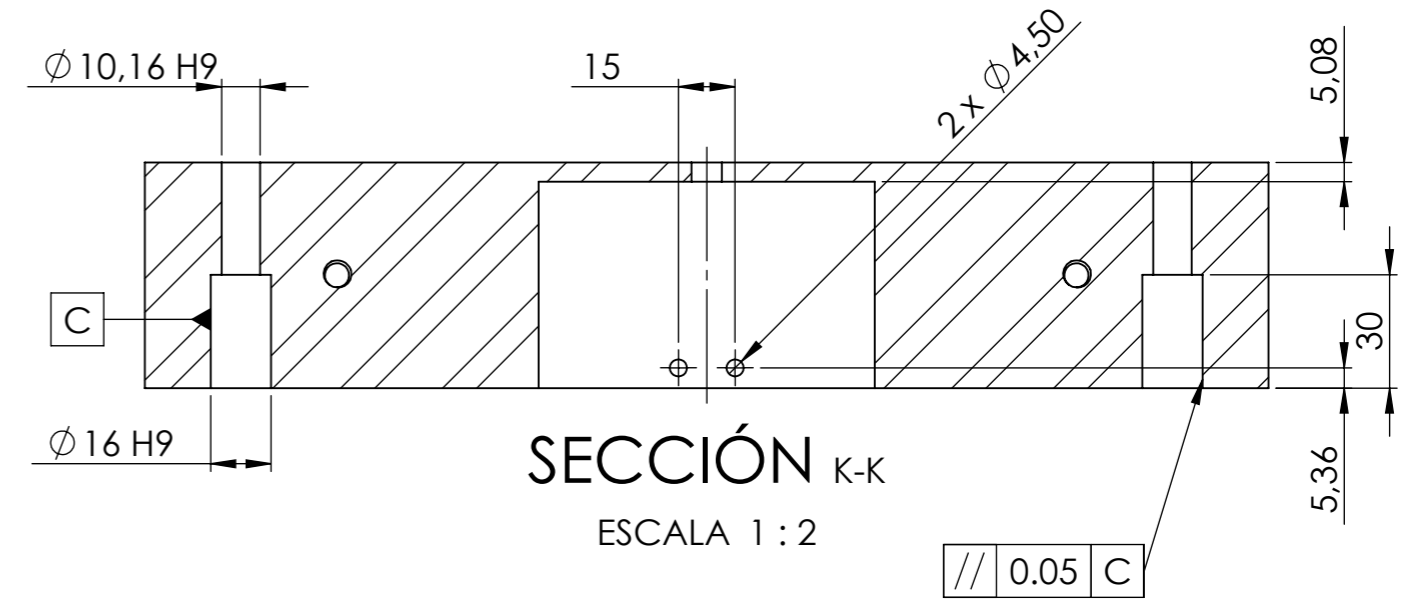
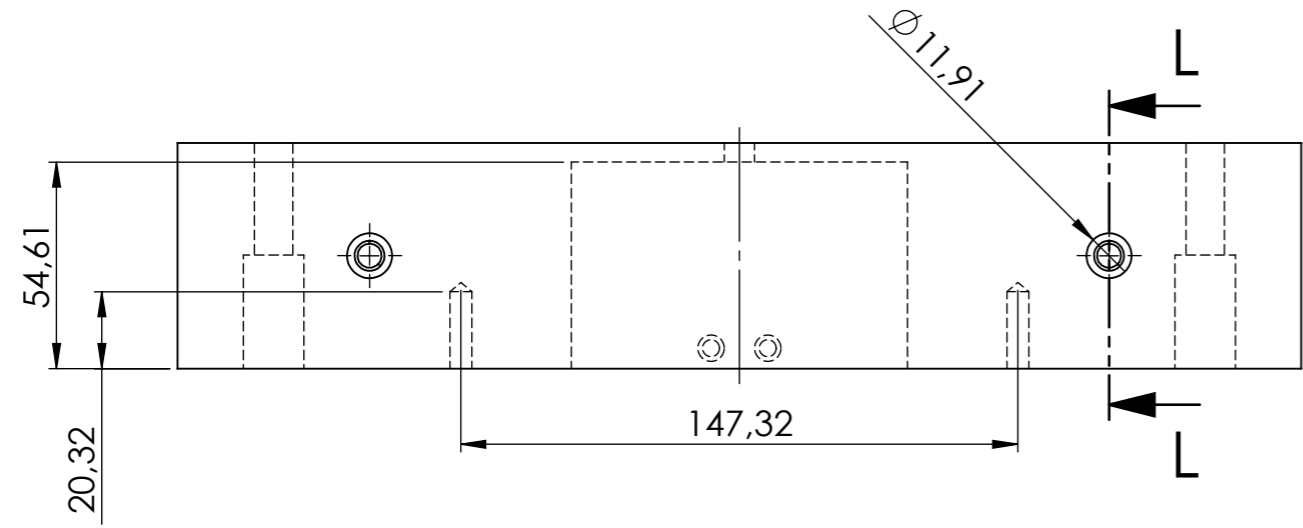
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Caja con Cavidad	AISI 4140	1
2	Mordaza con guías	AISI 4140	1
3	Tapa	AISI 4140	1
4	Racor QSML-M5-4	-	2
5	Cilindro compacto ADVC-16-25-I-P	-	1
6	Tornillo avellanado M4x0.7 mm	18-8 Acero inoxidable	1
7	Manguera 4mm	Poliuretano	2
8	Tornillo avellanado UNC 12-24	18-8 Acero inoxidable	2
9	Pie de fijación	HNC-50	1
10	Tornillo M4x0.7, long 45 mm	Óxido negro	2
11	Tuerca M4x0.7	Acero	4
12	Tornillo M4x07, long 8mm	Acero	2
13	Tornillo de hombro M8x1.25 mm	18-8 Acero inoxidable	2

TEC Tecnológico de Costa Rica			EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN:
					PROYECTO DE GRADUACIÓN:		A
					MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS		
NOMBRE: D. GONZALEZ			FIRMA:		FECHA: 01/05/2018		DENOMINACIÓN: Mordaza móvil
DIBUJ.			VERIF. A. VENEGAS		APROB. A. VENEGAS		
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0.25 .X ±0.1 .XX ±0.05 .XXX ±0.010 ANGULAR: ±0.1°		ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		
					MATERIAL: AISI 4140		
					TRATAMIENTO TÉRMICO		DESIGNACIÓN: MDB.01.06.00
					PESO: 7877.23 gramos		ESCALA: 1 : 2
							HOJA 4 DE 7
							FORMATO A3



UNC 5/16-18, 47 mm longitud - J7

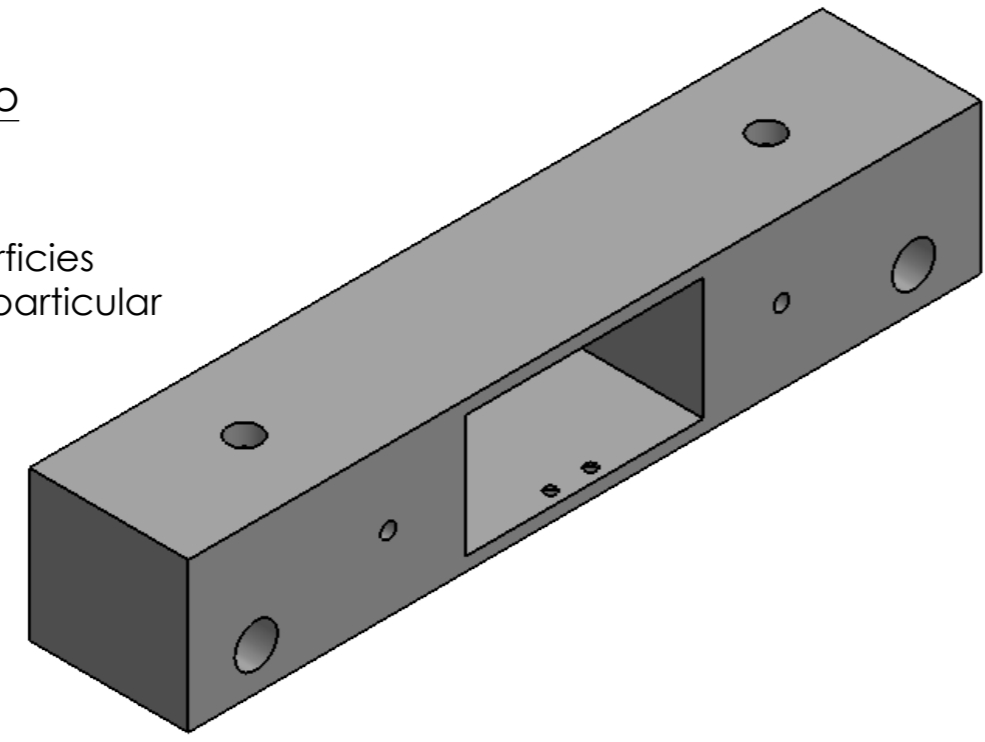
SECCIÓN L-L
ESCALA 1 : 2



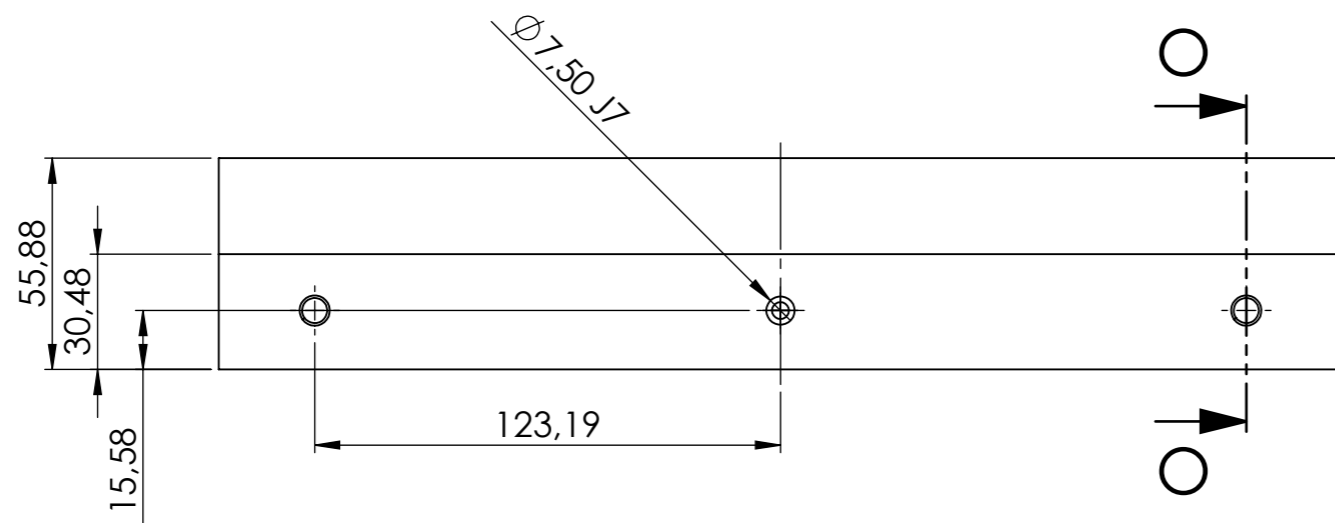
SECCIÓN K-K
ESCALA 1 : 2

3.2 Fresado

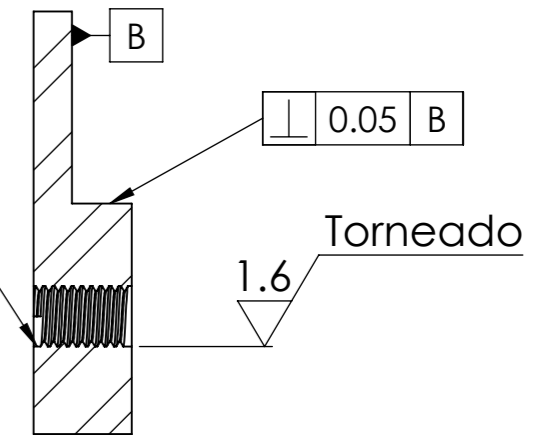
En todas las superficies salvo indicación particular



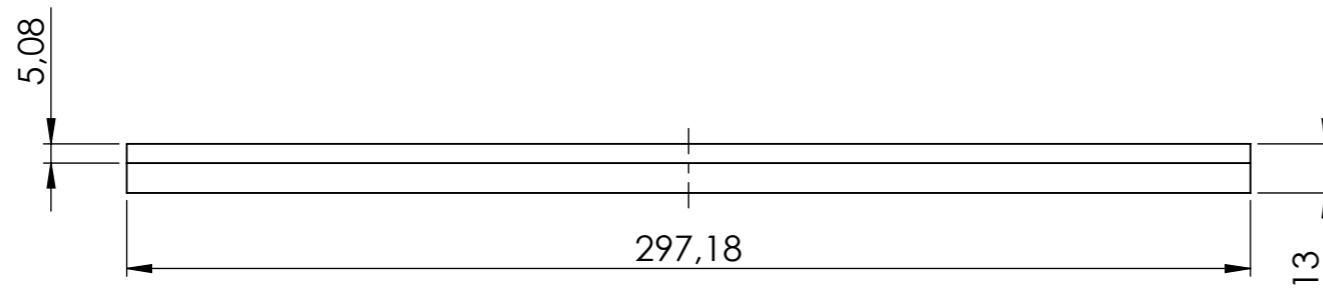
TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN: A	
DIBUJ. D. GONZALEZ				FECHA 01/05/2018		PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS			
VERIF. A. VENEGAS				FECHA 01/05/2018		DENOMINACIÓN: Caja con cavidad			
APROB. A. VENEGAS				FECHA 01/05/2018		MATERIAL: AISI 4140			
FABR.				TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0,25, .X ±0,1, .XX ±0,05, .XXX ±0,010		TRATAMIENTO TÉRMICO		DESIGNACIÓN: MDB.01.06.01	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				ANGULAR: ±0,1°		PESO: 5842,85 gramos		ESCALA: 1:2	
						HOJA 5 DE 7		FORMATO: A3	



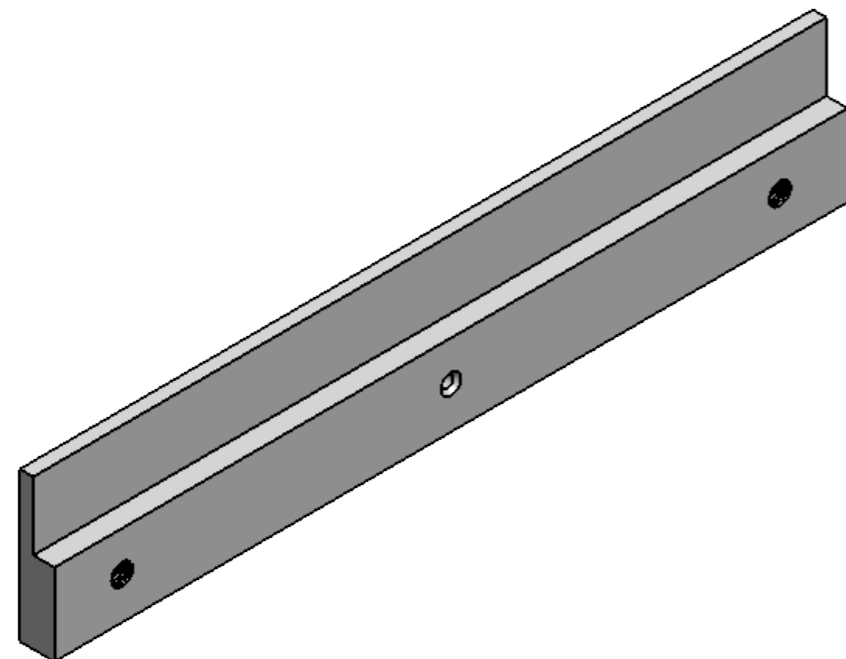
M8 x 1.25, 13 mm longitud - J7



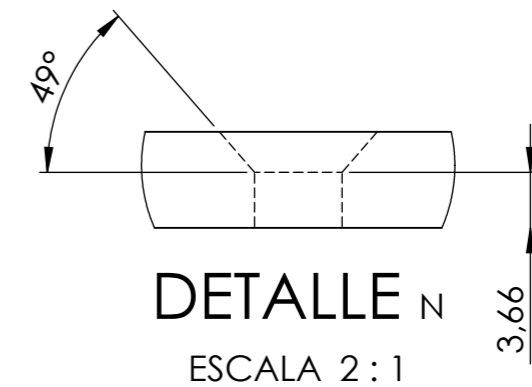
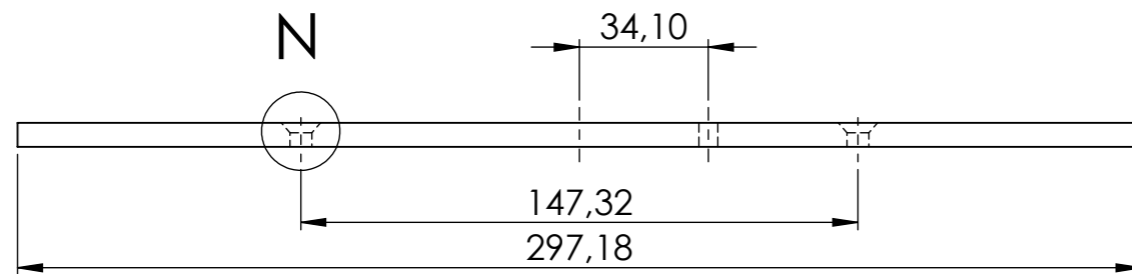
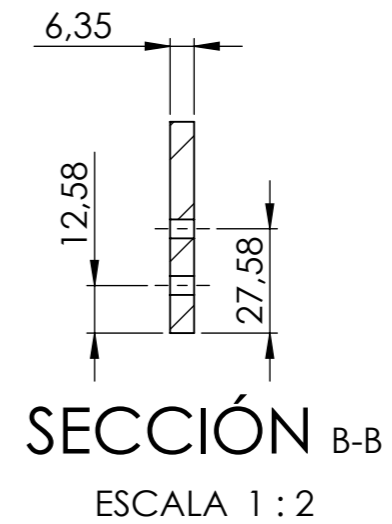
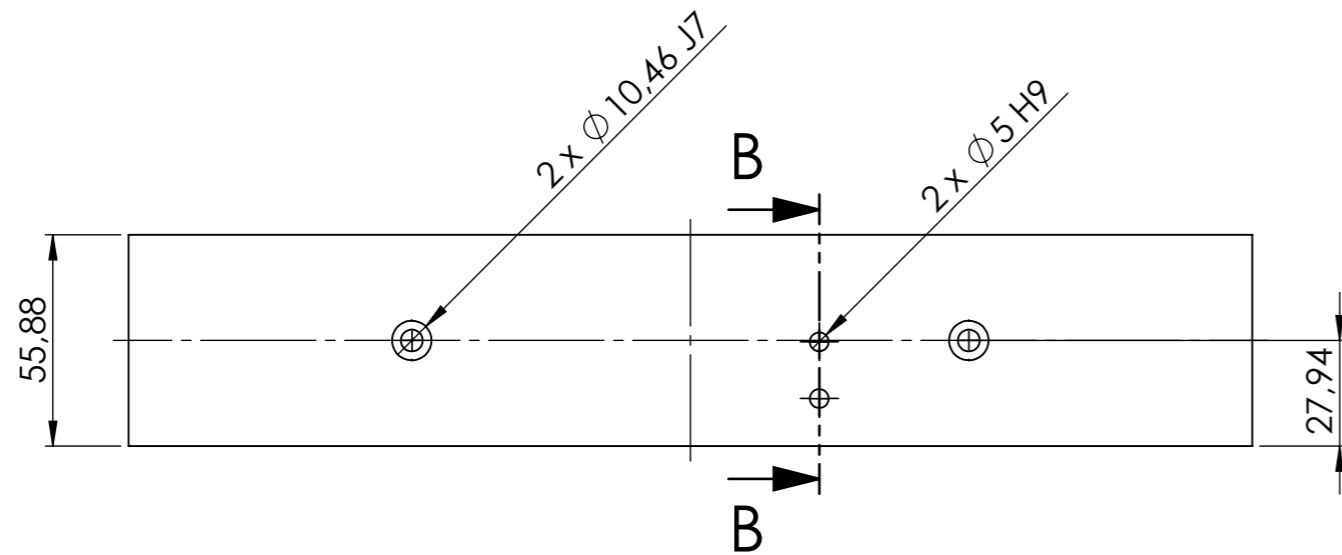
SECCIÓN o-o
ESCALA 1 : 1




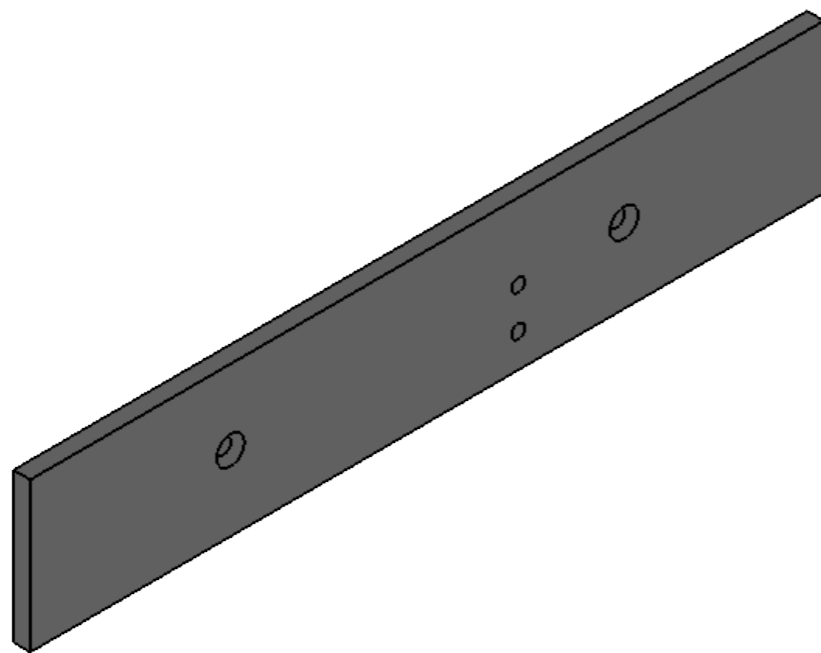
3.2 Fresado En todas las superficies salvo indicación particular



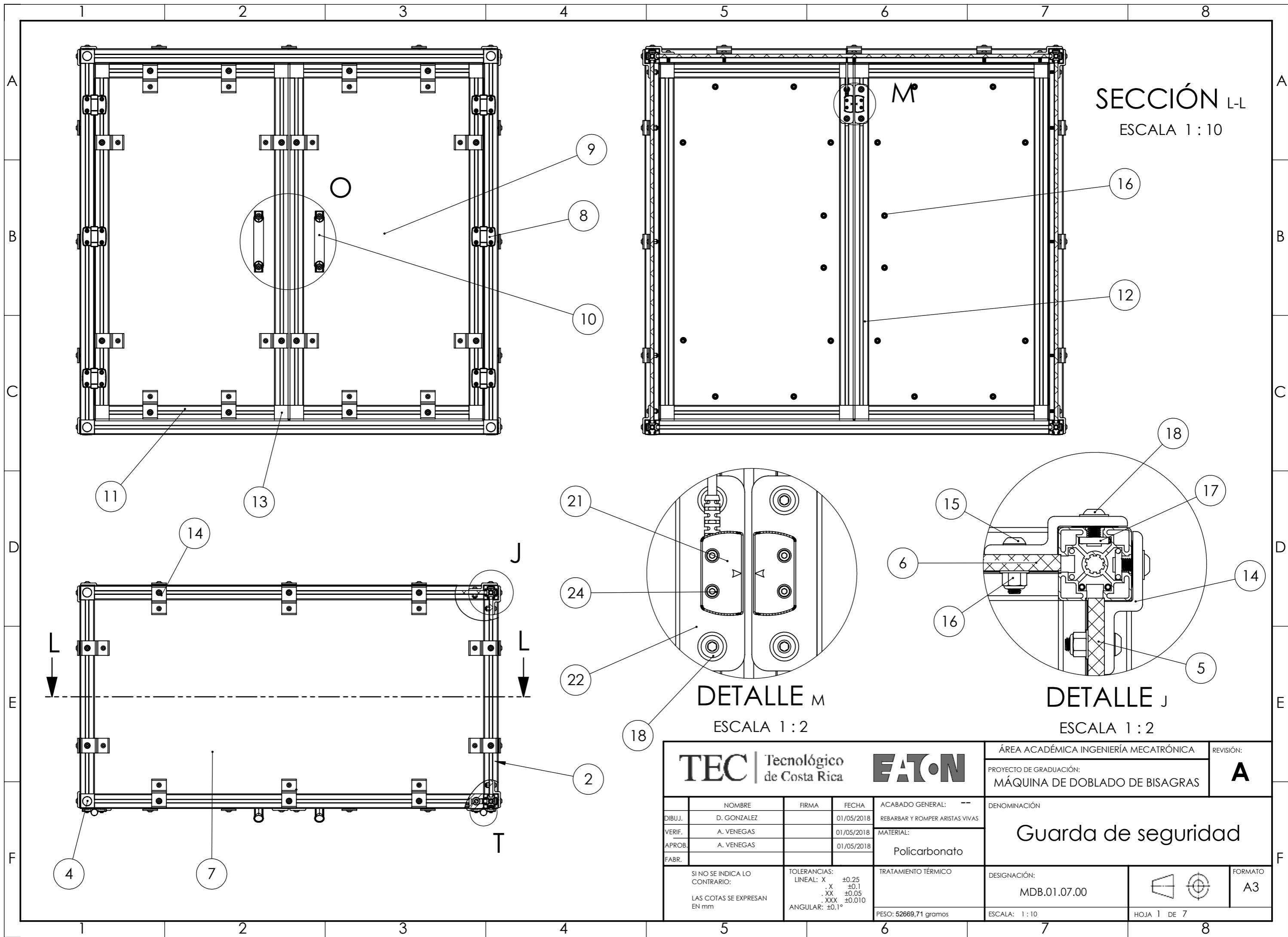
TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN: A	
DIBUJ. D. GONZALEZ				FIRMA		FECHA 01/05/2018		PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS	
VERIF. A. VENEGAS				FIRMA		FECHA 01/05/2018		DENOMINACIÓN: Mordaza con guías	
APROB. A. VENEGAS				FIRMA		FECHA 01/05/2018		MATERIAL: AISI 4140	
FABR.				TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0.25, .X ±0.1, .XX ±0.05, .XXX ±0.010		ANGULAR: ±0.1°		TRATAMIENTO TÉRMICO	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				PESO: 1212,89 gramos		DESIGNACIÓN: MDB.01.06.02		ESCALA: 1 : 2	
						HOJA 6 DE 7		FORMATO: A3	



3.2  Fresado En todas las superficies salvo indicación particular



TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN: A	
DIBUJ. D. GONZALEZ				FIRMA		FECHA 01/05/2018		PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS	
VERIF. A. VENEGAS				FIRMA		FECHA 01/05/2018		DENOMINACIÓN: Placa	
APROB. A. VENEGAS				FIRMA		FECHA 01/05/2018		MATERIAL: AISI 4140	
FABR.				FIRMA		FECHA		TRATAMIENTO TÉRMICO	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0,25, .X ±0,1, .XX ±0,05, .XXX ±0,010		ANGULAR: ±0,1°		DESIGNACIÓN: MDB.01.06.03	
PESO: 821,49 gramos				ESCALA: 1 : 2		HOJA 7 DE 7		FORMATO: A3	

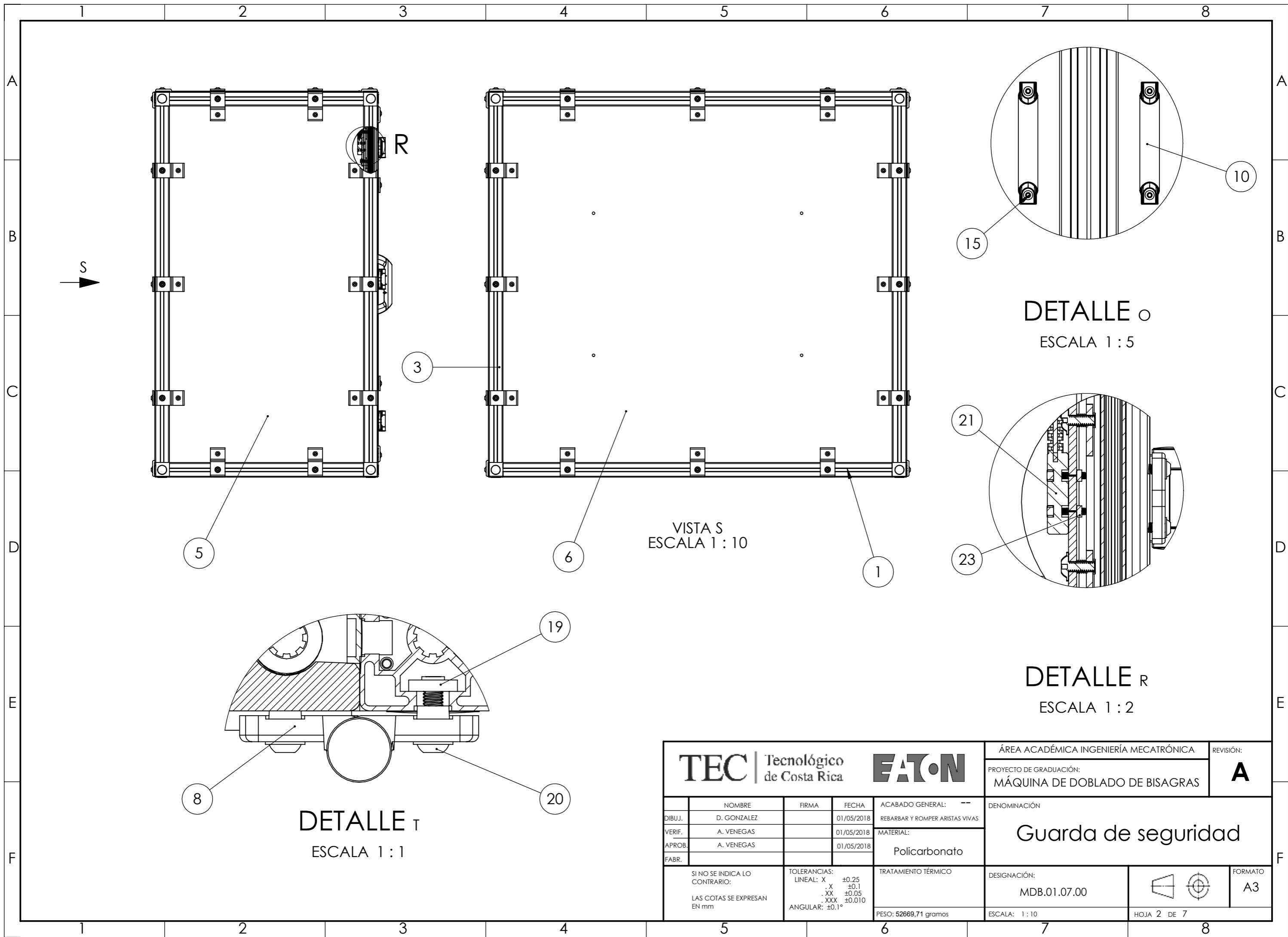


SECCIÓN L-L
ESCALA 1:10

DETALLE M
ESCALA 1:2

DETALLE J
ESCALA 1:2

TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN:
						PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS		A
DIBUJ. D. GONZALEZ		FIRMA		FECHA 01/05/2018		DENOMINACIÓN		
VERIF. A. VENEGAS				ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		Guarda de seguridad		
APROB. A. VENEGAS				MATERIAL: Policarbonato		DESIGNACIÓN: MDB.01.07.00		
FABR.				TRATAMIENTO TÉRMICO		ESCALA: 1:10		HOJA 1 DE 7
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0.25 .X ±0.1 .XX ±0.05 .XXX ±0.010 ANGULAR: ±0.1°		PESO: 52669,71 gramos		FORMATO A3



S

3

5

6

1

15

10

21

23

19

8

20

VISTA S
ESCALA 1 : 10

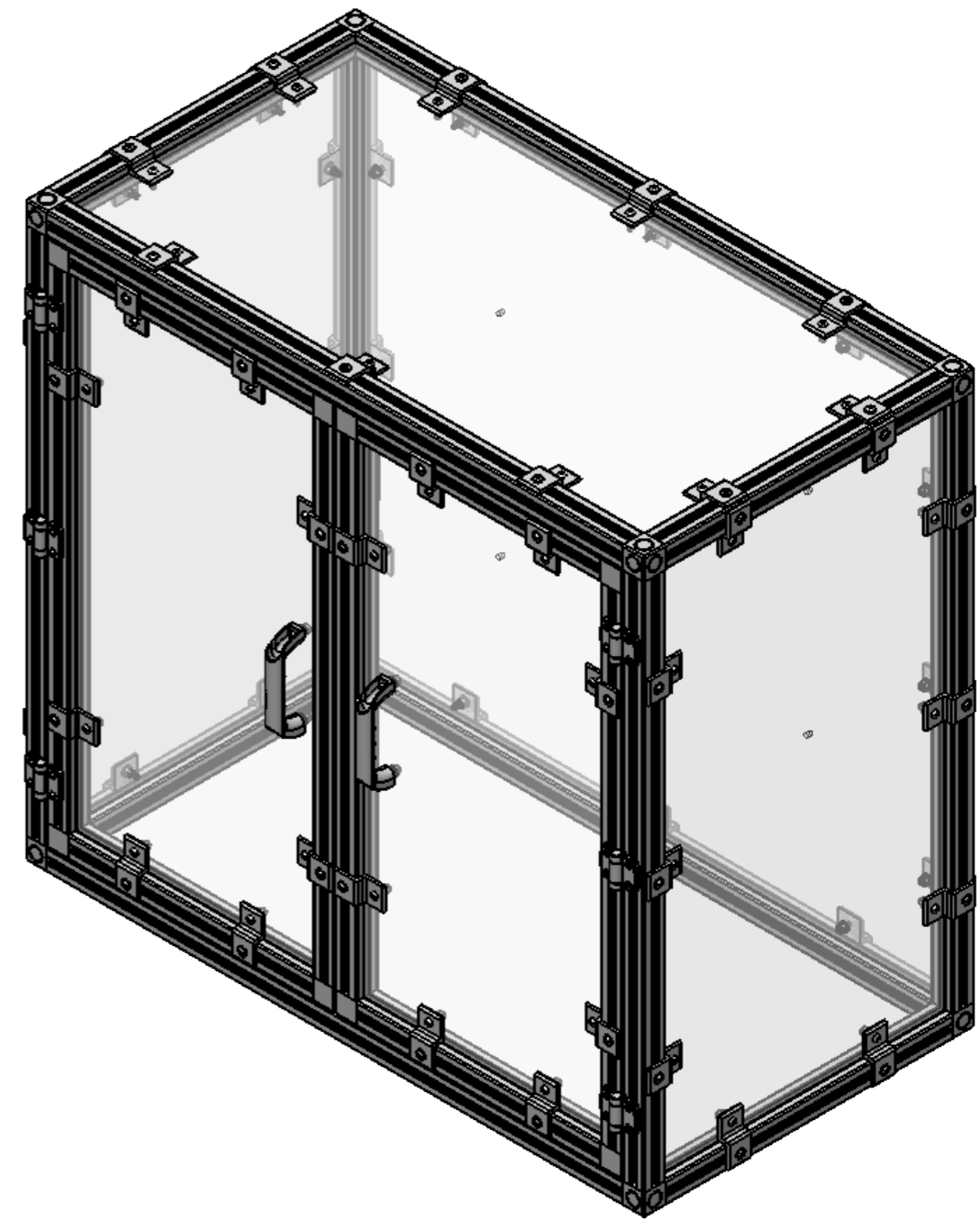
DETALLE O
ESCALA 1 : 5

DETALLE R
ESCALA 1 : 2

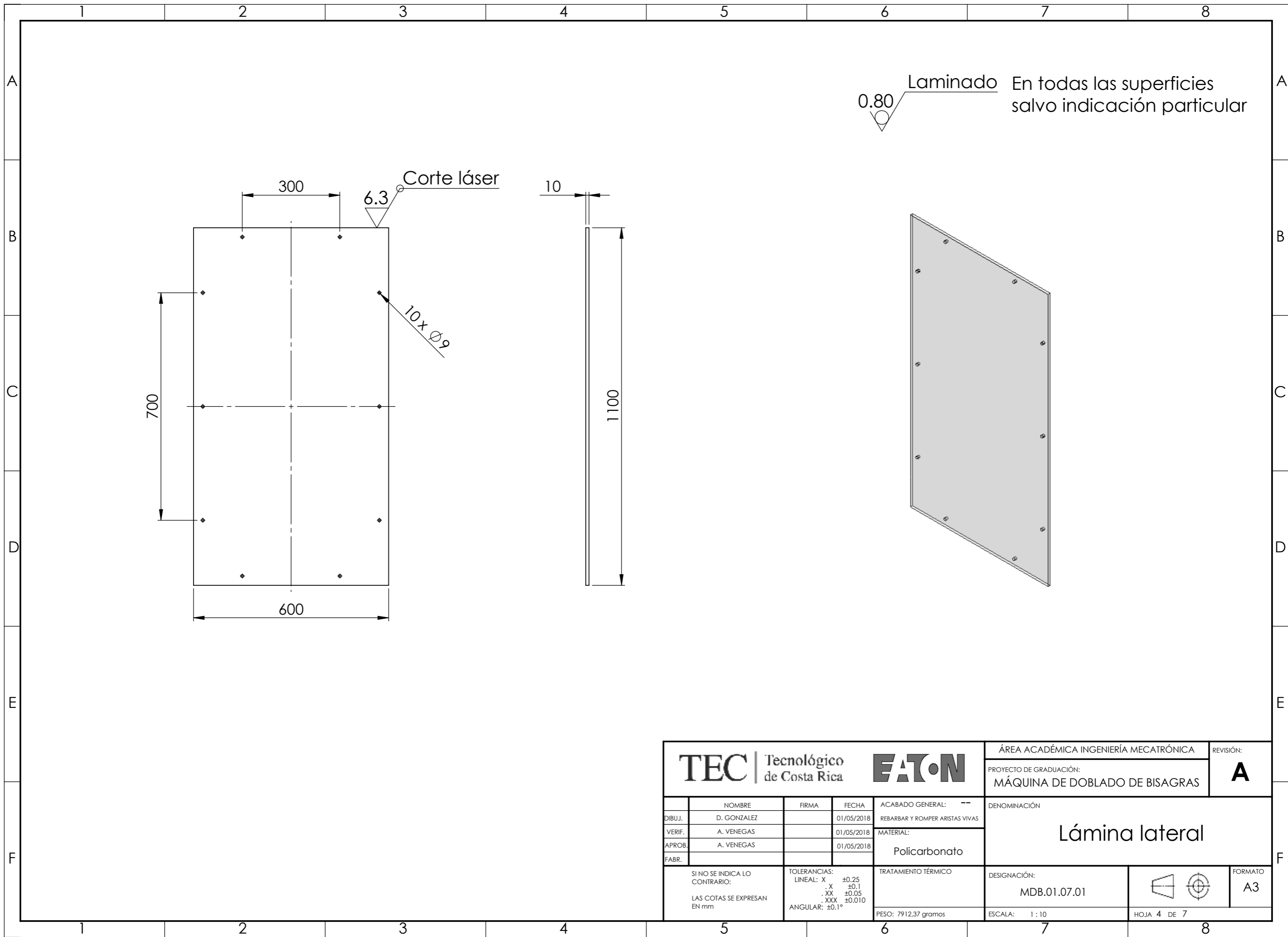
DETALLE T
ESCALA 1 : 1

TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN:	
						PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS		A	
				ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		DENOMINACIÓN Guarda de seguridad			
DIBUJ. D. GONZALEZ		FIRMA		FECHA 01/05/2018		MATERIAL: Policarbonato		DESIGNACIÓN: MDB.01.07.00	
VERIF. A. VENEGAS		APROB. A. VENEGAS		FECHA 01/05/2018		TRATAMIENTO TÉRMICO		FORMATO A3	
FABR.		TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0.25 .X ±0.1 .XX ±0.05 .XXX ±0.010 ANGULAR: ±0.1°		PESO: 52669,71 gramos		ESCALA: 1 : 10		HOJA 2 DE 7	

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Riel ranurado en T frontal	Aluminio 6360	4
2	Riel ranurado en T lateral	Aluminio 6360	4
3	Riel ranurado en T vertical	Aluminio 6360	4
4	Soporte de esquina	Aluminio 6360	8
5	Lámina lateral	Policarbonato	2
6	Lámina frontal	Policarbonato	1
7	Lámina Superior	Policarbonato	1
8	Gozne	Plástico	6
9	Hoja Puerta	Policarbonato	2
10	Manija	Plástico	2
11	Marco horizontal puerta	Aluminio 6360	4
12	Marco vertical puerta	Aluminio 6360	4
13	Soporte de esquina de dos vías	Aluminio 6360	8
14	Sujetador con rosca	Aluminio 6360	58
15	Tornillo de cabeza redonda M8x30	Acero inoxidable 18-8	62
16	Tuerca M8x1,25	Acero zincado	63
17	Placa	Acero inoxidable 18-8	66
18	Tornillo de cabeza redonda M8x16	Acero inoxidable 18-8	62
19	Placa pequeña	Acero inoxidable 18-8	24
20	Tornillo de cabeza redonda M6x20	Acero inoxidable 18-8	24
21	Sensor de seguridad	-	1
22	Platina	Acero inoxidable 304	2
23	Tuerca M4x0,7, DIN 557	Acero zincado	4
24	Tornillo M4x20, DIN 912	Acero inoxidable 18-8	4



TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN:	
						PROYECTO DE GRADUACIÓN:		A	
						MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS			
		NOMBRE D. GONZALEZ		FIRMA		FECHA 01/05/2018		ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	
		VERIF. A. VENEGAS				MATERIAL: Policarbonato		DENOMINACIÓN Guarda de seguridad	
		APROB. A. VENEGAS				TRATAMIENTO TÉRMICO		DESIGNACIÓN: MDB.01.07.00	
		FABR.				PESO: 52669,71 gramos		ESCALA: 1 : 10	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm		TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0,25 .X ±0,1 .XX ±0,05 .XXX ±0,010 ANGULAR: ±0,1°				FORMATO A3			
						HOJA 3 DE 7			



0.80 ∇ Laminado En todas las superficies salvo indicación particular

6.3 ∇ Corte láser

10x \varnothing 9

10

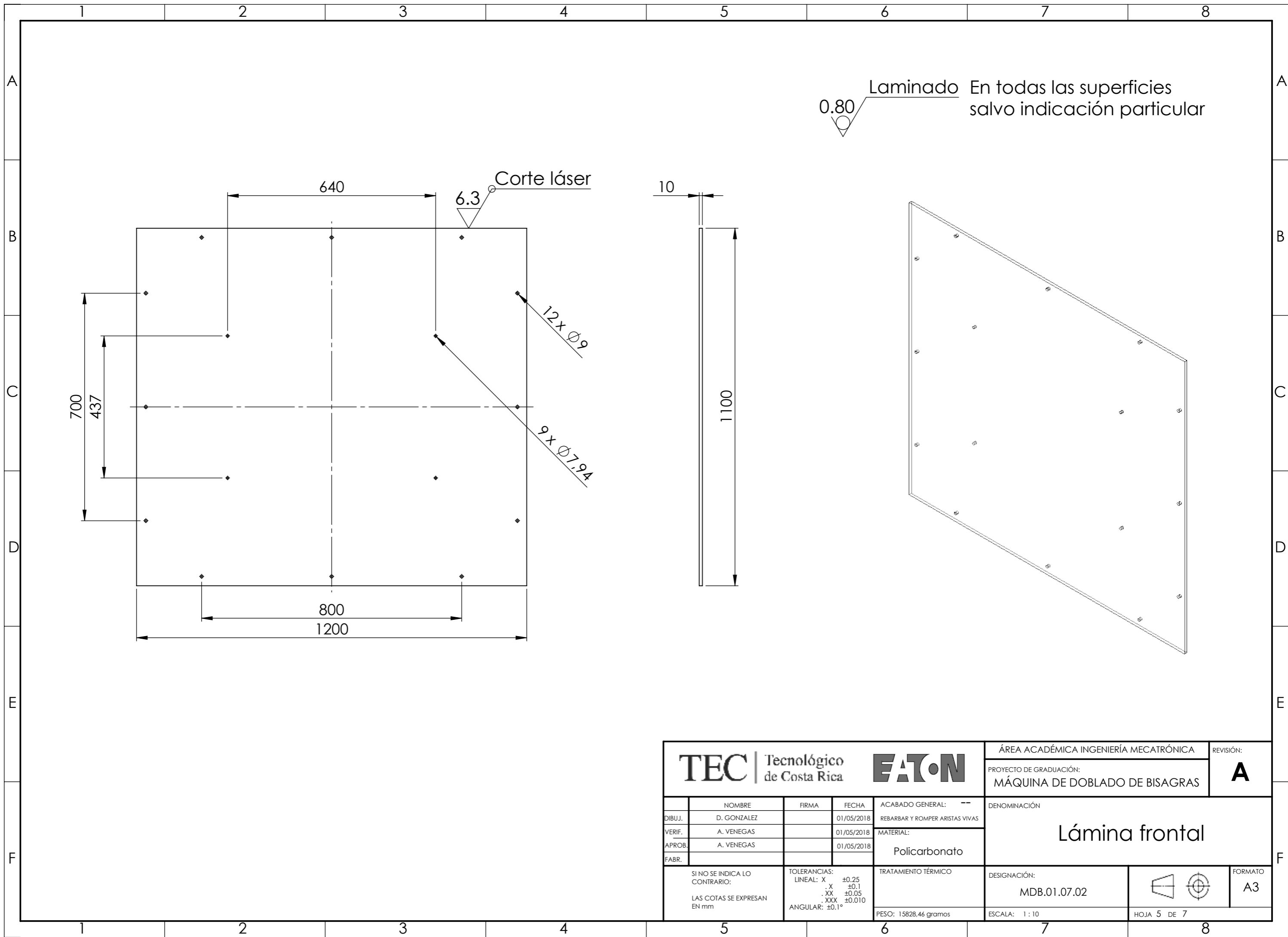
1100

700

600

300

TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN: A	
DIBUJ. D. GONZALEZ				FECHA 01/05/2018		PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS			
VERIF. A. VENEGAS				FECHA 01/05/2018		DENOMINACIÓN: Lámina lateral			
APROB. A. VENEGAS				FECHA 01/05/2018		MATERIAL: Policarbonato			
FABR.				TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0.25 .X ±0.1 .XX ±0.05 .XXX ±0.010 ANGULAR: ±0.1°		TRATAMIENTO TÉRMICO		DESIGNACIÓN: MDB.01.07.01	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				PESO: 7912.37 gramos		ESCALA: 1 : 10		HOJA 4 DE 7	
								FORMATO: A3	



0.80 Laminado En todas las superficies salvo indicación particular

6.3 Corte láser

12x Ø9

9x Ø7.94

10

1100

700

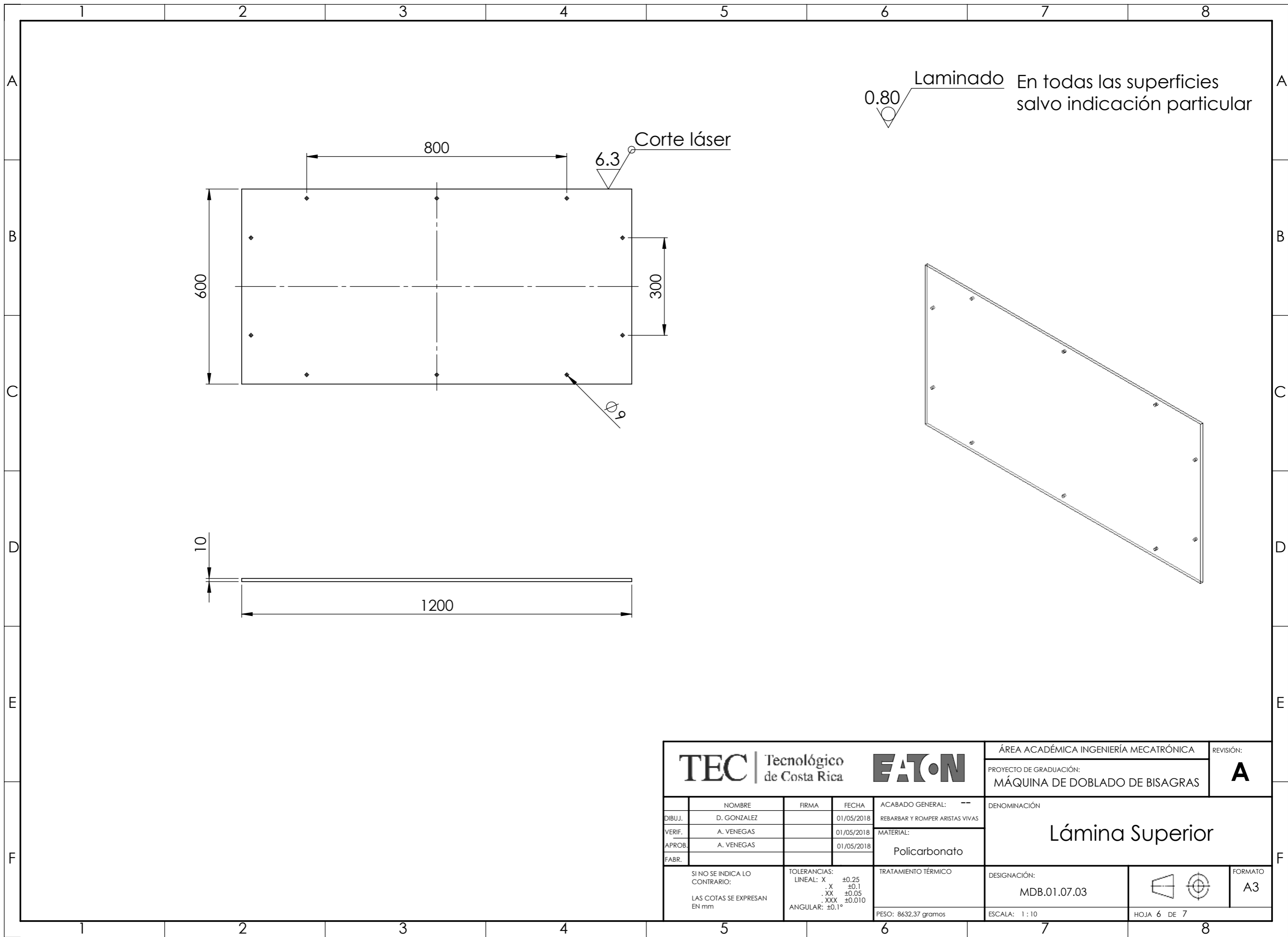
437

640

800

1200

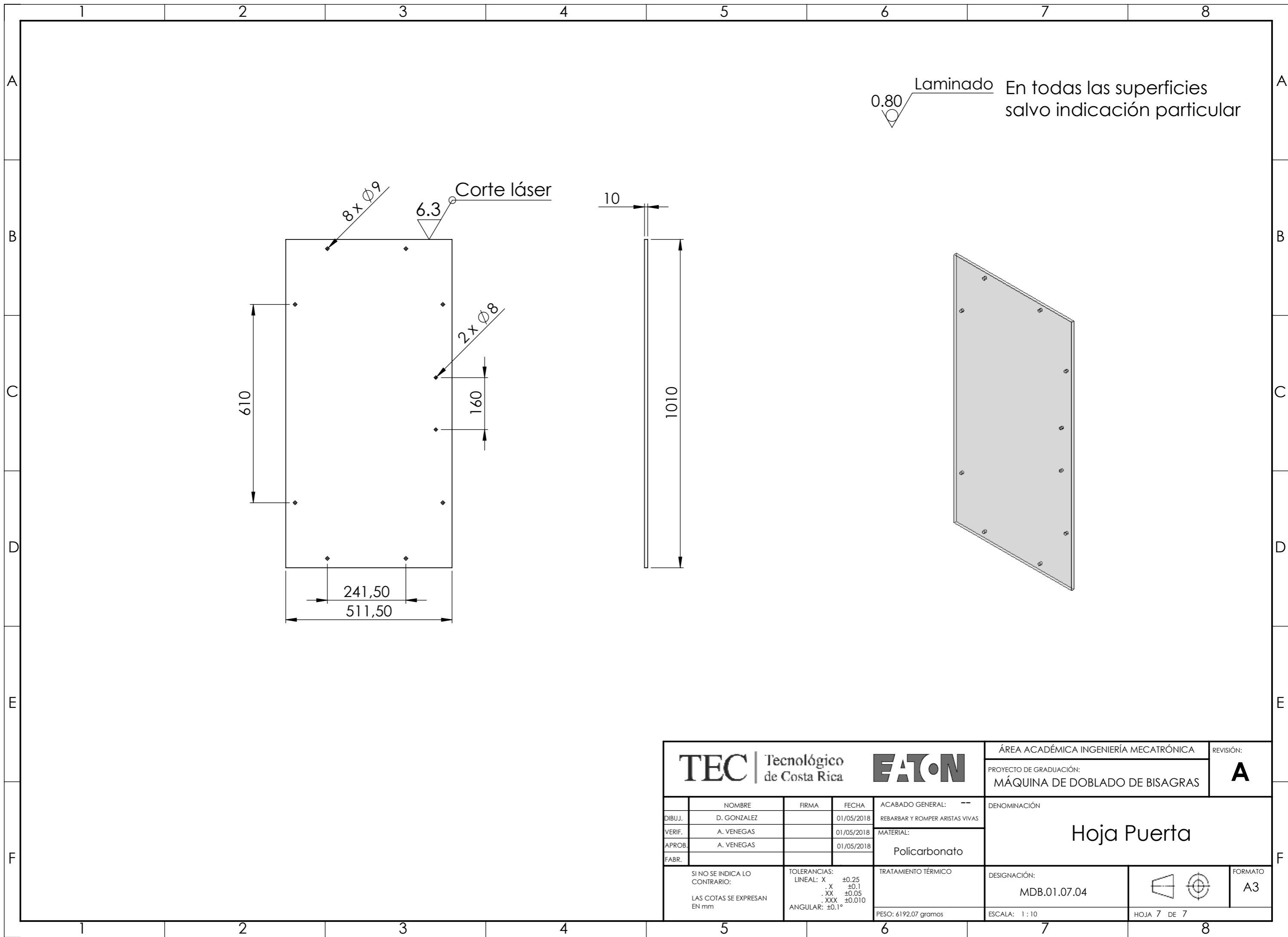
TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN:	
						PROYECTO DE GRADUACIÓN:		A	
						MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS			
		NOMBRE D. GONZALEZ		FIRMA		FECHA 01/05/2018		ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	
DIBUJ.								DENOMINACIÓN Lámina frontal	
VERIF.		A. VENEGAS				MATERIAL: Policarbonato			
APROB.		A. VENEGAS							
FABR.									
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm		TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0.25 .X ±0.1 .XX ±0.05 .XXX ±0.010 ANGULAR: ±0.1°		TRATAMIENTO TÉRMICO		DESIGNACIÓN: MDB.01.07.02		FORMATO A3	
				PESO: 15828,46 gramos		ESCALA: 1 : 10		HOJA 5 DE 7	



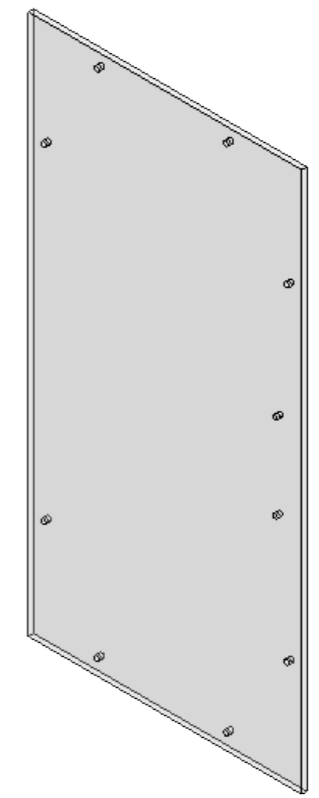
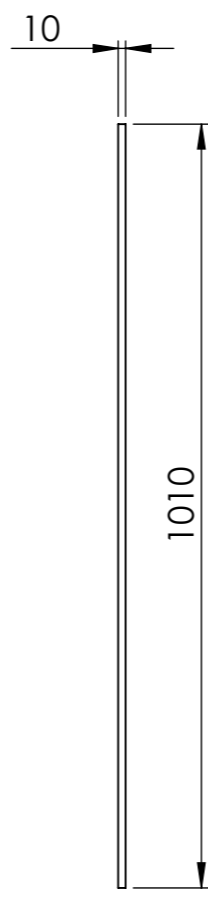
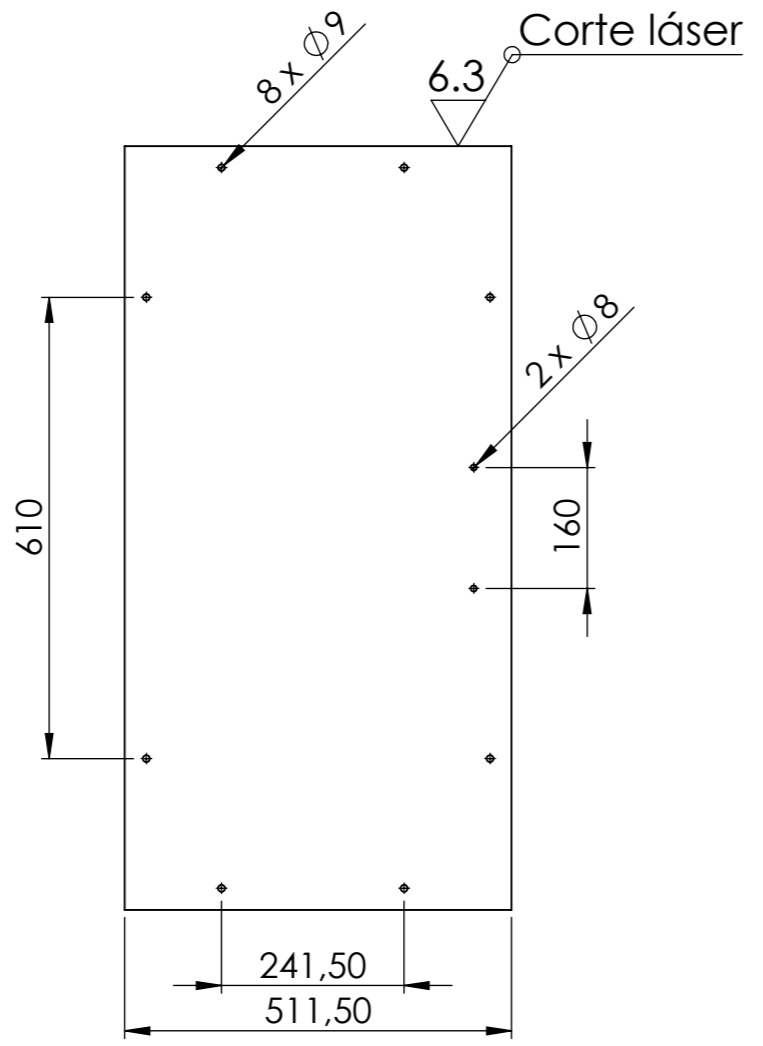
0.80 **Laminado** En todas las superficies salvo indicación particular

6.3 **Corte láser**

TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN: A	
DIBUJ. D. GONZALEZ				FECHA 01/05/2018		PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS			
VERIF. A. VENEGAS				FECHA 01/05/2018		DENOMINACIÓN: Lámina Superior			
APROB. A. VENEGAS				FECHA 01/05/2018		MATERIAL: Polycarbonato			
FABR.				TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0.25 .X ±0.1 .XX ±0.05 .XXX ±0.010 ANGULAR: ±0.1°		TRATAMIENTO TÉRMICO		DESIGNACIÓN: MDB.01.07.03	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				PESO: 8632.37 gramos		ESCALA: 1 : 10		HOJA 6 DE 7	
								FORMATO: A3	

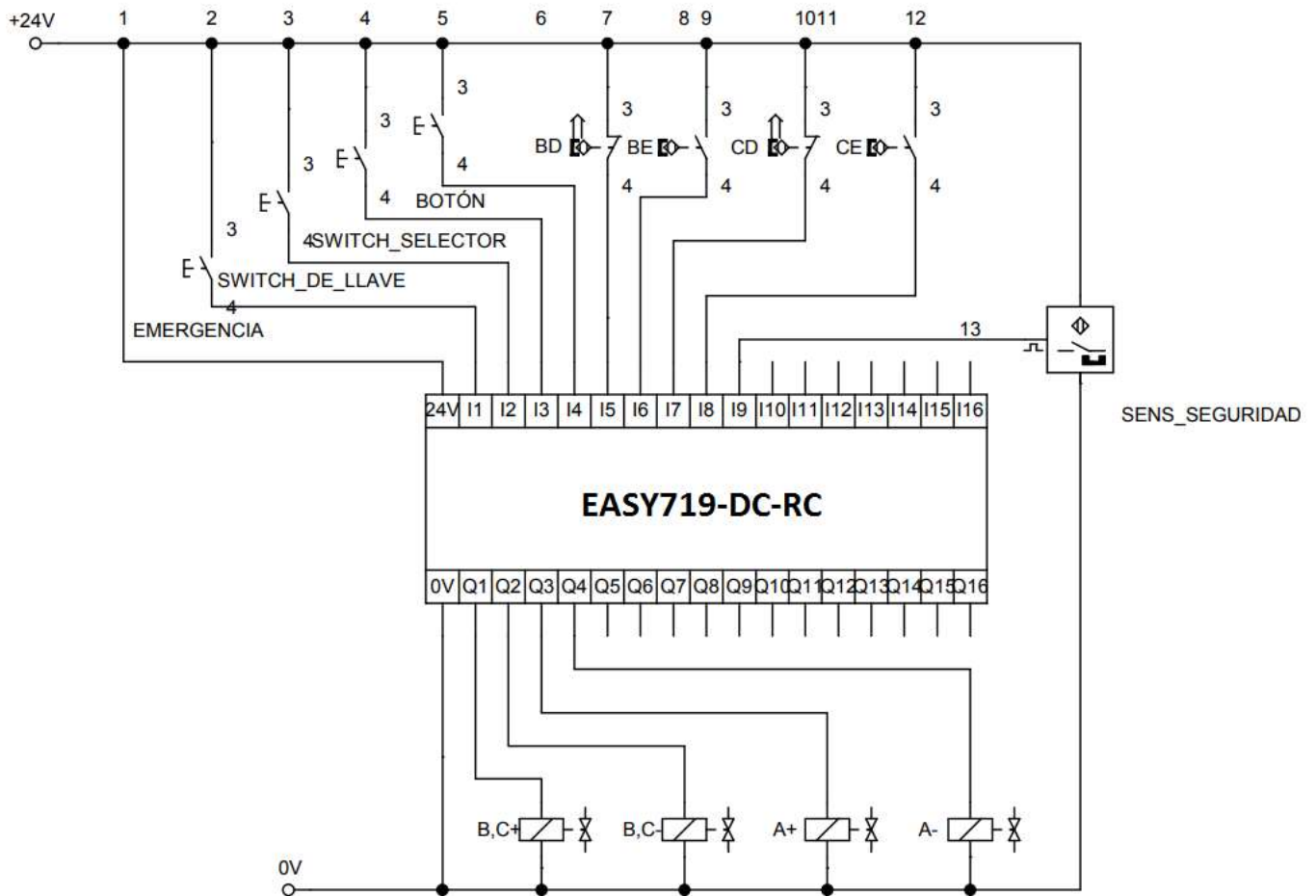
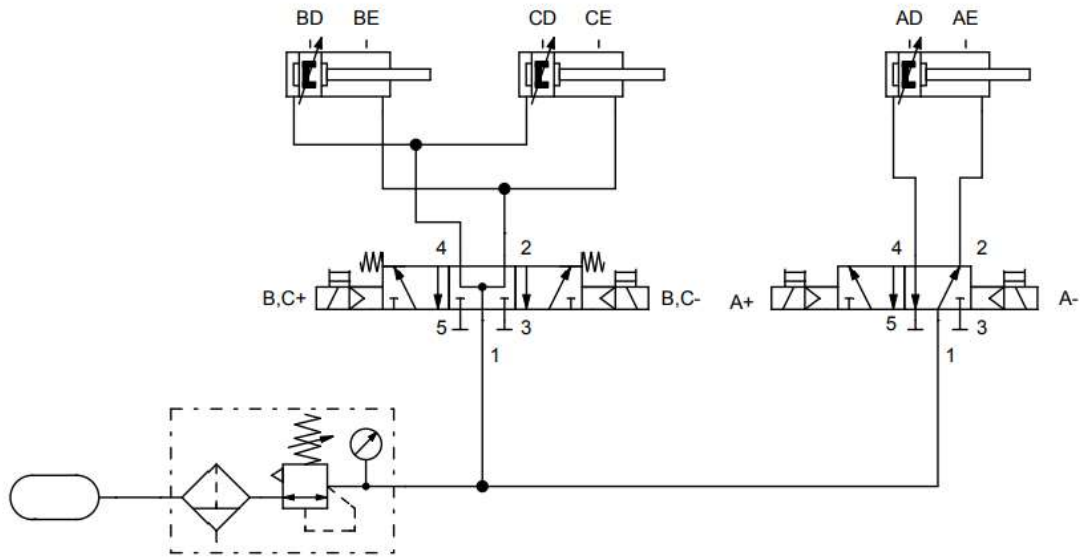


0.80 Laminado En todas las superficies salvo indicación particular



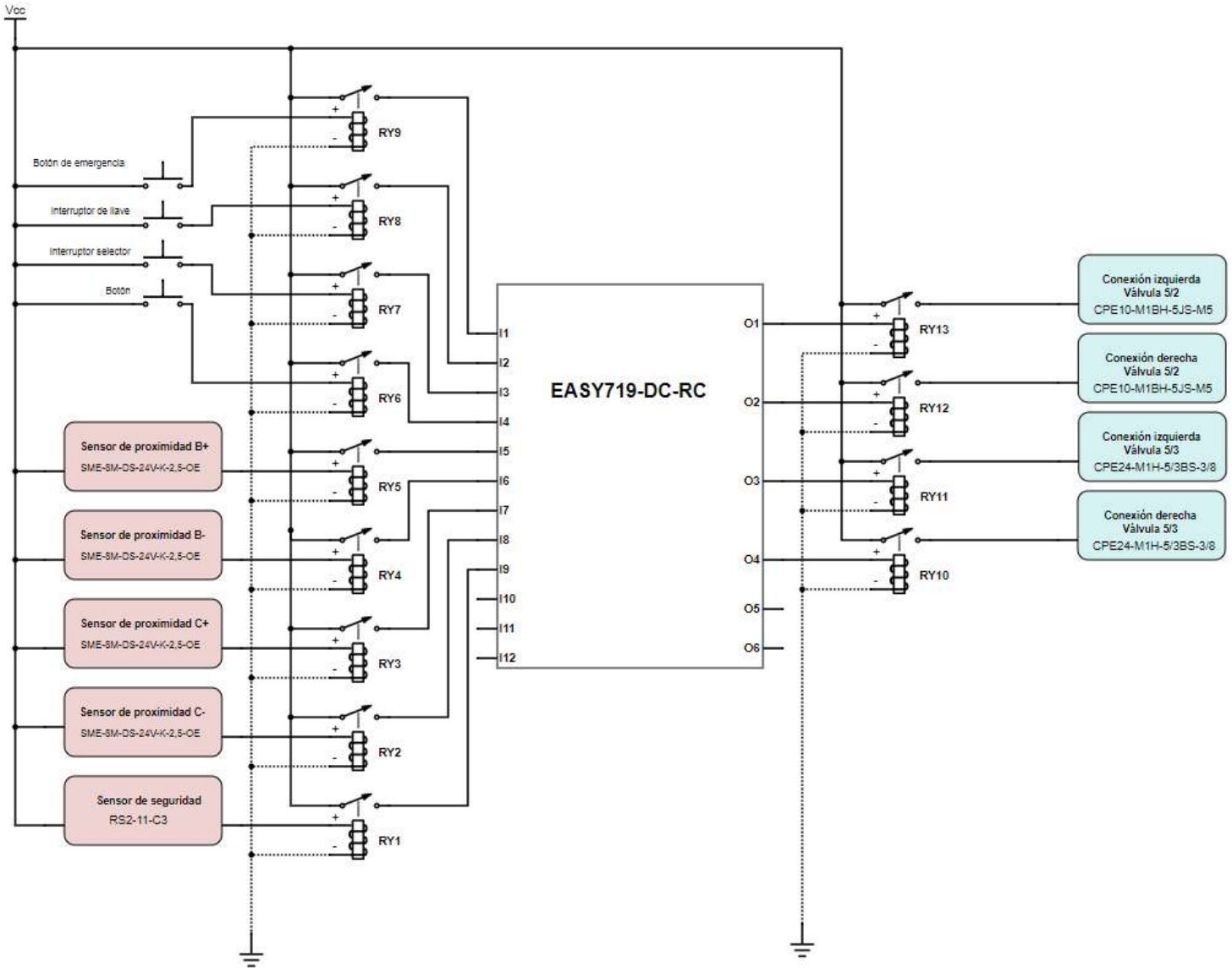
TEC Tecnológico de Costa Rica				EATON		ÁREA ACADÉMICA INGENIERÍA MECATRÓNICA		REVISIÓN: A	
DIBUJ. D. GONZALEZ VERIF. A. VENEGAS APROB. A. VENEGAS FABR.				FIRMA FIRMA FIRMA		FECHA 01/05/2018 01/05/2018 01/05/2018		ACABADO GENERAL: -- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				TOLERANCIAS: LINEAL: X ±0.25 .X ±0.1 .XX ±0.05 .XXX ±0.010 ANGULAR: ±0.1°		MATERIAL: Policarbonato		PROYECTO DE GRADUACIÓN: MÁQUINA DE DOBLADO DE BISAGRAS	
DENOMINACIÓN <h2 style="text-align: center;">Hoja Puerta</h2>				TRATAMIENTO TÉRMICO		DESIGNACIÓN: MDB.01.07.04		FORMATO A3	
PESO: 6192,07 gramos				ESCALA: 1 : 10		HOJA 7 DE 7			

Apéndice D. Plano Electroneumático



Apéndice E. Documentación de control

E.1. Diagrama de Control



E.2. Lógica de programación

